

**ESTUDO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DE VAZÃO DE FLUIDO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CAMPO SOLAR EM SISTEMA HÍBRIDO****Filho A.M.\*, Siqueira M.B.B.\*\*, Brasil Jr. A.C.P\***

\* Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Asa Norte, Brasília, 70910-900, Brasil, [arthurmtfilho@gmail.com](mailto:arthurmtfilho@gmail.com)

\*\* Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Asa Norte, Brasília, 70910-900, Brasil, [mariosiqueira@unb.br](mailto:mariosiqueira@unb.br)

\*\*\* Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Asa Norte, Brasília, 70910-900, Brasil, [brasiljr@unb.br](mailto:brasiljr@unb.br)

<https://doi.org/10.34637/cies2020.1.2046>

**RESUMO**

Com a crescente demanda energética mundial cada vez mais é possível notar os avanços em estudos de aproveitamento de energia solar. Hoje em dia modelagens de sistemas térmicos híbridos de geração de energia por meio das tecnologias heliotérmicas tem sido muito desenvolvidas. O conceito em estudo do presente trabalho se trata de uma planta híbrida Ciclo Combinado Integrado a Sistema Solar (ICCSS, do inglês *Integrated Combined Cycle Solar System*) concebido para ser usado no aproveitamento de gás metano de aterro sanitário como fonte primária para o ciclo a gás e o campo solar suplementar para aumentar a geração do ciclo de vapor, aumentando assim a eficiência global do ciclo termodinâmico. Mais especificamente, estudo de estratégias de controle de vazão do Fluido de Transferência de Calor no campo solar da instalação foi abordado aqui. Por meio das simulações realizadas é possível concluir que as configurações têm desempenho semelhante sendo que a de vazão variável mais uniforme, o que pode representar uma vantagem.

**PALAVRAS-CHAVE:** Energia Solar, Hibridização, Resíduo Sólido Urbano, Campo solar

**ABSTRACT**

With the growing global energy demand, it is noticeable the advances in studies on the use of solar energy. Nowadays, modeling of hybrid thermal systems for power generation through concentrating solar power technologies has been increasingly developed. The concept under study in the present work is a hybrid plant Integrated Combined Cycle to Solar System (ICCSS, from the English *Integrated Combined Cycle Solar System*) designed to be applied in the use of landfill methane gas as the primary source for the gas cycle and the supplementary solar field to increase the generation of the steam cycle, thus increasing the overall efficiency of the thermodynamic cycle. More specifically, study of heat transfer fluid flow control strategies in the solar field of the installation is considered in the study. Through the simulations carried out, it is possible to conclude that the configuration has similar performance with variable thermal oil flow seems to be more uniform solar absorption throughout the year, which can be advantageous.

**KEYWORDS:** Solar Energy, Hybridization, Urban Solid Waste, Solar Field.

## INTRODUÇÃO

Uma grande dificuldade enfrentada em países em desenvolvimento é a destinação final de resíduos sólidos em ambientes urbanos, que em geral é feita de forma inadequada (IBGE, 2010). No Brasil essa realidade não é diferente do panorama mundial. Existe uma grande quantidade de vazadouros a céu aberto, vulgos lixões, que causam muitos problemas ambientais, sociais e até mesmo econômicos para a sociedade (SOUZA, 2009). O aproveitamento energético dos resíduos e do gás metano armazenado em aterros já é analisada em diversas pesquisas (MARTINS, 2017) e (GOMES e NETO, 2017). No entanto, o aproveitamento da área, que é imprópria para convívio humano, para conversão da irradiação solar em energia elétrica é uma oportunidade que ainda precisa de estudos mais aprofundados. A energia heliotérmica é conveniente neste contexto pois oferece a facilidade de hibridização com plantas térmicas (Peterseim et al., 2014) e (Alqahtani e Dalia, 2016) de ciclo a vapor.

Das tecnologias heliotérmicas comercialmente maduras, a mais apropriada para com esse intuito seria a Linear Fresnel por requerer uma instalação menos complexa em relação a Calha Parabólica e custo de capital consideravelmente inferior do que a Torre Central. Neste caso, existem duas alternativas para fluido de transferência de calor (FTC), óleo térmico ou a própria água do ciclo termodinâmico, técnica conhecida como geração direta de vapor. Apesar da geração direta de vapor apresentar algumas vantagens, a sua aplicação em sistemas de foco linear ainda é incipiente. Portanto, neste estudo, o óleo térmico será considerado para FTC. Neste caso, duas estratégias de controle do campo solar são possíveis, uma de vazão constante e temperatura do FTC na saída do campo solar variável e outra em que a vazão é controlada de tal forma a manter a temperatura a temperatura de saída do FTC perto de um valor predeterminado. O objetivo deste estudo então é comparar essas duas opções de controle em termos energéticos. Para tal um estudo de caso será realizado em um lixão existente.

O lixão objeto desse estudo é o aterro Jockey Club de Brasília, DF, Brasil, também conhecido popularmente como lixão da Estrutural. Existem estudos propondo a utilização de resíduos sólidos para geração de energia de forma híbrida com as tecnologias solares (Peterseim et al., 2014). Um dos motivos é visando um melhor proveito da área e dos resíduos que a ocupam, Em sua maioria, propostas de *layouts* diferentes para o campo solar e a hibridização de tecnologias afim de melhorar a eficiência e a geração de energia das plantas desse tipo (SPLIETHOFF, 2010) e (HUSSAIN, 2017).

Nesse trabalho, foi escolhida a simulação das duas estratégias de controle para o campo solar de uma planta híbrida que combine a geração por meio de tecnologia solar Linear Fresnel de geração e o potencial energético dos resíduos por meio da gaseificação de um combustível gerado a partir do resíduo. O objetivo é comparar as quantidades de gás necessárias em cada configuração proposta para o campo solar.

## MODELAGEM DO CAMPO SOLAR

Para a simulação do campo solar foi desenvolvido um modelo térmico dinâmico para estimar a quantidade de calor absorvido pelo mesmo. Nesse modelo a irradiação solar direta e a eficiência ótica do coletor são utilizadas para tal estimativa. No modelo são considerados quatro componentes importantes para o cálculo proposto, sendo elas, o FTC, o tubo absorvedor (ABS), o envelope de vidro (VD) e o refletor secundário (RS). Para a modelagem as seguintes hipóteses foram estabelecidas:

- A componente de radiação térmica que é emitida pelos espelhos do concentrador é calculada admitindo que os mesmos estejam à temperatura da atmosfera local;
- A condução do calor longitudinal entre volumes de controle próximo é desprezível no vidro, no tubo absorvedor e no coletor secundário;
- A transferência de calor por radiação térmica entre cada um dos componentes ocorre apenas na direção transversal;
- Apenas há advecção no fluido de transferência de calor na direção longitudinal;
- Trocas de calor por condução no fluido de transferência de calor são desprezíveis, com relação à convecção entre o fluido e o tubo absorvedor;
- Trocas térmicas entre o fluido de transferência de calor e o tubo absorvedor são estimadas por meio de teoria de camada limite térmica;
- A distribuição de temperatura em cada volume de controle dos componentes é considerada uniforme, exceto para o coletor secundário;
- A geometria do concentrador secundário é admitida como sendo um semicírculo;

Para o FTC foram consideradas três componentes para o balanço térmico, Eq. (1), sendo elas a troca de calor por convecção entre o FTC e o tubo absorvedor ( $\dot{Q}_{conv(FTC-ABS)}$ ), a inércia térmica do fluido ( $\dot{Q}_{inércia(FTC)}$ ) e a terceira a componente devida a advecção do fluido ( $\dot{Q}_{ADV}$ ).

$$\dot{Q}_{inércia(FTC)} = \dot{Q}_{conv(FTC-ABS)} + \dot{Q}_{ADV} \quad (1)$$

E cada um desses componentes é calculado no modelo conforme a Eq. (2), Eq. (3) e Eq. (4).

$$\dot{Q}_{inércia(FTC)} = \rho_{FTC} \cdot c_{p(FTC)} \cdot \frac{dT_{FTC}}{dt} \cdot Vol_{FTC} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{conv(FTC-ABS)} = h_{(FTC-ABS)} \cdot A_{ABS} \cdot (T_{FTC} - T_{ABS}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{ADV} = c_{p(FTC)} \cdot \rho_{FTC} \cdot u \cdot A_{ABS} \cdot (T_{FTC} - T_{FTCm}) \quad (4)$$

Sendo respectivamente  $Vol_{FTC}$ ,  $T_{FTC}$ ,  $c_{p(FTC)}$ ,  $\rho_{FTC}$ ,  $u$ , o volume [m<sup>3</sup>], temperatura [K], calor específico [J/kg K], massa específica [kg/m<sup>3</sup>] e velocidade média do FTC. Na Eq. (3),  $h_{(FTC-ABS)}$  [W/m<sup>2</sup>K] é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o FTC e o absorvedor,  $A_{ABS}$  é a área transversal do tubo absorvedor [m<sup>2</sup>]. O segundo componente do balanço térmico é o tubo absorvedor. Na Eq. (5) são apresentados os componentes do balanço térmico para o tubo absorvedor. Sendo que, as parcelas consideradas são: radiação térmica emitida pelo envelope de vidro ao absorvedor  $\dot{Q}_{OL(VD-ABS)}$  [W], radiação solar absorvida pelo tubo absorvedor  $\dot{Q}_{OC(RP-ABS)}$  [W], radiação térmica emitida pelo absorvedor  $\dot{Q}_{OL(ABS-VD)}$  [W], calor por convecção entre o tubo absorvedor e o FTC  $\dot{Q}_{conv(ABS-FTC)}$  [W].

$$\rho_{ABS} \cdot c_{p(ABS)} \cdot \frac{dT_{ABS}}{dt} \cdot Vol_{ABS} = \dot{Q}_{OL(VD-ABS)} + \dot{Q}_{OC(RP-ABS)} - \dot{Q}_{OL(ABS-VD)} - \dot{Q}_{conv(ABS-FTC)} \quad (5)$$

Cada uma das parcelas que compõe esse balanço é apresentada nas equações Eq. (6), Eq. (7), Eq. (8) e Eq. (9).

$$\dot{Q}_{OL(VD-ABS)} = \varepsilon_{VD} \cdot F_{(VD-ABS)} \cdot A_{int,VD} \cdot \sigma \cdot T_{VD}^4 \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{OC(RP-ABS)} = DNI \cdot \eta_o \cdot A_{RP} \cdot \tau_{VD} \cdot \alpha_{ABS} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{OL(ABS-VD)} = \varepsilon_{ABS} \cdot A_{ext,ABS} \cdot \sigma \cdot F_{(ABS-VD)} \cdot T_{ABS}^4 \quad (8)$$

Os termos de convecção e inércia são modelados de forma análoga ao FTC. Sendo  $\varepsilon_{VD}$  a emissividade do vidro,  $F_{(VD-ABS)}$  fator de forma do vidro-absorvedor,  $F_{(ABS-VD)}$  fator de forma do absorvedor-vidro,  $A_{int,VD}$  é a área interna (longitudinal) do envelope de vidro [m<sup>2</sup>],  $T_{VD}$  é a temperatura do envelope de vidro [K],  $\tau_{VD}$  transmissividade do vidro,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann [W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>],  $\varepsilon_{ABS}$  a emissividade do tubo absorvedor,  $A_{ext,ABS}$  área externa do tubo absorvedor (longitudinal) [m<sup>2</sup>],  $A_{RP}$  área efetiva do refletor primário Linear Fresnel,  $DNI$  é a radiação normal direta (sigla em inglês *Direct Normal Irradiation*) [W/m<sup>2</sup>],  $\eta_o$  eficiência ótica do tubo absorvedor,  $\alpha_{ABS}$  é a absorvidade do tubo absorvedor,  $Vol_{ABS}$  é o volume do absorvedor,  $T_{ABS}$  é a temperatura do absorvedor [K],  $c_{p(ABS)}$  é o calor específico do absorvedor [J/kg K] e  $\rho_{FTC}$  é a massa específica do absorvedor [kg/m<sup>3</sup>]. A modelagem térmica do tubo absorvedor é realizada por meio da Eq. (9). Para o vidro/envelope as componentes da transferência de calor são: radiação solar absorvida pelo vidro ( $\dot{Q}_{OC(VD)}$ ), radiação térmica emitida pelo absorvedor para o vidro ( $\dot{Q}_{OL(ABS-VD)}$ ), radiação térmica emitida pelo vidro (superfície interna) ( $\dot{Q}_{OL(VD-ABS)}$ ), radiação térmica emitida pelo refletor (superfície interna) que vai para o vidro ( $\dot{Q}_{OL(RF-VD)}$ ), radiação térmica emitida pelo concentrador LF que atinge o vidro ( $\dot{Q}_{OL(RF-VD)}$ ), radiação térmica emitida pelo vidro da superfície externa, parte

para o refletor ( $\dot{Q}_{OL(VD)}$ ), calor por convecção entre o envelope de vidro e o ar externo ( $\dot{Q}_{CONV(VD-ATM)}$ ) e por último a inércia térmica do vidro ( $\dot{Q}_{inércia(VD)}$ ). O termo de inércia é modelado de forma análoga ao FTC.

$$m_{VD} \cdot c_{VD} \cdot \frac{dT_{VD}}{dt} \cdot Vol_{VD} = \dot{Q}_{OC(RP-VD)} + \dot{Q}_{OL(ABS-VD)} - \dot{Q}_{OL(VD-ABS)} - \dot{Q}_{OL(RS-VD)} + \dot{Q}_{OL(LF-VD)} - \dot{Q}_{OL(VD-ATM)} - \dot{Q}_{CONV(VD-ATM)} \quad (9)$$

Essas parcelas são calculadas segundo as equações Eq. (10), Eq. (11), Eq. (12), Eq. (13), Eq. (14), Eq. (15) e Eq. (16).

$$\dot{Q}_{OC(RP-VD)} = DNI \cdot A_{RP} \cdot \eta_0 \cdot (1 - \tau_{VD}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{OL(ABS-VD)} = \varepsilon_{ABS} \cdot A_{ext,ABS} \cdot F_{(ABS-VD)} \cdot \sigma \cdot T_{ABS}^4 \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{OL(VD-ABS)} = \varepsilon_{VD} \cdot A_{int,VD} \cdot F_{(VD-ABS)} \cdot \sigma \cdot T_{VD}^4 \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{OL(RS-VD)} = \varepsilon_{RS} \cdot A_{int,RS} \cdot F_{(RS-VD)} \cdot \sigma \cdot T_{RS}^4 \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{OL(RP-VD)} = \varepsilon_{RP} \cdot A_{RP} \cdot F_{(RP-VD)} \cdot \sigma \cdot T_{ar}^4 \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{OL(VD-ATM)} = \varepsilon_{VD} \cdot A_{ext,VD} \cdot F_{(RS-ATM)} \cdot \sigma \cdot T_{VD}^4 \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{conv(VD-ATM)} = h_{Ar-VD} \cdot A_{ext,VD} \cdot (T_{VD} - T_a) \quad (16)$$

Onde  $\varepsilon_{RP}$  é a emissividade do refletor primário,  $\varepsilon_{RS}$  é a emissividade do refletor secundário,  $F_{(RS-VD)}$  é o fator de forma do refletor secundário-vidro,  $F_{(RP-VD)}$  é o fator de forma refletor primário-vidro,  $F_{(RS-ATM)}$  é o fator de forma do refletor secundário-atmosfera,  $T_{ABS}$  é a temperatura do absorvedor e  $T_{ar}$  é a temperatura do ar ambiente [K].

E finalmente, para o refletor secundário (RS), é feita uma divisão em três camadas para melhor estimar a distribuição da temperatura. Por meio das equações Eq. 17, Eq. 18 e Eq.19, é possível realizar o balanço de energia para as camadas interna, intermediária e externa.

$$\rho_{RS} \cdot c_{RS} \cdot \frac{dT_{RS,int}}{dt} \cdot Vol_{RS,int} = \dot{Q}_{OL(VD-RS)} - \dot{Q}_{OL(RS-VD)} - \dot{Q}_{conv(RS-ATM)} - \dot{Q}_{cond(RS-RS,int)} \quad (17)$$

$$\rho_{RS} \cdot c_{RS} \cdot \frac{dT_{RS,med}}{dt} \cdot Vol_{RS,med} = \dot{Q}_{cond(RS-RS,int)} - \dot{Q}_{cond(RS-RS,ext)} \quad (18)$$

$$\rho_{RS} \cdot c_{RS} \cdot \frac{dT_{RS,ext}}{dt} \cdot Vol_{RS,ext} = \dot{Q}_{OC(SOL-RS)} - \dot{Q}_{OL(ATM-RS)} - \dot{Q}_{OL(RS-ATM)} - \dot{Q}_{conv(RS-ATM)} + \dot{Q}_{cond(RS-RS,EXT)} \quad (19)$$

O campo solar é formado por concentradores do tipo Fresnel Linear modelo LF-11 da empresa Industrial Solar GmbH, Fig. 1. Este modelo utiliza, além dos espelhos do concentrador primário (refletores primários), um concentrador secundário refletindo a radiação em um tubo evacuado modelo Schott PTR70. O campo solar é composto por 10 laços de 16 módulos com 16 concentradores por módulo, resultando em um total de 1040m de

comprimento por laço. Essa configuração foi obtida por meio de uma simulação preliminar usando a plataforma System Advisor Model (SAM) desenvolvida pelo NREL (NREL, 2005). A eficiência ótica do concentrador em função dos ângulos de incidência transversal e longitudinal foi obtida por ajuste de curvas dos pontos dados pelo fabricante. O fluido de transferência de calor (FTR) usado na simulação foi o Therminol VP1, que tem um limite de 400°C para se evitar sua degradação.

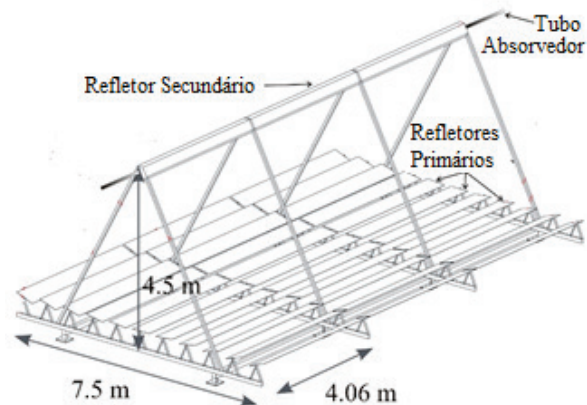


Figura 1. Esquema do Coletor Solar LF-11.

Um queimador auxiliar foi incluído para suplementar a energia do campo solar em períodos de baixa irradiação solar. Este queimador aquece o FTR até a temperatura operacional da planta. O modelo térmico numérico utiliza a técnica de volume de controle unidimensional com formulação do tipo “upwind” para o termo convectivo. Note que o escoamento foi considerado turbulento e plenamente desenvolvido, ou seja, não foi necessário o cálculo hidrodinâmico. No modelo térmico foram consideradas, além da radiação solar concentrada absorvida pelo tubo evacuado, as trocas de calor por convecção entre o FTR e o tubo, por radiação entre o tubo e vidro e por convecção (forçada e natural) e radiação entre o tubo e a atmosfera.

#### Estratégias de Controle da Vazão

Duas estratégias de controle do campo solar foram testadas e são foco deste trabalho. Como a planta funcionará utilizando gás oriundo da gaseificação do CDR é necessário estimar qual a melhor configuração para o campo solar com o queimador. No presente trabalho são propostas duas configurações para o esquema do campo solar. A primeira configuração consiste em posicionar o queimador auxiliar (QA) em série com o campo solar com o queimador auxiliar em série, Fig. 2a. Nessa configuração, quando há radiação solar, a vazão de óleo térmico do campo solar passará pelo próprio. Em momentos em que a quantidade de radiação é nula a vazão passará pelo *ByPass*. A vazão é constante na saída do campo solar ou pelo *Bypass* e a temperatura de entrada do campo é mantida constante. Por meio da simulação realizada para o campo solar são obtidos os valores de temperatura para o óleo térmico na saída do campo solar e entrada do queimador auxiliar. Na primeira delas a vazão de 6,5 kg/s de fluxo por cada laço foi mantida fixa. Para a segunda configuração a vazão de óleo térmico que passará pelo campo solar é variável e seu complemento passará pela linha de vazão de óleo térmico complementar, Fig. 2b. Em momentos em que não há Sol, a vazão total passará pelo sistema de *Bypass*. Nessa configuração foram usados resultados de temperatura na saída do campo solar para se calcular a temperatura na entrada do QA. Nessa segunda estratégia, a vazão era controlada para que a temperatura do FTR fosse de 395 °C. Para esta última, um circuito de *bypass* do campo solar foi considerado de tal forma que a vazão do FTR no circuito de geração de vapor fosse constante. Em ambas, quando há um excesso de irradiação acima do limite aceitável para o bloco de potência, os módulos são desfocados sequencialmente a partir do final de cada laço.

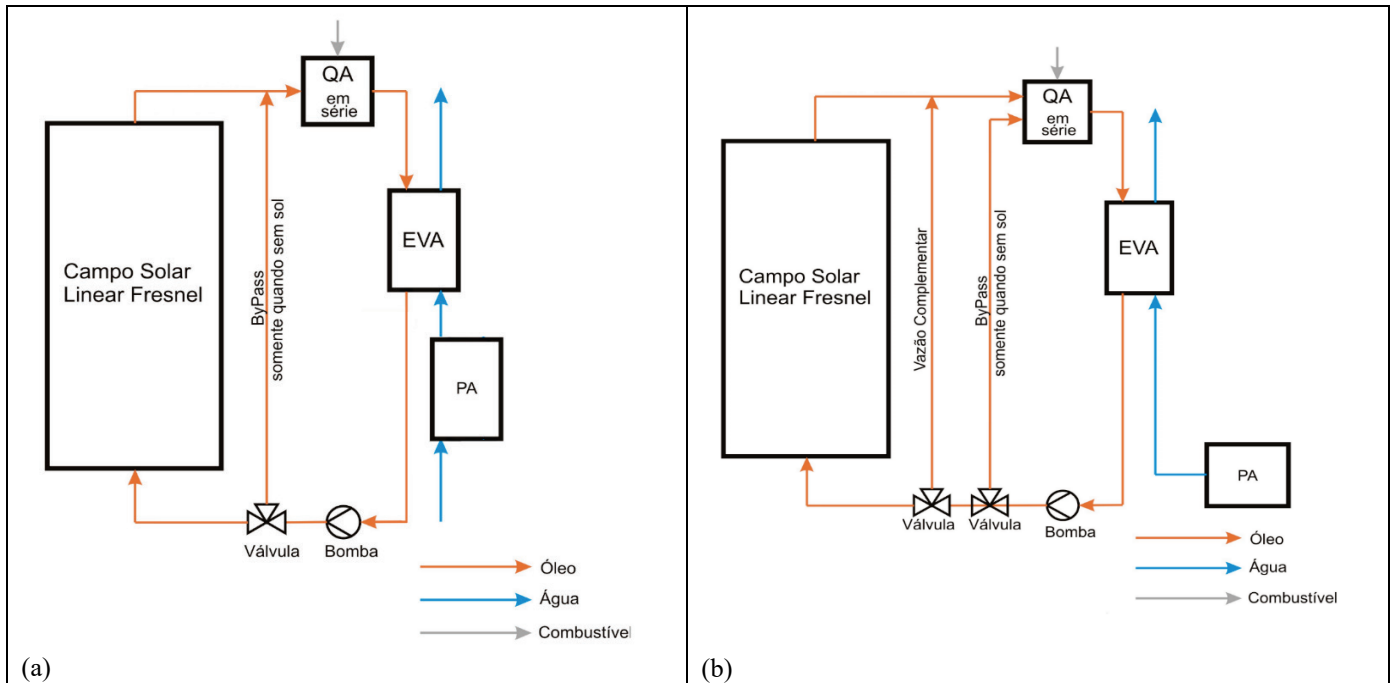


Figura 2. Configurações do campo solar. (a) Queimador auxiliar (QA) em série, vazão de óleo térmico do campo solar constante (b) Queimador auxiliar (QA) em série, vazão de óleo térmico do campo solar variável.

### Modelagem do Queimador Auxiliar

O modelo do queimador auxiliar (QA) proposto nesse trabalho é baseado no método de MLDT de trocador de calor. O modelo assume que o coeficiente global de troca de calor ( $UA$ ) é constante, ou seja, não varia com a quantidade de gás. O modelo considera, quando houver radiação solar, múltiplos trocadores de calor (TC) em série e a estratégia é que eles sejam acionados sequencialmente a medida que há necessidade de acordo com a temperatura de entrada do queimador auxiliar que é função do campo solar, Fig. 3. O motivo da escolha de múltiplos trocadores de calor é para que eles trabalhem com pelo menos uma carga mínima. Isso se deve ao fato de que a eficiência diminuiria muito, além de que a aproximação de  $UA$  constante seria questionável. Nos períodos sem sol (noturno), é incluído um queimador de *bypass* que funcionaria sempre com a carga máxima. Isso porque com um único trocador de calor a eficiência é ligeiramente maior. O modelo fornece coeficientes de um polinômio de segundo grau que relaciona a quantidade gás necessário para que a temperatura de saída seja  $395\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Esse polinômio pode então ser usado para calcular diretamente a massa de gás para cada passo no tempo dada a temperatura de entrada no QA. Para um único trocador de calor (sem sol) o valor do fluxo de gás é constante. Vale ressaltar que esse valor tem que ser multiplicado pelo número de *loops* do campo solar. Para a utilização desse modelo é necessário o poder calorífico inferior (PCI) do combustível, a razão de massa estequiométrica temperatura de chama do combustível.

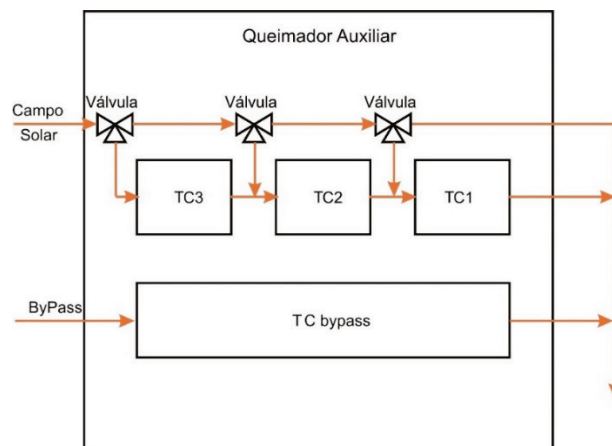


Figura 3. Esquema do Queimador Auxiliar.

Com relação às duas configurações das simulações (vazão constante e vazão variável), no caso da vazão variável, o mais indicado é juntar os fluxos (o que passou pelo campo solar e o que passou por fora dele) antes do QA, assim o trocadores de calor funcionam com eficiência de projeto.

### RESULTADOS

O recurso solar é fundamental para o tipo de simulação proposta aqui. Brasília possui ao longo do ano um valor médio de 4,76 kWh/m<sup>2</sup>.dia. É possível notar que o período anual com melhor incidência solar está compreendido entre os meses de junho e setembro, meses de seca, Fig. 4.

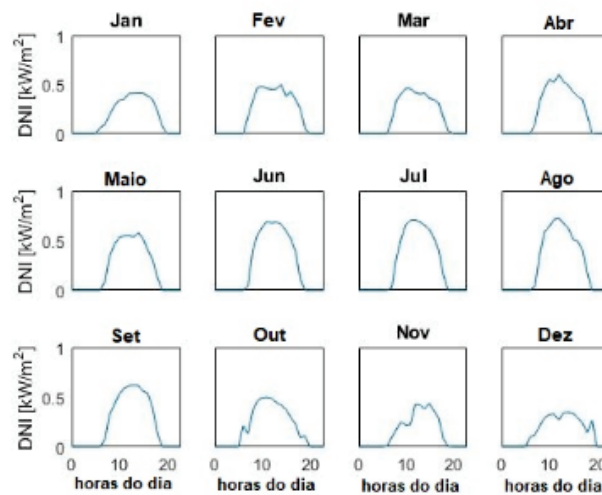


Figura 4. Variação diária de Irradiação solar para um dia representativo de cada mês em Brasília.

Com o modelo desenvolvido é possível estimar a quantidade de energia gerada para mês do ano. Para os resultados aqui obtidos só foram considerados os momentos em que a irradiância solar é não zero. A maior contribuição solar ocorre entre os meses de maio e agosto, Fig. 5. Comparando a energia fornecida no campo solar para cada uma das configurações propostas nesse trabalho, se observa que as variações são pequenas entre cada mês. Sendo que os meses de janeiro, fevereiro, março e novembro a configuração com vazão variável se mostrou com pequena vantagem. Nos demais meses do ano a configuração com vazão constante teve geração um pouco superior.

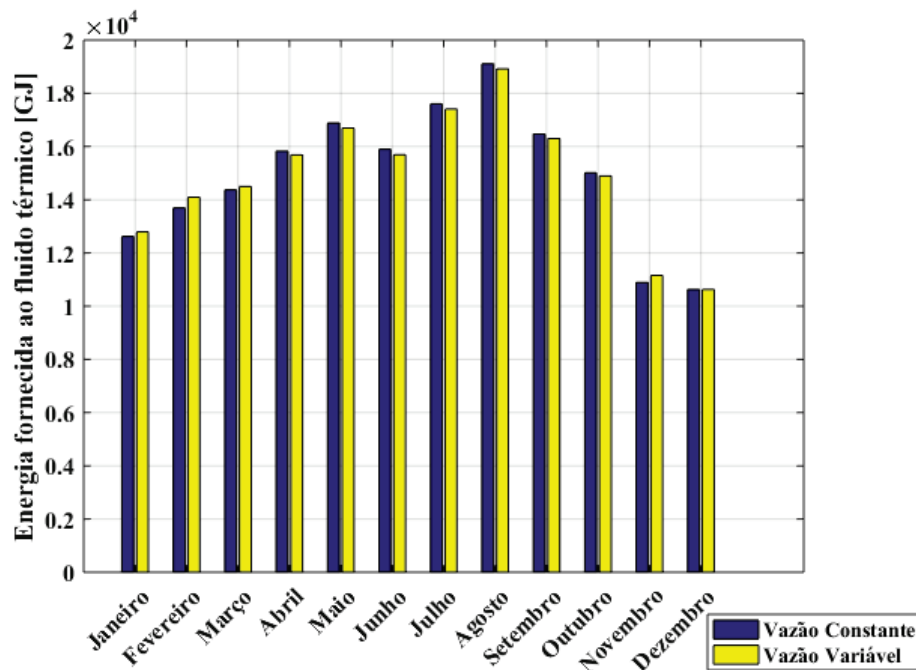


Fig.5. Comparação da geração de energia no campo solar para as configurações propostas.

Para a configuração com vazão do fluido de transferência de calor constante a quantidade de calor total absorvida no ano foi de 179005,1 GJ enquanto a configuração com vazão de fluido de transferência de calor variável foi de 178761,5 GJ.

Para a configuração de vazão do FTC constante foi necessária uma quantidade de 2850114 kg/ano de gás de síntese. Já para a configuração com vazão de FTC variável foi 3055972 kg/ano de gás de síntese, o que representa um aumento de cerca de 7% com relação à configuração com vazão constante de FTC.

## CONCLUSÕES

As simulações realizadas nesse trabalho possibilitaram uma tomada de decisão com relação à melhor configuração para o campo solar. Os resultados mostram que a configuração com vazão constante acaba proporcionando um menor consumo de gás comparada com a outra configuração de vazão variável, já que nessa configuração se obtém maiores níveis de energia no campo solar.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pelo apoio na forma de bolsa de estudos a um dos autores ao Projeto intitulado "HIBRIDIZAÇÃO DE FONTES DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COMO ALTERNATIVA TECNOLÓGICA DE REMEDIAÇÃO AMBIENTAL DE ÁREAS DEGRADADAS POR RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS – ESTUDO DE CASO: ATERRO CONTROLADO DO JOCKEY CLUBE (LIXÃO DA ESTRUTURAL – BRASÍLIA-DF)", P&D ANEEL da CEB Geração S.A. and CEB Lajeado S.A. (Projeto número PD-05159-1801/2018), pelo suporte financeiro.

## REFERÊNCIAS

- ALQAHTANI, B. J., & Patiño-Echeverri, D., 2016. Integrated solar combined cycle power plants: paving the way for thermal solar. *Applied Energy*, 169, 927-936.
- GOMES, S.; NETO, P. H. W. Potencial de recuperação de energia de resíduos sólidos domiciliares (RSD) do município de ponta grossa, pr, brasil. *Revista Gestão & Sustentabilidade Ambiental*, v. 6, n. 1, p. 457-469, 2017.
- HUSSAIN, C.M Iftekhar; NORTON, Brian; DUFFY, Aidan. Technological assessment of different solar-biomass systems for hybrid power generation in Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 68, p. 1115-1129, 2017.
- IBGE, 2010. Relatório, Pesquisa Nacional de Saneamento Básico 2008, Rio de Janeiro.
- MARTINS, B. L. Gestão dos resíduos sólidos urbanos: análise documental e estudo comparativo entre aterro sanitário e incineração para geração de energia. Universidade Estadual Paulista (UNESP), 2017.
- NREL, N. R. E. L. *System Advisor Model*. 2005. Disponível em: <sam.nrel.gov>.
- PETERSEIM, J. H., Hellwig, U., Tadros, A., & White, S., 2014a. Hybridisation optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation facilities. *Solar Energy*, 99, 203-214.
- PETERSEIM, J.H. et al. Concentrating Solar Power/Energy from waste hybrid plants-creating synergies. *Proceedings of SolarPaces, SolarPaces*, 2012.
- SOUZA, G.A. Estimativa da produção de biogás no antigo lixão do Itacorubi. Florianópolis. SC. 2009.
- SPLIETHOFF, Harmut et al. Combining Energy from Waste and Concentrated Solar Power: New Solutions for Sustainable Energy Generation. 2010.