

# Modelagem Dinâmica e Controle de Sistemas de Geração de Vapor Baseado em Energia Solar Térmica para Recuperação de Campos de Petróleo <sup>\*</sup>

Letícia C. Favero <sup>\*</sup> Vinícius G. Rigon <sup>\*</sup> Gustavo A. de Andrade <sup>\*</sup>

<sup>\*</sup> Departamento de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, SC, (e-mails: leticiacapis@gmail.com; vinicius.rigon@grad.ufsc.br; gustavo.artur@ufsc.br).

---

**Abstract:** In this paper, the control problem of solar thermal recovery plants applied in petroleum fields is studied. In these systems, we aim to maximize the solar energy captured in the collector field and the steam production in order to meet the demand of the injection wells. The proposed control system considers these objectives through a decentralized approach: (i) a PI controller with anticipatory action is used to control the temperature of the heat transfer fluid in the solar field; and (ii) two PID controllers are used to control the liquid level and outlet steam pressure of the steam generator. Simulation results with real data of solar irradiation and ambient temperature are presented to illustrate the efficiency of the proposed strategy.

**Resumo:** Neste artigo, estuda-se o problema de controle de plantas de recuperação térmica solar aplicadas em campos de petróleo. Nestes sistemas, deve-se maximizar a energia solar capturada no campo de coletores e a produção de vapor para atender a demanda dos poços injetores. O sistema de controle proposto neste trabalho considera estes objetivos através de uma abordagem descentralizada: (i) um controlador PI com ação antecipativa é utilizado para controlar a temperatura do fluido de transferência térmica no campo solar; e (ii) dois controladores PIDs são utilizados para controlar o nível de líquido e pressão de vapor na saída do gerador de vapor. Resultados de simulação com dados reais de irradiação solar e temperatura ambiente são apresentados para ilustrar a eficiência da estratégia proposta.

**Keywords:** Solar Energy; Solar Thermal Power Plants; Thermal Recovery; PID Control.

**Palavras-chaves:** Energia Solar; Plantas Solares Térmicas; Métodos de Recuperação Térmica; Controle PID;

---

## 1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a integração de geradores de vapor solar em sistemas de recuperação de petróleo vem recebendo atenção da indústria petrolífera devido à redução dos custos das tecnologias solares e a flutuação do preço do vapor gerado com gás natural. Recentes estudos demonstraram que é possível substituir uma fração substancial do calor para recuperação térmica (Hou et al., 2021), atualmente obtida pela queima de gás natural, com energia solar concentrada. Esta alternativa também pode proporcionar enormes economias monetárias com investimentos de cobertura contra possíveis regulamentações de impostos sobre o carbono, além de ser uma forma ambientalmente amigável e sustentável de explorar reservas de óleo pesado (Halabi et al., 2015).

Um dos primeiros protótipos de plantas de recuperação térmica solar construído foi o Projeto Solar 21Z, comis-

sionado pela GlassPoint Solar em parceria com a Berry Petroleum. Este sistema está em operação desde 2010 na Califórnia, EUA, e é capaz de gerar 1 milhão de Btus de calor solar por hora utilizando um campo de coletores cilindro-parabólicos com área total de 1 acre. Outra planta piloto, comissionada pela GlassPoint Solar e a Petroleum Development Oman (PDO), está operando em Amal, Oman, desde 2012. Esta planta também utiliza a tecnologia de coletores cilindro-parabólicos, mas é 27 vezes maior que a instalação do Projeto Solar 21Z. Sua capacidade de geração média diária é de 50 toneladas de vapor, que equivale a cerca de 20% do vapor necessário nas operações de recuperação dos campos da PDO. Recentemente, o projeto Belridge Solar, articulado entre a GlassPoint Solar e Aera Energy, foi anunciado com o objetivo de produzir 12 milhões de barris de vapor por ano através de um gerador de vapor solar de 850 MW. Estima-se que com esta potência será possível reduzir 376.000 toneladas de carbono produzido pelo campo de petróleo por ano. A planta está sendo construída na Califórnia, EUA, e será a maior instalação de recuperação térmica baseada em energia solar quando finalizada.

<sup>\*</sup> O presente trabalho foi realizado com apoio financeiro da Petrobras e do Programa de Recursos Humanos da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – PRH-ANP, suportado com recursos provenientes do investimento de empresas petrolíferas qualificadas na Cláusula de P, D&I da Resolução ANP n° 50/2015.

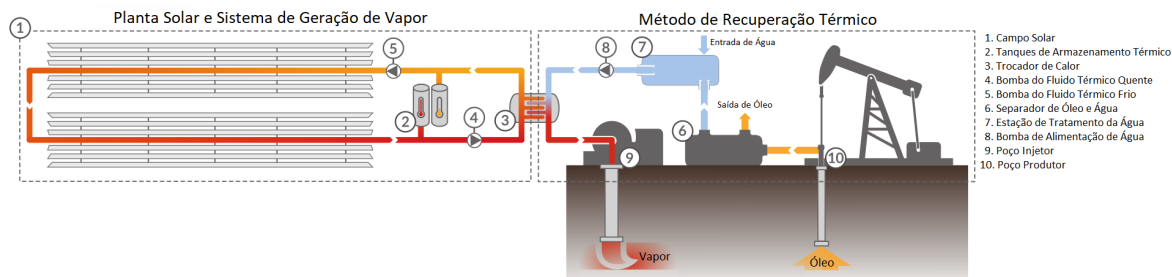


Figura 1. Diagrama esquemático do sistema recuperação solar térmica considerado neste trabalho.

Apesar das vantagens da energia solar térmica na recuperação de óleo pesado, essa tecnologia ainda possui diversos desafios do ponto de vista de controle. Em particular, diversas variáveis devem ser controladas em seu ponto de operação ótimo para que os custos associados ao vapor produzido sejam competitivos com o vapor gerado a partir de gás natural. Mas por se tratar de um processo relativamente novo, ainda não existem resultados na literatura que investigam este problema de maneira sistemática. Entretanto, o controle de temperatura de plantas solares térmicas, estudado abundantemente na literatura, pode ser considerado conexo com as plantas de recuperação solar térmica, já que a temperatura do coletor também deve ser regulada nestas plantas. As metodologias desenvolvidas vão desde controladores lineares (Cirre et al., 2007), controladores preditivos baseados em modelo (Andrade et al., 2013) ou controle adaptativo (Lemos et al., 2014). Outros autores, tais como Sioshansi and Denholm (2010), Madaeni et al. (2011) e Biazetto et al. (2021), focaram em estratégias de controle para otimizar o armazenamento/despacho da energia térmica de plantas solares, que também é essencial na recuperação térmica. Usando tais estratégias, os autores mostraram que o custo da energia elétrica produzida pela planta pode decrescer ainda mais.

Motivados pela escassez de trabalhos relacionados com modelagem e controle de sistemas de recuperação térmica solar, propõem-se neste trabalho um modelo matemático fenomenológico e um sistema de controle para plantas solares térmicas baseadas na tecnologia Fresnel acopladas com reservatórios de petróleo. Os controladores utilizados são do tipo PID com ação antecipativa e controlam as principais variáveis do processo, tais como, temperatura de saída do campo solar e nível de líquido e pressão de saída do gerador de vapor. Os modos de operação da planta também são ajustados de acordo com a disponibilidade da irradiação solar e temperatura do fluido de transferência térmica (FTT), e uma lógica é proposta para despachar/armazenar a energia térmica dos tanques de acordo com o nível dos tanques. Além disso, foi considerado que há uma fonte de combustível fóssil auxiliar para prover vapor para a planta nos intervalos de tempo em que a irradiação solar não é suficiente para manter a vazão de vapor constante. Resultados de simulação considerando dados reais de irradiação solar e temperatura ambiente são apresentados para ilustrar o desempenho do sistema.

Este artigo está dividido em seções. Na Seção 2, apresenta-se a descrição da planta juntamente com seus modos de operação; os modelos matemáticos encontram-se na Seção 3. O problema e o sistema de controle são descritos nas

Seções 4 e 5, respectivamente. Enquanto, na Seção 6, os resultados de simulação são apresentados e, por fim, as conclusões encontram-se na Seção 7.

## 2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

Um diagrama esquemático da planta de recuperação solar térmica considerado neste trabalho é apresentado na Figura 1. Basicamente, a planta consiste de um campo de coletores solares, tanques de armazenamento térmico, um gerador de vapor, um poço injetor e um poço produtor. Esses subsistemas são conectados através de tubulações e bombas centrífugas que direcionam o fluido. As descrições detalhadas de cada um destes subsistemas são apresentadas nas próximas subseções.

### 2.1 Campo de coletores solar

O campo de coletores solar é a principal fonte de energia para aumentar a temperatura do FTT para cobrir a demanda de calor do gerador de vapor. Em coletores baseados na tecnologia Fresnel, a conversão da energia radiante em energia térmica ocorre através da reflexão dos raios solares pelos espelhos no tubo absorvedor, na qual circula o FTT. Neste trabalho, o FTT é uma mistura ternária anidra composta por  $Ca(NO_3)_2$ ,  $KNO_3$  e  $NaNO_3$ , genericamente chamado de sal fundido. Um diagrama esquemático da topologia do campo solar é apresentado na Figura 2.

Esse subsistema possui diversas restrições que devem ser levadas em consideração durante sua operação. Conforme apresentado em Biazetto et al. (2021), essas restrições podem ser representadas por diferentes modos de operação definidos através da válvula localizada na saída do campo, e nos valores da irradiação solar e temperatura do FTT:

- **Partida:** O FTT recircula entre o sistema de armazenamento de energia térmica (AET) fria e o campo do coletor solar através da bomba. Esse modo de operação ocorre apenas durante a fase clara do dia e dura até que a temperatura de saída do campo do coletor solar atinja um valor mínimo de temperatura,  $T_{c,rec}$ .
- **Nominal:** Neste modo de operação, a temperatura de saída do campo solar é ajustada em seu valor de referência,  $T_{c,ref}$ , dado que já há irradiação suficiente para que o FTT se mantenha aquecido. O FTT que sai do campo solar é direcionado para o AET quente, que por sua vez, alimentará o gerador de vapor. Após ser usado no gerador de vapor, o FTT retorna ao AET frio para reiniciar o ciclo.

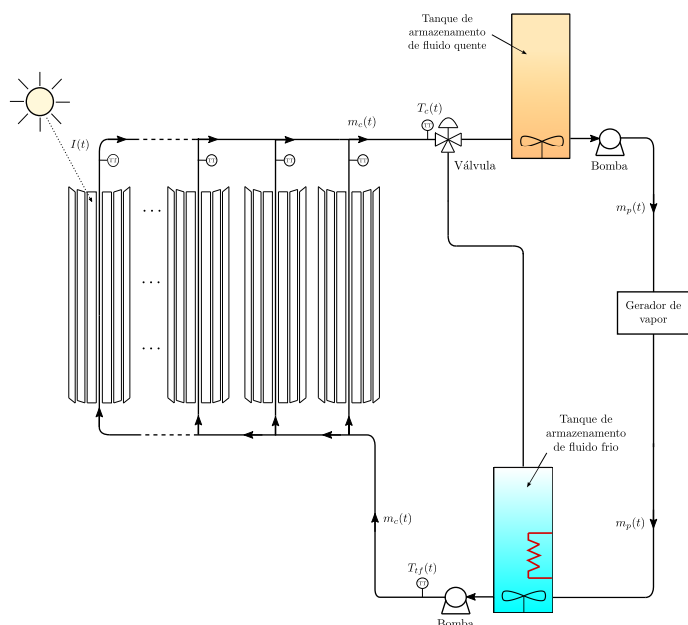


Figura 2. Diagrama esquemático do campo de coletores solar e tanques de armazenamento térmico.

- **Desligamento:** o AET quente deixa de receber fluido do campo solar, já que não há mais irradiação solar suficiente para aquecer o FTT. O campo solar trabalha recirculando o fluido com o AET frio. O despacho de fluido quente continua até que todo o fluido do tanque quente se esgote.
- **Noturno e anticongelamento:** Esse modo de operação visa manter os limites de temperatura dentro de uma faixa aceitável e segura, condicionando principalmente a fluidez do FTT nas tubulações. Uma resistência elétrica dentro do AET frio é usada para induzir calor na planta.

## 2.2 Tanques de armazenamento

As unidades de armazenamento de energia térmica (AET) são do tipo cilindro vertical com extremidades planas e possuem misturadores no seu interior para manter a temperatura do FTT homogênea. Na AET fria, uma resistência elétrica é utilizada para induzir calor durante o modo de operação noturno e anticongelamento para evitar que o sal fundido solidifique. Uma propriedade importante dos tanques de armazenamento é que eles desacoplam completamente o gerador de vapor da variabilidade da energia solar, o que é benéfico para a eficiência e rentabilidade do sistema, pois permite que a planta opere com horários escalonados em vez de somente em modo de despacho da energia térmica atual.

## 2.3 Gerador de vapor

Neste trabalho, consideramos que o sistema de geração de vapor (veja a Figura 3), é composto por um conjunto de trocadores de calor (superaquecedor e pré-aquecedor) do tipo casco-tubo (sal fundido/vapor), além de um evaporador tipo *Kettle*, que consiste em uma caldeira, uma bomba de circulação e um evaporador. Esse subsistema também possui uma bomba de água de alimentação que permite controlar o nível de líquido na caldeira. Como pode ser

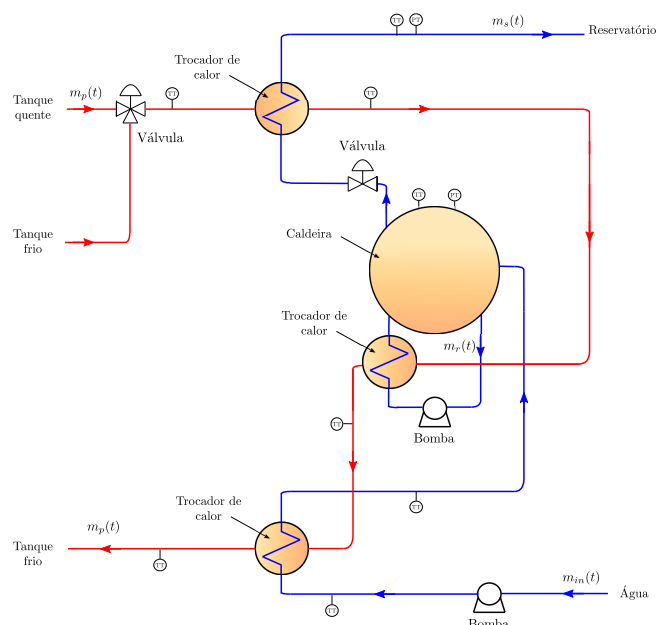


Figura 3. Diagrama esquemático do gerador de vapor.

observado na Figura 3, a geração de vapor se dá pela transferência do calor armazenado no FTT para a bateria de trocadores de calor.

Em geral, esse sistema possui modos de operação de partida/desligamento, nominal e noturno, mas a dinâmica multifásica da água se torna muito mais complexa que no campo de coletores solar. Uma alternativa simplificadora é considerar somente o modo de operação nominal do gerador de vapor e que o AET quente possa ter um despacho contínuo por algumas horas.

## 3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Nesta seção, o modelo matemático dos principais subsistemas da planta de geração de vapor solar é apresentado. Devido à limitação de páginas deste artigo, algumas considerações sobre o fenômeno de transferência de calor serão omitidas, mas o leitor interessado pode encontrar mais detalhes em Camacho et al. (2012) e Lie (2019).

### 3.1 Planta solar e armazenamento térmico

**Fluido de transferência térmica:** De acordo com Lopes et al. (2020), as propriedades termodinâmicas do sal fundido são dadas pelas seguintes relações algébricas:

$$h(T) = 1435,5 T + 422740, \quad (1)$$

$$\rho(T) = 2240 - 0,8266 T, \quad (2)$$

$$c_p(T) = 1546,2 - 0,3 T, \quad (3)$$

em que  $h$  é a entalpia específica [J/kg],  $\rho$  é a massa específica [kg/m<sup>3</sup>],  $c_p$  é o calor específico [J/kg °C] e  $T$  é a temperatura [°C].

Na sequência, a notação  $h_i$ ,  $\rho_i$  e  $c_{p,i}$  será utilizada para representar a propriedade termodinâmica do FTT no subsistema  $i$  calculada a partir da sua temperatura,  $T_i$ .

**Campo de coletores solar:** A temperatura do FTT na saída do campo solar é dada pela seguinte equação diferencial:

$$\rho_c c_{p,c} A_c \frac{dT_c}{dt} = \alpha \gamma G I - \frac{c_{p,c} m_c (T_c - T_{tf})}{\eta_{op} L_1} - \frac{\tilde{H}_l (T_m, T_{amb})}{L_2}, \quad (4)$$

em que  $t \in [0, \infty)$  é o tempo,  $T_c$  é a temperatura de saída [°C],  $T_{tf}$  é a temperatura de entrada [°C],  $T_m$  é o valor médio entre  $T_c$  e  $T_{tf}$ , e  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente [°C]. A vazão mássica de saída [kg/s] é dada por  $m_c \in [m_c^{min}, m_c^{max}]$ , com  $0 < m_c^{min} < m_c^{max}$ , enquanto que a massa específica [kg/m<sup>3</sup>] e o calor específico [J/kg °C] são dados por  $\rho_c$  e  $c_{p,c}$ , respectivamente. A irradiação solar [W/m<sup>2</sup>] é dada por  $I$ , a eficiência é  $\alpha \in [0, \alpha^{max}]$ , com  $\alpha^{max} \in (0, 1]$ , a abertura do coletor [m] é dada por  $G$  e  $\gamma \in [0, 1]$  representa o desfoque do coletor. A área de seção transversal [m<sup>2</sup>] é  $A_c$ , o comprimento do laço [m] é  $L_1$ , o número de laços ativos é  $\eta_{op}$  e  $L_2$  representa o comprimento total do campo solar [m]. O termo  $\tilde{H}_l$  [J/s] representa as perdas térmicas por convecção e é dado pela seguinte expressão:

$$\tilde{H}_l = 1970(T_m - T_{amb}) - 34651.$$

Por fim, a condição inicial de (4) é  $T_c(0) = T_c^0$ , com  $T_c^0 \in \mathbb{R}$ .

**Armazenamento térmico:** Considera-se que os tanques de armazenamento térmico satisfazem o seguinte balanço de massa:

$$A_{tq} \rho_{tq} \frac{dN_{tq}}{dt} = m_c \beta - m_p, \quad (5)$$

$$A_{tf} \rho_{tf} \frac{dN_{tf}}{dt} = m_p - m_c \beta, \quad (6)$$

em que os subíndices  $tq$  e  $tf$  representam as variáveis do AET quente e frio, respectivamente. Para  $i \in \{tq, tf\}$ ,  $N_i$  é o nível de líquido [m] do tanque  $i$  e  $A_i$  representa sua área de seção transversal [m<sup>2</sup>]. A vazão mássica de saída [kg/s] do AET quente é dada por  $m_p \in [0, m_p^{max}]$ , com  $m_p^{max} > 0$ . A vazão mássica [kg/s] do AET frio é dada por  $m_c$ . A variável  $\beta$  representa uma função booleana que impõem o modo de operação do campo de acordo com a descrição na Seção 2.

As condições iniciais de (5)-(6) são  $N_{tq}(0) = 0$  e  $N_{tf}(0) = N_{tf}^0$ , respectivamente, com  $N_{tf}^0 \in \mathbb{R}_+$ .

O comportamento da temperatura nos tanques de armazenamento podem ser descritos pelas seguintes expressões:

$$N_{tq} A_{tq} \left( h_{tq} \frac{d\rho_{tq}}{dT_{tq}} + \rho_{tq} \frac{dh_{tq}}{dT_{tq}} \right) \frac{dT_{tq}}{dt} = m_c \beta (h_c - h_{tq}) - \tilde{H}_t (T_{tq} - T_{amb}), \quad (7)$$

$$N_{tf} A_{tf} \left( h_{tf} \frac{d\rho_{tf}}{dT_{tf}} + \rho_{tf} \frac{dh_{tf}}{dT_{tf}} \right) \frac{dT_{tf}}{dt} = m_c (1 - \beta) (h_c - h_{tf}) + m_p (h_v - h_{tf}) - \tilde{H}_t (T_{tf} - T_{amb}) + Q, \quad (8)$$

para  $i \in \{tq, tf\}$ ,  $T_i$  é a temperatura [°C] do fluido no tanque  $i$ , e  $Q \in [0, Q^{max}]$ , com  $Q^{max} > 0$ , representa o calor [W] induzido pela resistência elétrica no AET frio, e a entalpia específica [J/kg] do gerador de vapor é dada por

$h_v$ . O termo  $\tilde{H}_t$  [kJ/s] é o coeficiente de perdas térmicas dos tanques por convecção.

Por fim, as condições iniciais de (7)-(8) são  $T_{tq}(0) = T_{tq}^0$  e  $T_{tf}(0) = T_{tf}^0$ , respectivamente, com  $T_{tq}^0, T_{tf}^0 \in \mathbb{R}$ .

### 3.2 Gerador de vapor

**Superaquecedor:** Assume-se que este subsistema é dado por um trocador de calor do tipo casco-tubo (sal fundido/vapor superaquecido). Assim, o modelo matemático é dado pelas seguintes equações:

$$A_s c_{p,s} \frac{dT_s}{dt} = \frac{m_s c_{p,s}}{L_s} (T_{s,i} - T_s) - \tilde{H}_s (T_s - T_{ms}), \quad (9)$$

$$A_s c_{p,ms} \frac{dT_{ms}}{dt} = \frac{m_p c_{p,ms}}{L_s} (T_{ms,i} - T_{ms}) + \tilde{H}_s (T_s - T_{ms}), \quad (10)$$

em que  $T_s$  e  $T_{ms}$  são a temperatura [°C] do vapor e sal fundido, respectivamente,  $m_s$  é a vazão mássica [kg/s] do vapor (variável manipulada),  $c_{p,s}$  e  $c_{p,ms}$  são o calor específico do vapor e sal fundido, respectivamente,  $A_s$  é a área [m<sup>2</sup>] de seção transversal do tubo,  $L_s$  é o comprimento [m] do superaquecedor, e  $\tilde{H}_s$  é o coeficiente de transferência de calor. Note que algumas variáveis em (10) já foram definidas anteriormente e por esta razão não são repetidas aqui. Por fim, as condições iniciais de (9)-(10) são  $T_s(0) = T_s^0$  e  $T_{ms}(0) = T_{ms}^0$ , respectivamente, com  $T_s^0$  e  $T_{ms}^0$  constantes.

**Pré-aquecedor:** Esse subsistema também é dado por um trocador de calor do tipo casco-tubo (sal fundido/água). Logo, a dinâmica da temperatura no pré-aquecedor é dada pelas seguintes equações:

$$A_p c_{p,wp} \frac{dT_{wp}}{dt} = \frac{m_w c_{p,wp}}{L_p} (T_{wp,i} - T_{wp}) - \tilde{H}_p (T_{wp} - T_{mp}), \quad (11)$$

$$A_p c_{p,mp} \frac{dT_{mp}}{dt} = \frac{m_p c_{p,mp}}{L_p} (T_{mp,i} - T_{mp}) + \tilde{H}_p (T_{wp} - T_{mp}), \quad (12)$$

na qual o subíndice  $wp$  e  $mp$  denotam a água e o sal fundido no pré-aquecedor, respectivamente. Para  $i \in \{wp, mp\}$ ,  $T_i$  é a temperatura [°C], e  $c_{p,i}$  é o calor específico. A área de seção transversal é  $A_p$ , o comprimento do pré-aquecedor é  $L_p$ , a vazão mássica [kg/s] da água é  $m_w$ , e o coeficiente de transferência de calor é dado por  $\tilde{H}_p$ . As condições iniciais são  $T_{wp}(0) = T_{wp}^0$  e  $T_{mp}(0) = T_{mp}^0$ , com  $T_{wp}^0$  e  $T_{mp}^0$  constantes.

**Caldeira:** Seguindo Astrom and Bell (2000), tem-se que o balanço de massa global na caldeira é dado por

$$e_{11} \frac{dV_{wt}}{dt} + e_{12} \frac{dP}{dt} = m_f - m_s, \quad (13)$$

enquanto que o balanço de energia global é

$$e_{21} \frac{dV_{wt}}{dt} + e_{22} \frac{dP}{dt} = Q_v + m_f h_f - m_s h_s. \quad (14)$$

com

$$\begin{aligned} e_{11} &= (\rho_w - \rho_s), \\ e_{12} &= \left( V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial P} + V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial P} \right), \\ e_{21} &= (\rho_w h_w - \rho_s h_s), \\ e_{22} &= V_{wt} \left( h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial P} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial P} \right) + V_{st} \left( h_s \frac{\partial \rho_s}{\partial P} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial P} \right) \\ &\quad - V_t + m_t c_p \frac{\partial t_s}{\partial P}. \end{aligned}$$

Em (13)-(14),  $P$  representa a pressão [MPa],  $m_f$  é a vazão mássica [kg/s] de alimentação e  $m_s$  é a vazão mássica de vapor de saída. A densidade [kg/m<sup>3</sup>] da água e vapor são  $\rho_w$  e  $\rho_s$ , respectivamente, a entalpia específica [J/kg] da água e vapor são  $h_w$  e  $h_s$ , respectivamente, enquanto que  $h_f$  é a entalpia específica [J/kg] de entrada. O volume total [m<sup>3</sup>] de água é  $V_{wt}$  e o volume total [m<sup>3</sup>] de vapor é  $V_{st}$ , com  $V_{wt} + V_{st} = V_t$ , na qual  $V_t$  é o volume total [m<sup>3</sup>] da caldeira. O fluxo de calor [W/m<sup>2</sup>] é  $Q_v$ . Dado que as propriedades termodinâmicas do fluido estão em estado de saturação, os valores de  $h_s$ ,  $h_w$ ,  $\rho_s$ ,  $\rho_w$ ,  $\partial \rho_s / \partial P$ ,  $\partial \rho_w / \partial P$ ,  $\partial h_s / \partial P$ ,  $\partial h_w / \partial P$ ,  $t_s$  e  $\partial t_s / \partial P$  em (13)-(14) podem ser calculados a partir de tabelas termodinâmicas, tal como a formulação IAPWS-IF97 (Wagner and Kruse, 1998).

As condições iniciais de (13)-(14) são  $V_{wt}(0) = V_{wt}^0$  e  $P(0) = P^0$ , respectivamente, na qual  $V_{wt}^0$  e  $P^0$  são constantes.

Esse modelo captura o comportamento da caldeira relativamente bem. Em particular, ele descreve a resposta da pressão e volume total de água para mudanças no fluxo de calor  $Q_v$ , na vazão mássica de alimentação,  $m_f$ , e na vazão mássica de vapor,  $m_s$ . Entretanto, (13)-(14) não capturam o comportamento do nível de líquido na caldeira porque as equações não descrevem a distribuição de vapor e água no sistema. Para contornar tal problema, Astrom and Bell (2000) propuseram o seguinte sistema de equações diferenciais ordinárias:

$$e_{32} \frac{dP}{dt} + e_{33} \frac{d\alpha_r}{dt} = Q_v - \alpha_r h_{dc} m_{dc}, \quad (15)$$

$$e_{42} \frac{dP}{dt} + e_{43} \frac{d\alpha_r}{dt} + e_{44} \frac{dV_{sd}}{dt} = \frac{\rho_s}{T_d} (V_{sd}^0 - V_{sd}) + \frac{h_f - h_w}{h_{dc}} m_f \quad (16)$$

com

$$\begin{aligned} e_{32} &= \left( \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial P} - \alpha_r h_{dc} \frac{\partial \rho_w}{\partial P} \right) (1 - \bar{\alpha}_v) V_r \\ &\quad + \left( (1 - \alpha_r) h_{dc} \frac{\partial \rho_s}{\partial P} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial P} \right) \bar{\alpha}_v V_r \\ &\quad + (\rho_s + (\rho_w - \rho_s) \alpha_r) h_{dc} V_r \frac{\bar{\alpha}_v}{\partial P} - V_r + m_r c_p \frac{\partial t_s}{\partial P}, \\ e_{33} &= ((1 - \alpha_r) \rho_s + \alpha_r \rho_w) h_{dc} V_r \frac{\bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}, \\ e_{42} &= V_{sd} \frac{\partial \rho_s}{\partial P} + \frac{1}{h_{dc}} \left( \rho_s V_{sd} \frac{\partial h_s}{\partial P} + \rho_w V_{wd} \frac{\partial h_w}{\partial P} \right. \\ &\quad \left. - V_{sd} + m_d c_p \frac{\partial t_s}{\partial P} \right) + \alpha_r (1 + \beta_d) V_r \left( \bar{\alpha}_v \frac{\partial \rho_s}{\partial P} \right. \\ &\quad \left. + (1 - \bar{\alpha}_v) \frac{\partial \rho_w}{\partial P} + (\rho_s - \rho_w) \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial P} \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} e_{43} &= \alpha_r (1 + \beta_d) (\rho_s - \rho_w) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}, \\ e_{44} &= \rho_s. \end{aligned}$$

e

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_v &= \frac{\rho_w}{\rho_w - \rho_s} \left( 1 - \frac{\rho_s}{(\rho_w - \rho_s) \alpha_r} \ln \left( 1 + \frac{\rho_w - \rho_s}{\rho_s} \alpha_r \right) \right), \\ \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial P} &= \frac{1}{(\rho_w - \rho_s)^2} \left( \rho_w \frac{\partial \rho_s}{\partial P} - \rho_s \frac{\partial \rho_w}{\partial P} \right) \left( 1 + \frac{\rho_w}{\rho_s} \frac{1}{1 + \vartheta} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\rho_s + \rho_w}{\vartheta \rho_s} \ln(1 + \vartheta) \right), \\ \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} &= \frac{\rho_w}{\rho_s \vartheta} \left( \frac{1}{\vartheta} \ln(1 + \vartheta) - \frac{1}{1 + \vartheta} \right), \\ \vartheta &= \alpha_r \frac{(\rho_w - \rho_s)}{\rho_s}, \\ V_{wd} &= V_{wt} - V_{dc} - (1 - \bar{\alpha}_v) V_r, \\ N_v &= \frac{V_{wd} + V_{sd}}{A_d}, \\ T_d &= \frac{\rho_s V_{sd}^0}{m_{sd}}. \end{aligned}$$

Em (15)-(16),  $T_d$  é o tempo de residência [s],  $N_v$  é o nível de líquido [m] na caldeira,  $q_{dc}$  é a vazão mássica [kg/s] e  $h_{dc}$  é a entalpia específica [J/kg] de recirculação,  $V_{wd}$  e  $V_{sd}$  são os volumes [m<sup>3</sup>] de líquido e vapor na caldeira,  $V_r$  e  $V_{dc}$  são os volumes dos tubos internos da caldeira onde ocorre a recirculação, chamados de *riser* e *downcomer*,  $\bar{\alpha}_v$  e  $\alpha_r$  são a fração e qualidade de vapor no *riser*, respectivamente, e  $A_d$  é a área [m<sup>2</sup>] da caldeira.

Por fim, as condições iniciais de (15)-(16) são  $\alpha_r(0) = \alpha_r^0$  e  $V_{sd}(0) = V_{sd}^0$ .

### 3.3 Reservatório

Neste trabalho, a biblioteca MRST (Lie, 2019) foi utilizada para implementar o reservatório numericamente. O MRST é amplamente utilizado na literatura científica e resolve de maneira eficiente as equações multifásicas de massa, momento e energia do reservatório. No cenário estudado, consideram-se três poços verticais, sendo dois injetores localizados nas extremidades do domínio e um produtor localizado na extremidade oposta. Esse posicionamento permite a cobertura quase completa do volume da jazida e otimiza o crescimento da câmara de vapor. Os fenômenos de transporte dos fluidos e de transferência de calor e massa são representados em um modelo de porosidade simples, no qual o meio poroso e a célula são tratados como unidades distintas de simulação. O mecanismo de aquecimento da célula será por meio de condução e convecção pelo escoamento do vapor através do meio poroso.

## 4. PROBLEMA DE CONTROLE

Uma vez que a unidade de armazenamento desacopla o gerador de vapor do campo solar, o problema de controle de plantas de recuperação térmica solar pode ser dividido em dois subproblemas: (i) controle de temperatura do FTT na saída do campo solar e despacho/armazenamento do FTT nos tanques de armazenamento; e (ii) controle de nível e pressão do sistema de gerador de vapor.

No campo solar, controla-se a temperatura de saída do FTT variando sua vazão mássica, dado que a irradiação solar não pode ser manipulada. As principais perturbações deste subsistema são as mudanças na temperatura de entrada, variações na temperatura ambiente, mudanças no coeficiente óptico – decorrentes da posição solar e do reflexo dos espelhos – e mudanças na irradiação solar devido ao ciclo diário ou nuvens passageiras. O sistema de controle também deve evitar que o campo opere acima da potência máxima, dado que altas temperaturas degradam o fluido térmico. Isto pode ser realizado desfocando parcialmente os espelhos quando a manipulação da vazão mássica não é suficiente para lidar com valores altos de irradiação solar.

No gerador de vapor, deve-se garantir que a pressão e temperatura do vapor fornecidas para os poços injetores se mantenham no valor nominal manipulando a vazão através da válvula na saída da caldeira. O nível de líquido também deve ser regulado para manter o sistema de geração de vapor dentro da faixa de operação segura, já que os tubos de água podem secar ou água líquida pode ser transportada junto com o fluxo de vapor se esta variável não estiver em seu ponto de operação nominal. Notavelmente, a dinâmica do nível de líquido é de fase não mínima devido aos fenômenos de inchamento e têmpera.

### 5. SISTEMA DE CONTROLE

Para resolver o problema de controle descrito na Seção 4, foram considerados um controlador PI para a regulação da temperatura de saída do campo de coletores solar, e dois controladores PID desacoplados para regulação do nível de líquido e pressão de saída da caldeira, ambos com estratégia *anti-windup*, utilizando o método *back calculation*. Na Figura 4, pode-se visualizar os diagramas de bloco do sistema implementado da planta solar (Figura 4(a)), da geração de vapor (Figura 4(b)) e da estratégia *anti-windup* (Figura 4(c)).

Os ganhos destes controladores foram ajustados através de um processo de tentativa e erro, onde os parâmetros iniciais foram considerados a partir da resposta de modelos simplificados de primeira ordem. Para a sintonia dos controladores, o principal requisito considerado foi o seguimento de referência com uma resposta transitória com o menor pico possível. A Tabela 1 apresenta os ganhos considerados nos controladores.

Tabela 1. Parâmetros de sintonia dos controladores.

Parâmetro	Temperatura	Nível	Pressão
$K_p$	-5	600	-60
$K_i$	-0,0631	2,9048	-1,5
$K_d$	0	59,59	-66,6667

Um controlador em malha aberta também foi considerado para desfocar os espelhos do campo solar em dias de alta irradiação, quando a vazão mássica não é suficiente para baixar a temperatura do FTT. Basicamente, essa lei de controle foi obtida a partir da solução de estado estacionário de (4) para  $\gamma$  e assumindo  $T_c = T_{ref}$ .

Com relação ao despacho/armazenamento nos tanques, uma lógica baseada em uma lista de prioridades foi utilizada para que a caldeira opere em seu valor nominal.

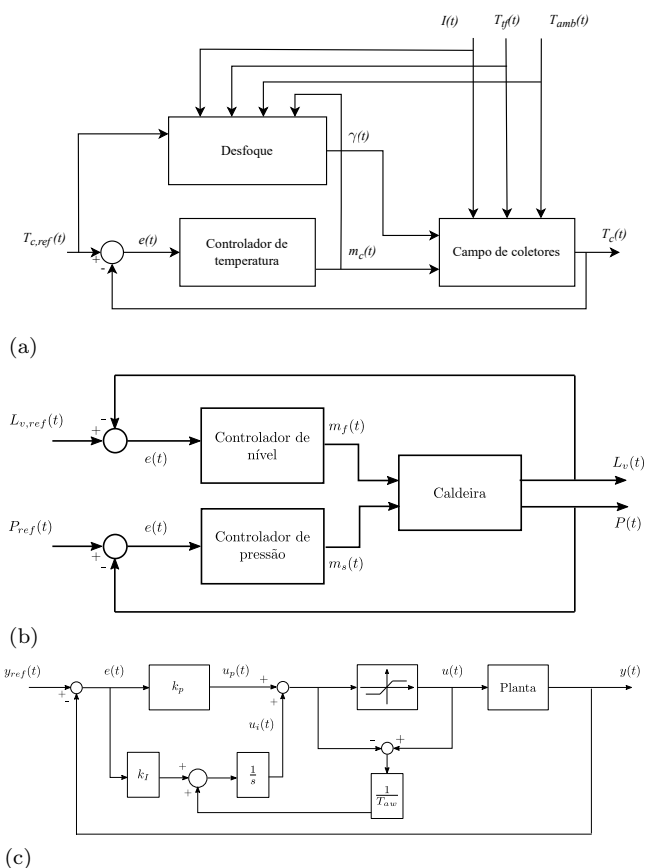


Figura 4. Diagramas de blocos dos sistemas de controle: (a) planta solar; (b) geração de vapor; (c) controlador PI com estratégia *anti-windup*.

Neste algoritmo, o instante de tempo em que  $m_p$  comuta do seu valor mínimo para o valor máximo (e vice-versa) é calculado de tal modo que não ocorra a reinicialização do gerador durante o mesmo dia. Note que quando o perfil de irradiação solar é baixo, não espera-se que ocorra a saturação do tanque, e portanto, o despacho prioriza a produção contínua de vapor. Por outro lado, em dias com alto índice de irradiação solar, o algoritmo prioriza os limites de saturação do tanque.

### 6. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Nessa seção, apresentam-se os resultados obtidos com o reservatório operando com recuperação solar térmica e a estratégia de controle proposta. O cenário numérico considera a planta operando durante o período de um ano com dados reais de irradiação solar e temperatura ambiente correspondentes a localização geográfica Brasileira 29°41'22,65"S 45°00'22,28"O, que foram obtidas do projeto SONDA, INPE (2019). A capacidade de geração de energia térmica do campo solar é de 25 MWt com uma área total de 52.640 m<sup>2</sup>. Cada tanque de armazenamento possui volume de 4.560 m<sup>3</sup> e no ponto de operação nominal o múltiplo solar é igual a 2. De acordo com dados da National Renewable Energy Laboratory, o preço atual de uma instalação solar com este sistema de geração de vapor é estimado em US\$ 300M.

Por sua vez, o modelo sintético do reservatório considerado possui dimensões físicas de comprimento e largura de 820 metros, e uma profundidade de 100 metros. A porosidade média da rocha é 0,2 e seu desvio padrão é 0,1. Os valores da permeabilidade do modelo são pouco heterogêneos possuindo uma média de 250 mD e seu desvio padrão é de 200 mD. O fluido na jazida é o óleo pesado com uma densidade de  $933 \text{ kg/m}^3$ , o equivalente a 20 °API.

Devido a limitação de páginas e por questões de legibilidade dos resultados, apresentam-se as figuras do comportamento dinâmico de algumas variáveis em um período de dois dias e a curva de produção acumulativa de óleo e gás no período de quinze anos. Na Figura 5, pode-se verificar o comportamento da temperatura de saída do FTT no campo solar, a irradiação solar, sua vazão mássica e a altura de líquido dos tanques de armazenamento. Nota-se que nos períodos claros do dia o sistema de controle mantém o FTT próximo do valor de referência. Além disso, o AET quente é primeiro abastecido e depois seu conteúdo é despachado com vazão de 250 kg/s para o gerador de vapor. Obviamente, quanto maior a irradiação solar, maior será a vazão no campo, e conseqüentemente, o gerador de vapor poderá operar por mais tempo. De acordo com o estudo de simulação realizado, foi estimado que esta planta é capaz de gerar vapor por um tempo médio de 10 horas por dia. Nos outros períodos, é necessário utilizar uma fonte de vapor baseada em combustíveis fósseis.

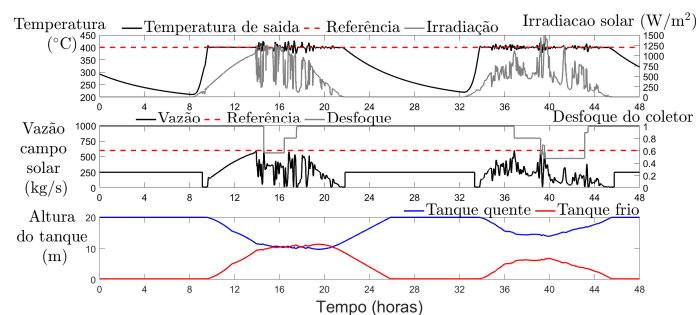


Figura 5. Variáveis da planta solar e dos tanques de armazenamento em dois dias do mês de janeiro. No primeiro gráfico são apresentados os comportamentos da temperatura de saída do campo solar e da irradiação, juntamente com a temperatura de referência. Os resultados apresentados no segundo gráfico dizem respeito à vazão de saída do campo solar e ao desfoque dos espelhos. No último gráfico pode ser vista a relação entre os níveis dos tanques, onde nos momentos de baixa irradiação estes se mantêm constantes.

As alturas dos tanques de armazenamento apresentadas na Figura 5 podem ser analisadas. Durante esta operação, o tanque de fluido quente é primeiro abastecido e depois seu conteúdo é despachado com vazão desejada para o gerador de vapor. Com essas imagens, pode-se perceber que quando a irradiação solar é maior como exemplo no dia dois, mais fluido é destinado à geração de vapor. Logo, quando a irradiação solar é menor, como exemplo no primeiro dia, nota-se que o vapor solar gerado também é menor.

Com isso, pode-se concluir que o sistema de controle implementado na planta solar atua de forma a garantir o seguimento de referência da temperatura e a rejeição da perturbação gerada pelas alterações na irradiação solar.

Para o sistema de geração de vapor foram considerados dois controladores PID, um para o controle de nível do trocador de calor, o qual é abastecido com água, e outro controle para a pressão interna do sistema. O ponto de operação da pressão foi escolhido de forma a garantir a qualidade do vapor gerado.

A Figura 6 apresenta os resultados obtidos para o comportamento do nível e da pressão, controlados através da vazão de entrada de água e da vazão de saída de vapor, respectivamente. Com base nestes resultados é possível avaliar o desempenho do controlador implementado, o qual funciona satisfatoriamente para esta aplicação, tendo em vista que os efeitos de perturbações e acoplamentos possuem baixas amplitudes e são rejeitados em regime permanente, o que contribui positivamente, para que haja o seguimento de referência.

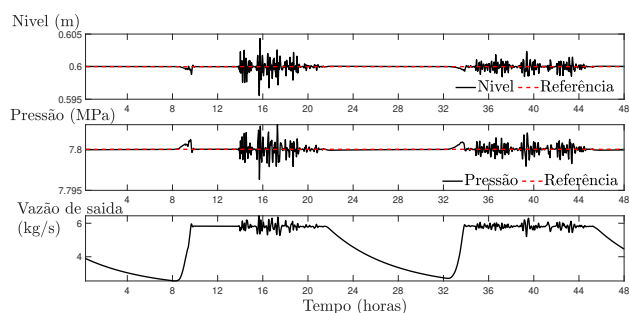


Figura 6. Variáveis do sistema de geração de vapor em dois dias do mês de janeiro. Nos dois primeiros gráficos são apresentados os comportamentos, juntamente com as referências, do nível e da pressão respectivamente. No último gráfico apresentado é possível analisar a dinâmica da vazão de saída da caldeira, onde nota-se um aumento desta nos períodos de alta irradiação.

A partir do controle de nível da geração de vapor, visto na Figura 6, é possível analisar o acoplamento da planta solar com o sistema de geração de vapor, que fica evidente quando comparado ao comportamento da vazão de saída do sistema de geração de vapor com o comportamento da irradiação, apresentado anteriormente na Figura 5.

Na sequência, os resultados das simulações do método de recuperação térmico com injeção de vapor para um reservatório de petróleo produzindo por 15 anos são apresentados. O modelo foi composto de três poços, sendo um produtor e os outros injetores, para otimizar a produção de óleo, permitindo a cobertura quase completa do volume desta jazida.

Primeiramente, ponderam-se apenas os valores produzidos e injetados do método estudado, seguindo as condições iniciais e operacionais anteriormente descritas.

Os valores acumulados da produção de óleo e gás no campo foi de  $4,09 \cdot 10^6 \text{ m}^3$  e  $5,07 \cdot 10^7 \text{ m}^3$ , respectivamente. O valor de vapor injetado acumulado nos dois poços foi de  $5,47 \cdot 10^7 \text{ m}^3$ . Por meio dos dados obtidos pela simulação, pode-se observar que a produção de óleo cresce no período de 15 anos. Portanto, os métodos são eficazes e estimulam o reservatório.

Os parâmetros influentes como a saturação dos fluidos no processo de aquecimento do reservatório, são analisados

para comprovar a eficiência e veracidade da teoria estudada e observar o comportamento da câmara de vapor. A distribuição da saturação do óleo nesse método foi analisada nos períodos de 1 e 75 dias, além de 1 e 15 anos, mostrada na Figura 7. Essa figura mostra que inicialmente o modelo era todo saturado com óleo (valor 1), mas passa a perder sua saturação no decorrer do tempo devido à produção contínua de óleo e gás, chegando a ficar sem saturação (valor 0) na parte superior do reservatório, uma vez que o meio poroso passa a ser preenchido pelo vapor injetado.

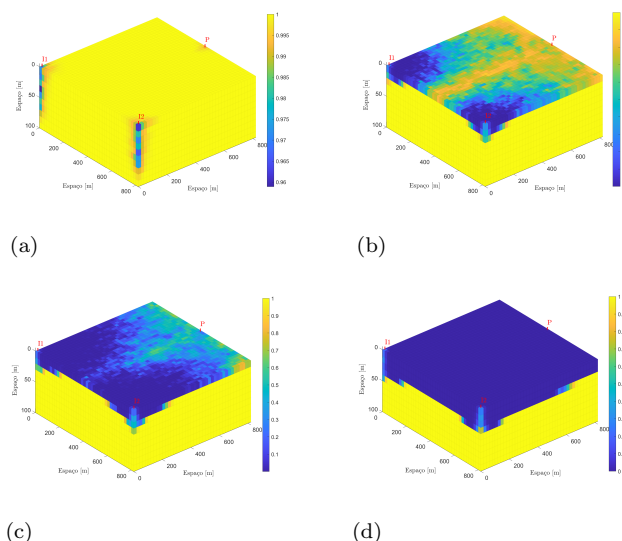


Figura 7. Saturação do óleo. Tempo de Produção: (a) 1 dia; (b) 75 dias; (c) 1 ano; (d) 15 anos.

## 7. CONCLUSÃO

Neste artigo foi estudado o problema de controle de sistemas de recuperação térmica solar. Primeiramente, a modelagem matemática fenomenológica da planta solar foi desenvolvida levando em consideração as principais características termodinâmicas e modos de operação da planta. Este modelo foi acoplado com a biblioteca de simulação de reservatórios MRST para que o cenário numérico do problema em questão fosse definido.

Através dos resultados de simulação com o controlador proposto, foi verificado que a tecnologia solar é capaz de gerar vapor de boa qualidade e com fração ideal mesmo com transientes de irradiação. No acoplamento do sistema solar com o campo de petróleo, utilizando uma fração de vapor solar como método de recuperação, observa-se que o parâmetro influente, como a saturação do fluido, permite uma maior cobertura do reservatório, otimizando o crescimento da câmara de vapor e a produção de óleo mais viscoso.

Apesar da tecnologia de recuperação solar térmica não ser capaz de produzir a demanda de vapor em dias de baixa irradiação solar, ela ainda é uma alternativa vantajosa dada a flutuabilidade e ao elevado preço do gás natural, assim como a redução de emissões de dióxido de carbono. Um sistema de geração de vapor fóssil auxiliar pode ser utilizado para gerar o vapor necessário nos dias de baixa

irradiação. Entretanto, o problema de controle deste caso se torna mais complexo, já que o gerenciamento deste fonte de vapor deve ser considerado no projeto do controlador. Este tópico será considerado como linha de pesquisa futura do trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Andrade, G., Pagano, D., Alvarez, J.D., and Berenguel, M. (2013). A practical nm-pc with robustness of stability applied to distributed solar power plants. *Solar Energy*, 92, 106–122.
- Astrom, K.J. and Bell, R.D. (2000). Drum-boiler dynamics. *Automatica*, 36, 363–378.
- Biazetto, P.H.F., de Andrade, G.A., and Normey-Rico, J.E. (2021). Application of an optimal control strategy for solar power plants operating in a day-ahead market scheme. In *Anais do XV Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente*, volume 1, 1206–1211.
- Camacho, E.F., Berenguel, M., Rubio, F.R., and Martínez, D. (2012). *Control of Solar Energy Systems (Advances in Industrial Control)*. Springer.
- Cirre, C.M., Berenguel, M., Valenzuela, L., and Camacho, E.F. (2007). Feedback linearization control for a distributed solar collector field. *Control Engineering Practice*, 15(12), 1533–1544.
- Halabi, M.A., Al-Qattan, A., and Al-Otaibi, A. (2015). Application of solar energy in the oil industry—current status and future prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 296–314.
- Hou, H., Du, W., Huang, C., Zhang, L., and Hu, E. (2021). An oil shale recovery system powered by solar thermal energy. *Energy*, 225, 120096.
- INPE (2019). Sistema de organização nacional de dados ambientais. URL "<http://sonda.ccst.inpe.br/basedados/florianopolis.html>".
- Lemos, J.M., Neves-Silva, R., and Igreja, J.M. (2014). *Adaptive control of solar energy collector systems*, volume 253. Springer.
- Lie, K.A. (2019). *An Introduction to Reservoir Simulation Using MATLAB/GNU Octave: User Guide to the MATLAB reservoir simulation toolbox (MRST)*. Cambridge University Press.
- Lopes, T., Fasquelle, T., Silva, H.G., and Schmitz, K. (2020). Hps2-demonstration of molten-salt in parabolic trough plants-simulation results from system advisor model. In *AIP Conference Proceedings*, volume 2303. AIP Publishing LLC.
- Madaeni, S.H., Sioshansi, R., and Denholm, P. (2011). How thermal energy storage enhances the economic viability of concentrating solar power. *Proceedings of the IEEE*, 100(2), 335–347.
- Sioshansi, R. and Denholm, P. (2010). The value of concentrating solar power and thermal energy storage. *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, 1(3), 173–183.
- Wagner, W. and Kruse, A. (1998). *IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam*. Spring Berlin Heidelberg.