

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA HELIOTÉRMICA DE CALHAS PARABÓLICAS UTILIZANDO SAIS FUNDIDOS COMO FLUIDO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**Oliveira L.A.J.*, Passos J.C.**, Bazzo E.***

*Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, lauro.oliveira@labcet.ufsc.br e e.bazzo@ufsc.br

**Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia (LEPTEN), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, julio.passos@lepten.ufsc.br

<https://doi.org/10.34637/cies2020.1.2067>

RESUMO

O presente trabalho tem por foco a modelagem termodinâmica de uma planta heliotérmica de calhas parabólicas, com capacidade de 30 MWe, que utiliza sais fundidos como fluido de transferência de calor e armazenamento térmico. O modelo desenvolvido abarcou o funcionamento do campo solar, dos tanques de armazenamento direto e do bloco de potência. O desempenho da planta termosolar foi avaliado a partir da energia elétrica acumulada produzida, do fator de capacidade e da eficiência solar-elétrica mensal e anual. Os resultados obtidos mostram uma geração acumulada anual de 124 GWh, fator de capacidade anual de 47% e eficiência solar-elétrica anual de 20%. Os resultados foram também calculados através do software System Advisor Model (SAM) com diferenças inferiores a 2%, indicando a boa aderência dos resultados de simulação.

PALAVRAS-CHAVE: Heliotérmica, Calha parabólica, Sais fundidos, Eficiência energética.

ABSTRACT

The present work focuses on the thermodynamic modeling of a CSP plant of parabolic troughs, with a capacity of 30 MWe, which uses molten salts as heat transfer fluid and thermal storage. The model developed covered the operation of the solar field, the direct storage tanks and the power block. The performance of the thermosolar plant was evaluated based on the accumulated electric energy produced, the capacity factor and the monthly and annual solar-electric efficiency. The results obtained show an annual accumulated generation of about 124 GWh, annual capacity factor of 47% and annual solar-electric efficiency of 20%. The results were also calculated through the System Advisor Model (SAM) software with differences lower than 2%, thus indicating the proper compliance of the simulation results.

KEYWORDS: Solar thermal power, Parabolic trough, Molten salt, Energetic efficiency.

INTRODUÇÃO

Plantas termossolares, ou heliotérmicas, consistem, basicamente, de um bloco de potência e um campo solar que possibilitam a operação de ciclos termodinâmicos, em geral a vapor, nos quais a fonte de energia térmica a radiação solar. O campo solar é composto por grupos de coletores em série denominados laços. Os coletores, por sua vez, consistem em estruturas com dois elementos principais: superfícies refletoras que concentram a irradiância solar direta normal (DNI) e elementos absorvedores. Os elementos absorvedores capturam a radiação transformando-a em calor que, por sua vez, é transmitido para um fluido de transferência de calor (HTF) que passa em seu interior. Dentre os diferentes tipos de coletores, as calhas parabólicas se destacam por serem a tecnologia de concentração mais madura, de investimento mais rentável e com maior facilidade de se acoplar com outras fontes de energia, sendo assim amplamente utilizadas nos projetos heliotérmicos pelo mundo. As outras tecnologias heliotérmicas existentes são os coletores Fresnel linear, que junto com as calhas parabólicas são classificados como coletores de foco linear, a torre solar e os discos parabólicos, sendo estes últimos coletores do tipo foco pontual (Fuqiang et al., 2017).

Os coletores de calhas parabólicas normalmente utilizam óleo sintético como HTF. Este fluido, no entanto, apresenta notáveis desvantagens, como não suportar temperaturas superiores a 400°C, ter elevado custo e ser altamente tóxico. Em contrapartida, fluidos alternativos como a água, gases inertes ou sais fundidos despontam como substitutos ao óleo. As misturas de sais fundidos, em especial as de sais nítricos, apresentam como principais vantagens poder trabalhar a até 600°C, serem baratas, serem atóxicas e possuírem propriedades termofísicas favoráveis, possibilitando boa troca térmica e o seu uso como armazenador de energia. Contudo, os sais fundidos também apresentam temperaturas de solidificação altas que exigem esforços de controle para evitar que sua solidificação cause danos a componentes como trocadores de calor, bombas e tubulações (Moya, 2016).

Outro importante sistema que pode trazer grandes vantagens para plantas heliotérmicas, é o armazenamento de energia térmica (TES). Esse sistema permite armazenar energia térmica excedente absorvida pelo campo solar de maneira a ser utilizada posteriormente para, por exemplo, amortecer as intermitências da radiação durante o dia ou estender a geração de eletricidade para períodos noturnos. Dessa forma, o TES permite que a planta heliotérmica possa funcionar em um regime de geração de base além de possibilitar que plantas termossolares modulem sua geração para complementar as intermitências de outras fontes renováveis como a solar fotovoltaica e a eólica, altamente intermitentes (Pelay et al., 2017).

Para além de projetos-piloto, como o elaborado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) em Roque Gonzales (RS), anteriormente planejado para a cidade de Laguna (SC), não existem plantas termossolares de grande porte no Brasil. (Fernandes, 2019). Em contrapartida, existem diversos estudos que simulam e mensuram a performance de plantas termossolares de calha parabólica em território brasileiro. Em seu estudo, Sá (2013) focou no desenvolvimento de um modelo analítico de planta de calhas parabólicas com óleo sintético usando os softwares Engineering Equation Solver (EES) e MATLAB. Oliveira (2012) avaliou o desempenho de uma planta de calhas parabólicas em geração direta de vapor por meio de um modelo analítico resolvido no software Mathcad. Todavia, verificou-se uma lacuna na bibliografia a respeito da análise do desempenho de uma planta CSP de calhas parabólicas no Brasil com sais fundidos como HTF, em especial no que tange o desempenho anual.

Dessa maneira, levando em consideração o cenário apresentado, este trabalho apresenta a modelagem e simulação de uma planta termossolar de 30 MWe que utiliza simultaneamente sais nítricos fundidos como fluido de transferência de calor e fluido de armazenamento de energia térmica. A simulação foi realizada para uma localidade do semiárido nordestino do Brasil e permitiu avaliar o desempenho da planta a partir da obtenção de parâmetros como o total de energia produzida, o fator de capacidade e a eficiência solar-elétrica para períodos mensais e anual.

ESTRUTURA DE MODELAGEM

A planta heliotérmica proposta é composta por um campo solar de coletores de calhas parabólicas, um sistema de armazenamento direto de energia térmica em duplo tanque e um bloco de potência de ciclo a vapor subcrítico com reaquecimento e regeneração, conforme mostrado na Fig. 1. A planta é dimensionada com capacidade de 30 MWe.

Localização e Dados Meteorológicos

A planta heliotérmica localiza-se em Bom Jesus da Lapa no Estado da Bahia (latitude -13,27°; longitude -43,26°). Os dados meteorológicos de ano típico em resolução horária, contendo informações da radiação normal direta, da temperatura ambiente e da velocidade do vento foram extraídos do banco de dados EnergyPlus com auxílio do software SAM.

Campo Solar

O modelo de campo solar engloba os cálculos requeridos para a definição da temperatura e fluxo mássico dos sais fundidos que deixam o campo solar a partir de dados de entrada como a hora e o dia, localização da planta e condições

meteorológicas do momento. O campo solar é formado pelo agrupamento de laços que contém quatro coletores do tipo Eurotrough ET-150 cada e nos quais o tubo absorvedor utilizado é o HCEMS-11, da companhia italiana Archimede Solar Energy. A partir desse arranjo, considerou-se que o aquecimento dos sais fundidos em cada coletor ocorre de maneira linear com o comprimento. O fluido de transferência de calor adotado é a mistura eutética de sais nítricos Solar Salt, cuja composição é 60% de NaNO_3 e 40% de KNO_3 .

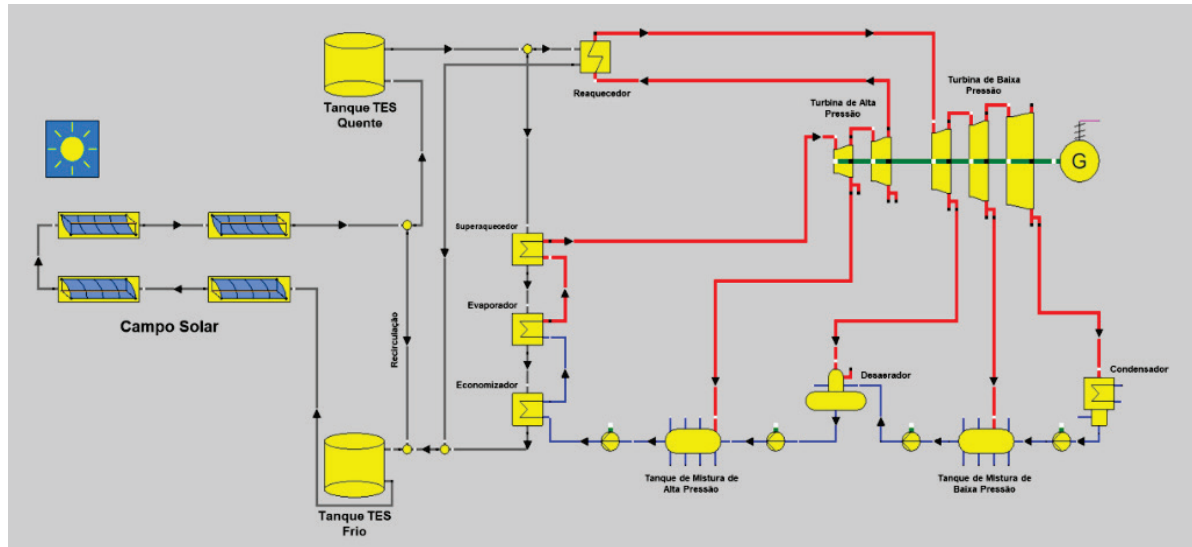


Fig. 1. Esquema da planta heliotérmica modelada

Rastreamento Solar. O rastreamento da posição do sol no céu por meio das equações solarimétricas (Duffie e Beckman, 2006) permitem posicionar os coletores de forma a maximizar a quantidade de radiação solar que é concentrada. Pode-se descrever o posicionamento relativo entre o sol e os coletores por meio do ângulo de incidência que por sua vez é uma função dos ângulos de declinação, horário e zênite solar. No presente estudo considerou-se que os coletores estão alinhados na direção Norte-Sul.

Eficiência Ótica. A eficiência ótica (η_{opt}) dos coletores de calha parabólica para diferentes ângulos de incidência, ou seja, para diferentes momentos do dia, é dada pela Eq. (1). Nela, $\eta_{opt,0^\circ}$ é a eficiência ótica de pico, η_{IAM} é o modificador de ângulo de incidência, η_{Shadow} é o fator de sombreamento mútuo, $\eta_{EndLoss}$ é o fator de perda de fim de linha e, finalmente, η_{Clean} é o fator de limpeza das superfícies refletoras dos coletores. O equacionamento utilizado para determinar o modificador de ângulo de incidência pode ser encontrado em (Eck et al., 2014) enquanto as fórmulas de cálculo dos fatores de sombreamento mútuo e perdas de fim de linha podem ser encontradas em (Wagner e Gilman, 2011).

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0^\circ} * \eta_{IAM} * \eta_{Shadow} * \eta_{EndLoss} * \eta_{Clean} \quad (1)$$

Calor Útil Absorvido. A energia útil entregue ao fluido de transferência de calor em um coletor é definida pela Eq. (2), na qual \dot{q}'_{abs} é o calor coletado no tubo absorvedor, \dot{q}'_{pc} é o calor perdido pelo tubo absorvedor para o ambiente e L_{col} é o comprimento do coletor. O calor absorvido é dado pela Eq. (3) na qual DNI é a radiação normal, η_{opt} é a eficiência ótica, L_{abr} é a abertura do coletor e θ é o ângulo de incidência. O calor perdido em cada coletor foi determinado a partir do método iterativo apresentado por (Wagner e Gilman, 2011). Neste método, leva-se em consideração uma descrição detalhada do elemento absorvedor no qual as transferências de calor ocorrem entre o fluido de transferência de calor, tubo absorvedor de aço que contém o HTF, o envelope de vidro que envolve o tubo e o ambiente.

$$\dot{q}'_{util} = (\dot{q}'_{abs} - \dot{q}'_{pc}) \cdot L_{col} \quad (2)$$

$$\dot{q}'_{abs} = \text{DNI} \cdot \eta_{opt} \cdot \cos(\theta) \cdot L_{abr} \quad (3)$$

O cálculo do calor perdido em cada coletor inicia-se pela estimativa das temperaturas nas superfícies internas e externas dos componentes do elemento absorvedor a partir da temperatura dos sais fundidos que entram no coletor. A partir dessa distribuição, calculam-se as resistências da troca térmica entre o fluido de transferência de calor e o ambiente com as quais é possível se obter o calor perdido com a Eq. (4). Em posse da perda de calor e das resistências térmicas, recalculam-se as temperaturas através da seção transversal do absorvedor, repetindo o processo até a convergência. Dentre as diferentes trocas térmicas que ocorrem no elemento absorvedor, o processo convectivo na cavidade entre tubo absorvedor e envelope de vidro foi desconsiderado dada a presença de vácuo nessa região.

$$\dot{q}'_{cp} = \frac{R_{env/sky} \cdot (T_{abs,e} - T_{amb}) + R_{env/amb} \cdot (T_{abs,e} - T_{sky})}{R_{abs/env} \cdot R_{env/amb} + R_{env/env} \cdot R_{env/amb} + R_{abs/env} \cdot R_{env/sky} + R_{env/env} \cdot R_{env/sky} + R_{env/amb} \cdot R_{env/sky}} \quad (4)$$

Na Equação (4), $T_{abs,e}$ é a temperatura na superfície externa do tubo absorvedor, T_{amb} é a temperatura ambiente e T_{sky} é a temperatura do céu. De acordo com Forristall (2003), o céu pode ser tratado como um corpo negro cuja temperatura é 8 K menor que a temperatura ambiente. Ademais, $R_{abs/env}$ representa a resistência térmica de radiação entre tubo absorvedor e envelope de vidro, $R_{env/env}$ representa a resistência de condução através do envelope de vidro, $R_{env/amb}$ representa a resistência de convecção entre a face externa do envelope e o ambiente e $R_{env/amb}$ representa a resistência de radiação entre a face externa do envelope e o ambiente como corpo negro.

Balanco de Energia Nodal. Para se obter a temperatura com a qual os sais fundidos deixam o laço de coletores é necessário resolver os balanços de massa e energia sucessivamente para cada coletor do laço. Para tanto, utilizou-se, de forma simplificada, da abordagem nodal proposta por (Wagner e Gilman 2011). Essas simplificações consistem em desconsiderar a inercia térmica das tubulações de distribuição e coleta de sais fundidos e seus efeitos transientes. O balanço de massa e energia são feitos para o volume de controle que engloba o interior do tubo absorvedor de um coletor. Ele leva em consideração os fluxos de calor que entram e deixam o elemento absorvedor com a passagem do fluido de transferência de calor, o calor útil absorvido pelo elemento absorvedor (positivo quando há ganho líquido e negativo quando há perda líquida) e energia interna do fluido contido dentro do elemento absorvedor. Esse balanço resulta em uma equação diferencial linear cuja solução genérica para a temperatura de saída é dada pela Eq. (5). Essa solução leva em conta que a temperatura média do coletor é igual à média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída do HTF.

$$T_{col,s} = 2 \cdot \left[\frac{\dot{q}_{util}}{2 \cdot \dot{m}_{HTF} \cdot c_{HTF}} + \left(\bar{T}_{col,passado} - \frac{\dot{q}_{util}}{2 \cdot \dot{m}_{HTF} \cdot c_{HTF}} - T_{col,e} \right) \cdot \exp \left(- \frac{2 \cdot \dot{m}_{HTF} \cdot c_{HTF} \cdot \Delta t}{m_{HTF} \cdot c_{HTF}} \right) \right] - T_{col,e} \quad (5)$$

Na Equação (5), $T_{col,s}$ é a temperatura que o HTF deixa o coletor, $T_{col,e}$ é a temperatura com que o HTF entra no coletor, \dot{m}_{HTF} é o fluxo mássico de HTF passando pelo coletor, m_{HTF} é a massa de sais fundidos contida dentro do elemento absorvedor para a temperatura média do coletor, c_{HTF} é o calor específico do HTF, também na temperatura média do coletor, e Δt é o intervalo de tempo, que neste trabalho foi de uma hora.

Ajuste do Fluxo Mássico de HTF. No início de cada período de tempo, o campo solar realiza a primeira iteração de cálculos térmicos utilizando um valor estimado de fluxo mássico determinado com base no nível de radiação disponível. Para níveis de irradiância inferiores a 100 W/m^2 , o fluxo mássico estimado assume o valor do fluxo mínimo permitido no campo solar. Já para radiações superiores a 100 W/m^2 , o fluxo estimado é descrito pela Eq. (6), determinada a partir de regressão linear utilizando os valores de vazão mássica mínima e máxima permitidas no campo solar como base.

$$\dot{m}_{guess} = 0,0068 \cdot \left(\text{DNI} \cdot \eta_{opt} \cdot \cos(\theta) \right) - 0,036 \quad (6)$$

Com a primeira estimativa de fluxo mássico, é possível se calcular uma estimativa da temperatura com que os sais fundidos deixam o laço de coletores. Esse valor é então ajustado via Eq. (7) e utilizado para recalculer a temperatura de saída do HTF. Esses ajustes são feitos sucessivamente até a estabilização e convergência da temperatura e fluxo mássico com o objetivo de maximizar a temperatura de saída do laço. Dentro do sistema de ajuste, limitações são feitas de maneira que a temperatura de saída não seja superior a $550 \text{ }^\circ\text{C}$. Além disso, caso o fluxo mássico da iteração anterior tenha sido igual ao mínimo permitido, os valores iniciais da iteração presente são corrigidos para o mínimo. Isso também ocorre quando o valor máximo de vazão é utilizado na iteração anterior.

$$\dot{m}_{\text{HTF}} = \frac{\dot{q}_{\text{útil, laço}}}{c_{\text{HTF}} \cdot (T_{\text{CS,s,nom}} - T_{\text{CS,e}})} \quad (7)$$

Propriedades Termofísicas do Solar Salt e do Ar. As equações que descrevem as propriedades termofísicas do Solar Salt e do ar como função da temperatura podem ser encontradas em (Ferri et al. 2008) e (Zografos et al. 1987), respectivamente.

Sistema de Armazenamento de Energia Térmica

O TES possui dois tanques, um com fluido frio e outro com fluido quente. Os tanques considerados neste estudo são reservatórios térmicos cujo fluido em seu interior é homogêneo, ou seja, sem estratificação. Os modelos dos tanques contam com os balanços de massa e energia que levam em conta a perda de calor pelas paredes do tanque e a manutenção da temperatura do tanque acima de níveis estabelecidos. Esses balanços são utilizados para a determinação da quantidade e da temperatura dos sais fundidos em cada tanque ao final do intervalo de tempo.

Balanço de Massa nos Tanques de Armazenamento. Cada tanque de armazenamento é tratado como um volume de controle independente. O volume de controle do tanque quente conta com a entrada do fluxo mássico de sais fundidos vindo do campo solar, com o fluxo mássico de saída de sais fundidos que vão para os trocadores de calor do bloco de potência e a massa de sais armazenados. Por outro lado, o volume de controle do tanque frio conta com a entrada do fluxo mássico de sais fundidos vindo do campo solar, por recirculação, e do bloco de potência, com o fluxo mássico de saída de sais que vão para o campo solar e a massa de sais armazenados. Dessa forma, o balanço de massa dos tanques pode ser representado pela Eq. (8). Os parâmetros \dot{m} e m representam fluxo mássico e massa contida no volume de controle enquanto os identificadores Tk , e , s , t e $t + \Delta t$ referem-se ao tanque em que se está realizando o balanço, fluxo de entrada, fluxo de saída, início do período de tempo considerado e final do período de tempo considerado.

$$\dot{m}_{\text{Tk,e,t}} - \dot{m}_{\text{Tk,s,t}} = \frac{m_{\text{Tk,t}+\Delta t} - m_{\text{Tk,t}}}{\Delta t} \quad (8)$$

Balanço de Energia nos Tanques de Armazenamento. Para os mesmos volumes de controles descritos anteriormente, os balanços de energia dos tanques de armazenamento podem ser descritos pela Eq. (9). Nesta equação, \dot{q} representa uma taxa de calor e Q representa a energia térmica contida no volume de controle. Além disso, os identificadores pc e PAS referem-se ao calor perdido e à proteção antisolidificação, respectivamente. A temperatura de referência (T_{ref}) utilizada foi 25 °C.

$$\dot{q}_{\text{Tk,e,t}} - \dot{q}_{\text{Tk,s,t}} - \dot{q}_{\text{Tk,pc}} + \dot{q}_{\text{Tk,PAS}} = \frac{[m_{\text{Tk,t}+\Delta t} \cdot c_{\text{HTF,@T}_{\text{Tk,t}+\Delta t}} \cdot (T_{\text{Tk,t}+\Delta t} - T_{\text{ref}})] - Q_{\text{Tk,t}}}{\Delta t} \quad (9)$$

$$\dot{q}_{\text{Tk,e,t}} = \dot{m}_{\text{Tk,e,t}} \cdot c_{\text{HTF@T}_{\text{Tk,e,t}}} \cdot (T_{\text{Tk,e,t}} - T_{\text{ref}}) \quad (10)$$

$$\dot{q}_{\text{Tk,s,t}} = \dot{m}_{\text{Tk,s,t}} \cdot c_{\text{HTF@T}_{\text{Tk,s,t}}} \cdot (T_{\text{Tk,s,t}} - T_{\text{ref}}) \quad (11)$$

$$Q_{\text{Tk,t}} = m_{\text{Tk,t}} \cdot c_{\text{HTF@T}_{\text{Tk,t}}} \cdot (T_{\text{Tk,t}} - T_{\text{ref}}) \quad (12)$$

Perdas Térmicas nos Tanques de Armazenamento Térmico. A perda de calor em cada tanque de armazenamento de energia térmica pode ser calculada por meio da Eq. (13). Nessa equação A_{Tk} é a área superficial pela qual o tanque perde calor.

$$\dot{q}_{\text{Tk,pc}} = 1000 \cdot (0,00017 \cdot T_{\text{Tk,t}} + 0,012) \cdot A_{\text{Tk}} \quad (13)$$

Bloco de Potência

A topologia adotada para o bloco de potência deste trabalho é o desenho simplificado da planta SEGS VI como proposto por (Sá 2013). O modelo do bloco de potência foi construído levando-se em consideração pressupostos

simplificativos como o bloco de potência funcionar somente em regime nominal, e para todos os instantes de tempo em que houver energia térmica suficiente no tanque quente para supri-lo por todo o período, e os trocadores de calor funcionarem com fluxo constante de calor. Esses pressupostos resultam no bloco de potência possuir eficiência e geração elétrica constantes. Além disso, o modelo também assume que os trocadores de calor possuem coeficientes de transferência de calor globais constantes e que a temperatura dos sais fundidos que deixam o bloco de potência, e vão para o tanque frio, é fixa em 278 °C.

A partir da estrutura de suposições proposta, é possível determinar o fluxo mássico que o tanque quente, a uma dada temperatura, deve fornecer sais fundidos ao bloco de potência de maneira a igualar o fluxo de energia requerido pelo bloco de potência. A Equação (14) foi então obtida segundo a regressão linear de temperaturas entre 520 °C e 550 °C, com incrementos de 2 graus Célsius, e as vazões mássicas resultantes. Esta relação pode então ser utilizada para resolver os balanços de massa e energia do tanque quente.

$$\dot{m}_{TQ, s, t} = (-0,921 \cdot T_{TQ, t + \Delta t}) + 725,19 \quad (14)$$

Parâmetros Característicos da Planta Heliotérmica Modelada

Os parâmetros característicos da planta heliotérmica utilizados neste estudo podem ser encontrados na Tabela 1.

Tabela 1. Parâmetros característicos da planta heliotérmica modelada

Parâmetro	Valor	Unidade
Múltiplo solar (MS)	2	-
Número de laços ($N_{\text{laços}}$)	80	-
Distância entre coletores em uma linha ($D_{//, \text{col}}$)	11	m
Distância entre linhas de coletores ($D_{//, \text{linha}}$)	18	m
Eficiência ótica de pico ($\eta_{\text{opt}, 0^\circ}$)	0,78	-
Fator de limpeza (η_{Clean})	0,96	-
Temperatura mínima para o HTF ($T_{\text{HTF}, \text{min}}$)	265	°C
Fluxo mássico máximo e mínimo por laço ($\dot{m}_{\text{CS}, \text{max}}/\dot{m}_{\text{CS}, \text{min}}$)	8,04/0,71	kg/s
Tempo de armazenamento (Δt_{TES})	15	h
Capacidade de armazenamento de energia térmica (E_{TES})	1357,10	MWh
Massa de sais fundidos armazenada (m_{TES})	1.254.600	kg
Altura dos tanques de armazenamento (H_{Tk})	14	m
Diâmetros dos tanques quente e frio ($D_{\text{TQ}}/D_{\text{TF}}$)	26,86/25,62	m
Área de superfície dos tanques quente e frio ($A_{\text{TQ}}/A_{\text{TF}}$)	2314,10/2158,10	m
Temperatura nominal dos tanques quente e frio ($T_{\text{TQ}, \text{nom}}/T_{\text{TF}, \text{nom}}$)	550/280	°C
Temperatura mínima dos tanques quente e frio ($T_{\text{TQ}, \text{min}}/T_{\text{TF}, \text{min}}$)	520/265	°C
Eficiência térmica do bloco de potência (η_{BP})	0,39	-
Eficiência das turbinas de alta e baixa pressão ($\eta_{\text{Turb}, \text{A}}/\eta_{\text{Turb}, \text{B}}$)	0,85/0,88	-
Eficiência das bombas de água (η_{pump})	0,69	-
Coefficiente de transferência de calor global – Superaquecedor (UA_{sup})	124,18	kW/°C
Coefficiente global de transferência de calor – Evaporador (UA_{eva})	475,20	kW/°C
Coefficiente global de transferência de calor – Economizador (UA_{eco})	330,70	kW/°C
Coefficiente global de transferência de calor – Reaquecedor (UA_{rea})	59,40	kW/°C
Coefficiente global de transferência de calor – Condensador (UA_{cond})	3613,70	kW/°C

ESTRATÉGIA DE OPERAÇÃO

A estratégia de operação da planta heliotérmica modelada abrange as interações entre o campo solar e os tanques de armazenamento térmico, bem como entre os tanques de armazenamento térmico e o bloco de potência. Devido à alta temperatura de solidificação dos sais fundidos, a estratégia de operação inicia-se considerando que sempre há HTF circulando pelo campo solar. Na planta, os sais fundidos são sempre mantidos entre 260 °C e 550 °C a partir do controle de vazão mássica e sistema antisolidação. O sal fundido que sai do campo solar vai para o tanque quente caso se encontre com temperatura superior a 520 °C, caso contrário ele é recirculado para o tanque quente. Outro caso em que o fluxo de HTF retorna ao tanque frio após passar pelo campo solar é quando se detecta que o tanque frio está abaixo do nível mínimo de 5% do volume do tanque ao final de período tempo. Como o volume mínimo do tanque frio somente é atingido em períodos de alta radiação solar, o HTF, nesse momento, retorna ao tanque frio com temperaturas próximas a 550 °C o que levava a inconsistências na resolução dos balanços de massa e energia do tanque dada à baixa viscosidade atingida pelo fluido. Desse modo, considerou-se que, caso seja necessário realizar

recirculação por causa dos níveis baixos do tanque frio, o fluido recirculado retorna ao tanque com temperatura de 300 °C.

Como mencionado anteriormente o bloco de potência funciona em regime nominal em todos os instantes em que há energia suficiente disponível. Não há programação do horário de geração e, portanto, a planta produz eletricidade sempre que possível. No entanto, no início da simulação, o bloco de potência somente começa a funcionar quando o volume de sais fundidos no tanque quente ultrapassa 10%. Outras condições iniciais da simulação são o tanque quente iniciar com 5% de seu volume com HTF a 540 °C e o tanque frio iniciar com o restante da massa de sal fundido a uma temperatura de 280 °C.

Controle de Temperatura do Campo Solar e dos Tanques de Armazenamento

Durante períodos noturnos ou de baixa radiação solar, caso a temperatura dos sais fundidos passando por um coletor se tornar menor que a temperatura mínima estipulada, considera-se que energia térmica é fornecida ao HTF fazendo-o deixar o coletor com a temperatura mínima. Essa energia antisolidificação é calculada a partir da diferença entre a temperatura mínima e a temperatura média do coletor.

Como no campo solar, a queda excessiva da temperatura do HTF no tanque de armazenamento de energia térmica deve ser controlada. Para tanto, toda vez que durante os cálculos as temperaturas dos tanques caem abaixo dos níveis mínimos estabelecidos, considera-se que a temperatura mínima é mantida ao custo do fornecimento externo de calor. Essa energia suplementar é calculada com base na temperatura do HTF no tanque no início do período de tempo.

RESULTADOS

Performance Mensal e Anual

A análise da performance da planta heliotérmica se deu através dos seguintes parâmetros: geração líquida de eletricidade, fator de capacidade e eficiência solar-elétrica. Dentre estes parâmetros, o fator de capacidade mostra o percentual de energia elétrica que foi gerada frente à máxima geração possível em um período de tempo enquanto a eficiência solar-elétrica descreve quanto da energia solar incidente sobre o campo solar é convertida em energia elétrica. O desempenho mensal da planta encontra-se na Tabela 2 ao passo que o desempenho anual pode ser visto na Tabela 3.

Tabela 2. Performance mensal

Mês	Geração elétrica líquida [GWh]	Fator de capacidade [%]	Eficiência solar-elétrica [%]
Janeiro	9,75	44	20,79
Fevereiro	9,51	47	22,13
Março	11,34	51	21,73
Abril	9,96	46	19,23
Mai	8,85	39	16,85
Junho	8,61	39	15,18
Julho	9,66	43	15,84
Agosto	12,21	54	18,35
Setembro	13,53	63	21,20
Outubro	12,00	54	22,24
Novembro	8,07	37	21,21
Dezembro	9,90	44	20,87

Tabela 3. Performance Anual

Parâmetro	Valor	Unidade
Energia radiativa disponível acumulada	634,78	GWh
Geração de energia térmica acumulada	376,63	GWh
Geração de energia elétrica acumulada	123,39	GWh
Eficiência térmica do campo solar	0,59	-
Fator de capacidade	0,47	-
Eficiência solar-elétrica	0,19	-

A distribuição dos valores encontrados mostra, primeiro, a influência da translação terrestre com mais radiação solar disponível nos meses de verão e menos nos meses de inverno. Outro efeito sazonal que influencia a disponibilidade de recursos solares no semiárido do nordeste brasileiro é a dinâmica de chuvas. Nesta região do Brasil, o começo e final de ano são marcados por chuvas, e portanto, pela alta presença de nebulosidade, o que faz com que a radiação disponível nesse período seja menor e muito mais variável. Alternativamente, no meio do ano estabelece-se o período seco, sem chuvas e com dias com céu claro.

Análise Comparativa de Modelos

O modelo desenvolvido para a planta heliotérmica proposta e simulado para a cidade de Bom Jesus da Lapa pode ser comparado com os resultados obtidos em simulação de um modelo análogo implementado no software System Model Advisor (SAM). Neste segundo modelo, utilizou-se campo solar composto de coletores Eurotrough ET-150 com elementos absorvedores Schott PTR70, armazenamento com 15 horas de capacidade e bloco de potência com turbinas SEGS 30 MWe. Os resultados obtidos no SAM foram uma geração líquida de energia elétrica de 121,49 GWh e um fator de capacidade anual de 0,46. Os resultados do SAM divergem daqueles obtidos pelo modelo desenvolvidos neste trabalho em 1,54% sendo o principal motivo para esta diferença o fato de o modelo do SAM levar em conta perdas parasitas, como o consumo elétrico das bombas presentes na planta.

COMENTÁRIOS FINAIS

O presente trabalho se propôs a analisar o desempenho de uma planta heliotérmica, que utiliza sais fundidos tanto como fluido de transferência de calor quanto como fluido de armazenamento de energia térmica, a partir da modelagem dos diferentes sistemas que compõem a planta e da simulação para a cidade de Bom Jesus da Lapa com parâmetros como múltiplo solar igual a 2 e capacidade de armazenamento de 15 horas. Os resultados obtidos nessa simulação indicam a forte relação entre a geração elétrica e o regime de chuvas da região. Os resultados deste modelo também foram comparados com aqueles encontrados a partir da simulação desenvolvida no software SAM, cujos modelos são validados experimentalmente, considerando os parâmetros de projeto utilizados neste estudo. A pequena diferença entre os resultados das duas simulações sugere que o modelo analítico desenvolvido tem excelente aderência e que as simplificações adotadas não afetam de maneira significativa o desempenho preditivo do modelo de forma que tal modelo resulta em uma boa ferramenta para a avaliação do desempenho da topologia apresentada.

AGRADECIMIENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001 / Programa CAPES/NUFFIC

REFERÊNCIAS

- Duffie, J. A.; Beckman, W. A. (2006): Solar engineering of thermal processes. 3rd ed. Hoboken, N.J.: Wiley.
- Eck, M.; Hirsch, T.; Feldhoff, J. F.; Kretschmann, D.; Dersch, J.; Morales, A. Gavilan et al. (2014): Guidelines for CSP Yield Analysis – Optical Losses of Line Focusing Systems; Definitions, Sensitivity Analysis and Modeling Approaches. Em: *Energy Procedia* 49, pág. 1318–1327. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.03.141.
- Fernandes, M. B. (2019): Estudo da Tecnologia de Concentrador Solar Modelagem e Simulação de uma Planta Piloto Termossolar do Tipo Cilindro-Parabólico. Monografia. Universidade Federal de Santa Catarina, Araranguá.
- Ferri, R.; Cammi, A.; Mazzei, D. (2008): Molten salt mixture properties in RELAP5 code for thermodynamic solar applications. Em: *International Journal of Thermal Sciences* 47 (12), pág. 1676–1687. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.01.007.
- Forristall, R. (2003): Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. National Renewable Energy Laboratory (NREL) (National Renewable Energy Lab., Golden, CO. (US), NREL/TP-550-34169).
- Fuqiang, Wang; Ziming, Cheng; Jianyu, Tan; Yuan, Yuan; Yong, Shuai; Linhua, Liu (2017): Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review. Em: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79, pág. 1314–1328. DOI: 10.1016/j.rser.2017.05.174.
- Moya, E. Z. (2016): Innovative working fluids for parabolic trough collectors. Em: *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. Cambridge: Elsevier Science & Technology (Woodhead Publishing series in energy), pág. 75–106.

Oliveira, C. A. A. (2012): Modelagem Analítica de uma Planta Termossolar com Geração Direta de Vapor em Coletores Cilindro Parabólico. Tese. Universidade Federal de Pernambuco, Recife.

Pelay, U.; Luo, L.; Fan, Y.; Stitou, D.; Rood, M. (2017): Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants. Em: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79, pág. 82–100. DOI: 10.1016/j.rser.2017.03.139.

Sá, A. B. (2013): Procedimento para Modelagem de uma Planta Termossolar Utilizando a Tecnologia de Coletores Cilindro Parabólico. Dissertação. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

Wagner, M. J.; Gilman, P. (2011): Technical Manual for the SAM Physical Trough Model. National Renewable Energy Laboratory (NREL).

Zografos, Antonios I.; Martin, William A.; Sunderland, J. Edward (1987): Equations of properties as a function of temperature for seven fluids. Em: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 61 (2), pág. 177–187. DOI: 10.1016/0045-7825(87)90003-X