

ANÁLISE TEÓRICA DE UMA PLANTA HELIOTÉRMICA DE PEQUENA ESCALA OPERANDO COM CICLO RANKINE ORGÂNICO

Nelson Yurako Londoño Pabon – nelson@labtucal.ufsc.br

Fernando Gonçalves de Souza

Gian Marcos Gatti

Marcia Barbosa Henriques Mantelli

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

Resumo. As plantas heliotérmicas, também conhecidas como usinas CSP (Concentrated Solar Power), empregam o ciclo Rankine para transformar a energia térmica em energia elétrica. O ciclo Rankine, por sua vez, pode operar com água ou com fluidos orgânicos. O presente trabalho faz uma análise teórica do desempenho de uma usina heliotérmica de pequena escala operando com ciclo Rankine orgânico - ORC (Organic Rankine Cycle). O circuito primário (campo solar) opera com água e sem armazenamento térmico, enquanto o circuito secundário (ORC) foi simulado para operar com 22 fluidos orgânicos úmidos, todos existentes no software EES. Durante a triagem dos fluidos orgânicos, foram selecionados 3 álcoois, 1 cetona, 1 alceno e 17 fluidos refrigerantes. Foi desenvolvido um algoritmo de cálculo no EES, e o ciclo Rankine foi fixado para operar entre a pressão mínima de 101,3 kPa (1atm) e 3 MPa. Considera-se que o fluido possui título igual a 0 e 1 na entrada da bomba e do condensador, respectivamente. Os demais parâmetros e condições de contorno da usina CSP estão indicados na Tab. 2. Como resultados da análise, obteve-se o desempenho de cada ORC, assim como uma equação que relaciona o trabalho líquido (energia elétrica gerada) vs. a área requerida para o coletor do campo solar. Foi evidenciado que este parâmetro é dependente da eficiência do ciclo Rankine, da eficiência do trocador de calor, da eficiência e fator de concentração do coletor solar, bem como da irradiância normal direta do local onde está instalada a usina CSP. O fluido refrigerante R11 se mostrou como o melhor fluido orgânico para operar a planta heliotérmica.

Palavras-chave: Planta heliotérmica - CSP, Ciclo Rankine Orgânico – ORC, Conversão de energia.

1. INTRODUÇÃO

A energia solar é um recurso natural, abundante, que pode ser utilizado para produzir eletricidade. A usina que emprega o processo termodinâmico de conversão de energia para geração de eletricidade é denominada de planta heliotérmica, possuindo uma tecnologia completamente diferente à usina fotovoltaica.

Segundo Heller (2017), a grande dificuldade para implantação de usinas CSP, em relação a outras tecnologias, baseia-se no seu custo inicial. Quando comparada a plantas que utilizam combustíveis fósseis, plantas heliotérmicas requerem um alto investimento inicial. Contudo, a longo prazo, o investimento inicial é compensado, pois as plantas heliotérmicas possuem um baixo custo de operação e manutenção.

Alguns fatores relevantes para o funcionamento de uma planta heliotérmica são: radiação solar incidente (quanto maior a radiação solar incidente, maior a sua eficiência); nível de nebulosidade e pluviosidade (quanto menor o nível de nebulosidade e pluviosidade, maior a sua eficiência). Assim, as plantas heliotérmicas podem ser de dois tipos: grande escala, geralmente instaladas em regiões com alta radiação solar incidente e baixo nível de nebulosidade; e pequena escala: geralmente instaladas em regiões com menor radiação solar incidente ou maior nível de nebulosidade.

Usinas heliotérmicas aplicadas em grandes escalas operam, geralmente, em uma faixa de temperatura que varia de 500 °C a 1000 °C (Ferrari; Gimelli; Luongo, 2014). Para atingir essa temperatura, é necessária uma extensa área de captação de energia, permitindo uma concentração significativa para viabilizar a eficiência do processo.

Quando a temperatura de operação é menor do que 500 °C, essas plantas podem utilizar o Ciclo de Rankine Orgânico para seu funcionamento (Giovannelli, 2015). Esse ciclo possui os mesmos componentes de uma planta de geração de vapor convencional (uma caldeira, um dispositivo de expansão que produz trabalho, um condensador e uma bomba). Porém, utilizam um fluido de trabalho que é um componente orgânico caracterizado por uma temperatura de ebulição mais baixa do que a da água, permitindo a geração de energia a partir de fontes de calor com mais baixas temperaturas. Tanuma (2022) afirma que a ordem de grandeza destas fontes pode oscilar entre 60 °C e 350 °C e que os fluidos orgânicos conseguem operar satisfatoriamente nestes níveis de temperatura desde que sejam bem selecionados. Outra característica desse ciclo é a possibilidade de produzir energia local e em pequena escala (Quoilin, 2011).

O ciclo Rankine orgânico apresenta algumas vantagens como: modularidade, permitindo sua integração com diversas fontes de calor com pequenas adaptações. Além disso, sua versatilidade permite a conversão eficiente de

fontes renováveis de calor, abrangendo geotérmicas, biomassa e solar (Quoilin, 2011). Os fluidos orgânicos, utilizados no ciclo, adaptam-se de maneira mais eficaz do que a água em aplicações de baixa temperatura e em pequena escala, como em edifícios, prédios comerciais e clínicas de saúde (Orosz, 2009).

Deste modo, nota-se que as fontes de calor com temperaturas baixas (até 350 °C) têm, e terão cada vez mais, um papel fundamental na matriz energética global. Esse trabalho tem o objetivo de estudar um circuito Rankine Orgânico simples ideal, considerando uma planta heliotérmica de pequeno porte sem armazenamento de energia térmica, e estabelecer critérios para a seleção dos melhores fluido orgânico úmidos existentes no software EES.

2. USINA CSP

As usinas heliotérmicas ou usinas de energia solar concentrada (*Concentrated Solar Power - CSP*) são plantas que convertem a energia solar em energia térmica e, posteriormente, a transformam em eletricidade através do sistema de conversão de energia (Alam *et al.*, 2023). Para atingir esta série de transformações energéticas, a estrutura fundamental de uma usina CSP geralmente é constituída por dois subsistemas: o campo solar e o ciclo de conversão de energia, como apresentado na Fig. 1.

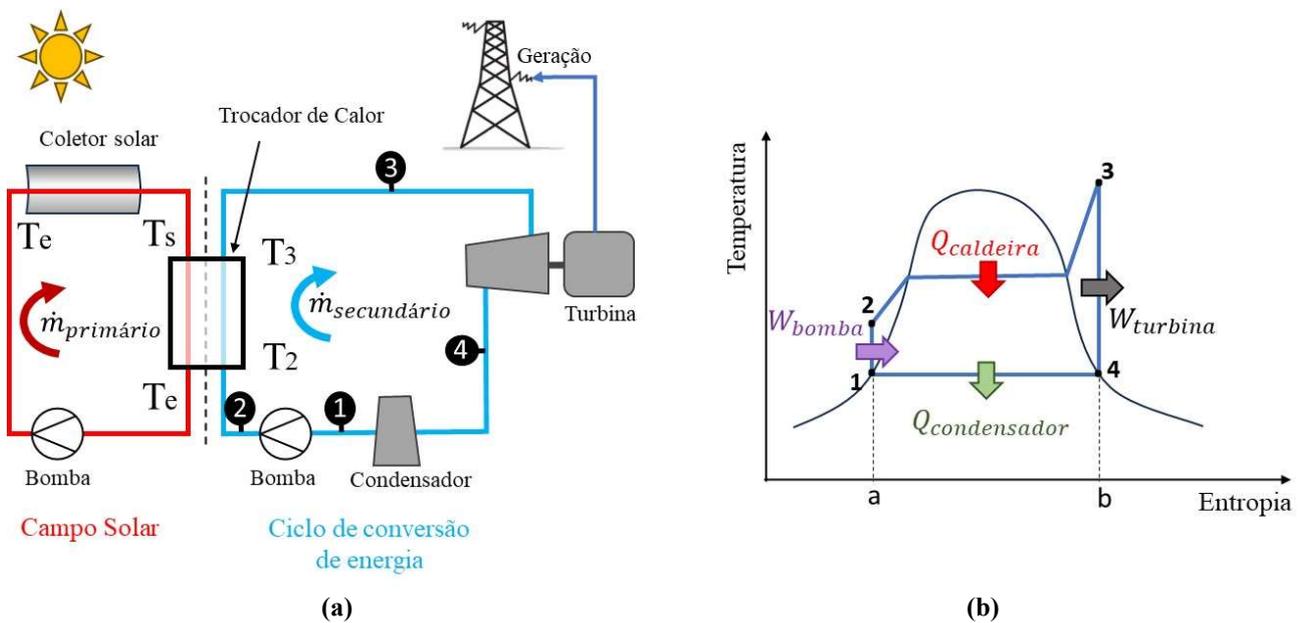


Figura 1 – (a) Representação esquemática de uma usina CSP, (b) Ciclo Rankine simples.

O campo solar, circuito em vermelho da Fig. 1a, representa o circuito primário. Esse circuito é o responsável pela coleta da energia solar, convertendo-a em energia térmica. Essa energia é transportada pelo fluido primário até o trocador de calor. O ciclo de conversão de energia, circuito em azul da Fig. 1a, representa o circuito secundário. Nesse circuito, a energia térmica do trocador de calor é convertida em energia mecânica pela turbina, para posteriormente gerar energia elétrica. Esse circuito possui um fluido secundário responsável pelo transporte de energia através do ciclo Rankine.

Algumas usinas CSP contam com tanques de armazenamento de energia térmica (o que assegura a despachabilidade da usina, *i.e.*, uma forma de armazenar a energia como um *backup*), podendo ser considerados como um terceiro subsistema que trabalha conjuntamente com o campo solar. Contudo, seguindo o objetivo deste trabalho, esses componentes não serão considerados na análise.

2.1 Campo Solar

No presente trabalho, o circuito do campo solar está constituído dos três elementos apresentado na Fig. 1a. O coletor solar, encarregado de concentrar a radiação solar no receptor (ou absorvedor) e, desta forma, aquecer o fluido primário, que circula internamente por ele. O trocador de calor é o dispositivo que promove a transferência da energia térmica para o circuito secundário. A bomba é a máquina encarregada de fornecer trabalho (energia) ao fluido, movimentando-o de forma cíclica pelo circuito do campo solar.

Os fluidos de trabalho do campo solar comumente operam em estado líquido monofásico. Eles são fabricados ou selecionados para suportar as elevadas temperaturas alcançadas nos receptores, e não devem apresentar altos índices de degradação durante sua vida útil. Como as usinas heliotérmicas empregam o princípio de concentração

solar para incrementar a temperatura do fluido primário, que por sua vez é solidário ao circuito secundário pelo trocador de calor, toda variação da irradiância solar afetará diretamente o comportamento do ciclo Rankine.

2.2 Ciclo Rankine

Para a presente análise foi escolhido um ciclo Rankine simples ideal, como apresentado na Fig. 1b. Este circuito é composto por quatro elementos: (a) uma bomba que realiza a compressão isentrópica do fluido orgânico (pontos 1→2), (b) uma caldeira, para a adição de calor a pressão constante (pontos 2→3), (c) uma turbina, onde o vapor se expande isentropicamente (pontos 3→4) e (d) um condensador, para a rejeição do calor a pressão constante (pontos 4→1). Por ser um circuito ideal foram desprezadas as irreversibilidades internas. O fluido entra na bomba como líquido saturado e é pressurizado isentropicamente, atingindo uma região de sub-resfriamento até a pressão de operação da caldeira. Na caldeira o líquido comprimido é transformado em vapor superaquecido devido à adição de calor, proveniente do campo solar da usina CSP. O vapor, com elevada energia, se expande isentropicamente na turbina, convertendo a energia térmica do fluido em energia cinética rotacional. Como a turbina e o gerador elétrico são solidários ao mesmo eixo, este movimento rotacional induz a produção de energia elétrica. O vapor expandido entra no condensador, como vapor saturado, e, pela rejeição de calor para o ambiente, o vapor é transformado em líquido saturado, fechando o ciclo de mudança de fase do fluido secundário, encontrando-se disponível para ser comprimido novamente pela bomba.

Vale ressaltar que a Fig. 1b, está fora de escala, pois os pontos 1 e 2 são mais próximos do que o apresentado, dado que, todas as linhas de pressões para o líquido sub-resfriado são muito próximas da curva de saturação. A bomba e a caldeira adicionam trabalho e energia ao sistema, enquanto a turbina e o condensador extraem trabalho e energia do sistema, respectivamente. A diferença entre o trabalho extraído pela turbina e o trabalho adicionado pela bomba resulta no trabalho líquido útil para produzir eletricidade, enquanto a razão entre o trabalho líquido e o calor adicionado na caldeira representa a eficiência térmica do ciclo. (Potter e Scott, 2006)

Quando o ciclo Rankine emprega a água como fluido de trabalho, o ciclo é conhecido como convencional. Porém, para baixas potências de aquecimento, fluidos orgânicos têm sido empregados como fluidos de trabalho no ciclo de conversão de energia. É nestes casos que o ciclo Rankine recebe o nome de orgânico ou ORC (de sua sigla em inglês).

2.3 Modelagem da usina CSP operando com fluidos orgânicos

Os valores do potencial energético de uma usina CSP estão relacionados ao fluxo de energia solar (W/m^2), isto é, a irradiância normal direta (*Direct Normal Irradiance* - DNI) proveniente do sol, que por sua vez depende do local em que está situada a usina. Desta forma, o projeto de uma usina CSP é dependente da área do campo de coletores (A) e do fator de concentração (F_c) sobre os receptores. Quanto maior é área dos coletores e o fator de concentração, maior será a taxa de transferência de calor para o fluido primário. Porém, nem toda a energia solar incidente se transfere ao fluido primário, portanto, a eficiência do coletor ($\eta_{coletor}$) deve ser levada em conta para estimar o fluxo de calor útil do campo solar.

Nesse modelo, será considerado um Coletor de Calha Parabólico (*Parabolic Trough Collector* - PTC), pois é a tecnologia CSP mais madura e difundida. Cerca de 84% das usinas CSP utilizam essa tecnologia. (Ferreira, 2018)

O PTC capta e foca os raios solares na direção dos tubos de absorção. Esse dispositivo é constituído por um canal cilindro/parabólico que utiliza espelhos cilíndrico-parabólicos como refletores para concentrar a radiação solar (Irlan, 2017). Ao longo da linha focal do refletor, encontra-se disposto um tubo metálico – com alta absorvidade e geralmente em cores escuras para receber o máximo de calor possível (Alam *et al.*, 2023) – envolta do tubo metálico se dispõe um tubo de vidro evacuado, que diminui a dissipação de calor para o ambiente por convecção. Portanto, o receptor é constituído por este conjunto de tubos. Quando a radiação solar direta normal incide na superfície e é concentrada no receptor, o fluido que circula dentro do tubo passa por um processo de aquecimento (Lampkowski, 2017). Para maximizar o aquecimento do líquido primário, o PTC normalmente possui um sistema de rastreamento solar, que acompanha o movimento do sol e faz com que os raios incidentes se localizem preferencialmente de forma perpendicular à linha de abertura da parábola do coletor.

Dada a complexidade da construção dos coletores, aos fenômenos envolvidos na transferência de calor e a qualidade dos materiais, estima-se que os receptores apresentam uma perda aproximada de 55% do total de energia radiante incidente (Heller, 2017). A Fig. 2 apresenta a relação das perdas de um coletor, assim como a eficiência deste equipamento. Portanto, pode-se concluir que apenas 45% da energia proveniente do sol é convertida em energia térmica.

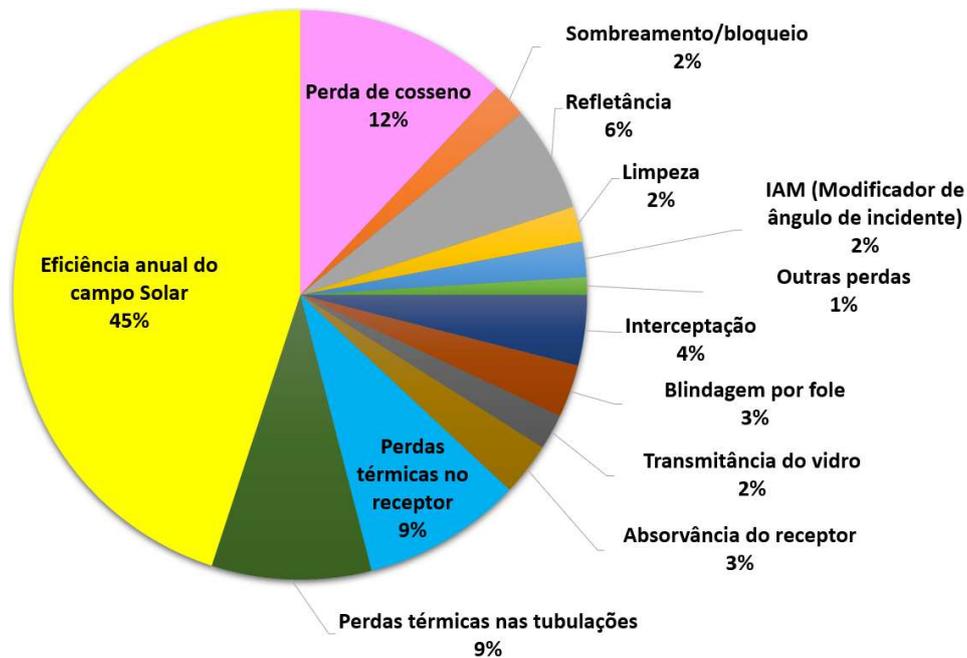


Figura 2 – Eficiência e relação de perdas sofridas por um coletor solar. Fonte: Adaptado de Heller (2017)

Deste modo, analisando o exposto, tem-se que a equação que determina a quantidade de energia absorvida pelo fluido primário é dada por:

$$Q_{\text{primário}} = \eta_{\text{Coletor}} \cdot F_c \cdot A \cdot DNI, \quad (1)$$

sendo que a eficiência do coletor (η_{Coletor}) e o fator de concentração (F_c) são parâmetros adimensionais, a área do coletor (A) é medida em m^2 e o valor de irradiância normal direta (DNI) é dado em W/m^2 .

Os valores de fator de concentração variam de acordo com a tecnologia de concentradores empregados nas usinas CSP. Alguns valores deste parâmetro são apresentados na Tab. 1.

Tabela 1 – Valores dos fatores de concentração. Fonte: (Sanchez *et al.*, 2020; Sajjadnejad *et al.*, 2020)

TECNOLOGIA CSP	FATOR DE CONCENTRAÇÃO (F_c)
Coletor de Calha Parabólico	$f_{con} < 50$
Torre Solar	$100 < f_{con} < 1500$
Coletor de Disco Parabólico	$100 < f_{con} < 1000$

Uma vez que o circuito primário comumente emprega fluidos de trabalho monofásicos, é possível determinar o ganho de temperatura do fluido primário após passar pelo coletor, a partir da equação do calor sensível, dada por:

$$Q_{\text{primário}} = \dot{m}_{\text{primário}} \cdot c_{p_{\text{primário}}} \cdot (T_s - T_e), \quad (2)$$

em que $\dot{m}_{\text{primário}}$ representa a vazão mássica do fluido que percorre o circuito (kg/s), o $c_{p_{\text{primário}}}$ é o calor específico do fluido primário, medido em $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$, enquanto a diferença de temperaturas é medida em K. De acordo com a Fig. 1a, as temperaturas T_s e T_e correspondem a temperatura de saída e entrada do coletor, respectivamente.

Para determinar a energia radiante incidente no receptor, basta considerar a eficiência do coletor como sendo igual a unidade. Aplicando isto na Eq. (1) temos que a energia solar incidente é dada por:

$$Q_{\text{sol}} = F_c \cdot A \cdot DNI. \quad (3)$$

O presente modelo considera que do total de energia absorvido pelo circuito primário uma parcela é transferida para o circuito secundário, através do trocador de calor. Portanto, levando em conta a eficiência do trocador, temos que:

$$Q_{\text{secundário}} = \eta_{\text{Trocador}} \cdot Q_{\text{primário}}. \quad (4)$$

Para modelar o ciclo de conversão de energia (circuito secundário) foi utilizada a metodologia de análise termodinâmica de um ciclo Rankine.

Considerações do ORC. Os parâmetros e condições de contorno de um ciclo Rankine orgânico simples e ideal foram estabelecidos da seguinte forma:

- **Ponto 1:** Líquido saturado com título igual a zero e temperatura de 25°C - sempre e quando a pressão de saturação for maior do que 1 atmosfera. Caso contrário, a temperatura do ponto 1 será a temperatura de saturação correspondente à pressão de 101,3 kPa (1 atm.). Isto evita que o ciclo Rankine trabalhe em vácuo.
- **Ponto 2:** Mesma entropia do ponto 1 e mesma pressão do ponto 3.
- **Ponto 3:** Mesma entropia do ponto 4 e pressão de entrada na turbina igual a 3 MPa.
- **Ponto 4:** Vapor saturado com título igual a um e com a mesma pressão do ponto 1.

Não foram consideradas limitações de potência para o calor requerido pela caldeira, nem para o calor retirado pelo condensador. Desta forma, o desempenho do ORC se restringe às propriedades termodinâmicas dos fluidos avaliados, nas condições anteriormente estabelecidas.

De acordo com Çengel e Boles (2013), representar os processos termodinâmicos do ciclo Rankine através do diagrama $T - s$, auxilia na visualização dos trabalhos feitos pela bomba e pela turbina, assim como do calor transferido pela caldeira e pelo condensador, facilitando a análise da eficiência térmica do sistema.

Como a caldeira do ciclo Rankine é representada pelo trocador de calor da usina CSP na Fig. 1a, temos que, para uma dada vazão mássica, a energia do circuito secundário é igual ao calor da caldeira e, portanto:

$$Q_{\text{secundário}} = Q_{\text{caldeira}} = \dot{m}_{\text{secundário}} \cdot (h_3 - h_2), \quad (5)$$

em que $\dot{m}_{\text{secundário}}$ representa a vazão mássica do fluido orgânico (kg/s), enquanto h_2 e h_3 representam as entalpias de entrada e saída da caldeira (J/kg).

De maneira similar as equações que governam os demais elementos do ciclo Rankine são expressadas como:

$$W_{\text{bomba}} = \dot{m}_{\text{secundário}} \cdot (h_2 - h_1), \quad (6)$$

$$W_{\text{turbina}} = \dot{m}_{\text{secundário}} \cdot (h_3 - h_4), \quad (7)$$

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_{\text{secundário}} \cdot (h_4 - h_1), \quad (8)$$

onde o subscrito nas entalpias representa o ponto de análise para cada elemento, correspondendo a entalpia na entrada menos a entalpia da saída de cada equipamento, e com unidades de J/kg.

Como mencionado anteriormente, o trabalho líquido do ciclo, corresponde a produção elétrica da usina CSP e é determinado por:

$$W_{\text{líquido}} = W_{\text{turbina}} - W_{\text{bomba}}. \quad (9)$$

A eficiência termodinâmica do ciclo Rankine é dada por:

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{W_{\text{líquido}}}{Q_{\text{caldeira}}} \cdot 100\%. \quad (10)$$

Dado que o ciclo Rankine é um ciclo termodinâmico, sua eficiência pode ser comparada com a máxima eficiência teórica de uma máquina térmica (eficiência de Carnot), a qual é determinada por:

$$\eta_{\text{carnot}} = \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right) \cdot 100\%, \quad (11)$$

onde as temperaturas do Ponto 1 e do Ponto 3 correspondem às temperaturas mínima e máxima do ciclo Rankine, respectivamente.

Na metodologia aplicada considerou-se que não existe limite na área de troca do permutador de calor, portanto, a temperatura de entrada do fluido primário no trocador de calor (T_s) é igual a temperatura de saída do fluido secundário (T_3), após eles passarem pelo trocador de calor.

A eficiência da uma usina CSP é determinada pela razão entre o trabalho líquido, obtido do circuito secundário, e a energia solar incidente do circuito primário, como apresentado a seguir:

$$\eta_{CSP} = \frac{W_{liquido}}{Q_{sol}} \cdot 100\% \quad (12)$$

Com as equações anteriores e com as considerações aqui estabelecidas para o ORC é possível comparar a produção elétrica de uma usina CSP operando com o ciclo Rankine simples ideal e diversos fluidos orgânicos.

Para simular o desempenho da usina foi empregado o software *Engineering Equation Solver – EES®*, sendo que os parâmetros de simulação e condições de contorno de ambos subsistemas são apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 – Parâmetros de simulação e condições de contorno da usina CSP.

SUBSISTEMA	PARÂMETRO	VALOR
Campo Solar	Fluido primário	Água
	Vazão mássica do circuito primário	1 kg/s
	Fator de concentração do PTC	5
	Eficiência do coletor PTC	45%
	Irradiância normal direta (DNI)	830 W/m ²
	Eficiência do trocador ** ($\eta_{Trocador}$)	85%
Ciclo de conversão de energia	Fluido secundário	Diversos fluidos orgânicos
	Vazão mássica do circuito secundário	0,03 kg/s

** Tecnicamente o trocador de calor faz parte de ambos os subsistema, servindo como caldeira para o ciclo de conversão de energia

A metodologia de cálculo implementada no software EES é resumida no fluxograma da Fig. 3.

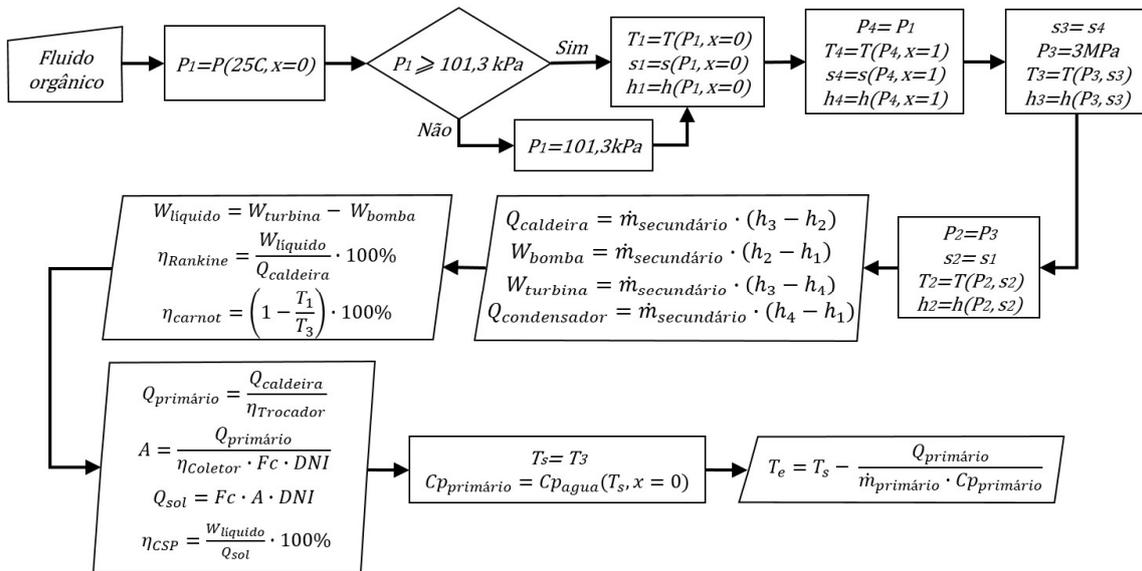


Figura 3 – Fluxograma de cálculo para a usina CSP operando com fluidos orgânicos.

Os fluidos orgânicos foram selecionados tendo em conta que sua pressão e temperatura crítica sejam superiores a 3MPa e 25 °C, respectivamente. Desta maneira, garante-se que o fluido de trabalho do circuito secundário opere em condições saturadas, o que reduz a irreversibilidade total do processo (Somayaji *et al.*, 2006).

Nesta análise, foram considerados fluidos orgânicos úmidos, *i.e.*, fluidos que no lado vapor apresentem uma inclinação da curva de saturação $T - s$ com valores negativos ($ds/dT_{vapor} < 0$). Esta condição, permite que o ciclo Rankine simples possa ser implementado, como apresentado na Fig. 1b. Quando o lado vapor da curva de saturação tem uma inclinação positiva ($ds/dT_{vapor} > 0$) tem-se um fluido seco. Para esse caso, o ciclo de Rankine simples ideal não pode ser empregado sendo utilizado um ciclo regenerativo. As usinas CSP que operam com fluidos orgânicos secos requerem um dispositivo adicional, após a expansão da turbina, para conseguir condensar o vapor superaquecido. De acordo com Tchanche *et al.*, (2011) os valores de ds/dT dos fluidos orgânicos afetam a eficiência do ciclo Rankine e a disposição dos equipamentos que o constituem.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seleção dos fluidos foi feita com base nos fluidos orgânicos existentes no software EES e que satisfazem as condições de seleção anteriormente mencionadas. A Tab. 3 lista os fluidos analisados neste trabalho.

Tabela 3 – Parâmetros Termodinâmicos dos fluidos úmidos que satisfazem as considerações do ORC.

Fluido Secundário	Tipo	Formula Química	T Crítica [C]	P Crítica [kPa]	T1 = T4 [C]	T2 [C]	T3 [C]	P1 = P4 [kPa]	s1 = s2 [J/kg-K]	s3 = s4 [J/kg-K]	h1 [kJ/kg]	h2 [kJ/kg]	h3 [kJ/kg]	h4 [kJ/kg]
R11	CFC	CCl ₃ F	198,0	4408,0	25,0	25,0	178,7	105,6	210,0	813,2	55,60	58,59	298,07	235,45
Metanol	Álcool	CH ₃ OH	240,2	8103,0	65,0	65,6	282,6	101,3	-3066,0	197,2	-1048,0	-1044,0	416,11	53,57
Acetona	Cetona	C ₃ H ₆ O	235,0	4700,0	56,2	57,1	214,6	101,3	1403,0	2925,0	321,18	325,05	983,71	822,50
Etanol	Álcool	CH ₃ CH ₂ OH	240,8	6148,0	78,3	78,9	238,6	101,3	1032,0	3448,0	259,23	263,16	1345,00	1108,00
Trans-2-Butene	Alceno	CH ₃ CH=CH ₃ CH	155,5	4027,0	25,0	27,4	137,9	234,0	200,7	1476,0	57,75	62,35	540,05	437,87
Isopropanol	Álcool	C ₃ H ₈ O	235,2	4762,0	82,4	82,4	212,7	101,3	1151,0	3016,0	337,22	342,92	1168,00	1000,00
R142b	HCFC	C ₂ H ₃ F ₂ Cl	137,1	4055,0	25,0	26,2	123,5	335,8	1112,0	1790,0	232,11	234,50	482,47	434,31
R124	HCFC	C ₂ HF ₂ Cl	122,3	3624,0	25,0	26,3	112,7	383,5	1097,0	1588,0	227,74	229,66	405,30	374,28
R12	CFC	CCl ₂ F ₂	112,0	4114,0	25,0	25,0	102,9	651,1	223,8	686,8	59,69	62,33	224,20	197,73
R143m	HFC	C ₂ H ₂ F ₃ O	104,8	3635,0	25,0	26,3	99,2	574,6	1124,0	1721,0	235,76	237,97	446,22	413,75
R134a	HFC	C ₂ H ₂ F ₄	101,0	4059,0	25,0	26,3	93,5	665,8	324,3	920,5	86,40	88,33	294,18	264,18
R500	HCFC	Mistura Refrigerante	105,5	4455,0	25,0	25,0	94,1	768,2	259,8	814,9	69,54	72,30	263,45	235,04
R161	HFC	C ₂ H ₃ F	102,1	5010,0	25,0	26,2	91,4	923,1	1192,0	2331,0	255,39	258,30	647,29	595,17
R22	HCFC	CHClF ₂	96,1	4989,0	25,0	26,3	87,5	1044,0	1105,0	1717,0	230,41	232,04	438,75	413,04
R407C	HFC	Mistura Refrigerante	86,2	4632,0	25,0	20,6	79,3	1019,0	1098,0	1748,0	228,17	229,87	445,23	420,06
R502	HCFC	Mistura	82,2	4074,0	25,0	25,0	74,1	1162,0	266,4	690,9	71,70	73,91	214,34	198,26
R143a	HFC	C ₂ H ₃ F ₃	72,7	3761,0	25,0	26,6	69,4	1262,0	1135,0	1669,0	239,20	241,05	416,74	398,51
R404A	HFC	Mistura Refrigerante	72,1	3735,0	25,0	26,0	68,6	1241,0	1123,0	1596,0	235,54	237,22	392,54	376,55
R507A	HFC	Mistura Refrigerante	70,6	3705,0	25,0	26,2	67,2	1281,0	1123,0	1582,0	235,68	237,31	387,62	372,56
R125	HFC	C ₂ HF ₅	66,0	3618,0	25,0	26,5	62,1	1378,0	1113,0	1483,0	232,91	234,27	354,22	343,10
R410A	HFC	Mistura Refrigerante	71,3	4901,0	25,0	26,0	59,1	1652,0	1136,0	1762,0	239,56	240,82	441,40	426,31
R32	HFC	CH ₂ F ₂	78,1	5784,0	25,0	26,0	63,3	1690,0	1157,0	2065,0	245,60	246,96	537,82	516,50

Observações: (1) P2 = P3 = 3Mpa; (2) Os fluidos Metanol, Acetona, Etanol e Isopropanol são os únicos que possuem uma T1>25C, atendendo a exigência de P1> 101,3kPa;

(3) Os refrigerantes são do tipo: CFC = Clorofluorocarbonetos, HCFC = Hidroclorofluorocarbonetos e HFC = Hidrofluorocarbonetos

Dos vinte e dois fluidos listados na Tab. 3, dezessete são classificados como fluidos refrigerantes pela ASHRAE e os cinco restantes são compostos orgânicos. Em quatro destes compostos orgânicos o algoritmo ajustou a temperatura T₁ para ser a temperatura de saturação do fluido a uma pressão de 101,3 kPa, para evitar que o ORC trabalhe em vácuo. A Tab. 4 mostra os resultados de desempenho dos fluidos orgânicos no ORC, e da água no circuito do campo solar. Para obter estes resultados os critérios da Tab. 2 foram atendidos.

Tabela 4 – Desempenho da usina CSP operando com diversos fluidos orgânicos, de acordo com os parâmetros da Tab. 2.

Fluido Secundário	Tipo	Q Cald. [kW]	Q Cond. [kW]	W Bomba [W]	W Turb. [kW]	W Liq. [kW]	η Rankine [%]	η Carnot [%]	Q primário [kW]	Área Coletor [m²]	Q sol [kW]	η CSP [%]	Ts [C]	Te [C]	P _{Turb} /P _{Cr} [-]	W _{Liq} /A _{Coletor} [W/m²]
R11	CFC	7,19	5,40	89,6	1,88	1,79	24,9	34,0	8,5	4,5	18,8	9,5	178,7	176,8	0,68	395,3
Metanol	Álcool	43,82	33,05	116,0	10,88	10,76	24,6	39,2	51,5	27,6	114,6	9,4	282,6	272,9	0,37	389,8
Acetona	Cetona	19,76	15,04	115,9	4,84	4,72	23,9	32,5	23,2	12,5	51,7	9,1	214,6	209,5	0,64	379,2
Etanol	Álcool	32,46	25,46	117,8	7,11	7,00	21,6	31,3	38,2	20,5	84,9	8,2	238,6	230,5	0,49	342,1
Trans-2-Butene	Alceno	14,33	11,40	138,2	3,07	2,93	20,4	27,5	16,9	9,0	37,5	7,8	137,9	134,0	0,74	324,2
Isopropanol	Álcool	24,76	19,88	171,0	5,03	4,86	19,6	26,8	29,1	15,6	64,7	7,5	212,7	206,3	0,63	311,8
R142b	HCFC	7,44	6,07	71,7	1,45	1,37	18,5	24,8	8,8	4,7	19,4	7,1	123,5	121,4	0,74	293,0
R124	HCFC	5,27	4,40	57,7	0,93	0,87	16,6	22,7	6,2	3,3	13,8	6,3	112,7	111,3	0,83	263,0
R12	CFC	4,86	4,14	79,3	0,79	0,71	14,7	20,7	5,7	3,1	12,7	5,6	102,9	101,5	0,73	233,7
R143m	HFC	6,25	5,34	66,3	0,97	0,91	14,5	19,9	7,4	3,9	16,3	5,6	99,2	97,5	0,83	230,6
R134a	HFC	6,18	5,33	57,8	0,90	0,84	13,6	18,7	7,3	3,9	16,1	5,2	93,5	91,8	0,74	216,5
R500	HCFC	5,74	4,96	82,8	0,85	0,77	13,4	18,8	6,7	3,6	15,0	5,1	94,1	92,5	0,67	213,0
R161	HFC	11,67	10,19	87,4	1,56	1,48	12,7	18,2	13,7	7,4	30,5	4,8	91,4	88,1	0,60	200,8
R22	HCFC	6,20	5,48	49,1	0,77	0,72	11,7	17,3	7,3	3,9	16,2	4,5	87,5	85,8	0,60	184,9
R407C	HFC	6,46	5,76	51,0	0,76	0,70	10,9	15,4	7,6	4,1	16,9	4,2	79,3	77,5	0,65	173,0
R502	HCFC	4,21	3,80	66,2	0,48	0,42	9,9	14,1	5,0	2,7	11,0	3,8	74,1	72,9	0,74	156,9
R143a	HFC	5,27	4,78	55,7	0,55	0,49	9,3	13,0	6,2	3,3	13,8	3,6	69,4	68,0	0,80	147,9
R404A	HFC	4,66	4,23	50,2	0,48	0,43	9,2	12,8	5,5	2,9	12,2	3,5	68,6	67,3	0,80	146,4
R507A	HFC	4,51	4,11	48,9	0,45	0,40	8,9	12,4	5,3	2,8	11,8	3,4	67,2	65,9	0,81	141,9
R125	HFC	3,60	3,31	40,7	0,33	0,29	8,1	11,1	4,2	2,3	9,4	3,1	62,1	61,1	0,83	129,2
R410A	HFC	6,02	5,60	38,0	0,45	0,41	6,9	10,2	7,1	3,8	15,7	2,6	59,1	57,4	0,61	109,4
R32	HFC	8,73	8,13	40,8	0,64	0,60	6,9	11,4	10,3	5,5	22,8	2,6	63,3	60,9	0,52	108,9

Observações: (1) O circuito primário opera com água, (2) Os refrigerantes são do tipo: CFC = Clorofluorocarbonetos, HCFC = Hidroclorofluorocarbonetos e HFC = Hidrofluorocarboneto

Como o ciclo Rankine simples ideal foi pensado para garantir as condições pré-estabelecidas para os pontos 1 e 4, da Fig. 1b, a uma pressão de saturação de no mínimo 101,3 kPa, e dado que o teto do ciclo (pontos 2 e 3) se encontra a

uma pressão fixa de 3 MPa, o seu desempenho é dependente exclusivamente das propriedades termodinâmicas do fluido orgânico.

Nas premissas assumidas não foi restringido o calor requerido pela caldeira. Como toda essa energia será suprida pelo campo solar, isto permite obter da simulação a área do coletor PTC necessária para atender tal demanda. Uma vez suprido o calor na caldeira e com o fluido superaquecido a 3 MPa, o trabalho da turbina também é consequência das propriedades termodinâmicas do fluido estudado. Sendo assim, a Tab. 4 apresenta, na sua última coluna, a relação entre o trabalho líquido e a área do coletor solar de cada ORC simulado. Este parâmetro relaciona o potencial de energia elétrica produzido no circuito secundário e a área do coletor do circuito primário, permitindo comparar o desempenho dos 22 fluidos estudados.

Na Tab. 4, este parâmetro foi organizado de forma decrescente, pois valores mais elevados indicam que o fluido consegue produzir mais energia elétrica por metro quadrado de área de coletor. Isto condiz com a eficiência da usina (η_{CSP}) e com a eficiência do ciclo Rankine ($\eta_{Rankine}$), onde ambas apresentam um comportamento decrescente. Os únicos fluidos discordantes desta tendência, ao analisar a eficiência de Carnot (η_{Carnot}), são o Metanol e o refrigerante R32, os quais apresentam maiores eficiências do que seus antecessores, indicando que entram na turbina com maior temperatura do que a reportada por seus antecessores, ver T_3 na Tab. 3.

Para a mesma vazão mássica de fluido orgânico, o menor trabalho líquido reportado foi de 0,29 kW, para o refrigerante R125, enquanto o maior valor foi de 10,76 kW, para o Metanol. Porém, estes, coincidentemente, não são os fluidos com a menor, nem a maior eficiência de Rankine da Tab. 4, respectivamente. Isto indica que o calor requerido pela caldeira está diretamente relacionado com a área do coletor.

Na Tab. 4 também foi incluída uma coluna com a relação entre a pressão de entrada na turbina e a pressão crítica do fluido analisado. Quanto menor for este valor, maior o potencial do fluido para incrementar sua produção de trabalho líquido, sempre e quando a turbina consiga trabalhar com uma pressão superior à imposta nesta análise (3MPa). Dos vinte e dois fluidos, o Metanol apresentou o menor valor deste parâmetro (0,37), isto indica que os 3MPa de pressão na turbina correspondem a 37% de sua pressão crítica.

As colunas T_e e T_s da Tab. 4 apresentam, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluido primário que passa pelo interior do coletor solar. Para a presente análise, a água foi considerada como o fluido de trabalho do circuito primário, e dado que nenhuma temperatura de saída é superior a 374 °C (temperatura crítica da água), pode-se afirmar que é viável considerar a água como um possível fluido primário numa planta CSP operando com ORC.

Na Fig. 4, mostra-se o ciclo ORC simples dos três primeiros fluidos da Tab. 4, assim como o ciclo do último fluido dessa lista. Observa-se que, dos quatro ciclos, o Metanol apresenta o maior estado de superaquecimento, isto porque a curva de saturação apresenta um formato mais parecido a uma distribuição normal e, portanto, a expansão isentrópica da turbina promove maior superaquecimento do fluido. O refrigerante R32 possui um formato de sino similar ao do Metanol, porém, a diferença de pressões entre a base e o teto de seu ciclo é de apenas 1310 kPa, enquanto que para o Metanol a diferença de pressões é 2,2 vezes este valor. Maiores diferenças de pressão entre a entrada e a saída da turbina permitem obter maior trabalho deste elemento.

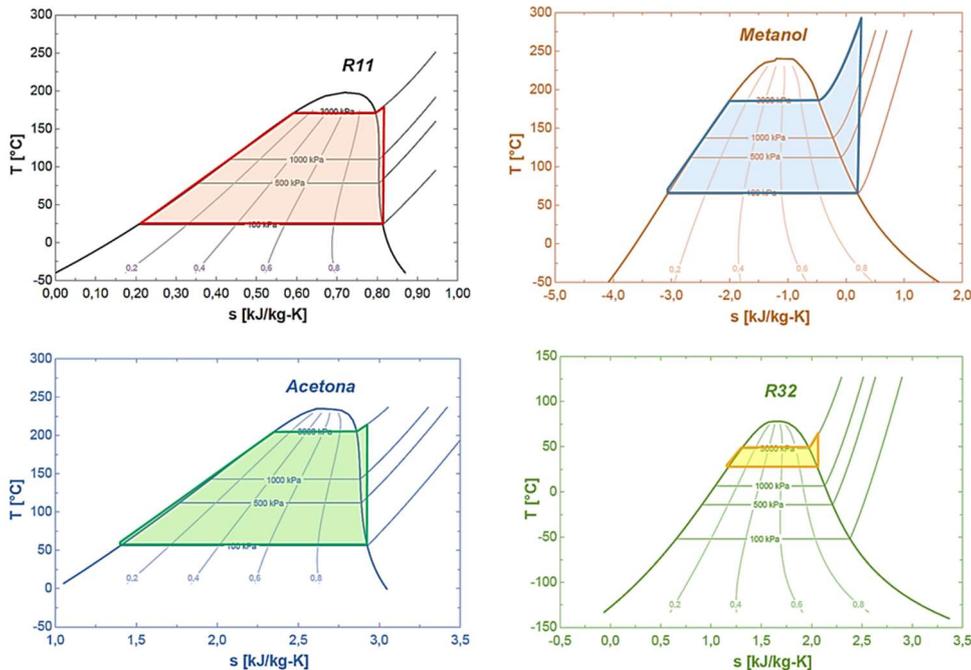


Figura 4 – Ciclo Rankine para alguns fluidos orgânicos analisados.

Analisando o ciclo Rankine da Acetona e do refrigerante R11, da Fig. 4, observa-se que em ambos os casos a curva de saturação apresenta o eixo de simetria com inclinação para a direita, isto aproxima o ponto de vapor seco do ponto da entrada da turbina, reduzindo o superaquecimento necessário para atingir uma expansão isentrópica na turbina.

Caso o eixo de simetria se incline fortemente à direita, a inclinação da curva de saturação (ds/dT), para o lado vapor, começa a adquirir valores positivos, impedindo reproduzir o ciclo Rankine simples nos fluidos orgânicos secos. Portanto, uma condição do presente trabalho foi trabalhar com fluidos orgânicos úmidos ($ds/dT_{vapor} < 0$).

Analisando o parâmetro $W_{Liq.}/A_{coletor}$ e rearranjando as equações envolvidas nele, chega-se a seguinte expressão:

$$\frac{W_{Liquido}}{A_{Coletor}} = \eta_{Rankine} \cdot \eta_{Trocador} \cdot \eta_{Coletor} \cdot F_c \cdot DNI. \quad (13)$$

A Eq. (13) evidencia que o parâmetro de seleção assumido neste trabalho é função da eficiência do ciclo Rankine (circuito secundário), da eficiência do trocador de calor, elemento comum a ambos subsistemas, da eficiência e fator de concentração do coletor solar (circuito primário) e da irradiância normal direta, valor característico do local de instalação da usina CSP. Isto demonstra que, pelo fato das plantas CSP possuírem circuitos em série, todos os elementos que a constituem afetam diretamente seu desempenho e dimensionamento.

Dos fluidos analisados neste artigo, e de acordo com o critério da Eq. (13), o refrigerante R11 se apresentou como o melhor fluido orgânico para operar em uma planta CSP, com um valor de 395 W/m². Na listagem, os cinco compostos orgânicos que sucedem o R11 são: Metanol, Acetona, Etanol, Trans-2-Buteno e Isopropanol, todos com valores superiores a 300 W/m², ver Tab. 4. Os dezesseis refrigerantes restantes completam a lista com valores que oscilam entre 109 W/m² a 293 W/m².

Como os parâmetros de eficiência do trocador de calor, eficiência do coletor, fator de concentração e irradiância normal direta foram mantidos constantes na simulação, pode-se afirmar que, a diferença reportada pelo parâmetro da Eq. (13) é consequência da eficiência do ciclo Rankine que caracteriza cada fluido.

A presente análise se limitou a avaliar os efeitos termodinâmicos dos fluidos no desempenho da usina CSP, sem levar em consideração outros aspectos como disponibilidade, toxicidade ou segurança ambiental dos fluidos orgânicos analisados.

4. CONCLUSÕES

A motivação principal do emprego de fluidos orgânicos no ciclo Rankine de uma planta CSP é que estes fluidos possuem uma temperatura de ebulição baixa, o que permite que evaporem e condensem com menor carga térmica, quando comparado com os requerimentos da água no ciclo Rankine convencional. No presente trabalho foi simulado uma usina CSP operando com água como fluido primário no campo solar e vinte e dois fluidos orgânicos como fluido secundário do ciclo de conversão de energia. O ciclo simulado foi um ciclo Rankine simples e ideal. O mesmo foi fixado para existir entre a pressão mínima de 101,3 kPa (1 atm) e 3 MPa. Definiu-se o estado do fluido na entrada da bomba e do condensador com título igual a zero e um, respectivamente. A vazão mássica do ORC foi fixada em 0,03 kg/s para todos os fluidos orgânicos, e para a água foi definida uma vazão mássica de 1 kg/s. O coletor de calha parabólica possui uma eficiência de 45% e um fator de concentração de 5. A eficiência do trocador de calor foi estimada em 85% e a usina CSP foi considerada estando numa região com 830 W/m² de DNI (*Direct Normal Irradiance*). Baseados nestas considerações, o desempenho da usina CSP foi simulado a partir de um algoritmo desenvolvido no software EES.

Os vinte e dois fluidos orgânicos escolhidos foram selecionados da base de dados do software EES, com a condição de serem fluidos úmidos, *i.e.*, que a inclinação da curva de saturação, no lado vapor, do diagrama $T-s$, possua valores negativos ($ds/dT_{vapor} < 0$), pois, o ciclo Rankine simples só pode ser projetado para este tipo de fluido.

Foi estabelecida uma equação que relaciona o trabalho líquido do ORC com a área do coletor necessária para satisfazer as demandas de energia da caldeira. Esta relação permite avaliar a energia elétrica gerada (trabalho líquido) no circuito secundário *versus* a área de coletor requerida no circuito primário (campo solar). Foi evidenciado que este parâmetro é dependente da eficiência do ciclo Rankine, da eficiência do trocador de calor, da eficiência e fator de concentração do coletor solar, assim como da irradiância normal direta do local onde está instalada a usina CSP.

De acordo com este critério, os cinco melhores fluidos orgânicos para operar uma usina CSP são: Refrigerante R11, Metanol, Acetona, Etanol e Trans-2-Buteno. O presente trabalho avaliou unicamente o comportamento termodinâmico da planta CSP operando com água no circuito do campo solar e com diversos fluidos orgânicos no ciclo de conversão de energia. A análise se limitou aos efeitos termodinâmicos dos fluidos no desempenho da usina CSP, sem considerar outros aspectos como a disponibilidade, toxicidade, inflamabilidade, custos, e/ou segurança ambiental dos fluidos orgânicos analisados.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao Fundo de Financiamento de Estudos de Projetos e Programas (FINEP), ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ), ao Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE) e à Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC).

REFERÊNCIAS

- Alam, M. I., Nuhash, M. M., Zihad, A., Nakib, T. H., Ehsan, M. M., 2023. Conventional and Emerging CSP Technologies and Design Modifications: Research Status and Recent Advancements. International Journal of Thermofluids, vol. 20, pp. 100406, Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100406>>
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., 2013. Termodinâmica, 7ª Ed, AMGH Editora Ltda e Mc Graw Hill Education, Porto Alegre, Brasil.
- Ferrara, F.; Gimelli, A.; Luongo, A., 2014. Small-scale concentrated solar power (CSP) plant: ORCs comparison for different organic fluids. Energy Procedia, vol. 45, pp. 217-226.
- Ferreira, W. M., 2018. Modelagem termodinâmica de uma planta fresnel com geração direta de vapor e armazenamento de energia térmica. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, POSMEC, UFSC, Florianópolis.
- Giovannelli, A., 2015. State of the art on small-scale concentrated solar power plants. Energy Procedia, vol. 82, pp. 607-614.
- Heller, P., 2017. The performance of concentrated solar power (CSP) systems: analysis, measurement and assessment. Woodhead publishing.
- Irilan, Y. G., 2017. Análise do coeficiente global de perdas de calor de um absorvedor com cavidade trapezoidal de sistema de concentrador solar linear Fresnel, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, POSMEC, UFSC, Florianópolis.
- Lampkowski, M., 2017. Dispositivo automatizado para a limpeza da superfície refletora de helióstato em sistemas de energia solar concentrada – CSP. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica – Faculdade de Ciências Agrônomicas, Universidade Estadual Paulista, Botucatu.
- Orosz, M. S., Mueller, A., Quolin, S., Hemond, H., 2009. Small scale solar ORC system for distributed power. In: Conference Solar Paces 2009.
- Potter, M. C., Scott, E. P., 2006. Termodinâmica, 1a Ed, Editorial Thomson Learning - Cengage Learning, São Paulo, Brasil.
- Tanuma, T., (Editor), 2022. Advances in steam turbines for modern power plants. Woodhead Publishing, Elsevier, United States.
- Quoilin, S., 2011. Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. Tese (Doutorado em Ciências Aplicadas) - Aerospace and Mechanical Engineering Department, University of Liège, Bélgica.
- Sajjadnejad, M., Haghshenas, S. M., Targhi, V., Ghafarian-Zahmatkesh, H., Naeimi, M., 2020. Utilization of sustainable energies for purification of water. Advanced Journal of Chemistry-Section A, vol. 3, n. 4, pp. 493-509.
- Sanchez, S. A., Quiroz, M. A., Sierra, L. R., Morales, A. D., Palencia, J. M., 2020. Design of a library using Matlab software for modeling and simulation of parabolic cylindrical solar collectors (CCP). IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, pp. 012023.
- Somayaji C., Mago P., Chamra L. M., 2006. Second law analysis and optimization of organic Rankine cycles, ASME Power Conference, Maio 2 – 4, Atlanta, USA.
- Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., 2009. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering, vol. 29, n. 11, pp. 2468-2476.

THEORETICAL ANALYSIS OF A SMALL-SCALE HELIOTHERMAL PLANT OPERATING WITH AN ORGANIC RANKINE CYCLE

Abstract. *Heliothermal plants or CSP (Concentrated Solar Power) plants employ the Rankine cycle to convert thermal energy into electrical energy. The Rankine cycle can operate with water or organic fluids. This study analyzes the performance of a small-scale heliothermal plant operating with an Organic Rankine Cycle (ORC). The primary circuit (solar field) operates with water and without thermal storage, while the secondary circuit (ORC) was simulated to operate with 22 organic fluids, all available in the EES software. During the screening of organic fluids, 3 alcohols, 1 ketone, 1 alkene, and 17 refrigerant fluids were selected. An algorithm for calculation was developed in EES, and the Rankine cycle was set to exist between the minimum pressure of 101.3 kPa (1 atm) and 3 MPa. At the inlet of the pump and the condenser, the fluid has a quality of 0 and 1, respectively. The remaining parameters and boundary conditions of the CSP are listed in Table 2. The analysis results include the performance of each ORC and an equation relating the network (generated electrical energy) versus the required area in the solar collector of the solar field. It was evidenced that this parameter depends on the efficiency of the Rankine cycle, the heat exchanger efficiency, the efficiency, and concentration factor of the solar collector, as well as the direct normal solar irradiance at the location where the CSP plant is installed. Table 4 lists the obtained results, with the refrigerant R11 proving to be the best organic fluid for operating the heliothermal plant.*

Keywords: *Heliothermal Plant - CSP, Organic Rankine Cycle - ORC, Energy Conversion*