



RENATO CANESTRI VASCONCELOS

**ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA ORC
COM ENERGIA TÉRMICA SOLAR NA GERAÇÃO DE
POTÊNCIA EM UMA PEQUENA COMUNIDADE**

LAVRAS – MG

2023

RENATO CANESTRI VASCONCELOS

**ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA ORC COM ENERGIA
TÉRMICA SOLAR NA GERAÇÃO DE POTÊNCIA EM UMA PEQUENA
COMUNIDADE**

Trabalho de Conclusão de Curso no formato de artigo científico apresentado à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco

Orientador

LAVRAS – MG

2023

**Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica
da Biblioteca Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).**

Canestri Vasconcelos, Renato.

Análise técnica e econômica de um sistema ORC com energia térmica solar na geração de potência em uma pequena comunidade / Renato Canestri Vasconcelos. – Lavras : UFLA, 2023.

35 p. : il.

TCC (graduação)–Universidade Federal de Lavras, 2023.

Orientador: Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco.

Bibliografia.

1. Ciclo Rankine Orgânico. 2. Energia Renovável. 3. Energia Térmica Solar. I. Rúa Orozco, Dimas José. II. Título.

CDD-808.066

RENATO CANESTRI VASCONCELOS

**ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA ORC COM ENERGIA
TÉRMICA SOLAR NA GERAÇÃO DE POTÊNCIA EM UMA PEQUENA
COMUNIDADE**

Trabalho de Conclusão de Curso no formato de artigo científico apresentado à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADA em 03 de Março de 2023.

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco	UFLA
Prof. DSc. Diego Luíz Izidoro Silva	IFMG
Prof. DSc. Márcio Montagnana Vicente Leme	UFLA

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco
Orientador

**LAVRAS – MG
2023**

Dedico esse trabalho aos meus pais por sempre acreditarem no meu potencial.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Dimas por ter me orientado nesse trabalho, e também agradeço a todos os professores que participaram da minha formação, desde a escola até a universidade.

RESUMO

Esse trabalho apresenta uma análise técnica e econômica do acoplamento de diferentes configurações de ciclo Rankine Orgânico (ORC) com campos de coletores solares do tipo calha parabólica para fornecer energia térmica ao ciclo de potência. Foram realizados balanços de massa e energia para modelar os ciclos, assim como para descrever o comportamento dos coletores solares, sendo desenvolvida portanto uma rotina computacional escrita em Python para simular o sistema na comunidade Santo Antônio. Os fluidos orgânicos Isopentano, Isobutano e R245fa foram selecionados para estudo. O objetivo é identificar a configuração mais eficiente e viável para suprir a demanda elétrica da comunidade Santo Antônio, próxima à cidade de Breves, no Pará. Foram consideradas condições de design, com temperaturas de entrada e saída do campo solar de 200 e 300°C, respectivamente. Entre as configurações testadas, o ORC com trocador de calor intermediário e fluido de trabalho Isopentano apresentou a maior eficiência na conversão de energia térmica em elétrica (17,79%). No projeto preliminar do campo de coleta solar, essa mesma configuração foi a que necessitou de menos coletores solares, totalizando uma área mínima de 765,60 metros quadrados. A análise térmica indicou que os sistemas são capazes de suprir a demanda elétrica da comunidade durante o dia e que, nos meses de baixa irradiação solar, o sistema ainda pode diminuir significativamente o uso de geradores a diesel. A análise econômica concluiu que o sistema mais viável para a comunidade é o ORC com Isopentano e trocador de calor intermediário, que apresentou um custo nivelado de energia (LCOE) de US\$ 0,70 por kWh. No entanto, esse valor é considerado alto e inviável quando o objetivo é a venda de energia elétrica.

Palavras-chave: Ciclo Rankine Orgânico, Energia Renovável, Energia Térmica Solar.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	6
1.1	Justificativa	7
1.2	Objetivos	7
1.3	Organização do trabalho	8
	REFERÊNCIAS	9
	APENDICE A – ARTIGO CIENTÍFICO	10

1 INTRODUÇÃO

O mundo contemporâneo está passando por diversos avanços científicos e tecnológicos, gerando como consequência uma maior demanda energética. De acordo com o trabalho de (WANG et al., 2013), o uso de fontes não renováveis como o petróleo e carvão causam problemas ambientais, o que aponta as fontes renováveis como possíveis opções para suprir parte dessa demanda.

A utilização das fontes renováveis e alternativas (solar térmica, geotérmica, calor rejeitado em processos industriais e outras) na geração de potência pode ser feita através do ciclo Rankine Orgânico, também conhecido como ORC, cujo emprego geralmente é em pequenas e médias escalas. No trabalho (XU et al., 2015) é dito que as características dos fluidos orgânicos de trabalho presentes nesse tipo de ciclo é o que viabiliza essa geração de potência, onde a estrutura do equipamento é simples e a manutenção tem baixo custo.

Os trabalhos de (TCHANCHE et al., 2011) e (RAHBAR et al., 2017) afirmam que ciclo Rankine convencional e o ORC diferem no fluido de trabalho, cujo primeiro utiliza a água. De acordo com (ZHANG et al., 2016) o uso da água como fluido de trabalho nesse tipo de ciclo ocorre pois ela existe em abundância, a sua utilização não apresenta impactos negativos ao meio ambiente, tem alto ponto de ebulição, grande calor latente de vaporização, grande capacidade de calor específico e não é tóxica. Como são necessárias altas temperaturas e pressões de operação, o seu uso não é recomendado para ser feito com fontes de calor de baixa e média temperatura.

É constatado no trabalho de (PETHURAJAN; SIVAN; JOY, 2018) que quando comparados com a água, os fluidos orgânicos atingem o ponto de ebulição a temperaturas e pressões mais baixas, sendo afirmado por (QUOILIN et al., 2013) que essas propriedades tornam o ORC apropriado para aproveitar as fontes renováveis que o ciclo convencional não consegue utilizar. Um ORC simples, de acordo com (SPROUSE; DEPCIK, 2013), apresenta como dispositivos um evaporador responsável pelo aquecimento do fluido de trabalho em conjunto com uma fonte térmica, uma turbina ou expensor onde ocorre a expansão do fluido e a energia mecânica no eixo é transformada em energia elétrica por um gerador, um condensador responsável por deixar o fluido no estado de líquido saturado, e por fim uma bomba de alimentação que comprime o fluido antes do ciclo reiniciar no evaporador.

1.1 Justificativa

De acordo com o relatório de Balanço Energético Nacional (BEN) fornecido pela (EPE, 2022), onde os dados são de 2021, a Oferta Interna de Energia (OIE) mostra que no Brasil 44,7% da energia é proveniente de fontes renováveis. Dentre essas fontes renováveis existe uma categoria denominada de Outras Renováveis, que representa 8,7% da oferta nacional, onde a térmica solar está incluída e representa apenas 3,6% dessa categoria, o que demonstra como a energia térmica solar é pouco explorada no Brasil.

A comunidade onde será realizado o estudo de caso presente nesse trabalho faz o uso de geradores a diesel para suprir a demanda por energia elétrica do local, sendo essa demanda de 55 kW. Como dito anteriormente, o ORC é uma tecnologia capaz de gerar potência em pequenas escalas utilizando fontes renováveis, portanto esse trabalho vai avaliar de forma técnica e econômica a possibilidade de substituição ou diminuição do uso do diesel com a implementação de um ORC que utiliza como fonte de calor a energia térmica solar, visando dessa forma diminuir a poluição causada pelo uso da fonte não renovável.

1.2 Objetivos

Avaliar de forma técnica e econômica a viabilidade de se instalar um sistema ORC que utiliza coletores solares PTC para geração de potência elétrica em uma pequena comunidade chamada Santo Antônio, cuja localização é no Estado do Pará.

Objetivos específicos:

- a) Modelar matematicamente os ciclos Rankine Orgânico básico e também sua versão com trocador de calor intermediário (TCI);
- b) Realizar a seleção de três fluidos orgânicos de trabalho para serem estudados;
- c) Modelar matematicamente coletores solares do tipo EuroTrough ET150;
- d) Modelar economicamente o sistema;
- e) Implementar as modelagens em linguagem de programação Python com uso da biblioteca CoolProp, fazendo uso portanto apenas de ferramentas gratuitas para realização do trabalho;
- f) Realizar uma simulação anual da geração de potência com esse sistema na comunidade Santo Antônio.

1.3 Organização do trabalho

Este trabalho é dividido em duas partes. Na primeira parte é realizada uma introdução ao tema que foi objeto de estudo, sendo apresentado a justificativa e o objetivo da pesquisa. Na segunda parte o Artigo Científico produzido é apresentado no Apêndice A.

REFERÊNCIAS

- EPE. **BEN Relatório Síntese 2022 Ano base 2021**. 2022. <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-675/topico-631/BEN_S%C3%ADntese_2022_PT.pdf>, Acesso em: 21 jun. 2022.
- PETHURAJAN, V.; SIVAN, S.; JOY, G. C. Issues, comparisons, turbine selections and applications – an overview in organic rankine cycle. **Energy conversion and management**, Elsevier Ltd, v. 166, p. 474–488, 2018. ISSN 0196-8904.
- QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier Ltd, v. 22, p. 168–186, 2013. ISSN 1364-0321.
- RAHBAR, K. et al. Review of organic rankine cycle for small-scale applications. **Energy conversion and management**, Elsevier Ltd, v. 134, p. 135–155, 2017. ISSN 0196-8904.
- SPROUSE, C.; DEPCIK, C. Review of organic rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied thermal engineering**, Elsevier Ltd, Kidlington, v. 51, n. 1-2, p. 711–722, 2013. ISSN 1359-4311.
- TCHANCHE, B. F. et al. Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles – a review of various applications. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier Ltd, Kidlington, v. 15, n. 8, p. 3963–3979, 2011. ISSN 1364-0321.
- WANG, M. et al. Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic rankine cycle (orc) based on flat-plate solar collectors. **Applied thermal engineering**, Elsevier Ltd, Kidlington, v. 50, n. 1, p. 816–825, 2013. ISSN 1359-4311.
- XU, G. et al. Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical orc system driven by linear fresnel reflector solar concentrator. **Applied thermal engineering**, Elsevier Ltd, v. 80, p. 196–204, 2015. ISSN 1359-4311.
- ZHANG, X. et al. Comparative study of waste heat steam src, orc and s-orc power generation systems in medium-low temperature. **Applied thermal engineering**, Elsevier Ltd, v. 106, p. 1427–1439, 2016. ISSN 1359-4311.

APÊNDICE A – ARTIGO CIENTÍFICO

Segue Artigo Científico nas próximas paginas.



ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA ORC COM ENERGIA TÉRMICA SOLAR NA GERAÇÃO DE POTÊNCIA EM UMA PEQUENA COMUNIDADE

Renato Canestri Vasconcelos

Departamento de Engenharia, Universidade Federal de Lavras (DEG/UFLA)
renato.vasconcelos@estudante.ufla.br

Dimas José Rúa Orozco

Departamento de Engenharia, Universidade Federal de Lavras (DEG/UFLA)
dimas.rua@ufla.br

Universidade Federal de Lavras / Departamento de Engenharia
2023

Resumo. *Esse trabalho apresenta uma análise técnica e econômica do acoplamento de diferentes configurações de ciclo Rankine Orgânico (ORC) com campos de coletores solares do tipo calha parabólica para fornecer energia térmica ao ciclo de potência. Foram realizados balanços de massa e energia para modelar os ciclos, assim como para descrever o comportamento dos coletores solares, sendo desenvolvida portanto uma rotina computacional escrita em Python para simular o sistema na comunidade Santo Antônio. Os fluidos orgânicos Isopentano, Isobutano e R245fa foram selecionados para estudo. O objetivo é identificar a configuração mais eficiente e viável para suprir a demanda elétrica da comunidade Santo Antônio, próxima à cidade de Breves, no Pará. Foram consideradas condições de design, com temperaturas de entrada e saída do campo solar de 200 e 300°C, respectivamente. Entre as configurações testadas, o ORC com trocador de calor intermediário e fluido de trabalho Isopentano apresentou a maior eficiência na conversão de energia térmica em elétrica (17,79%). No projeto preliminar do campo de coleta solar, essa mesma configuração foi a que necessitou de menos coletores solares, totalizando uma área mínima de 765,60 metros quadrados. A análise térmica indicou que os sistemas são capazes de suprir a demanda elétrica da comunidade durante o dia e que, nos meses de baixa irradiação solar, o sistema ainda pode diminuir significativamente o uso de geradores a diesel. A análise econômica concluiu que o sistema mais viável para a comunidade é o ORC com Isopentano e trocador de calor intermediário, que apresentou um custo nivelado de energia (LCOE) de US\$ 0,70 por kWh. No entanto, esse valor é considerado alto e inviável quando o objetivo é a venda de energia elétrica.*

Palavras-chave: *Ciclo Rankine Orgânico, Energia Renovável, Energia Térmica Solar.*

1. INTRODUÇÃO

O mundo contemporâneo está passando por diversos avanços científicos e tecnológicos, gerando como consequência uma maior demanda energética. De acordo com o trabalho de Wang *et al.* (2013), o uso de fontes não renováveis como o petróleo e carvão causam problemas ambientais, o que aponta as fontes renováveis como possíveis opções para suprir parte dessa demanda.

A utilização das fontes renováveis e alternativas (solar térmica, geotérmica, calor rejeitado em pro-

cessos industriais e outras) na geração de potência pode ser feita através do ciclo Rankine Orgânico, também conhecido como ORC, cujo emprego geralmente é em pequenas e médias escalas. No trabalho Xu *et al.* (2015) é dito que as características dos fluidos orgânicos de trabalho presentes nesse tipo de ciclo é o que viabiliza essa geração de potência, onde a estrutura do equipamento é simples e a manutenção tem baixo custo.

Os trabalhos de Tchanche *et al.* (2011) e Rahbar *et al.* (2017) afirmam que ciclo Rankine convencional e o ORC diferem no fluido de trabalho, cujo primeiro utiliza a água. De acordo com Zhang *et al.* (2016) o uso da água como fluido de trabalho nesse tipo de ciclo ocorre pois ela existe em abundância, a sua utilização não apresenta impactos negativos ao meio ambiente, tem alto ponto de ebulição, grande calor latente de vaporização, grande capacidade de calor específico e não é tóxica. Como são necessárias altas temperaturas e pressões de operação, o seu uso não é recomendado para ser feito com fontes de calor de baixa e média temperatura.

É constatado no trabalho de Pethurajan *et al.* (2018) que quando comparados com a água, os fluidos orgânicos atingem o ponto de ebulição a temperaturas e pressões mais baixas, sendo afirmado por Quoilin *et al.* (2013) que essas propriedades tornam o ORC apropriado para aproveitar as fontes renováveis que o ciclo convencional não consegue utilizar. Um ORC simples, de acordo com Sprouse e Depcik (2013), apresenta como dispositivos um evaporador responsável pelo aquecimento do fluido de trabalho em conjunto com uma fonte térmica, uma turbina ou expensor onde ocorre a expansão do fluido e a energia mecânica no eixo é transformada em energia elétrica por um gerador, um condensador responsável por deixar o fluido no estado de líquido saturado, e por fim uma bomba de alimentação que comprime o fluido antes do ciclo reiniciar no evaporador.

De acordo com o relatório de Balanço Energético Nacional (BEN) fornecido pela EPE (2022), onde os dados são de 2021, a Oferta Interna de Energia (OIE) mostra que no Brasil 44,7% da energia é proveniente de fontes renováveis. Dentre essas fontes renováveis existe uma categoria denominada de Outras Renováveis, que representa 8,7% da oferta nacional, onde a térmica solar está incluída e representa apenas 3,6% dessa categoria, o que demonstra como a energia térmica solar é pouco explorada no Brasil.

Mahlia *et al.* (2019) descreve em seu trabalho que a coleta da energia térmica solar pode ser realizada normalmente por meio dos seguintes tipos de coletores: coletores cilíndricos parabólicos (PTC), sistema de receptor central (STP), concentradores lineares tipo Fresnel (LFR) e discos parabólicos (PDC). Existem duas maneiras de se realizar o acoplamento entre o ORC e o coletor, sendo elas a geração direta de vapor (*Direct Vapor Generation - DVG*) e o fluido de transferência de calor (*Heat Transfer Fluid - HTF*). Xu *et al.* (2015) diz que o sistema DVG é mais simples e apresenta diminuição nas irreversibilidades do sistema, já que elimina a necessidade de um evaporador, porém é mais caro devido a maior quantidade de fluido orgânico necessária para circular todo o sistema. Diferente do sistema DVG, o sistema HTF é amplamente utilizado comercialmente e é considerado convencional, tendo sido dito por Yu *et al.* (2021) que esse sistema pode utilizar bombas de alimentação e tanques de armazenamento de calor.

O trabalho dos autores Quoilin *et al.* (2013) realiza uma revisão sobre as diferentes possibilidades de aplicação de sistemas ORC, analisa os principais desafios que surgem na implementação desse tipo de tecnologia e por fim faz uma revisão sobre o mercado. Seu trabalho concluiu que, ao se comparar o ciclo Rankine convencional com o ciclo Rankine Orgânico, os sistemas ORC são apropriados para situações com baixa e média temperatura e para geração de potência moderada. Outro ponto importante apontado é que os sistemas ORC tiveram um crescimento exponencial desde os anos 80, principalmente com o uso de biomassa, geotérmicas e recuperação de calor rejeitado. Pode-se observar portanto que existe uma lacuna referente ao mercado da energia térmica solar.

No trabalho de Mahlia *et al.* (2019) é feita uma pesquisa sobre as patentes publicadas de sistemas ORC, tendo como foco principal as aplicações com uso de energia solar. O banco de dados *Derwent*

Innovation foi utilizado para a coleta de dados sobre as patentes, sendo esses dados referentes aos anos entre 2007 e julho de 2018. Como resultado foram identificadas 1100 patentes distribuídas em quatro tipos de coletores solares, sendo 12% do tipo PDC, 21% do tipo STP, 28% do tipo LFR e 39% do tipo PTC. As principais conclusões feitas pelos autores foram de que os sistemas ORC atuando em conjunto com a energia térmica solar tem um grande potencial na geração de energia elétrica, principalmente para plantas de pequena escala, sendo a China e o Estados Unidos os países com maior desenvolvimento nesse setor.

O autor Xu *et al.* (2015) desenvolveu uma pesquisa com o objetivo de avaliar o desempenho de um ORC supercrítico (SORC) com DVG, cujo coletor de energia térmica solar é do tipo LFR. Nesse trabalho foi considerada uma configuração ORC com trocador intermediário para se realizar um pré-aquecimento do fluido após sair da bomba, e também a presença de uma cavidade do tipo CPC em volta do tubo absorvedor. As simulações do sistema foram realizadas utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*) e as principais conclusões foram: a configuração em estado supercrítico apresenta um desempenho melhor do que em estado subcrítico; entre os fluidos orgânicos selecionados para estudo (Isopentano, n-Pentano, n-Hexano, n-Heptano, Ciclohexano e Tolueno) o Ciclohexano apresentou a maior eficiência global (19,65%) para uma vazão mássica baixa; o sistema trabalhando com uma radiação solar mais alta e com um maior fluxo mássico resulta em mais potência e maior eficiência do LFR; o aumento da temperatura de entrada do fluido na turbina causa um aumento mais relevante na eficiência do ORC do que a queda na eficiência do LFR e portanto a eficiência global aumenta.

No artigo de revisão realizado por Tchanche *et al.* (2011) são abordadas as várias aplicações que podem ser realizadas com sistemas ORC, dentre elas foi identificado o ORC solar para aplicações em dessalinização por meio de osmose reversa, que se trata da mesma conclusão obtida no artigo de Delgado-Torres e García-Rodríguez (2010), onde os resultados de simulações apontaram a viabilidade do acoplamento entre ORC solar de baixa temperatura e unidades de dessalinização.

O objetivo desse trabalho é avaliar termodinamicamente e economicamente a viabilidade de se instalar um sistema ORC que utiliza coletores solares PTC para geração de potência elétrica em uma pequena comunidade chamada Santo Antônio, cuja localização é no Estado do Pará. A escolha por utilizar essa comunidade como estudo de caso se deve ao fato de se tratar de uma comunidade isolada e também por ter a sua demanda por potência elétrica apresentada no trabalho de Pinheiro *et al.* (2012). Foram modelados matematicamente diferentes configurações ORC, assim como o coletor solar, onde as modelagens foram implementadas em linguagem de programação Python com uso da biblioteca CoolProp disponibilizada por Bell *et al.* (2014), onde foi possível realizar as simulações do projeto.

2. METODOLOGIA

Nesta seção será apresentado o passo a passo sobre como o trabalho foi executado até que os objetivos fossem alcançados. Todo o trabalho foi implementado em linguagem de programação Python, fazendo uso da biblioteca CoolProp para obtenção das propriedades termodinâmicas necessárias para descrever o ciclo. Sendo assim, o projeto foi inteiramente desenvolvido com o uso de ferramentas gratuitas.

2.1 Estudo de caso - Dados Meteorológicos

A comunidade Santo Antônio fica localizada na latitude 00° 55' 18" Sul e longitude 50° 49' 25" Oeste. Estando aproximadamente a 92 quilômetros da cidade de Breves, Pará, essa comunidade é composta por um agrupamento de trinta casas, outras seis casas espalhadas pela área, uma escola primária, duas igrejas, uma mercearia, uma serraria, uma fábrica de vassouras e um armazém para

secar e guardar madeira (Pinheiro *et al.*, 2012).

A demanda por energia elétrica na comunidade está ilustrada na Figura 1, pode ser observado que o pico em um dia típico é de 49 kW, ocorrendo as 16 horas (Pinheiro *et al.*, 2012). Essa demanda é atendida na comunidade por meio de um grupo diesel de 200 kVA, um de 60 kVA e um de 6 kVA (Vela, 2018). A potência nominal considerada na modelagem do sistema será de 55 kW, podendo desta forma cobrir possíveis futuras modificações na comunidade.

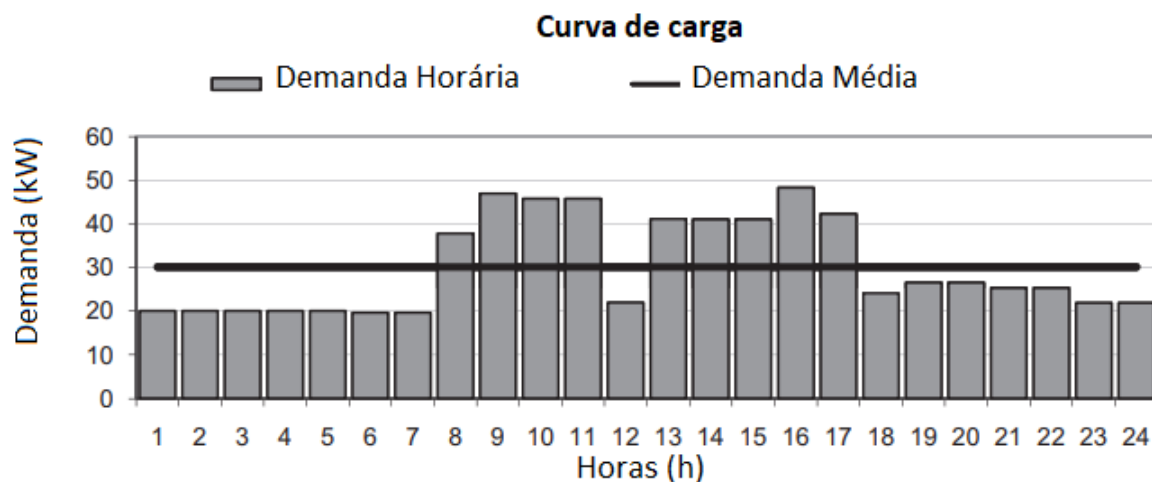


Figura 1. Curva de carga estimada para a comunidade em dia típico. Fonte: (Pinheiro *et al.*, 2012)

Por se tratar de um sistema que utiliza a irradiação direta solar (DNI), é necessário obter os dados anuais de irradiação no local para que uma simulação anual possa ser executada. O software SAM (*System Advisor Model*) desenvolvido pela NREL (2021) foi utilizado para obtenção dos dados de irradiação para a cidade de Breves em 2020, sendo assumido portanto que, por se tratarem de locais próximos, a diferença de dados entre a comunidade e Breves é desprezível.

2.2 Seleção de Fluidos Orgânicos

O desempenho do ciclo Rankine Orgânico é diretamente afetado pela escolha do fluido orgânico utilizado em seu funcionamento (Wang *et al.*, 2011), sendo a sua curva de vapor saturado uma das características mais importantes nessa escolha, já que ela afeta a aplicabilidade, eficiência e equipamentos empregados (Hung *et al.*, 1997). Os fluidos orgânicos são classificados por meio das curvas de vapor saturado, podendo eles serem do tipo seco, úmido e isentrópico, como mostra a Figura 2.

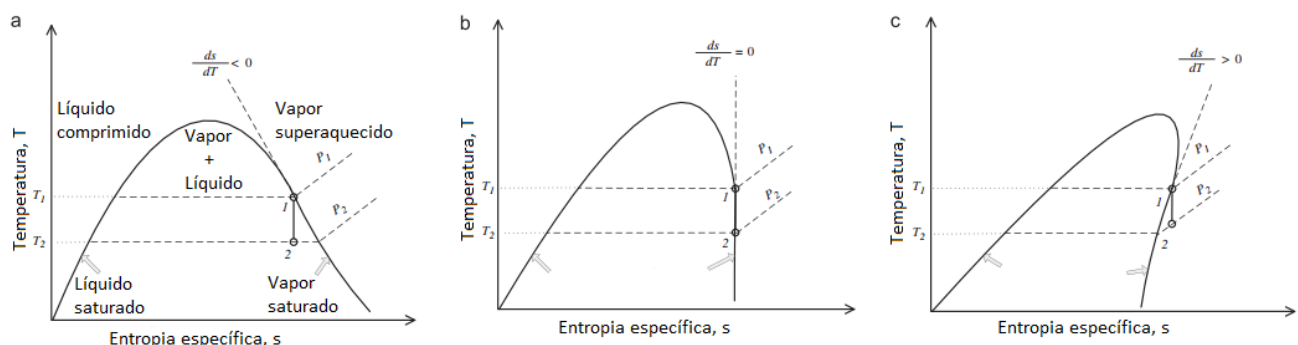


Figura 2. Diagramas T-s: a) Fluido úmido, b) Fluido isentrópico, c) Fluido seco. Fonte: (Bao e Zhao, 2013)

A escolha dos fluidos de trabalho deve levar em consideração uma série de indicadores, sendo os principais (Quoilin *et al.*, 2013):

- a) Eficiência e potência de saída devem ser as mais altas. Realizar simulações do ciclo para diferentes fluidos de trabalho;
- b) Fluido seco ou isentrópico, pois o úmido pode condensar durante a expansão. No caso do fluido seco pode ser adicionado um recuperador para se obter aumento de eficiência;
- c) Apresentar um alto valor de densidade de vapor, principalmente para fluidos com uma pressão muito baixa de condensação;
- d) Baixa viscosidade para que os coeficientes de transferência de calor sejam mais altos e as perdas por atrito nos trocadores de calor sejam mais baixas;
- e) Alta condutividade que depende de um alto coeficiente de transferência de calor;
- f) Uma pressão de evaporação que não seja tão alta, pois quanto mais alta maiores são os custos e também a complexidade;
- g) Pressão de condensação mais alta do que a atmosférica, pois assim se evita que ar entre no ciclo;
- h) Alta estabilidade de temperatura, devido ao fato de que os fluidos orgânicos sofrem deteriorizações químicas e decomposições em altas temperaturas;
- i) O ponto de fusão do fluido deve estar abaixo da menor temperatura anual para que não ocorra a chance de se congelar o fluido de trabalho;
- j) Apresentar alta segurança com relação a toxicidade e inflamabilidade;
- k) Baixo potencial de destruição da camada de Ozônio (ODP);
- l) Baixo potencial de aquecimento global que levam ao efeito estufa (GWP);
- m) Estar disponível e com baixos custos financeiros.

Tendo como base esta lista e o trabalho já realizado por Delgado-Torres e García-Rodríguez (2010), foram escolhidos três fluidos para serem analisados nas simulações, o R245fa, o isobutano e o isopentano, que se tratam de fluidos do tipo seco.

2.3 Modelagem matemática do sistema

A modelagem matemática do ciclo serve para que, com as equações que descrevem seu comportamento, seja possível calcular valores em cada um dos pontos de interesse, averiguando as propriedades, seu impacto na eficiência do sistema, o calor necessário para que o ciclo gere uma determinada potência de interesse, dentre outros. Serão realizadas seis simulações ao todo, sendo os três fluidos de trabalho testados com o ORC básico e o mesmo para o ORC com trocador de calor intermediário.

2.3.1 Descrição do sistema

Os dois ciclos irão funcionar com uma pressão de evaporação correspondente a maior entropia na curva de vapor saturado (diagrama Temperatura *versus* Entropia ou T-s) do fluido, garantindo assim que o fluido não necessite estar em temperaturas e pressões extremas, ao mesmo tempo que ele não se transforme em líquido saturado durante a expansão, já que se tratam de fluidos do tipo seco. A Tabela 1 reúne os valores de pressão de evaporação para cada um dos fluidos, obtidos por plotagem do diagrama T-s através do Python e do CoolProp.

Tabela 1. Pressões de evaporação para os três fluidos. Fonte: Do autor.

Fluido	Pressão de evaporação (kPa)
R245fa	2092,45
Isobutano	2278,44
Isopentano	2605,53

O fluido deixará o condensador no estado de líquido saturado e a uma temperatura de 35°C. Em posse dessas duas condições, as outras propriedades neste ponto podem ser encontradas. Sabendo a pressão de evaporação e que o fluido se encontrará em estado de vapor saturado ao entrar no dispositivo de expansão (turbina), todas as propriedades nesse ponto também podem ser encontradas.

O sistema HTF responsável por proporcionar entrada de calor no ciclo utilizará o óleo térmico Therminol VP-1, essa escolha foi feita devido ao seu amplo uso comercial e também ao trabalho de Shuja *et al.* (2019) que realiza um estudo e apresenta informações pertinentes sobre esse óleo. Uma vez que o óleo térmico esteja aquecido ao passar pelos coletores solares, ele entra no evaporador do ciclo ORC e troca calor com o fluido orgânico, proporcionando calor e dando início ao ciclo.

A comunidade se encontra próxima a um rio, portanto o condensador será ligado diretamente a água para realizar o resfriamento do fluido de trabalho. Será considerado portanto que a água adentra o condensador a temperatura ambiente (25°C), e sua temperatura de saída deverá ser monitorada durante a simulação, para garantir que nunca seja superior a 35°C, valor máximo para que não sejam causados problemas ambientais no local.

2.3.2 ORC básico

As seguintes hipóteses foram consideradas na simulação dos ciclos, de acordo com os trabalhos de Xu *et al.* (2015), Shahverdi *et al.* (2019), Izidoro *et al.* (2015) e Le *et al.* (2014), assim como os parâmetros de operação adotados e apresentados na Tabela 2:

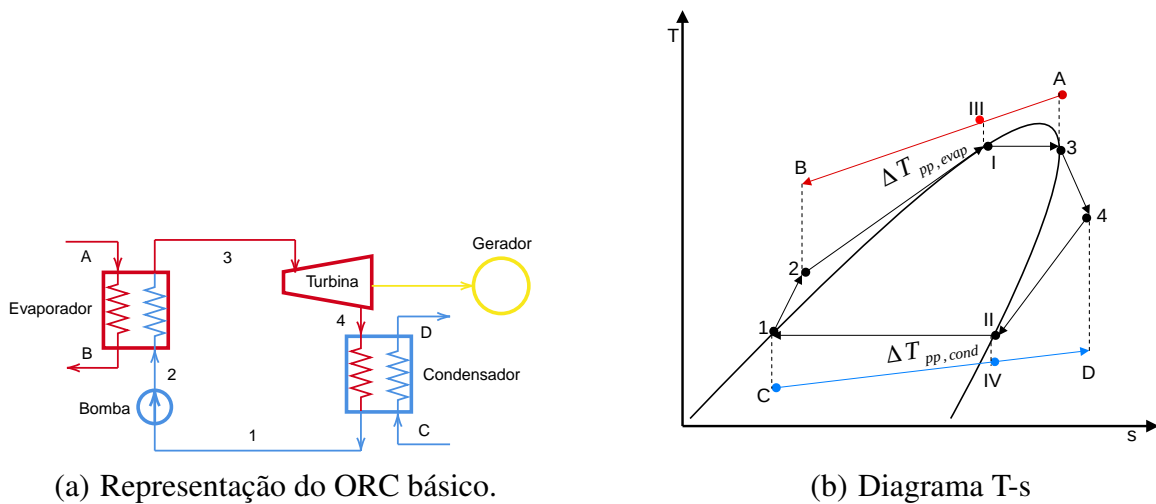
- Fluxo constante em regime permanente;
- As quedas de pressão nos trocadores de calor são desprezadas;
- A variação de energia cinética e de energia potencial são desprezadas.

Tabela 2. Parâmetros de operação do ORC básico. Fonte: Xu *et al.* (2015), Shahverdi *et al.* (2019), Izidoro *et al.* (2015) e Le *et al.* (2014).

Parâmetros	Valor
Eficiência isentrópica da turbina ($\eta_{isen,T}$)	85%
Eficiência isentrópica da bomba ($\eta_{isen,B}$)	70%
Eficiência de conversão do gerador (η_G)	98%
Eficiência do motor da bomba (η_B)	95%
Eficiência do evaporador (η_E)	90%
Temperatura da água entrando no condensador (T_C)	25°C
Temperatura da água saindo do condensador (T_D)	$\leq 35^\circ\text{C}$
Pinch Point no evaporador ($\Delta T_{pp,evap}$)	$\geq 10^\circ\text{C}$
Pinch Point no condensador ($\Delta T_{pp,cond}$)	5°C
Temperatura do óleo saindo do evaporador (T_B)	200°C
Temperatura do óleo entrando no evaporador (T_A)	300°C

A Figura 3(a) apresenta a esquematização do ciclo básico e a Figura 3(b) seu respectivo diagrama T-s representativo. Como já constatado anteriormente, nos pontos 3 (entrada da turbina) e 1 (saída do condensador) são conhecidas duas propriedades independentes, o que torna possível se obter as outras propriedades desses pontos. Para encontrar as propriedades do ponto 4 (saída da turbina) é necessário definir um ponto auxiliar denominado de ponto 4_s (expansão isentrópica na turbina), cuja entropia ($s_{4,s}$) é a mesma do ponto 3 e a pressão é a mesma do ponto 1. Com as propriedades do ponto 4_s definidas, o ponto 4 pode ser definido sabendo-se que a sua pressão é a mesma do ponto 1 e a sua entalpia (h_4) pode ser encontrada por meio da Equação 1 (eficiência isentrópica da turbina).

$$\eta_{isen, T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \quad (1)$$



(a) Representação do ORC básico.

(b) Diagrama T-s

Figura 3. Esquema do ORC básico. Fonte: Do autor.

No caso do ponto 2 (saída da bomba de alimentação), similar ao ponto 4, se considera um ponto auxiliar 2_s (eficiência isentrópica da bomba), cuja pressão é a mesma do ponto 3 e a entropia ($s_{2,s}$) é a mesma do ponto 1. Dessa forma, sabendo-se que a pressão do ponto 2 é a mesma que a do ponto 3 e que a entalpia do ponto 2 (h_2) pode ser encontrada pela Equação 2, o ponto 2 é totalmente definido.

$$\eta_{isen, B} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Os pontos C (entrada de água do condensador) tem a temperatura e pressão (atmosférica) conhecida. Os pontos intermediários I e II tem suas pressões e títulos conhecidos. As equações que descrevem o ciclo serão obtidas por meio de balanços de massa e energia em cada um dos componentes. Como a potência líquida que a turbina deve fornecer é conhecida, a vazão mássica de fluido de trabalho pode ser obtida pela Equação 3. Dessa forma a potência total produzida pela turbina (\dot{W}_T), a potência elétrica da turbina ($\dot{W}_{ele,T}$), a potência consumida pela bomba (\dot{W}_B) e a potência elétrica consumida pela bomba ($\dot{W}_{ele,B}$) podem ser calculadas pelas Equações 4, 5, 6 e 7, respectivamente.

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\dot{W}_{liquido}}{(h_3 - h_4) \cdot \eta_G - \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_B}} \quad (3)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{ft} \cdot (h_3 - h_4) \quad (4)$$

$$\dot{W}_{ele,T} = \dot{W}_T \cdot \eta_G \quad (5)$$

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{ft} \cdot (h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\dot{W}_{ele,B} = \frac{\dot{W}_B}{\eta_B} \quad (7)$$

A vazão mássica de óleo térmico (\dot{m}_{oleo}) pode ser determinada por meio da Equação 8, onde a função $cp(T)$ é o calor específico do therminol VP1 em função da temperatura. O catálogo do therminol VP1 disponível em EASTMAN (2019) será utilizado para realizar a regressão dos dados de calor específico e obter essa função por meio da ferramenta *Curve Fit* da biblioteca *SciPy*, disponibilizada por Virtanen *et al.* (2020). Uma vez que a vazão de óleo tenha sido determinada, a Equação 9 é utilizada para calcular a temperatura no ponto III (T_{III}), e portanto o *Pinch Point* no evaporador pode ser verificado pela Equação 10. O *Pinch Point* no evaporador é a menor diferença de temperatura entre o óleo térmico e o fluido de trabalho, sendo importante que essa diferença não seja menor do que 10°C , para garantir a transferência de calor.

$$\dot{m}_{oleo} \cdot \int_{T_B}^{T_A} cp(T) dT = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_3 - h_2)}{\eta_E} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{oleo} \cdot \int_{T_{III}}^{T_A} cp(T) dT = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_3 - h_1)}{\eta_E} \quad (9)$$

$$\Delta T_{pp,evap} = T_{III} - T_1 \quad (10)$$

O calor total que entra no ciclo é dado pela Equação 11. No condensador, como definido anteriormente, o *Pinch Point* ($\Delta T_{pp,cond}$) é de 5°C , logo a temperatura no ponto IV pode ser obtida pela Equação 12. A vazão de água necessária para garantir o *Pinch Point* no condensador pode ser calculada pela Equação 13, já a temperatura no ponto D pela Equação 14, onde cp_{agua} foi considerado como 4.184 J/kg . O calor rejeitado pelo ciclo no condensador é calculado pela Equação 15, e por fim a eficiência do ciclo é dada pela Equação 16.

$$\dot{Q}_{entra} = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_3 - h_2)}{\eta_E} \quad (11)$$

$$T_{IV} = T_{II} - \Delta T_{pp,cond} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}_{\text{ft}} \cdot (h_{\text{II}} - h_1)}{c_{p_{\text{agua}}} \cdot (T_{\text{IV}} - T_{\text{C}})} \quad (13)$$

$$T_{\text{D}} = \frac{\dot{m}_{\text{ft}} \cdot (h_4 - h_1)}{\dot{m}_{\text{agua}} \cdot c_{p_{\text{agua}}}} + T_{\text{C}} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{\text{sai}} = \dot{m}_{\text{ft}} \cdot (h_4 - h_1) \quad (15)$$

$$\eta_{\text{ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{liquido}}}{\dot{Q}_{\text{entra}}} \quad (16)$$

2.3.3 ORC com TCI

As mesmas condições de projeto utilizadas para o ciclo básico serão utilizadas no ciclo com TCI. Com a presença de um trocador de calor intermediário, adota-se uma eficiência para o mesmo (η_{TCI}) de 90%, além de definir que exista uma diferença de temperatura entre a saída da bomba e a entrada do fluido de trabalho no condensador (ΔT_{TCI}) equivalente a 3°C. A Figura 4(a) ilustra esse ciclo e a Figura 4(b) seu diagrama T-s.

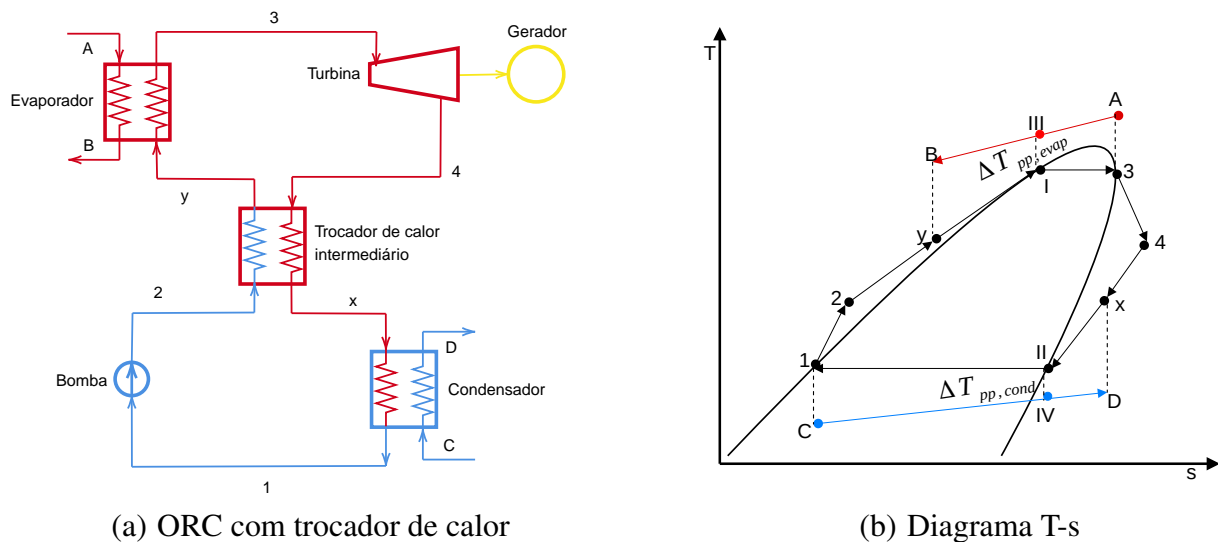


Figura 4. Esquema do ORC com trocador de calor intermediário. Fonte: Do autor.

As propriedades termodinâmicas do ciclo podem ser encontradas de maneira semelhante ao caso básico. No ponto X (saída do TCI / entrada do condensador) a pressão é a mesma do ponto 1 e sua temperatura é dada pela Equação 17. O ponto Y tem a mesma pressão do ponto 2 e a sua entalpia (h_Y) pode ser calculada pela Equação 18. As Equações 3 até 7, 9, 10, 12, 13 e 16 podem ser utilizadas para o ciclo. O calor trocado no trocador de calor intermediário (\dot{Q}_{TCI}) pode ser calculado pela Equação 19, o calor rejeitado no condensador (\dot{Q}_{sai}) pela Equação 20 e o calor que entra no ciclo por meio do evaporador (\dot{Q}_{entra}) pela Equação 21. A vazão de óleo térmico pode ser encontrada pela Equação 22 e a temperatura em D pela Equação 23.

$$T_X = T_2 + \Delta T_{TCI} \quad (17)$$

$$h_Y = \eta_{TCI} \cdot (h_4 - h_X) + h_2 \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{TCI} = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_Y - h_2)}{\eta_{TCI}} \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_{ft} \cdot (h_X - h_1) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{entra} = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_3 - h_Y)}{\eta_E} \quad (21)$$

$$\dot{m}_{oleo} \cdot \int_{T_B}^{T_A} cp(T) dT = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_3 - h_Y)}{\eta_E} \quad (22)$$

$$T_D = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (h_X - h_1)}{\dot{m}_{agua} \cdot cp_{agua}} + T_C \quad (23)$$

2.3.4 Sistema HTF

Uma vez que as duas configurações ORC estejam modeladas, é necessário modelar o coletor solar e definir o número de coletores em série e em paralelo, para que seja possível verificar quanto de calor realmente está sendo fornecido ao ciclo em função da irradiação solar. Dessa forma pode-se verificar qual a potência líquida que é gerada pelo sistema e se ela é capaz de suprir a demanda horária de 55 kW na comunidade.

A Figura 5 demonstra um coletor solar do tipo Eurotrough ET150 com todas as suas medidas. Por se tratar de um modelo amplamente utilizado comercialmente (Bellos *et al.*, 2017), ele servirá como referência para a presente simulação. Como um coletor cilíndrico parabólico ele apresenta a parte refletora em formato de parábola e um tubo de evacuação por onde o óleo térmico passa, sendo um tubo absorvedor com uma camada de vidro utilizada para proteção.

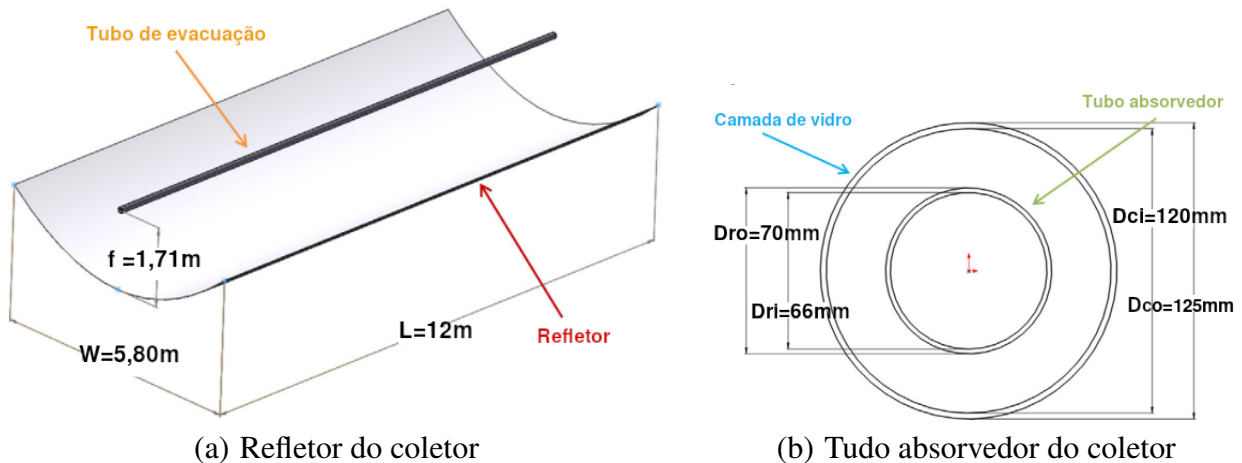


Figura 5. Ilustração do coletor EuroTrough ET150. Fonte: Bellos *et al.* (2017).

O trabalho de Tzivanidis *et al.* (2015) apresenta uma modelagem numérica simples e unidimensional para simular esses tipos de coletores, obtendo resultados bem próximos de modelos mais elaborados, como pode ser visto na validação apresentada na Figura 6. Devido a isso, o mesmo modelo numérico será utilizado nesse trabalho.

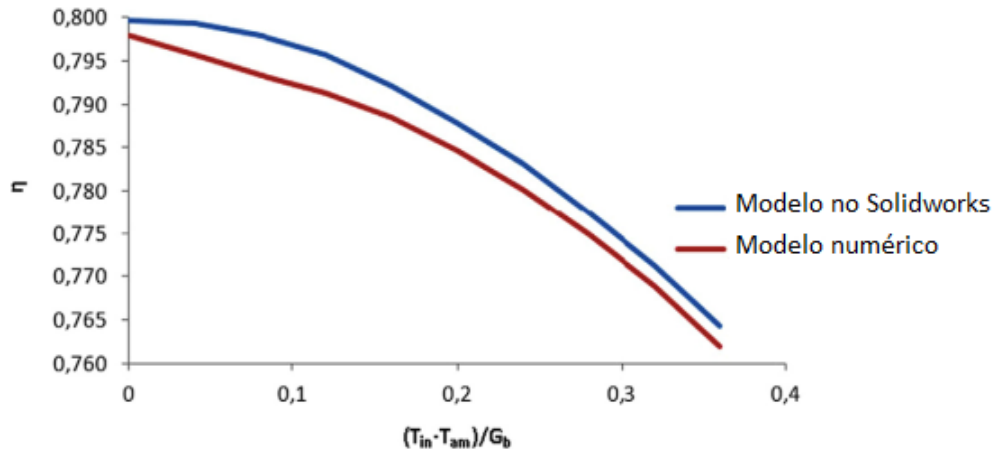


Figura 6. Validação do modelo numérico para coletores PTC. Fonte: (Tzivanidis *et al.*, 2015)

O calor total que chega até os espelhos do coletor (\dot{Q}_s) pode ser calculado pela Equação 24, onde A_a é a área de abertura projetada do coletor e G_b é a radiação solar que incide sobre o coletor em um determinado momento. Após todas as perdas serem contabilizadas, resta o calor útil (\dot{Q}_u), que pode ser calculado através das Equações 25 e 26, onde c_p é o calor específico do óleo térmico, T_{entra} e T_{sai} são as temperaturas de entrada e saída do óleo térmico no coletor, η_{opt} é a eficiência ótica do coletor e $\dot{Q}_{perdido}$ é o calor perdido durante o funcionamento do equipamento. Dessa maneira pode-se calcular a eficiência térmica ($\eta_{termica,coletor}$) do coletor por meio da Equação 27.

$$\dot{Q}_s = A_a \cdot G_b \quad (24)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{oleo} \cdot c_p \cdot (T_{sai} - T_{entra}) \quad (25)$$

$$\dot{Q}_u = \eta_{opt} \cdot \dot{Q}_s - \dot{Q}_{perdido} \quad (26)$$

$$\eta_{termica,coletor} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} \quad (27)$$

O calor perdido durante o processo de aquecimento no coletor solar pode ser calculado por meio das Equações 28 e 29, onde σ representa a constante de Stephan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} [W/m^2K^4]$), A_{ro} é a área da superfície externa do tubo absorvedor, T_r é a temperatura do tubo absorvedor, T_c é a temperatura da camada de vidro, ε_r é a emitância do tubo absorvedor, ε_c é a emitância da camada de vidro, A_{ci} é a área interna da camada de vidro, A_{co} é a área externa da camada de vidro e h_{ca} é o coeficiente de convecção entre a camada de vidro e o ambiente.

$$\dot{Q}_{\text{perdido}} = \frac{\sigma \cdot A_{\text{ro}} \cdot (T_{\text{r}}^4 - T_{\text{c}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{r}}} + \frac{1 - \varepsilon_{\text{c}}}{\varepsilon_{\text{c}}} \cdot \frac{A_{\text{ro}}}{A_{\text{ci}}}} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{\text{perdido}} = A_{\text{co}} \cdot h_{\text{ca}} \cdot (T_{\text{c}} - T_{\text{am}}) + \varepsilon_{\text{c}} \cdot A_{\text{co}} \cdot \sigma \cdot (T_{\text{c}}^4 - T_{\text{am}}^4) \quad (29)$$

O número de Nusselt (Nu_{m}) é utilizado para calcular o coeficiente de convecção entre o óleo térmico e o tubo absorvedor (h_{w}). Esse número será calculado com a Equação 30 caso o número de Reynolds (Re) seja menor ou igual a 2300 (Fluxo laminar), ou com a Equação 31 caso o número de Reynolds seja maior do que 2300, onde Pr é o número de Prandt. De acordo com Tzivanidis *et al.* (2015) a Equação 30 é uma relação que considera o tubo como isotérmico, o que não é o caso da simulação, mas que a precisão do modelo é satisfatória para coletores do tipo calha parabólica.

$$\text{Nu}_{\text{m}} = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{ri}}}{L} \cdot \frac{1}{1 + 0,04 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{ri}}}{L}\right)^{\frac{2}{3}}} \quad (30)$$

$$\text{Nu}_{\text{m}} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

O número de Reynolds é dado pela Equação 32, onde $\mu(T)$ é a viscosidade dinâmica do óleo térmico. O número de Prandt é dado pela Equação 33, onde $k(T)$ é a condutividade térmica do óleo. Os valores de $\mu(T)$ e $k(T)$ serão obtidos por meio de regressões de maneira similar a $c_p(T)$. O coeficiente de convecção pode ser calculado por meio das Equações 34 e 35.

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{oleo}}}{\pi \cdot D_{\text{ri}} \cdot \mu} \quad (32)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (33)$$

$$h_{\text{w}} = \frac{\text{Nu}_{\text{m}} \cdot k}{D_{\text{ri}}} \quad (34)$$

$$h_{\text{w}} = \frac{\dot{Q}_{\text{u}}}{A_{\text{ri}} \cdot (T_{\text{r}} - T_{\text{fm}})} \quad (35)$$

Onde T_{fm} é a temperatura média do coletor, temperatura essa que é a mesma utilizada para definir o c_p , k e μ do óleo térmico. A Equação 36 é utilizada para definir a temperatura média.

$$T_{\text{fm}} = \frac{T_{\text{entra}} + T_{\text{sai}}}{2} \quad (36)$$

A Tabela 3 reúne todos os parâmetros adotados para a simulação do coletor solar, tendo como referência o trabalho de Bellos *et al.* (2017) que também simula um PTC do tipo EuroTrough 150ET.

A Figura 7 apresenta a maneira como a rotina computacional em Python é estruturada para obter a simulação do coletor, adaptada de Tzivanidis *et al.* (2015). Primeiramente se realiza um chute para T_c , os parâmetros do coletor são calculados e ao final o valor de T_c é novamente calculado por meio da Equação 28 que também descreve o calor perdido no coletor. A temperatura da camada de vidro é ajustada e a iteração é repetida até que ocorra a convergência dos valores.

Tabela 3. Parâmetros e dimensões utilizados na simulação do sistema com coletor. Fonte: Bellos *et al.* (2017).

Parâmetros de simulação	Valores	Dimensões do coletor	Valores
ε_r	0,095	W	5,80 [m]
ε_c	0,88	L	12 [m]
η_{opt}	0,80	D_{ri}	66 [mm]
h_{ca}	10 [W/m ² K]	D_{ro}	70 [mm]
-	-	D_{ci}	120 [mm]
-	-	D_{co}	125 [mm]
-	-	A_a	69,6 [m ²]

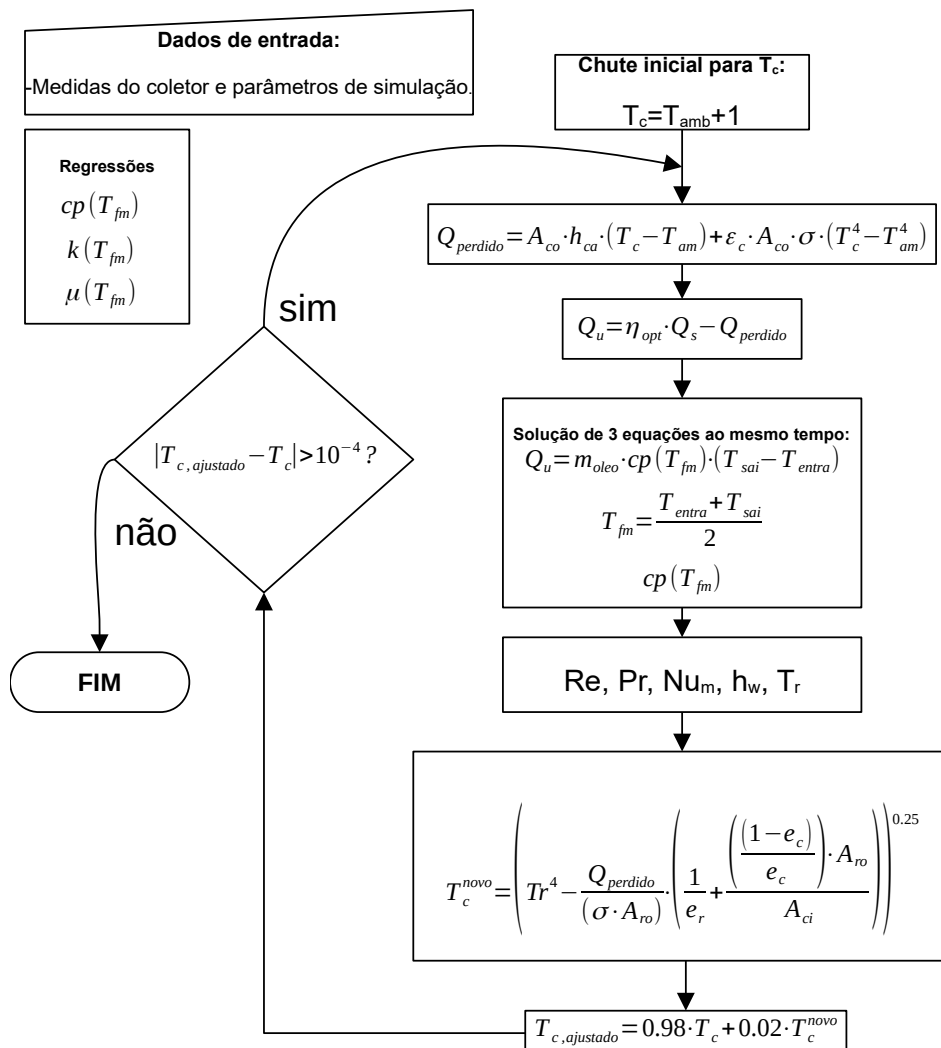


Figura 7. Fluxograma representativo do modelo numérico implementado em Python. Fonte: Do autor.

O projeto preliminar do campo solar (número de coletores em série e número de filas) será realizado utilizando a metodologia apresentada por UNIDO (2022). A irradiação solar direta (G_b) de design será o valor médio do ano de 2020 na cidade de Breves (4,69 kWh/m²/dia), valor esse obtido com auxílio do software SAM (*System Advisor Model*) da NREL (2021). Esse valor deve ser dividido pelo número de horas efetivo que a cidade de Breves recebe irradiação (considerado neste trabalho como das 7 até as 17 horas) para se chegar na unidade de kW/m². As Equações 37, 38, 39, 40, 41 e 42 são utilizadas para determinar o projeto preliminar, onde $\Delta T_{\text{coletor}}$ representa a diferença de temperatura do óleo entre a entrada e a saída de um coletor, $N_{\text{série}}$ é o número de coletores em série necessários para elevar a temperatura até T_A , \dot{Q}_{bruto} é o calor total necessário para produzir a potência líquida demandada na turbina, $\dot{Q}_{\text{u, fila}}$ é o calor útil gerado por uma fila de coletores, N_{fila} é o número de filas em paralelo necessárias para entregar a potência térmica necessária e por fim A_{cs} é a área total mínima em metros quadrados que essa configuração ocupa.

$$\Delta T_{\text{coletor}} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}_{\text{oleo}} \cdot cp(T_{\text{fm}})} \quad (37)$$

$$N_{\text{série}} = \frac{(T_A - T_B)}{\Delta T_{\text{coletor}}} \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{\text{bruto}} = \frac{\dot{W}_{\text{liquido}}}{\eta_{\text{ORC}}} \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{\text{u, fila}} = \dot{Q}_u \cdot N_{\text{série}} \quad (40)$$

$$N_{\text{fila}} = \frac{\dot{Q}_{\text{bruto}}}{\dot{Q}_{\text{u, fila}}} \quad (41)$$

$$A_{\text{cs}} = N_{\text{fila}} \cdot N_{\text{série}} \cdot A_a \quad (42)$$

Uma vez que o número de coletores em série e em paralelo estejam definidos a simulação anual pode ser realizada. Para isso o modelo numérico do coletor apresentado anteriormente será utilizado, onde a temperatura de entrada no primeiro coletor é 200°C e a medida que a temperatura de saída é obtida ela é considerada como a entrada no próximo coletor, até que o número de coletores projetados seja atendido. Por se tratar de um sistema altamente sensível, principalmente pelo fato de que a irradiação não é constante, serão realizadas iterações para encontrar a vazão de óleo e de fluido de trabalho necessárias para manter o sistema em funcionamento dentro das condições especificadas na modelagem do ORC, ou seja, o sistema é tratado como se um sistema de controle ajustasse as vazões necessárias a cada irradiação horária. Foi considerado que o sistema só funciona com irradiações solares maiores do que 300 W/m².

2.4 Modelagem Econômica do sistema

Embora esse projeto seja para suprir a demanda por energia elétrica da comunidade, uma análise econômica sobre a viabilidade financeira da venda de energia elétrica retorna importantes indicadores sobre o atual estado desse tipo de tecnologia. O principal objetivo dessa modelagem será estimar o LCOE (custo nivelado da energia) do sistema, ou seja, o valor equivalente ao qual a venda de energia elétrica seria suficiente para custear o sistema de geração.

De acordo com o trabalho desenvolvido por Izidoro (2016), para realizar a estimativa dos custos de instalação de um projeto que envolve um ciclo de potência é necessário se conhecer os custos dos principais componentes envolvidos, para isso a opção com maior precisão seria realizando um orçamento diretamente com o fabricante, já que os valores não costumam ser divulgados. Devido a isso, será utilizada a metodologia apresentada no trabalho de Turton *et al.* (2012), cujo nome é Técnica de Custeio de Módulo (*Module Costing Technique* - MCT).

O custo dos trocadores de calor é estimado em função da área de troca de calor, já a turbina e a bomba tem seu custo estimado por meio da sua potência, sendo a moeda padrão para cálculo o dólar americano (US\$). As condições padrão para os custos base são de que o equipamento é fabricado de material comum (aço carbono) e que o equipamento está operando sob pressão ambiente, estando portanto de acordo com o trabalho de Izidoro (2016).

A área de cada trocador de calor (A_{tc}) é calculada pela Equação 43, onde \dot{Q} é a potência térmica máxima a qual os equipamentos estão expostos, U é o coeficiente global de troca de calor e ΔT_{ml} é a diferença média logarítmica de temperaturas. Os valores de U a serem utilizados em cada caso foram escolhidos de acordo com a Tabela 4, já os valores de ΔT_{ml} podem ser encontrados por meio da Equação 44, onde $T_{f1,max}$ é a temperatura máxima do fluido quente, $T_{f1,min}$ é a temperatura mínima do fluido quente, $T_{f2,max}$ é a temperatura máxima do fluido frio, $T_{f2,min}$ é a temperatura mínima do fluido frio.

$$A_{tc} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (43)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{f1,max} - T_{f2,max}) - (T_{f1,min} - T_{f2,min})}{\ln \left(\frac{T_{f1,max} - T_{f2,max}}{T_{f1,min} - T_{f2,min}} \right)} \quad (44)$$

Tabela 4. Coeficientes globais (U) para trocadores de calor. Fonte: Uusitalo *et al.* (2014).

Trocador de calor	U (W/m ² -K)
Evaporador e Recuperador (Fluido Orgânico vapor / Fluido Orgânico líquido)	45
Condensador - desuperaquecimento (Fluido Orgânico vapor/ Líquido de resfriamento)	60
Condensador - condensação (Fluido Orgânico / Líquido de resfriamento)	900

Na sequência são calculados os valores de custo de base (C_B^0), levando em conta as condições padrão de pressão e material de fabricação, onde a Equação 45 é utilizada para o caso da turbina e da bomba, e a Equação 46 para os trocadores de calor (Izidoro, 2016). A Tabela 5 contém os valores das constantes K_1 , K_2 e K_3 para determinadas capacidades de equipamentos, onde os trocadores de calor serão considerados do tipo casco-tubo, a bomba do tipo centrífuga e a turbina axial. Para o caso da turbina e bomba, o valor da potência é utilizado em kW, já no caso dos trocadores de calor a área é dada em m².

$$\log_{10} C_B^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} \dot{W} + K_3 \cdot (\log_{10} \dot{W})^2 \quad (45)$$

$$\log_{10} C_B^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A_{tc} + K_3 \cdot (\log_{10} A_{tc})^2 \quad (46)$$

Tabela 5. Coeficientes K dos equipamentos. Fonte: Turton *et al.* (2012).

Equipamento	Modelo	K ₁	K ₂	K ₃	Capacidade
Trocadores de calor	Casco e tubos de tubo fixo	4,3247	-0,3030	0,1634	10 - 1000 [m ²]
Bomba	Centrífuga	3,3892	0,0536	0,1538	1 - 300 [kW]
Turbina	Axial	2,7051	1,4398	-0,1776	100 - 4000 [kW]

Com os valores do custo base calculados, o próximo passo é a determinação do custo do módulo (C_{MOD}) para as condições de trabalho às quais esses equipamentos estão expostos. Esses valores podem ser calculados utilizando a Equação 47, onde os coeficientes B_1 e B_2 são dependentes do tipo de equipamento, e os fatores F_M e F_P são dependentes do material e da pressão. A Tabela 6 reúne as informações referentes às constantes B_1 , B_2 e F_M . A Equação 48 é utilizada para calcular o valor de F_P , onde de acordo com Izidoro (2016) a pressão deve ser dada na unidade bar.

$$C_{MOD} = C_B^0 F_{MOD} = C_B^0 (B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (47)$$

Tabela 6. Coeficientes “B” e fator F_M dos equipamentos. Fonte: Turton *et al.* (2012).

Equipamento	Modelo	B ₁	B ₂	Material	F _M
Trocadores de calor	Casco e tubos de tubo fixo	1,63	1,66	Aço inoxidável	2,7
Bomba	Centrífuga	1,89	1,35	Aço inoxidável	2,2

$$\log_{10} F_P = c_1 + c_2 \log_{10} P + c_3 (\log_{10} P)^2 \quad (48)$$

onde os coeficientes c_1 , c_2 e c_3 são dados na Tabela 7. Para o caso da turbina o fator F_{MOD} é dado diretamente pelo material, sendo 6 para o aço inoxidável.

Tabela 7. Coeficientes “c” dos equipamentos. Fonte: Turton *et al.* (2012).

Equipamento	Modelo	c ₁	c ₂	c ₃	Pressão (bar)
Trocadores de calor	Casco e tubos de tubo fixo	0	0	0	P < 5
Trocadores de calor	Casco e tubos de tubo fixo	0,03881	-0,11272	0,08183	P > 5
Bomba	Centrífuga	0	0	0	P < 10
Bomba	Centrífuga	-0,3935	0,3957	-0,00226	P > 10

O custo de importação do sistema ORC pode ser calculado pela Equação 49, onde o Fator de importação (F_{import}) foi considerado como 0,87 de acordo com o trabalho de Izidoro (2016). O custo do sistema ORC em 2001 é dado pela Equação 50, já o seu custo atualizado é dado pela Equação 51, onde o CEPCI (Índice de Custo da Planta Química) em 2001 era de 394,3, já em setembro de 2022 (valor mais atualizado no momento em que esse trabalho foi realizado) o valor é de 821,3 de acordo com Towering Skills (2023).

$$C_{import} = F_{import} \sum C_{B,equip}^0 \quad (49)$$

$$C_{ORC,2001} = \left(\sum C_{MOD,equip} \right) + C_{import} \quad (50)$$

$$C_{ORC,set/2022} = \frac{CEPCI_{set/2022}}{CEPCI_{2001}} \cdot C_{ORC,2001} \quad (51)$$

Outro custo que deve ser levado em conta é o do sistema HTF e coletores solares, onde o preço base utilizado será retirado do relatório de projeto final disponibilizado por Turchi *et al.* (2019), que faz parte das publicações sobre o funcionamento do software SAM. A Tabela 8 reúne os valores de cada item considerado, onde já estão contabilizados os valores de instalação, mão de obra e transporte. Será considerado que o campo solar pode ser construído diretamente no Brasil, portanto não será considerado um fator de importação nesse caso.

Tabela 8. Custos adotados para cada item do sistema de coleta solar. Fonte: Turchi *et al.* (2019)

Item	Custo
Campo de coleta solar	150 US\$/m ²
Sistema HTF	60 US\$/m ²

Com isso o preço total gasto ($C_{total,sistema}$) pode ser calculado com a soma do custo atualizado do ORC e do custo do sistema de coleta solar. O custo de investimento total anual (C_{IA}) é calculado pela Equação 52, onde i é a taxa de juros e t é o tempo de vida útil da planta. A taxa de juros será variada entre 2 e 14% e o tempo de vida útil será de 25 anos, em concordância com o trabalho de Izidoro (2016).

$$C_{IA} = \frac{i \cdot (1 + i)^t}{(1 + i)^t - 1} \cdot C_{total,sistema} \quad (52)$$

O cálculo do LCOE é dado pela Equação 53, onde o custo de operação e manutenção anual ($O\&M_{anual}$) é 3% de C_{IA} e a potência líquida produzida anualmente pelo sistema (\dot{W}_{anual}) é obtida após a simulação anual do sistema.

$$LCOE = \frac{C_{IA} + O\&M_{anual}}{\dot{W}_{anual}} \quad (53)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Dentre as seis configurações testadas, em termos técnicos, o ORC com trocador de calor intermediário e isopentano apresentou a maior eficiência (17,79 %), seguido pelo ORC básico também com isopentano (15,14 %). A Tabela 9 reúne todas as eficiências obtidas, assim como as vazões mássicas necessárias e demais características do ciclo para que a demanda fosse alcançada. Como pode ser observado, a presença do trocador de calor intermediário aumentou a eficiência em todos os casos, com destaque para o isopentano, cujo aumento chegou a 2,65 pontos percentuais.

Tabela 9. Informações sobre os ciclos simulados para condições de design. Fonte: Do autor.

Resultados de design	R245fa	R245fa + TCI	Isobutano	Isobutano + TCI	Isopentano	Isopentano + TCI
η_{ORC} (%)	12,37	13,15	10,58	11,09	15,14	17,79
\dot{m}_{ft} (kg/s)	1,68	1,68	1,19	1,19	0,63	0,63
\dot{W}_T (kW)	59,81	59,81	62,25	62,25	60,04	60,04
$\dot{W}_{ele,T}$ (kW)	58,61	58,61	61,01	61,01	58,84	58,84
\dot{W}_B (kW)	3,43	3,43	5,71	5,71	3,65	3,65
$\dot{W}_{ele,B}$ (kW)	3,61	3,61	6,01	6,01	3,84	3,84
\dot{Q}_{entra} (kW)	444,52	418,18	520,00	496,14	363,25	309,14
\dot{Q}_{sai} (kW)	343,69	317,36	411,45	387,59	270,54	216,42
\dot{Q}_{TCI} (kW)	-	26,33	-	23,86	-	54,12
$\Delta T_{pp, evap}$	132,86	130,07	145,46	143,12	103,37	98,70
\dot{m}_{agua} (kg/s)	14,86	14,86	18,03	18,03	10,10	10,10
\dot{m}_{oleo} (kg/s)	2,03	1,72	2,38	2,04	1,66	1,27

Para representar as propriedades do therminol VP-1 por meio de equações foram realizadas uma regressão polinomial de segunda ordem para o calor específico (cp), uma regressão exponencial para a viscosidade dinâmica (μ) e uma regressão de quarta ordem para a condutividade térmica (k). Os resultados gráficos das curvas geradas podem ser observados na Figura 8, onde pode ser notado por meio de análise gráfica que a regressão para viscosidade dinâmica perde precisão para as temperaturas mais altas, sendo necessário buscar futuramente por melhores modelos. A Tabela 10 reúne os coeficientes encontrados para cada uma das regressões, onde as Equações 54, 55 e 56 representam a forma geral de cada regressão.

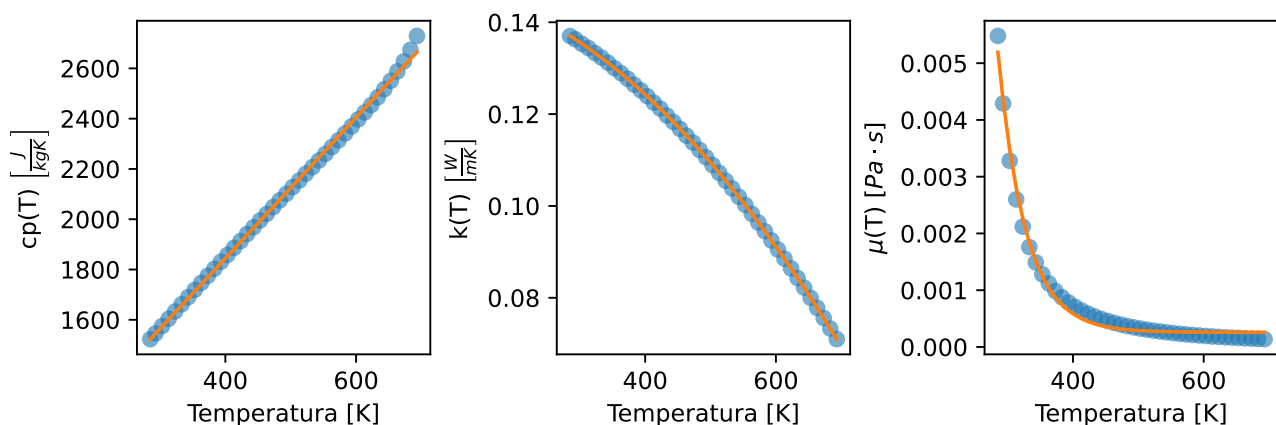


Figura 8. Comportamento das regressões obtidas para o therminol VP1. Fonte: Do autor.

Tabela 10. Coeficientes encontrados para as regressões referentes ao therminol VP1. Fonte: Do autor.

Propriedade	a	b	c	d	e
$\mu(T)$	4,1647	-0,0236	0,0003	-	-
$cp(T)$	2,7994	724,6547	-	-	-
$k(T)$	$-2,1386 \times 10^{-14}$	$4,4495 \times 10^{-11}$	$-2,0714 \times 10^{-7}$	$1,8770 \times 10^{-5}$	0,1476

$$\mu(T) = a \cdot \exp(-b \cdot T) + c \quad (54)$$

$$cp(T) = a \cdot T + b \quad (55)$$

$$k(T) = a \cdot T^4 + b \cdot T^3 + c \cdot T^2 + d \cdot T + e \quad (56)$$

Após simulações nas condições de design, considerando uma irradiação de 469 W por m² e as informações apresentadas anteriormente na Tabela 9, a metodologia utilizada para definir o projeto preliminar de campo de coleta solar resultou nas informações que foram organizadas por meio da Tabela 11. As configurações que apresentaram melhores resultados foram novamente o Isopentano com TCI (11 coletores resultam em 765,60 m²) e o Isopentano básico (14 coletores resultam em 974,40 m²). Por se tratarem das configurações mais eficientes, elas necessitam de menos calor da fonte térmica para gerar a potência líquida necessária, e como é definido que as temperaturas de entrada e saída de óleo térmico são fixas, uma menor vazão de óleo térmico é necessária, gerando saltos maiores de temperatura em cada coletor, consequentemente precisando de uma menor área de coleta solar (menos coletores).

Tabela 11. Resultados obtidos para o projeto de campo de coletores solares. Fonte: Do autor.

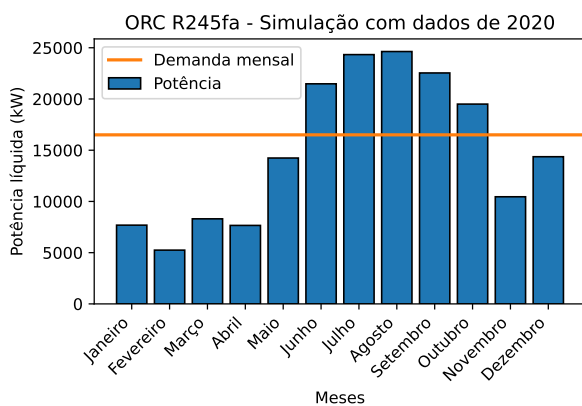
Configuração	$\eta_{termica,coletor}$ (%)	$\Delta T_{coletor}$ (K)	N_{serie}	N_{fila}	A_{cs} (m ²)
R245fa	76,87	5,65	18	1	1252,8
Isobutano	76,91	4,83	21	1	1461,6
Isopentano	76,82	6,90	14	1	974,40
R245fa + TCI	76,83	6,66	15	1	1044,0
Isobutano + TCI	76,88	5,62	18	1	1252,8
Isopentano + TCI	76,74	9,00	11	1	765,60

Após a simulação anual com todas as configurações foi possível preencher a Tabela 12, onde é demonstrado o percentual de potência líquida gerada em relação a demanda mensal da comunidade (16.500 kW). É importante salientar que o valor de demanda considerado nessa análise é referente apenas ao horário onde existe presença de irradiação solar, que é quando o sistema funciona. No que diz respeito a quantidade líquida total produzida mensalmente, pode-se dizer que os sistemas seriam capazes de suprir a demanda de potência para os meses de junho, julho, agosto, setembro e outubro. O mês com menor geração em todos os sistemas foi fevereiro, onde o sistema de menor desempenho (Isopentano e ORC com TCI) apresentou uma geração de 27,91 % em relação a demanda.

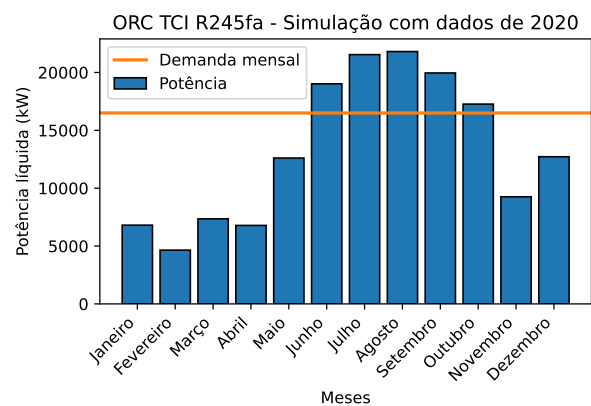
Nos resultados da simulação anual pode ser observado que as maiores eficiências dos ciclos calculadas nas condições de design não necessariamente resultam nos sistemas com maior geração de potência quando acoplados ao campo solar. Isso pode ser explicado pela escolha de controle de vazões ao qual a simulação foi realizada. Como para cada valor de irradiação horária que entra no sistema a vazão de óleo é ajustada para elevar o óleo até 300°C de acordo com cada campo solar, os sistemas com maior número de coletores precisam de maiores vazões mássicas de óleo térmico, causando maior entrada de calor no sistema. Com isso e com o reajuste da vazão de fluido orgânico para que o ciclo sempre se mantenha nas condições de design, o sistema com melhores resultados foi o R245fa e ORC básico, com potência anual líquida de 180,44 MW. A Figura 9 apresenta os gráficos de barras que computam as potências geradas para as duas configurações de ciclo com R245fa.

Tabela 12. Percentual de potência líquida gerada (%) em relação a demanda mensal da comunidade. Fonte: Do autor.

Mês	R245fa (Básico)	Isobutano (Básico)	Isopentano (Básico)	R245fa (TCI)	Isobutano (TCI)	Isopentano (TCI)
Janeiro (%)	45,58	46,47	44,30	41,24	41,73	40,87
Fevereiro (%)	31,81	31,73	30,25	28,16	28,50	27,91
Março (%)	50,32	50,21	47,86	44,56	45,09	44,16
Abril (%)	46,42	46,32	44,16	41,10	41,59	40,74
Maió (%)	86,29	86,09	82,08	76,41	77,31	75,72
Junho (%)	130,18	129,88	123,83	115,27	116,64	114,24
Julho (%)	147,46	147,11	140,27	130,57	132,12	129,41
Agosto (%)	149,28	148,93	141,99	132,18	133,75	131,00
Setembro (%)	136,61	136,29	128,94	120,96	122,40	119,88
Outubro (%)	118,19	117,91	112,42	104,65	105,89	103,71
Novembro (%)	63,36	63,22	60,27	56,11	56,78	55,61
Dezembro (%)	87,06	86,86	82,81	77,08	78,00	76,40
Total Gerado (MW)	180,44	180,02	171,63	159,77	161,67	158,34



(a) ORC básico com R245fa



(b) ORC TCI com R245fa

Figura 9. Simulação anual lado a lado para as configurações de R245fa com e sem TCI. Fonte: Do autor.

Uma vez que os resultados anteriores mostram um sinal positivo para a utilização do sistema na comunidade, é necessário averiguar o comportamento diário do sistema em dias típicos com alta e baixa irradiação. A Figura 10 apresenta o resultados para uma serie de horas em agosto com alta irradiação, onde pode ser visto que o ciclo realmente pode suprir a demanda por eletricidade da comunidade. É notado que existe uma geração superior a demanda da comunidade, o que demonstra possibilidade de armazenamento térmico. A Figura 11 demonstra a geração em horas com baixa

irradiação em fevereiro, onde se nota que a demanda não é suprida, e que existem picos pontuais de geração que duram pouco tempo.

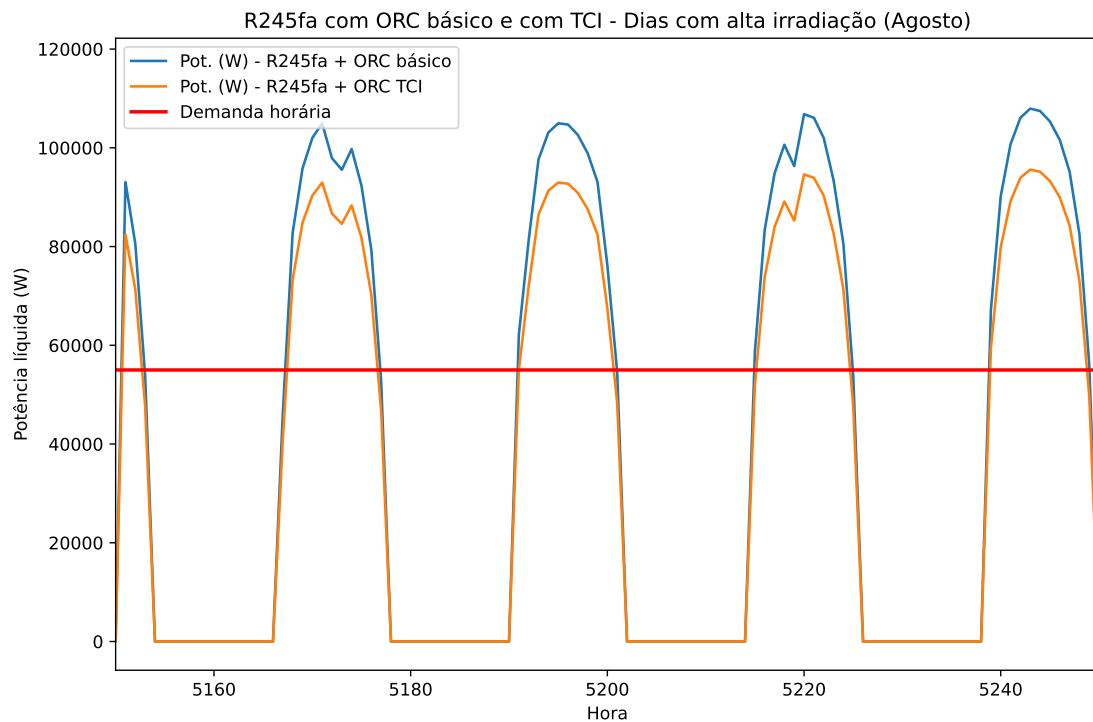


Figura 10. Potência líquida horária gerada em agosto para o R245fa com e sem TCI. Fonte: Do autor.

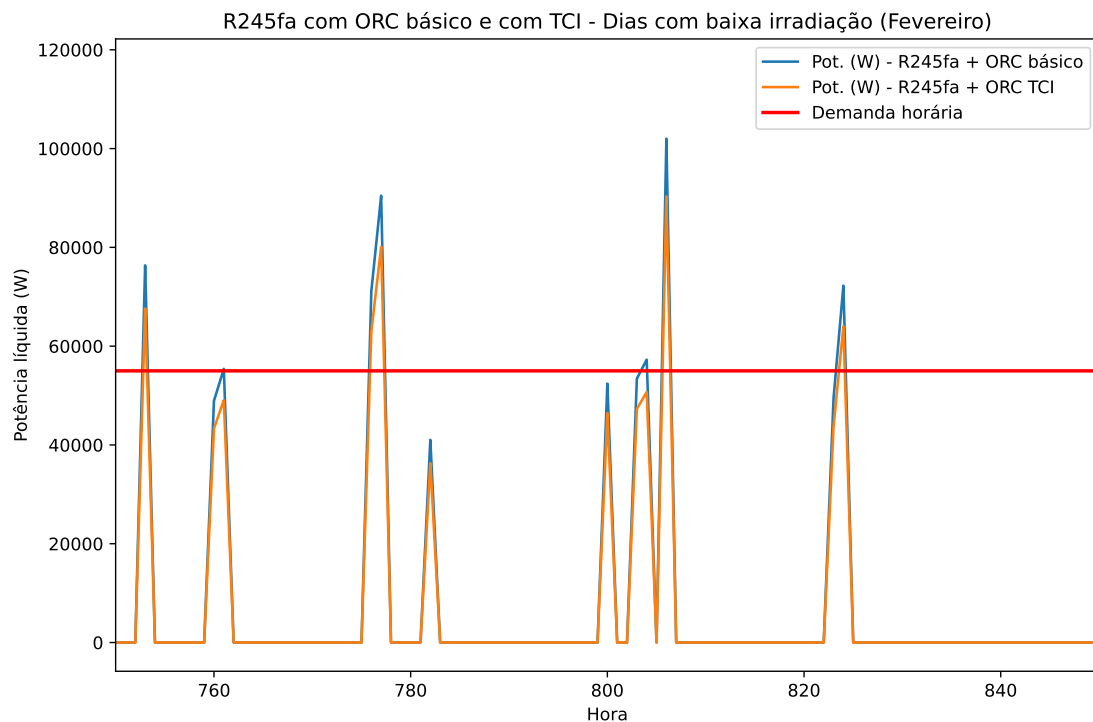


Figura 11. Potência líquida horária gerada em fevereiro para o R245fa com e sem TCI. Fonte: Do autor.

Com relação a análise econômica, o sistema com custo de investimento inicial mais baixo foi o

com Isopentano e ORC básico, cujo valor foi de 2.274.415,56 US\$. Esse sistema foi também o que apresentou o menor valor de LCOE dentre as configurações propostas. Os valores para todos os sistemas estão apresentados na Tabela 13, e pode ser notado que os valores de LCOE foram muito altos, indicativo de que caso o objetivo da planta fosse a venda de energia elétrica, não seria possível obter lucro com as opções apresentadas. Isso ocorre pois os ciclos testados funcionam somente na presença de irradiação solar e com radiações superiores a 300 W por m², tendo seu desempenho afetado pelas condições meteorológicas do local, que não apresenta valores de irradiação solar adequados para esse tipo de sistema.

Como o fator de importação assumido é de uma referência do ano de 2016, trabalhos futuros podem ser realizados com o objetivo de averiguar se esse valor de importação ainda é válido, e caso o mesmo seja menor, os resultados da análise econômica podem se tornar favoráveis. Outra atualização que pode ser utilizada em trabalhos futuros é a dos custos do campo solar, já que a referência é de um relatório publicado em 2019. De acordo com os relatórios publicados, a tendência é de que esse valor diminua, portanto os resultados econômicos também podem se tornar favoráveis.

Tabela 13. Custos de investimento inicial e LCOE dos sistemas. Fonte: Do autor.

Configuração	Custo de investimento (US\$)	LCOE (US\$/kWh)	LCOE (US\$/kWh)	LCOE (US\$/kWh)	LCOE (US\$/kWh)
		i = 2%	i = 6%	i = 10%	i = 14%
R245fa - Básico	2.413.169,59	0,71	1,08	1,52	2,00
Isobutano - Básico	2.560.776,52	0,75	1,15	1,61	2,13
Isopentano - Básico	2.274.415,56	0,70	1,07	1,50	1,99
R245fa - TCI	2.636.699,42	0,87	1,33	1,87	2,47
Isobutano - TCI	2.824.996,09	0,92	1,41	1,98	2,61
Isopentano - TCI	2.617.871,48	0,87	1,33	1,88	2,48

4. CONCLUSÕES

Dentre as configurações simuladas, o fluido orgânico Isopentano apresentou as maiores eficiências, seja com o TCI (17,79 %) ou na versão básica (15,14 %). Na sequência o fluido R245fa com TCI (13,15 %) e básica (12,37 %), e por fim o Isobutano com TCI (11,09 %) e básico (10,58 %). A presença do trocador de calor foi efetiva para o aumento da eficiência em todos os casos, tendo uma média de aumento de 1,31 pontos percentuais.

Atuando em suas condições de design, a combinação Isopentano e ORC com TCI resultou num projeto de campo solar com 11 coletores em série, totalizando uma área mínima de 765,60 metros quadrados. Tendo a maior eficiência dentre as configurações testadas, a sua vazão de óleo térmico é mais baixa do que as outras, o que ocasiona em saltos maiores de temperatura de um coletor até o próximo, sendo necessária uma menor área de campo solar para atingir a temperatura de entrada no evaporador.

Devido a abordagem escolhida para controle da simulação anual, cujo princípio foi definir uma temperatura fixa de entrada e saída do campo solar, foi necessário variar as vazões de óleo e de fluido orgânico a cada valor de irradiação que entra nos coletores solares. Isso acarretou nos ciclos de menores eficiências apresentando entradas de calor consideravelmente maiores do que os de maior eficiência, sendo o ciclo ORC básico com R245fa o que mais gerou potência elétrica no ano. A análise técnica demonstrou que embora os valores de demanda tenham sido atingidos em grande parte dos meses, quando a análise é feita diariamente os sistemas acabam gerando mais potência elétrica do que o necessário (irradiações altas). Isso indica que armazenamento térmico pode ser acoplado ao sistema, com objetivo de distribuir energia térmica pelo ciclo nos momentos onde a irradiação é baixa, ou até mesmo a noite.

A análise econômica mostrou que o ciclo básico com Isopentano é a configuração com menor investimento inicial (2.274.415,56 US\$) e menor LCOE (0,70 US\$/kWh com taxa de juros de 2%).

Apesar disso, todos os valores de LCOE calculados foram altos quando comparados a outras plantas que combinam ORC e energia térmica solar, mostrando que nas condições adotadas de simulação nenhum deles tem viabilidade financeira para ser realizado com o objetivo de venda de energia elétrica.

Contudo, com o passar do tempo a tendência é de que as tecnologias sejam barateadas, o que pode tornar esse tipo de sistema viável no futuro. Sugestões para trabalhos futuros: modelar o sistema de maneira dinâmica, avaliar outras condições de controle do sistema durante seu funcionamento, adição de armazenadores térmicos, combinação entre a utilização da energia térmica solar durante o dia e a queima de biomassa presente na região (advinda da fábrica de vassouras) durante a noite, aumentando o tempo de funcionamento do sistema e gerando potência para a demanda da comunidade a noite.

5. REFERÊNCIAS

- Bao, J. e Zhao, L., 2013. “A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle”. *Renewable & sustainable energy reviews*, Vol. 24, pp. 325–342. ISSN 1364-0321.
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S. e Lemort, V., 2014. “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop”. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, Vol. 53, No. 6, pp. 2498–2508. doi:10.1021/ie4033999. URL <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>.
- Bellos, E., Tzivanidis, C. e Antonopoulos, K.A., 2017. “A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors”. *Applied thermal engineering*, Vol. 114, pp. 374–386. ISSN 1359-4311.
- Delgado-Torres, A.M. e García-Rodríguez, L., 2010. “Analysis and optimization of the low-temperature solar organic rankine cycle (orc)”. *Energy conversion and management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2846–2856. ISSN 0196-8904.
- EASTMAN, 2019. “Therminol vp-1 heat transfer fluid”. https://www.eastman.com/Literature_Center/T/TF9141.pdf, Acesso em: 03 abr. 2022.
- EPE, 2022. “BEN relatório síntese 2022 ano base 2021”. https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-675/topico-631/BEN_S%C3%ADntese_2022_PT.pdf, Acesso em: 21 jun. 2022.
- Hung, T., Shai, T. e Wang, S., 1997. “A review of organic rankine cycles (orcs) for the recovery of low-grade waste heat”. *Energy (Oxford)*, Vol. 22, No. 7, pp. 661–667. ISSN 0360-5442.
- Izidoro, D.L., 2016. “Recuperação de Calor Residual de Baixa Qualidade em Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado”. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.
- Izidoro, D., Mantilla, V.A., Restrepo, J., Venturini, O. e Palacio, J., 2015. “Análise técnica e econômica da integração da tecnologia de concentração solar de potência de média temperatura com ciclo rankine orgânico”. doi:10.20906/CPS/CON-2016-1426.
- Le, V.L., Kheiri, A., Feidt, M. e Pelloux-Prayer, S., 2014. “Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical orc (organic rankine cycle) using pure or zeotropic working fluid”. *Energy (Oxford)*, Vol. 78, pp. 622–638. ISSN 0360-5442.
- Mahlia, T.M.I., Syaheed, H., Abas, A.E.P., Kusumo, F., Shamsuddin, A.H., Ong, H.C. e Bilad, M.R., 2019. “Organic rankine cycle (orc) system applications for solar energy: Recent technological advances”. *Energies (Basel)*, Vol. 12, No. 15, p. 2930. ISSN 1996-1073.
- NREL, 2021. “System advisor model version 2021.12.2”. <https://sam.nrel.gov>, Acesso em: 20 mar. 2022.
- Pethurajan, V., Sivan, S. e Joy, G.C., 2018. “Issues, comparisons, turbine selections and applications – an overview in organic rankine cycle”. *Energy conversion and management*, Vol. 166, pp. 474–488. ISSN 0196-8904.
- Pinheiro, G., Rendeiro, G., Pinho, J. e Macedo, E., 2012. “Sustainable management model for ru-

- ral electrification: Case study based on biomass solid waste considering the brazilian regulation policy”. *Renewable energy*, Vol. 37, No. 1, pp. 379–386. ISSN 0960-1481.
- Quoilin, S., Broek, M.V.D., Declaye, S., Dewallef, P. e Lemort, V., 2013. “Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems”. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 22, pp. 168–186. ISSN 1364-0321.
- Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R.K., Moazami, N. e Mirhadizadeh, S.A., 2017. “Review of organic rankine cycle for small-scale applications”. *Energy conversion and management*, Vol. 134, pp. 135–155. ISSN 0196-8904.
- Shahverdi, K., Loni, R., Ghobadian, B., Monem, M., Gohari, S., Marofi, S. e Najafi, G., 2019. “Energy harvesting using solar orc system and archimedes screw turbine (ast) combination with different refrigerant working fluids”. *Energy conversion and management*, Vol. 187, pp. 205–220. ISSN 0196-8904.
- Shuja, S.Z., Yilbas, B.S. e Al-Qahtani, H., 2019. “Thermal assessment of selective solar troughs”. *Energies (Basel)*, Vol. 12, No. 16, p. 3130. ISSN 1996-1073.
- Sprouse, C. e Depcik, C., 2013. “Review of organic rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery”. *Applied thermal engineering*, Vol. 51, No. 1-2, pp. 711–722. ISSN 1359-4311.
- Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. e Papadakis, G., 2011. “Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles – a review of various applications”. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 15, No. 8, pp. 3963–3979. ISSN 1364-0321.
- Towering Skills, 2023. “Cost indices”. <https://www.toweringskills.com/financial-analysis/cost-indices/>, Acesso em: 02 fev. 2023.
- Turchi, C.S., Boyd, M., Kesseli, D., Kurup, P., Mehos, M., Neises, T., Sharan, P., Wagner, M., e Wendelin, T., 2019. “Csp systems analysis - final project report”.
- Turton, R., Bailie, R. e Whiting, W., 2012. *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. Prentice-Hall international series in engineering. Prentice Hall. ISBN 9780132618120.
- Tzivanidis, C., Bellos, E., Korres, D., Antonopoulos, K. e Mitsopoulos, G., 2015. “Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector”. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 6, pp. 226–237. ISSN 2214-157X. doi:<https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.10.005>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X15300198>.
- UNIDO, 2022. “Renewable energy”. <https://www.unido.org/our-focus/safeguarding-environment/clean-energy-access-productive-use/renewable-energy>, Acesso em: 20 mar. 2022.
- Uusitalo, A., Honkatukia, J., Turunen-Saaresti, T. e Larjola, J., 2014. “A thermodynamic analysis of waste heat recovery from reciprocating engine power plants by means of organic rankine cycles”. *Applied thermal engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 33–41. ISSN 1359-4311.
- Vela, G.A.L., 2018. *Dimensionamento e Seleção do Sistema de Armazenamento Para Sistemas Híbridos de Geração de Eletricidade Biomassa/Fotovoltaica*. Master’s thesis, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.
- Virtanen, P., Gommers, R., Oliphant, T.E., Haberland, M., Reddy, T., Cournapeau, D., Burovski, E., Peterson, P., Weckesser, W., Bright, J., van der Walt, S.J., Brett, M., Wilson, J., Millman, K.J., Mayorov, N., Nelson, A.R.J., Jones, E., Kern, R., Larson, E., Carey, C.J., Polat, İ., Feng, Y., Moore, E.W., VanderPlas, J., Laxalde, D., Perktold, J., Cimrman, R., Henriksen, I., Quintero, E.A., Harris, C.R., Archibald, A.M., Ribeiro, A.H., Pedregosa, F., van Mulbregt, P. e SciPy 1.0 Contributors, 2020. “SciPy 1.0: Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python”. *Nature Methods*, Vol. 17, pp. 261–272. doi:10.1038/s41592-019-0686-2.
- Wang, E., Zhang, H., Fan, B., Ouyang, M., Zhao, Y. e Mu, Q., 2011. “Study of working fluid selection of organic rankine cycle (orc) for engine waste heat recovery”. *Energy (Oxford)*, Vol. 36, No. 5,

pp. 3406–3418. ISSN 0360-5442.

- Wang, M., Wang, J., Zhao, Y., Zhao, P. e Dai, Y., 2013. “Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic rankine cycle (orc) based on flat-plate solar collectors”. *Applied thermal engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 816–825. ISSN 1359-4311.
- Xu, G., Song, G., Zhu, X., Gao, W., Li, H. e Quan, Y., 2015. “Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical orc system driven by linear fresnel reflector solar concentrator”. *Applied thermal engineering*, Vol. 80, pp. 196–204. ISSN 1359-4311.
- Yu, H., Helland, H., Yu, X., Gundersen, T. e Sin, G., 2021. “Optimal design and operation of an organic rankine cycle (orc) system driven by solar energy with sensible thermal energy storage”. *Energy conversion and management*, Vol. 244, p. 114494. ISSN 0196-8904.
- Zhang, X., Wu, L., Wang, X. e Ju, G., 2016. “Comparative study of waste heat steam src, orc and s-orc power generation systems in medium-low temperature”. *Applied thermal engineering*, Vol. 106, pp. 1427–1439. ISSN 1359-4311.