

Arthur Pacheco Luz
Arthur Batista Martins Lott
João Arthur Daconti Silva
Hélio Augusto Goulart Diniz
Sara Isabel de Melo Resende

***AVALIAÇÃO TÉRMICA
DE UM CICLO
RANKINE ORGÂNICO
ALIMENTADO POR
ENERGIA SOLAR***



EDITORA CONHECIMENTO LIVRE

Arthur Pacheco Luz
Arthur Batista Martins Lott
João Arthur Daconti Silva
Hélio Augusto Goulart Diniz
Sara Isabel de Melo Resende

AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO ALIMENTADO POR ENERGIA
SOLAR

1ª ed.

Piracanjuba-GO
Editora Conhecimento Livre
Piracanjuba-GO

1ª ed.

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Luz, Arthur Pacheco

L979A AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO ALIMENTADO POR ENERGIA SOLAR / Arthur Pacheco Luz. Arthur Batista Martins Lott. João Arthur Daconti Silva. Hélio Augusto Goulart Diniz. Sara Isabel de Melo Resende. – Piracanjuba-GO

Editora Conhecimento Livre, 2022

76 f.: il

DOI: 10.37423/2022.edcl552

ISBN: 978-65-5367-153-9

Modo de acesso: World Wide Web

Incluir Bibliografia

1. ciclo-de-rankine-orgânico 2. energia-solar 3. coletor-solar-de-placa-plana 4. fluido-orgânico 5. ees I. Luz, Arthur Pacheco II. Lott, Arthur Batista Martins III. Silva, João Arthur Daconti IV. Diniz, Hélio Augusto Goulart V. Resende, Sara Isabel de Melo VI. Título

CDU: 620

<https://doi.org/10.37423/2022.edcl552>

O conteúdo dos artigos e sua correção ortográfica são de responsabilidade exclusiva dos seus respectivos autores.

EDITORA CONHECIMENTO LIVRE

Corpo Editorial

Dr. João Luís Ribeiro Ulhôa

Dra. Eyde Cristianne Saraiva-Bonatto

MSc. Frederico Celestino Barbosa

MSc. Carlos Eduardo de Oliveira Gontijo

MSc. Plínio Ferreira Pires

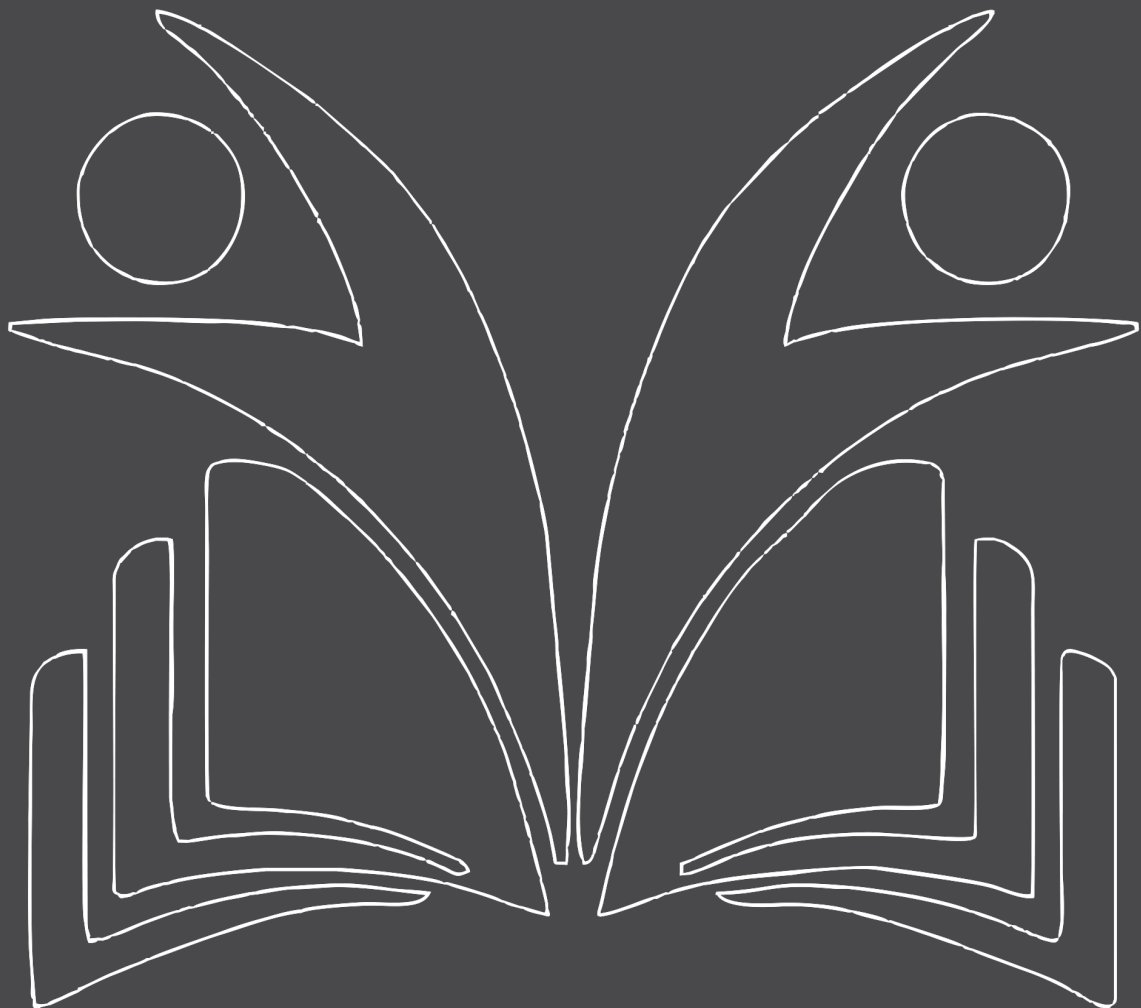
Editora Conhecimento Livre

Piracanjuba-GO

2022



10.37423/2022.edcl552



Resumo: Devido ao constante aumento da demanda energética mundial, novos meios de geração de energia estão se tornando objeto de estudo. Busca-se conciliar o consumo com matrizes energéticas mais limpas e eficientes com o mínimo de agressão a natureza. Nesse cenário é proposto o estudo de um ciclo Rankine Orgânico que utiliza como fonte a energia solar. Para viabilizar sua aplicação foi realizada a avaliação térmica do ciclo. Para melhorar a eficiência energética, foram selecionados, através de aspectos ambientais e tecnológicos, os fluidos de trabalho mais adequados para a aplicação, bem como efetuada a comparação dos resultados de desempenho utilizando cada fluido proposto. O estudo também envolve o dimensionamento de um coletor solar de placa plana para a localidade de Belo Horizonte e, em função das condições alcançadas pelo fluido, a potência e eficiência obtidas pelo ciclo Rankine alimentado pelo coletor modelado. As propriedades dos fluidos foram obtidas através do software Engineering Equation Solver (EES). Os dados climáticos foram obtidos através do ano solar padrão para a região da Pampulha (latitude: 19°51'S, longitude: 43°57'O) na cidade de Belo Horizonte. Os resultados mostraram que utilizando apenas 1 coletor solar de placa plana, é possível teoricamente gerar uma potência de até 6,33 W. Já utilizando uma área de coleta do tamanho de um campo de futebol (8250 m²), seria teoricamente possível fornecer entre 23,47 kW a 243 kW de potência líquida. Sob a perspectiva da eficiência, o ORC solar proposto obteve uma eficiência termodinâmica máxima de 5,58%.

Palavras chave: Ciclo de Rankine Orgânico; Energia Solar; Coletor Solar de Placa Plana; Fluido Orgânico; EES.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1– Temperaturas típicas das fontes térmicas aplicadas no CRO.....	17
Figura 2 - Exemplo de ciclo Rankine orgânico regenerativo.....	18
Figura 3 – Métodos construtivos DVG e HTF respectivamente.....	18
Figura 4 – Exemplo de ciclo Rankine orgânico solar com reservatório térmico.....	20
Figura 5 – Percentual de utilização de fluidos orgânicos em CROs.....	22
Figura 6 – Curva de saturação de fluidos isentrópico, molhado e seco, respectivamente.....	22
Figura 7 – Ciclo Rankine orgânico com recuperador e pré-aquecedor.....	31
Figura 8 – Ciclo Rankine orgânico e sua representação no diagrama T-s.....	32
Figura 9 – Condições operacionais do CRO no diagrama T-s.....	33
Figura 10 – Irradiância anual sobre a atmosfera.....	35
Figura 11 – Matriz elétrica brasileira em 2017.....	36
Figura 12 – Radiação Solar global horizontal média anual brasileira.....	37
Figura 13 – Ciclo Solar e seus componentes.....	39
Figura 14 – Diferentes Tipos de Coletores Solares.....	39
Figura 15– Coletor Solar de Placa Plana.....	40
Figura 16 – Seção em corte de um coletor solar de placa plana básico.....	40
Figura 17– Modos de radiação incidentes no coletor de placas plana.....	42
Figura 18 – CRO Solar do tipo HTF.....	50
Figura 19 – Esquema de Ciclo Solar Utilizado.....	51
Figura 20 – Gráfico da radiação total para os dias analisados.....	52

Figura 21 – Fluxograma de funcionamento do modelo matemático.....	55
Figura 22 – CRO Simples e diagrama T-s.....	56
Figura 23 – Resultados de eficiência dos fluidos selecionados para o CRO Solar.....	68
Figura 24 – Resultados de eficiência global para os fluidos e dias selecionados.....	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparativo entre método HTF e DVG.....	19
Tabela 2 - Ano Solar Padrão (Belo Horizonte - Brasil).....	38
Tabela 3 - Características de instalação do coletor solar.....	51
Tabela 4 – Características de instalação do coletor solar.....	51
Tabela 5 – Dados referentes aos dias do ano.....	52
Tabela 6 – Equações da modelagem termodinâmica dos componentes.....	57
Tabela 7 – Dados de entrada da modelagem do CRO solar.....	58
Tabela 8 – Dados de entrada da modelagem do CRO solar.....	58
Tabela 9 – Fluidos de trabalho selecionados para a operação do CRO.....	60
Tabela 10 – Resultado das propriedades termodinâmicas do CRO para validação.....	61
Tabela 11 – Propriedades térmicas do ciclo solar para 1 coletor solar de placa plana.....	62
Tabela 12 – Numero de coletores utilizados e área de coleta.....	63
Tabela 13 – Propriedades térmicas do ciclo solar para área de coleta de um campo de futebol.....	63
Tabela 14–Resultados do CRO solar para os dados de 21/03 com área de 1 coletor.....	64
Tabela 15 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/06 com área de 1 coletor.....	65
Tabela 16 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/09 com área de 1 coletor.....	65
Tabela 17 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/12 com área de 1 coletor.....	66

Tabela 18 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/03 com área de 3910 coletores..... 66

Tabela 19 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/06 com área de 3910 coletores..... 67

Tabela 20 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/09 com área de 3910 coletores..... 67

Tabela 21 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/12 com área de 3910 coletores..... 68

LISTA DE SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica ANSI American National Standards Institute
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-Condicionado
CRO	Ciclo Rankine Orgânico
CRV	Ciclo Rankine a Vapor
DVG	Direct Vapor Generation
EES	Engine Equation Solve
GWP	Global Warming Potential
HTF	Heat Transfer Fluid
ODP	Ozone Depletion Potential
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PIB	Produto Interno Bruto
WRC	World Radiation Center

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área de absorção do coletor solar	[m ²]
$\frac{dm}{dt}$	Taxa de variação de massa em um instante de tempo qualquer	[kg/s]
$\frac{dE}{dt}$	Taxa de variação de energia em um instante de tempo qualquer	[kW]
$\frac{dS}{dt}$	Taxa de variação de entropia em um instante de tempo qualquer	[KJ/kg.K]
G_{sc}	Constante solar	[W/m ²]
Q	Calor	[KJ/kg]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	[kW]
U_L	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
V	Energia cinética específica	[kJ/kg]
gz	Energia potencial específica	[kJ/kg]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
s	Entropia específica	[kJ/kg-K]
P	Pressão	[bar]
S	Radiação absorvida pelo coletor por unidade de área	[MJ/m ²]
I_d	Radiação difusa	[MJ/m ²]
I_b	Radiação direta	[MJ/m ²]
I_T	Radiação sobre um plano inclinado durante uma hora	[J/h*m ²]
I	Radiação total	[MJ/m ²]
R_b	Razão entre radiação direta sobre um plano inclinado em relação ao plano horizontal	[-]
T	Temperatura	[°C]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
T_{pm}	Temperatura média da placa de absorção	[K]
X	Título	[-]
W	Trabalho específico	[KJ/kg]
$\dot{W}$	Potência útil	[kW]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
v	Volume específico	[m ³ /kg]

SÍMBOLOS GREGOS

β	Ângulo de inclinação do coletor solar	[°]
η	Eficiência	[%]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
$\tau\alpha$	Produto transmitância-absorbsância	[-]
ρ_g	Refletividade do solo	[-]
$\dot{\sigma}$	Taxa de geração de entropia	[kW/K]
Δ	Variação	[%]

SUBSCRITOS

<i>100</i>	Índice GWP calculado para 100 anos
<i>1,2,3...</i>	Número do estado no fluxo do arranjo
<i>2s</i>	Referente a transformação isentrópica
<i>atm</i>	Condição atmosférica
<i>b</i>	Direta
<i>bomb</i>	Bomba
<i>c</i>	Referente ao coletor de placa plana
<i>ciclo</i>	Ciclo
<i>cond</i>	Condensador
<i>d</i>	Difusa
<i>e</i>	Fluxo de entrada
<i>entra</i>	Referente a entrada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>g</i>	Referente a reflexão
<i>ger</i>	Entropia gerada
<i>i</i>	Contador de componente
<i>liq</i>	Referente ao trabalho líquido
<i>s</i>	Fluxo de saída
<i>sai</i>	Referente a saída
<i>turb</i>	Turbina
<i>vc</i>	Volume de Controle

Sumário

- 1. INTRODUÇÃO..... 13
 - 1.1 JUSTIFICATIVA..... 13
 - 1.2 OBJETIVOS 14
 - 1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO..... 14
- 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 15
 - 2.1 CARACTERÍSTICAS DO CRO E SUAS FONTES TÉRMICAS..... 15
 - 2.2 CONFIGURAÇÃO DO CRO SOLAR 17
 - 2.3 FLUIDOS DE TRABALHO ORGÂNICO 21
 - 2.4 APLICAÇÕES DO CRO SOLAR 23
 - 2.4.1 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA..... 23
 - 2.4.2 OUTRAS APLICAÇÕES 24
- 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... 25
 - 3.1 FUNDAMENTOS DE TERMODINÂMICA..... 25
 - 3.1.1 VOLUME DE CONTROLE E SISTEMA FECHADO 25
 - 3.1.2 CONSERVAÇÃO DE MASSA E PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA 25
 - 3.1.3 ANÁLISE DE ENERGIA PARA CICLOS DE POTÊNCIA..... 27
 - 3.1.4 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA..... 28
 - 3.1.5 IRREVERSIBILIDADES 29
 - 3.1.6 EFICIÊNCIA ISENTROPICA 30
 - 3.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO..... 30
 - 3.3 FLUIDOS ORGÂNICOS..... 33
 - 3.4 ENERGIA SOLAR 34
 - 3.4.1 CENÁRIO BRASILEIRO 35
 - 3.5 CICLO SOLAR 38
 - 3.5.1 COLETOR SOLAR..... 39

3.5.2 TROCADOR DE CALOR, BOMBA E RESERVATÓRIO 49

4 METODOLOGIA 50

4.1 MODELAGEM SOLAR..... 50

4.2 METODOLOGIA TERMODINÂMICA CRO 56

4.2.2 VALIDAÇÃO DA MODELAGEM DO CRO..... 58

4.3 ANÁLISE E SELEÇÃO DOS FLUIDOS DE TRABALHO 59

5 RESULTADOS..... 60

5.1 VALIDAÇÃO DO CRO PROPOSTO 61

5.2 RESULTADOS MODELO SOLAR 62

5.3 RESULTADOS CRO SOLAR 64

6 CONCLUSÕES 70

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... 71

REFERÊNCIAS 72

1. INTRODUÇÃO

Formas alternativas de produzir energia representam um importante setor de pesquisa devido ao alto consumo energético mundial e a constante preocupação com o meio ambiente. Segundo Costa et al. (2005) as principais fontes de energia são combustíveis fósseis, que são extremamente poluentes a atmosfera. Por este motivo, estudos nas áreas de energias limpas e renováveis têm crescido ultimamente. Fontes de energia limpa como, solar, geotérmica, eólica, se tornaram extremamente atrativas devido ao seu baixo impacto ambiental, sua capacidade de alcançar áreas remotas de difícil acesso e a inesgotabilidade de sua matéria- prima motriz.

Fatores como a crise do petróleo em 1970, a possível falta de energia, as questões geopolíticas e os aspectos ambientais contribuíram para o crescente interesse nas energias renováveis. Segundo dados do relatório Key World Energy Statistics de 2021 (IEA, 2021), o consumo mundial de energia é composto por 12,6% de fontes de energia renováveis.

As fontes de energia renováveis apresentam a desvantagem do custo de implementação que dificultam sua utilização de maneira ampla, pois raramente são formas úteis de energia como as elétricas e mecânica. Sendo assim, necessitam de equipamentos e sistemas auxiliares para convertê-las em uma forma mais adequada à utilização humana (COSTA et al., 2005).

Ciclos Rankine são capazes de converter energia térmica em energia mecânica através de processos termodinâmicos, podendo então funcionar com energia solar ou geotérmica. Estes ciclos normalmente trabalham utilizando água como fluido de trabalho, entretanto, uma variação do ciclo Rankine convencional, o ciclo Rankine orgânico (CRO), trabalha com fluidos orgânicos como fluido de trabalho. Estes fluidos possuem a capacidade de realizar trabalho através do ciclo Rankine com fontes de menor temperatura (MUÑOZ, 2013).

A ideia fundamental do presente trabalho é analisar um CRO alimentado por energia solar utilizando coletores de placa plana com o objetivo de compreender o funcionamento e os impactos que os diferentes fluidos de trabalho têm sobre o ciclo. Além disso, comparar o funcionamento do ciclo com diferentes fluidos de trabalho utilizando dados do ano padrão solar na região da Pampulha (latitude: 19°51'S, longitude: 43°57'O) na cidade de Belo Horizonte.

1.1 JUSTIFICATIVA

A energia elétrica é um tema fundamental para o desenvolvimento de uma civilização. Desde a segunda revolução industrial esta forma de energia é responsável pelos maiores avanços tecnológicos ocorridos.

Devido ao crescimento da demanda global por energia e a inevitável escassez dos combustíveis fósseis, fontes limpas e/ou renováveis de energia vêm sendo o foco de diversos estudos e projetos. Como exemplo, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) possui um programa de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D), que obriga todas as empresas do ramo de energia a contribuir anualmente com parte de suas receitas para o desenvolvimento tecnológico e científico do setor (BRASIL, 2000).

Nesse contexto, diferentes formas de aproveitar a energia proveniente do Sol têm se tornado o foco dos projetos. Uma das técnicas de aproveitamento deste tipo de energia é a utilização de sistemas que necessitam de uma fonte de calor para o seu funcionamento. Dentro desses sistemas, um forte candidato para o aproveitamento é a utilização de CRO acoplado a coletores solar.

Segundo Wang e Zhao (2008), os ciclos Rankine orgânicos combinados com diferentes fontes de térmicas têm grande potencial para se tornarem competitivos com sistemas de energia que utilizam combustíveis fósseis. Como exemplo, Li et al. (2013) aplicam o CRO alimentado por energia solar como fonte de energia para o processo de dessalinização da água do mar.

Dessa forma, este trabalho pretende contribuir com a literatura na área de ciclos térmicos conduzindo uma análise termodinâmica em um ciclo Rankine orgânico alimentado por energia solar na qual são avaliados os fluidos mais adequados, além da comparação dos resultados de desempenho obtidos para cada fluido, visando uma melhor compreensão do ciclo e seus componentes.

1.2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem o objetivo de realizar uma avaliação térmica numérica de um CRO que utiliza como fonte a energia de coletores solar de placa plana. Os objetivos específicos são:

- a. Definir uma condição operacional do ciclo, bem como sua respectiva configuração;
- b. Avaliar, através de aspectos ambientais e tecnológicos, os fluidos de trabalho mais adequados para a aplicação;
- c. Fazer um modelo matemático da configuração escolhida do CRO;
- d. Fazer um modelo matemático de um coletor solar para a localidade de Belo Horizonte que atenda ao ciclo proposto;
- e. Efetuar a comparação dos resultados de desempenho utilizando cada fluido proposto.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O Capítulo 1 apresenta a introdução, justificativa e objetivos do trabalho. O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica a respeito de ciclos Rankine orgânicos utilizando energia solar como fonte de calor

e seus fluidos de trabalho. O Capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica a respeito dos princípios termodinâmicos essenciais para o trabalho, bem como uma conceituação sobre energia solar e ciclos Rankine orgânicos. O Capítulo 4 apresenta a metodologia dos modelos matemáticos desenvolvidos neste trabalho. O Capítulo 5 apresenta os resultados encontrados. O Capítulo 6 apresenta as conclusões encontradas. Por fim, o capítulo 7 apresenta as sugestões de temas para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados estudos de diferentes autores sobre CRO alimentado por energia solar, suas características e aplicações. Os estudos também apresentam os principais fluidos de trabalho e seus respectivos métodos de seleção.

2.1 CARACTERÍSTICAS DO CRO E SUAS FONTES TÉRMICAS

O ciclo Rankine orgânico tem atraído cada vez mais a atenção de pesquisadores que necessitam converter calor em trabalho para gerar energia elétrica (WANG et al., 2018). Tradicionalmente para se realizar esta conversão de energia é aplicado o ciclo Rankine a vapor (CRV), que possui duas particularidades principais: utiliza água como fluido de trabalho e o calor introduzido ao ciclo é proveniente de uma queima de combustível fóssil em uma caldeira. Tendo em vista o contexto econômico e ambiental, manifesta-se a necessidade da busca por novos meios de geração de energia (NI et al., 2018; MUÑOZ, 2013).

Nesse cenário, o CRO, que utiliza como fluido de trabalho compostos orgânicos em vez da água, devido a suas características, se apresenta como um excelente candidato para aproveitar as energias provenientes de fontes de calor de baixas e médias temperaturas. Para Espinosa (2016) o CRO permite a recuperação desses tipos de fontes de calor devido às particularidades presentes no fluido orgânico, que são: uma maior massa molar, uma alta temperatura de condensação e uma baixa temperatura de evaporação em comparação a água. Tchanche et al. (2011) corroboram a afirmativa anterior e acrescentam que para fluidos secos e isentrópicos, pode-se trabalhar com o estado do fluido em vapor saturado sem a necessidade de superaquecimento, uma vez que não há o risco de erosão nas pás da turbina. Além disso, a pequena diferença de temperatura entre a evaporação e condensação do fluido gera uma pequena queda de pressão na passagem pela turbina, podendo utilizar turbinas de simples estágio. Dessa forma, com o CRO é possível utilizar componentes menos robustos e mais simples para a implementação do ciclo.

Tchanche et al. (2014) citam outras características que viabilizam a aplicação do CRO, que são:

- Sistema adaptável para várias fontes térmicas;
- Tecnologia consolidada e com maturidade;
- Sistemas mais simples e com menos manutenção;
- Possibilidade de aplicação em pequenas escalas;
- Sistema de geração distribuída;
- Baixo investimento e custos de manutenção;
- Boa disponibilidade de fornecedores qualificados no mercado.

De acordo com Macchi e Astolfi (2016), o CRO é aplicado com basicamente 4 tipos de fontes térmicas: reaproveitamento de calor residual de processos e equipamentos, biomassa, energia geotérmica e energia solar.

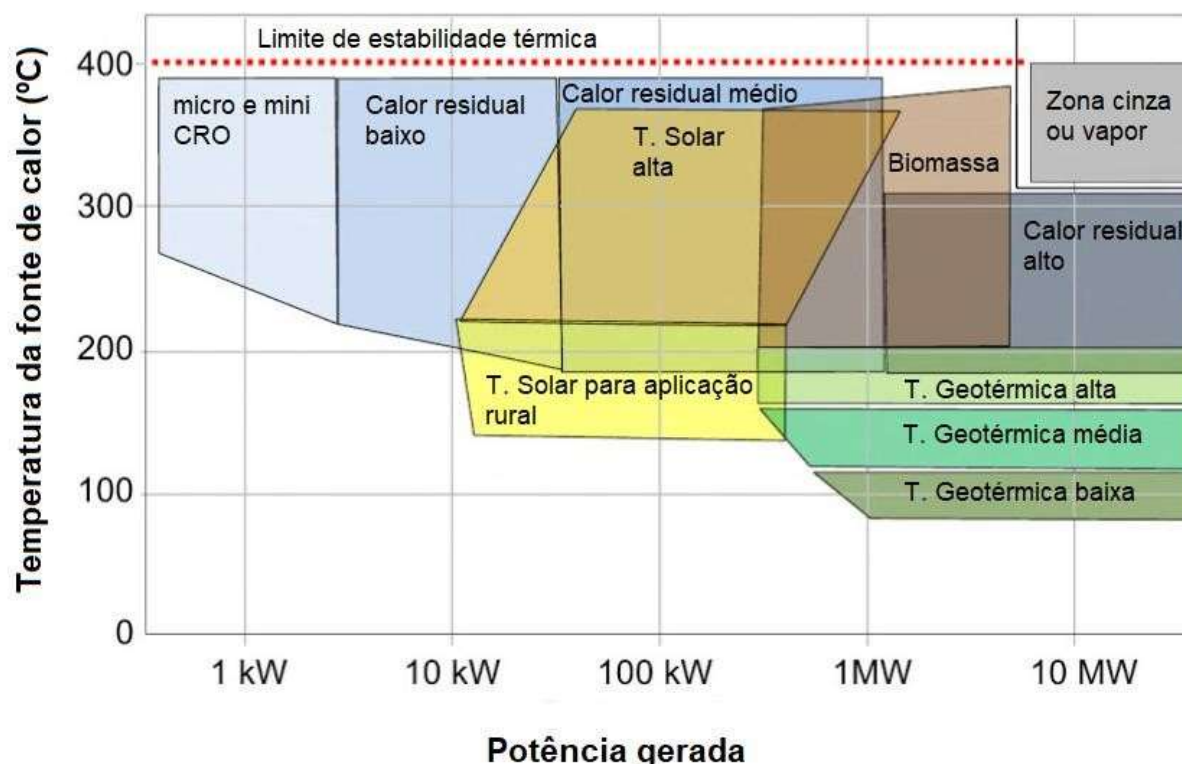
Muñoz (2013) desenvolveu um estudo de viabilidade termodinâmica do CRO utilizando diferentes fontes térmicas, a geotérmica, solar e biomassa. Também foi realizada modelagem do ciclo com diferentes fluidos para obtenção da potência gerada e do rendimento. Segundo o autor, dentre as três fontes estudadas, a que mais gerou potência foi a energia solar, porém a que obteve a maior eficiência foi a energia proveniente da biomassa.

Moreira (2018) realizou uma análise técnico-econômica de ciclos Rankine Orgânicos para recuperação de calor residual na indústria de cimento. Para isso, foi utilizado duas configurações de CRO, uma simples e a outra regenerativa, utilizando fluidos orgânicos previamente selecionados e operando nas condições subcrítica e subcrítica com superaquecimento. Operando com o fluido isentrópico R141b, a configuração simples subcrítica apresentou uma eficiência térmica de 18,81% e o ciclo regenerativo subcrítico apresentou uma eficiência de 22,40%. Para o mesmo fluido de trabalho, a configuração simples com superaquecimento apresentou uma eficiência térmica de 20,79% e o ciclo regenerativo com superaquecimento apresentou uma eficiência de 22,85%.

Gonçalves (2012), em seu estado da arte observou a deficiência de estudos sobre o dimensionamento dos componentes do ciclo Rankine orgânico, muito embora as construções destes ciclos dependam destes modelos de dimensionamento, especialmente sobre os trocadores de calor que são responsáveis por boa parte dos custos de um ciclo e os maiores responsáveis pela produção de irreversibilidades. Dessa forma, foi realizado o dimensionamento de trocadores de calor de casco e tubos para operarem como aquecedor, evaporador e condensador em um ciclo Rankine Orgânico alimentado por energia Solar.

A Figura 1 apresenta as possíveis aplicações das fontes térmicas com relação à potência gerada.

Figura 1– Temperaturas típicas das fontes térmicas aplicadas no CRO.



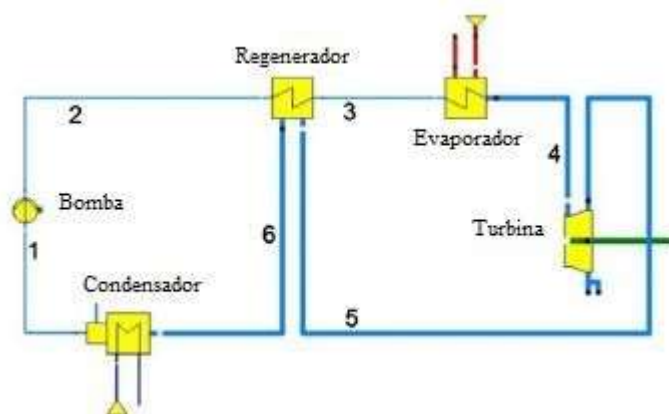
Fonte: Adaptado de Macchi e Astolfi (2016).

2.2 CONFIGURAÇÃO DO CRO SOLAR

Ciclos Rankine orgânicos podem apresentar diversas configurações de funcionamento, uma delas é trabalhando com um trocador de calor extra chamado de regenerador conforme a figura 2 apresenta. O regenerador realiza troca de calor entre o fluido na saída da turbina com o fluido prestes a entrar no evaporador. Sua função é de pré-aquecer o fluido prestes a entrar no evaporador, o que facilita sua evaporação, assim como realizar o resfriamento do fluido prestes a entrar no condensador. Desta maneira, o calor que seria rejeitado no condensador para a fonte fria é reaproveitado para pré-aquecer o fluido na entrada do evaporador, o que aumenta a eficiência térmica do ciclo. Além disso, o regenerador facilita a saída do fluido no estado líquido saturado ou comprimido do condensador, assim evitando defeitos na bomba por presença de vapor na saída do condensador e, da mesma forma, facilita a saída do fluido no estado vapor saturado ou superaquecido no evaporador, evitando defeitos na turbina por presença de líquido (JAVANSHIR, 2017).

De acordo com Javanshir, (2017) alguns tipos de CRO utilizam um superaquecedor antes da turbina, forçando o fluido de trabalho a atingir o estado de vapor superaquecido.

Figura 2 - Exemplo de ciclo Rankine orgânico regenerativo.

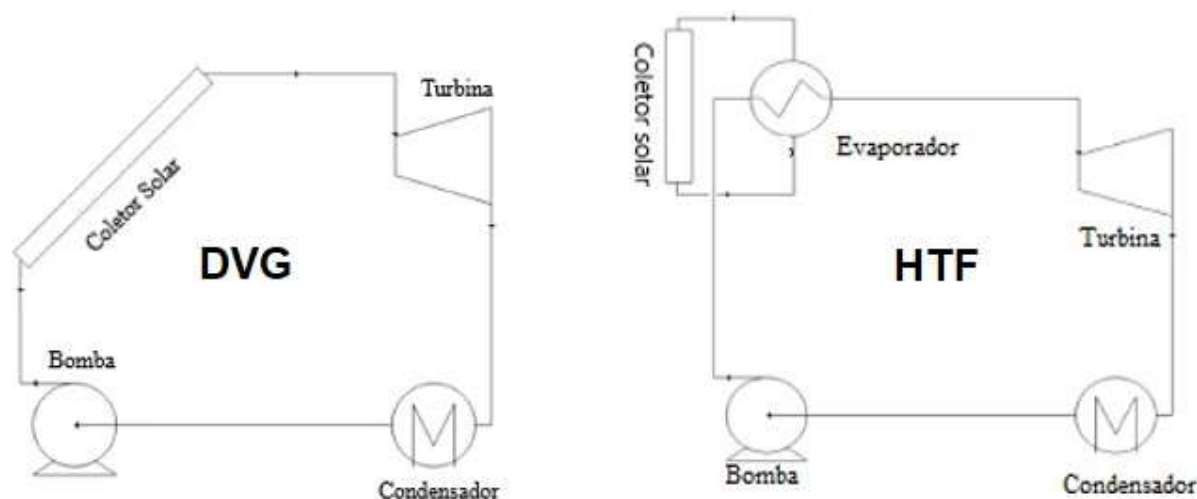


Fonte: Javanshir (2017).

De acordo com Hromádka et al. (2017) a utilização de regeneradores em um CRO deve ser muito bem avaliada, sendo levado em consideração dois aspectos. Dependendo da condição operacional do ciclo, a temperatura com a qual o fluido sai da turbina é muito baixa, fazendo com que o regenerador perca sua função. Outro fator é o econômico, o valor para se instalar um regenerador no ciclo pode ser muito elevado a ponto de não se tornar economicamente atrativo o aumento da eficiência do ciclo.

Os métodos construtivos mais comuns encontrados no mercado para ciclos Rankine orgânicos alimentados por energia solar são o método por geração de vapor direta (DVG – *Direct Vapor Generation*) e fluido de transferência de calor (HTF – *HeatTransferFluid*) como mostrado na Figura 3.

Figura 3 – Métodos construtivos DVG e HTF respectivamente.



Fonte: Adaptado de Aboelwafa (2018).

O método DVG utiliza um coletor solar como evaporador no ciclo. O método HTF por sua vez utiliza dois ciclos diferentes, um ciclo solar e o CRO, estes ciclos interagem entre si por um trocador de calor.

O método HTF apresenta a vantagem de poder conectar um reservatório térmico mais facilmente a esse tipo de instalação, porém apresenta uma maior irreversibilidade no evaporador. Além disso, o

método HTF faz com que o coletor solar opere em temperaturas mais altas, que por sua vez gera uma menor eficiência comparada a temperaturas mais baixas no coletor solar, pois as perdas de calor para o ambiente serão maiores (ABOELWAFA, 2018).

Em contrapartida o sistema DVG possui as vantagens de alcançar temperaturas de evaporação maiores e menor inércia térmica, significando um início mais rápido do sistema. A Tabela 1 apresenta um comparativo entre os dois sistemas (ABOELWAFA, 2018).

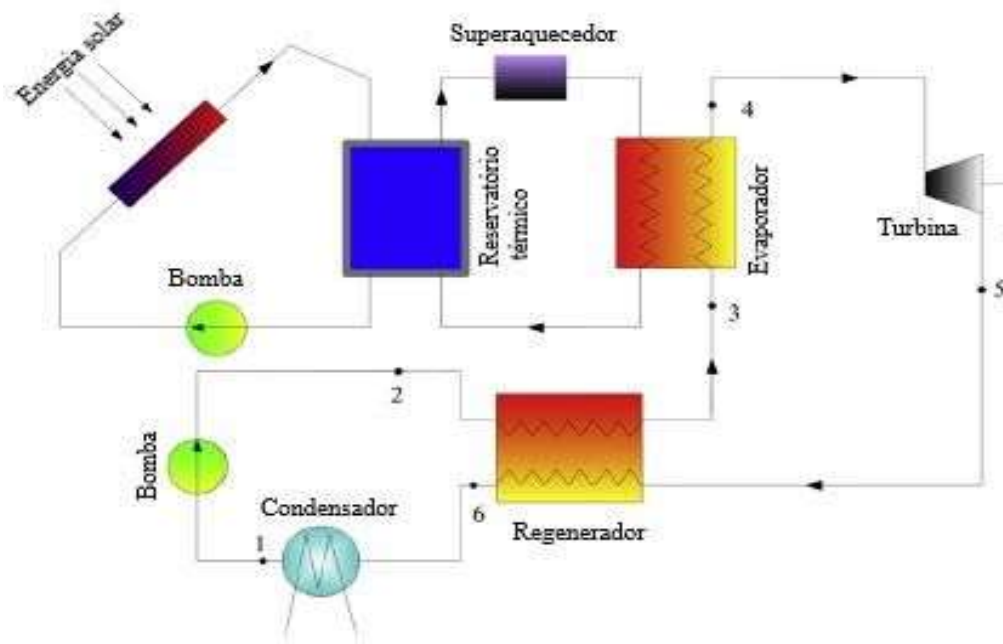
Tabela 1 – Comparativo entre método HTF e DVG.

	Método HTF	Método DVG
Estágio da tecnologia	Comercial	Demonstrativo
Estabilidade do processo	Estável	Menos estável
Configuração	Simples	Complexo
Aplicação de controle	Baixa	Alta
Escalamento	Fácil	Com custos adicionais
Melhora de performance	Limitado	Promissora
Temperaturas operacionais	Limitado	Promissora
Eficiência	Média, limitada	Alta, promissora
Reservatório térmico	Menos cara, comercial	Cara, etapa demonstrativa
Toxicidade do fluido	Sim	Não
Riscos ambientais	Alto	Baixo

Fonte: Adaptado de Aboelwafa (2018).

Outro componente utilizado para aumentar a capacidade energética do CRO solar é o reservatório térmico. Este componente é colocado no ciclo solar no método HTF para armazenar a energia solar coletada através do coletor solar. A grande vantagem de sua utilização é que a partir do momento em que o coletor solar não for mais capaz de absorver energia solar, como por exemplo à noite, o reservatório térmico passa a fornecer calor para o ciclo Rankine orgânico se manter em operação. Dessa forma, o reservatório térmico promove uma maior autonomia ao ciclo para produzir energia por mais tempo com maior estabilidade, elevando a eficiência diária média do ciclo (WANG et al, 2013). WANG et al. 2013 realizaram um trabalho para avaliar a performance de um CRO alimentado por coletores solar de placa plana utilizando um reservatório térmico. A configuração do ciclo utilizada pode ser observada na figura 4.

Figura 4 – Exemplo de ciclo Rankine orgânico solar com reservatório térmico.



Fonte: Wanget et al. (2013).

Entre os variados modelos de expansores, o modelo mais utilizado em ciclos Rankine orgânicos para gerar trabalho são os expansores do tipo turbina. A utilização deste tipo de expansor é justificada por sua capacidade de produção energética, ótima para potências acima de 50 kW. Estes componentes possuem a capacidade de trabalhar com qualquer razão de pressão entre saída e entrada, além disso, muitos desses componentes não necessitem de óleos lubrificantes para sua operação. Apesar da adição de óleos lubrificantes na turbina aumentarem sua eficiência, é possível utilizá-la sem adição de lubrificantes sem que isso interfira na sua operação (LANDELLE, 2017).

Em relação as bombas, a tecnologia mais utilizada em ciclos Rankine orgânicos são as bombas centrífugas devido ao seu bom desempenho para vazões mássicas acima de 1 kg/s. Isso reflete a sua capacidade de suportar um aumento de pressão de 20 bar mesmo em baixas vazões, além de ter uma ótima performance para potências hidráulicas acima de 1 kW (LANDELLE, 2017).

Evaporadores e condensadores são os dois trocadores de calores presentes em um ciclo Rankine orgânico básico. Para estes componentes a tecnologia dominante é a de trocadores de calor de placa, que representa 75% dos casos. Estes componentes são os principais responsáveis pela perda de pressão no ciclo Rankine orgânico e, consequentemente os maiores responsáveis pela produção de irreversibilidade (LANDELLE, 2017).

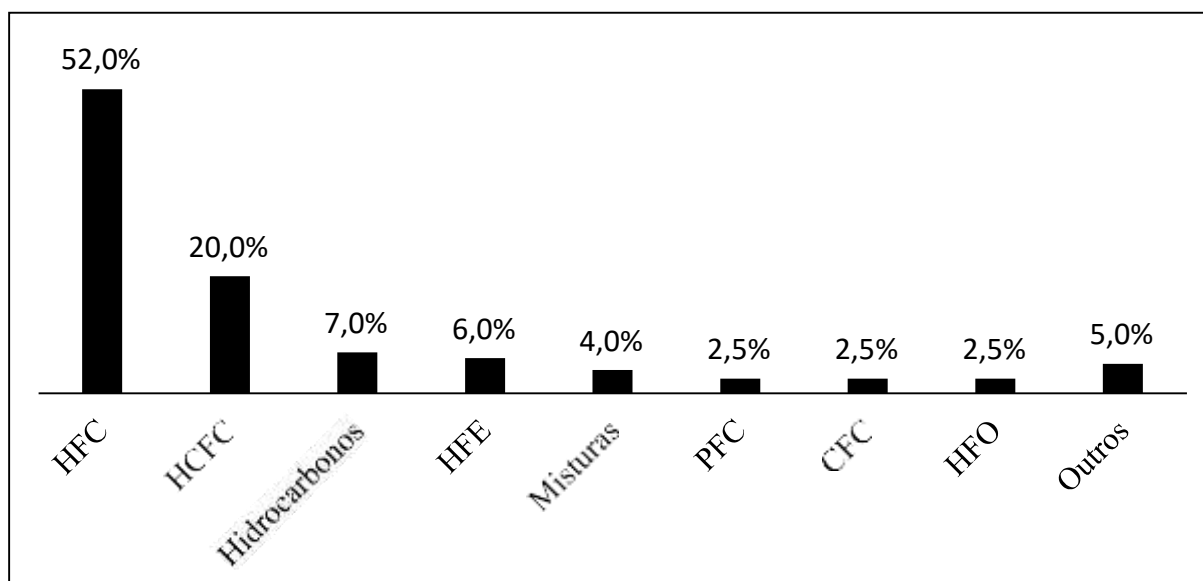
2.3 FLUIDOS DE TRABALHO ORGÂNICO

Os fluidos de trabalho do ciclo Rankine orgânico representam um elemento fundamental no estudo do ciclo, pois são os responsáveis por realizar trabalho no ciclo, bem como recebem energia da bomba. Então, é importante escolher adequadamente o fluido com o objetivo de realizar mais trabalho e consumir menos energia, o que aumenta a eficiência do ciclo (LANDELLE, 2017).

Existem hoje diversas opções de fluidos orgânicos a serem utilizados como fluido de trabalho no ciclo Rankine orgânico, sendo eles, hidrocarbonos, HFOs, HFEs, HFCs, HCFCs, PFCs, CFCs e misturas. Landelle (2017) destaca a utilização destes fluidos apresentando a queda da utilização de CFCs ao longo das últimas décadas devido ao seu impacto ambiental. O tratado de Montreal, que entrou em vigor em janeiro de 1989, obriga os países participantes a reduzir a produção e consumo de substâncias que destruam a camada de ozônio. Os fluidos CFC estão incluídos nessa categoria, sendo este tipo de fluido substituído por HCFCs.

Segundo Landelle (2017), os fluidos mais utilizados atualmente são os HFCs. O autor ainda apresenta a porcentagem de uso destes fluidos no funcionamento de ciclos Rankine orgânicos. Esta porcentagem pode ser observada pela figura 5. Apesar da existência de mais de 30 fluidos diferentes, os fluidos R245fa, R123 e R134 representam aproximadamente dois terços da utilização total dos fluidos.

Figura 5 – Percentual de utilização de fluidos orgânicos em CROs.

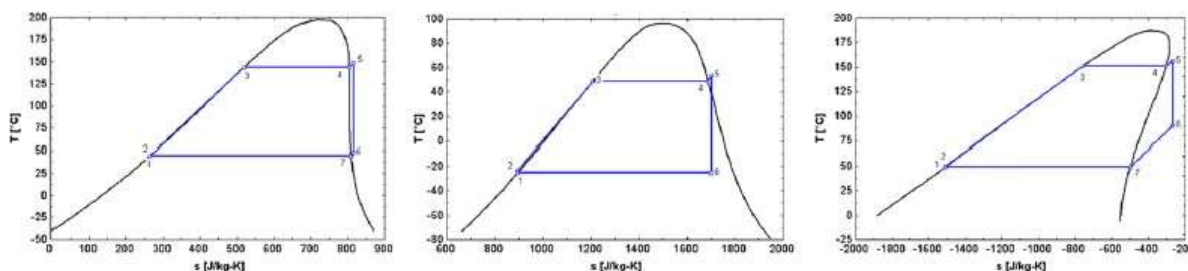


Fonte: Adaptado de Landelle (2017).

Os fluidos de trabalho utilizados no ciclo Rankine orgânico usualmente estão na condição de vapor a temperatura ambiente, portanto ao longo do ciclo os fluidos podem trabalhar nas seguintes condições operacionais: subcrítico sem superaquecimento, subcrítico com superaquecimento e transcrito (JAVANSHIR, 2017).

Através dos diagramas temperatura-entropia (T-s) observa-se uma diferença entre a curvatura do diagrama dos fluidos orgânicos. A classificação é feita com base no formato de sua curva de vapor saturado conforme a Figura 6. Os fluidos secos possuem o declive positivo da curva, os fluidos molhados o declive é negativo, já os fluidos isentrópicos o declive é vertical. Esse declive da curva representa uma importante ferramenta no arranjo dos equipamentos e na eficiência térmica do ciclo, sendo que fluidos molhados superaquecidos diminuem o dano nas pás da turbina (JAVANSHIR, 2017).

Figura 6 – Curva de saturação de fluidos isentrópico, molhado e seco, respectivamente.



Fonte: Quoilin (2013).

O estado de superaquecimento não é desejável em fluidos secos por aumentar a quantidade de calor rejeitado pelo condensador sem oferecer maior saída de potência na turbina, portanto o estado ideal para se trabalhar com esse tipo de fluido é no estado de vapor saturado (JAVANSHIR, 2017).

2.4 APLICAÇÕES DO CRO SOLAR

Atualmente, variados estudos referentes à aplicação de CRO solar como meio alternativo de geração de energia estão sendo desenvolvidos. A seguir, são apresentados trabalhos recentes que utilizam CRO solar como fonte de energia.

2.4.1 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Segundo Hromadka e Martinek (2017) a capacidade instalada de geração de energia por meio de CROs é de aproximadamente 3,3 GWe, sendo distribuídas em 658 plantas em todo o mundo, porém, dentre toda a capacidade de geração atual, o ORC solar representa uma faixa menor que 0,1% da capacidade total. Ainda segundo os autores, apesar da atual baixa utilização, essa configuração do CRO apresenta vantagens significativas, como a possibilidade de trabalhar com fontes de calor a baixas temperaturas, boa eficiência isentrópica na turbina, e simples configuração.

Quando avaliado em termos econômicos o ciclo Rankine orgânico apresenta vantagens se comparado ao ciclo Rankine a vapor para configurações similares, como mostram Desai e Bandyopadhyay (2016) em seu estudo, reforçando que o principal vantagem do CRO para a geração de energia é a necessidade de uma fonte de calor de baixa temperatura, normalmente menor que 400°C. O CRO também apresenta maiores eficiências utilizando fluidos de trabalho orgânicos. No estudo foram avaliados 12 fluidos, e dentre estes, o R113 obteve o menor custo específico de geração de energia elétrica (0,344 \$/kWh) e o Tolueno apresentou maior eficiência térmica (31,2%).

Assim como descrito no parágrafo anterior, Muñoz (2013) também demonstrou que o CRO apresenta maior eficiência se comparado ao CRV em trabalhos com fontes de calor de baixa e média temperatura. Além disso, o estudo apresentou os níveis de irreversibilidade contidos no CRO para cada componente do mesmo, e como resultado, observou-se que o evaporador é responsável pelo maior percentual de irreversibilidade (45%). Por fim, apresentou para o fluido de trabalho R600 a eficiência térmica de 10% para uma potência líquida gerada de 1786 kW.

Pei et al (2010) apresentaram uma configuração regenerativa de CRO para gerar energia elétrica. A configuração conta com uma turbina de dois estágios, reaproveitamento de energia após o segundo

estágio da turbina e um tanque de armazenamento de fluido antes da entrada da turbina para drenar fluido condensado e impedir o acesso deste à turbina, evitando danificação da mesma. Os resultados possibilitaram concluir que para condições de irradiação solar constante, temperatura ambiente constante e temperatura de evaporação do fluido também constante, a eficiência do coletor solar diminui com o aumento da temperatura do recuperador de calor após a turbina. Também concluíram que o aumento de eficiência do ciclo regenerativo se comparado ao ciclo sem regeneração de 9,2%, e, por fim, a eficiência global do ciclo foi de 8,6% para uma irradiação solar de 750W/m^2 .

2.4.2 OUTRAS APLICAÇÕES

De maneira geral, todas as aplicações do CRO têm como objetivo a geração de energia elétrica, porém, destacam-se algumas aplicações onde a geração de energia fica em segundo plano dando espaço para outras atividades com destinos específicos para a energia gerada.

Segundo Aboelwafa et al (2018), existem duas grandes aplicações para a energia gerada a partir de um CRO solar: dessalinização da água do mar e o bombeamento de água para irrigação ou em áreas remotas. Ambas aplicações possuem caráter nobre e merecem atenção como possíveis soluções para problemas de um futuro próximo. Ainda segundo o autor, na aplicação de bombeamento de água, a energia solar pode ser convertida e utilizada de duas maneiras, direta e indiretamente, onde o ciclo de potência converte a energia solar em energia mecânica de eixo e está pode ser tanto acoplada ao eixo de geradores de energia que posteriormente alimentarão as bombas d'água, como também podem possuir ligação direta com as bombas, executando a movimentação do eixo e bombeando a água.

Confirmando Aboelwafa et al.(2018), outros autores, como, Li et al (2013), Delgado- Torres e García-Rodríguez (2012) e Peñate (2012), também realizaram estudos sobre a utilização de CRO Solar como fonte de alimentação para o processo de dessalinização de água do mar por meio de osmose reversa. Em todos os trabalhos o CRO é citado como um método de baixo consumo energético por metro cúbico de água produzida se comparado a outros métodos de dessalinização. Entretanto, dentre todos as maneiras de se obter água potável, a dessalinização é o método mais custoso, energética e economicamente.

Li et al (2013), assim como os demais autores citados acima, apresentaram um estudo sobre osmose reversa assistida por energia solar. Segundo o autor, para uma incidência de 1000W/m^2 de energia solar, utilizando coletores de placa plana e CRO de configuração simples, com fluido de trabalho

R134a, temperatura máxima de 75,8°C e eficiência global de 7% do ciclo, seria necessário 792m² de coletores solar para gerar 1 kg de água potável por segundo.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta conceitos sobre fundamentos da termodinâmica, ciclos Rankine orgânico, fluidos de trabalho e energia solar, necessários para o desenvolvimento desse estudo.

3.1 FUNDAMENTOS DE TERMODINÂMICA

Segundo Srinivasan (2001), a Termodinâmica pode ser definida como a ciência que estuda as relações de energia e matéria e, de maneira específica, o movimento da energia na forma de calor com o intuito de gerar movimento em um corpo. Dentre os variados fundamentos que compõe tal ciência, alguns devem ser conceituados para o perfeito entendimento do CRO.

3.1.1 VOLUME DE CONTROLE E SISTEMA FECHADO

No âmbito da engenharia sempre que é necessária a análise de algum sistema, seja ele qual for, o primeiro passo a ser tomado é o de definição ou delimitação deste sistema. Isto possibilita que o estudo seja finito e que apresente resultados particulares para o objeto de análise.

O sistema, seja ele simples ou complexo, segundo Moran (2013), é composto por tudo o que se deseja estudar. Dentro da definição de sistema, existem duas que são importantes para o presente trabalho: Sistema Fechado e Volume de Controle. O primeiro é definido por um sistema onde a quantidade de matéria presente dentro dos limites do mesmo não varia ao longo do tempo, já o segundo representa um sistema que possui um fluxo de matéria que flui através das fronteiras previamente determinadas. Ao se estudar o CRO completo, este pode ser definido como sistema fechado, pois não existe a transferência de matéria por suas fronteiras, existindo apenas a transferência de energia, porém, um importante método de simplificação do estudo é a subdivisão do sistema, transformando este em pequenos volumes de controle para uma análise mais específica.

3.1.2 CONSERVAÇÃO DE MASSA E PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Joule (1818-1889), em seus experimentos com sistemas fechados no século XIX, como conta Passos (2009), possibilitou observar que ao se realizar trabalho sobre um sistema fechado, este sai de um estado de equilíbrio para outro. Um volume de controle, como dito anteriormente no presente trabalho, é caracterizado um sistema que possui um fluxo de matéria que flui através das fronteiras

previamente determinadas, podendo assim ser representado matematicamente pela equação da continuidade, também conhecida como lei da conservação de massa, conforme a equação (1).

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (1)$$

Onde:

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ – Taxa de variação de massa em um instante de tempo qualquer [kg/s];

$\sum_e \dot{m}_e$ e $\sum_s \dot{m}_s$ - Vazões mássicas de entrada e saída do volume de controle [kg/s].

Joule (1818-1889) também avaliou processos com ausência de transferência de energia na forma de calor, chamados processos adiabáticos e, a partir de tais experimentos, pode deduzir que a energia transferida por meio de trabalho mecânico para um sistema fechado de forma adiabática é integralmente absorvida pelo mesmo. Esta definição foi amplamente estudada posteriormente e atualmente é referenciada como Primeira Lei da Termodinâmica ou Lei da Conservação de Energia. Assim como a Lei da Continuidade, a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser matematicamente representada, como mostra a equação (2).

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g z_s \right) \quad (2)$$

Onde:

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ - Taxa de variação de energia em um instante de tempo qualquer [kW];

$\dot{Q}_{vc}$ – Taxa de energia recebida na forma de calor da vizinhança [kW];

$\dot{W}_{vc}$ – Taxa de energia transferida na forma de trabalho para a vizinhança [kW];

$\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ – Vazões mássicas de entrada e saída do volume de controle, respectivamente [kg/s];

h_e e h_s – Entalpia específica de entrada e saída das respectivas vazões mássicas [kJ/kg];

$\frac{1}{2} V_e^2$ e $\frac{1}{2} V_s^2$ - Energia cinética específica de entrada e saída das respectivas vazões mássicas [kJ/kg];

$g z_e$ e $g z_s$ – Energia potencial específica de entrada e saída das respectivas vazões mássicas [kJ/kg];

3.1.3 ANÁLISE DE ENERGIA PARA CICLOS DE POTÊNCIA

Um ciclo termodinâmico pode ser definido como uma sequência de processos que começa e termina no mesmo estado (MORAN et al, 2013). Desta forma, o balanço de energia de um ciclo termodinâmico pode ser representado conforme a equação (3).

$$\Delta E_{ciclo} = Q_{ciclo} - W_{ciclo} \quad (3)$$

Onde:

ΔE_{ciclo} – Variação líquida de Energia no ciclo [kW];

Q_{ciclo} – Energia Térmica do ciclo [kW];

W_{ciclo} – Energia Mecânica do ciclo [kW].

Como visto anteriormente sabe-se que em um ciclo o estado final coincide com o estado inicial não produzindo variação líquida de energia. Desta maneira o balanço de energia para um ciclo pode ser representado conforme equação (4).

$$Q_{ciclo} = W_{ciclo} \quad (4)$$

A partir da equação (4) definem-se dois tipos de ciclos termodinâmicos, ciclos de Refrigeração/Bombas de Calor, nos quais é fornecida energia na forma de trabalho a fim de obter energia térmica, e ciclos de Potência, que a partir de uma fonte de calor é produzido trabalho de eixo.

Para ciclos de potência deseja-se gerar trabalho, o que normalmente ocorre por meio de um equipamento de expansão, como por exemplo a turbina a vapor. O trabalho gerado depende da variação de energia na forma de calor do ciclo conforme a equação (5) apresenta.

$$W_{ciclo} = Q_{entra} - Q_{sai} \quad (5)$$

Onde Q_{entra} representa a fonte de calor do ciclo, responsável por introduzir energia no sistema.

O desempenho de um ciclo de potência é definido pela razão entre o trabalho líquido gerado e energia térmica que é inserida no ciclo. A primeira parcela consiste na diferença entre a energia gerada na turbina e consumida na bomba. A segunda parcela é representada pela energia térmica inserida no ciclo, por meio do evaporador, compondo assim a medida de desempenho do ciclo, conforme equação (6) (SCHNEIDERBAUER e KRIEGER, 2014).

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{entra}} \quad (6)$$

Onde:

η – Eficiência Termodinâmica do Ciclo de Potência

3.1.4 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

De maneira simplificada a segunda lei da termodinâmica fala sobre a capacidade de processos ocorrerem de maneira espontânea (MORAN et al, 2013). Um exemplo típico de processo espontâneo é a transferência de calor de um corpo aquecido para um outro em menor temperatura, de maneira oposta, um exemplo de processo não espontâneo é o aquecimento de um corpo além da temperatura do ambiente em que este está inserido.

Segundo Barnett (1958), utilizando apenas a primeira lei da termodinâmica não é possível definir informações importantes de um processo, pois, ela diz respeito apenas a energia contida no mesmo, não mencionando a maneira como a energia se comporta. A segunda lei da termodinâmica surge com a necessidade de explicitar outras informações importantes de um processo, como por exemplo:

- a. Estabelecer o sentido do processo;
- b. Definir a condição de equilíbrio;
- c. Determinar o melhor desempenho teórico de ciclos (Carnot) e elementos do ciclo como motores, compressores, turbinas, entre outros;
- d. Quantificar os fatores que impedem o alcance do desempenho teórico.

Ao passar dos anos algumas interpretações da segunda lei foram criadas sendo conhecidas como enunciados da segunda lei nos dias atuais. Eles são:

- a. Enunciado de Clausius;
- b. Enunciado de Kelvin-Planck;
- c. Enunciado da Entropia.

O enunciado de Clausius diz, de maneira simplificada, que é impossível um sistema operar de maneira que o único resultado é a transferência de energia na forma de calor de um corpo frio para um corpo quente. Enquanto o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei é descrito como: impossível operar um

ciclo termodinâmico e fornecer trabalho líquido recebendo energia na forma de calor apenas de um único reservatório térmico. Para o enunciado de Kelvin-Planck, segundo Moran et al (2013) é válido reforçar que o enunciado não exclui a possibilidade de fornecer trabalho líquido a partir de um único reservatório térmico. Ele apenas nega essa possibilidade se o sistema percorrer um ciclo termodinâmico.

Por fim, o enunciado da entropia apresenta uma outra propriedade extensiva tão importante para os ciclos termodinâmicos quanto massa e energia, e assim como estas a entropia também é contabilizada no ciclo através do balanço de entropia, apresentado pela equação (7). O enunciado diz de maneira resumida que é impossível qualquer sistema operar de maneira a destruir entropia. A produção de entropia é sempre positiva podendo ser nula em alguns casos porém nunca negativa, definindo assim processos possíveis e impossíveis do ponto de vista termodinâmico.

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{ger} \quad (7)$$

No qual:

$\frac{dS_{vc}}{dt}$ – Taxa de variação da entropia em um instante de tempo qualquer [kJ/s.K];

$\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$ - Taxa de transferência de entropia associada a transferência de calor [kJ/s.K];

s_e e s_s – Entropia específica de entrada e saída da vazão mássica, respectivamente [kJ/kg.K];

$\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ – Vazões mássicas de entrada e saída do volume de controle, respectivamente [kg/s];

σ_{ger} – Taxa de geração de entropia [kJ/s.K].

3.1.5 IRREVERSIBILIDADES

Um aspecto importante a ser avaliado em um ciclo de potência é a eficiência do ciclo. Segundo Moran et al (2013), a análise do ciclo termodinâmico sobre o ponto de vista da segunda lei facilita a visualização das oportunidades de melhoria do ciclo, uma vez que é possível perceber as irreversibilidades presentes no mesmo. Tais irreversibilidades estão associadas a processos que não podem ser reestabelecidos exatamente como no estado inicial, sendo esses processos responsáveis por gerar entropia. A diferença entre processos ideais e reais está justamente na irreversibilidade associada ao processo, sendo os ideais reversíveis, ou seja, com variação de entropia nula. Já os processos reais apresentam variação de entropia, ou seja, são irreversíveis.

3.1.6 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA

Como visto na sessão 3.1.5 existem irreversibilidades associadas aos componentes em suas modelagens reais. Para o ciclo de potência Rankine os componentes mais impactados são a turbina e a bomba. Segundo Moran et al (2013) a eficiência isentrópica de um equipamento pode ser definida conforme as equações (9) e (10).

$$\text{Para turbinas, } \eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (9)$$

$$\text{Para bombas, } \eta_t = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (10)$$

Onde:

η_t – Eficiência isentrópica do componente;

h_1 e h_2 - Entalpia de entrada e saída do componente, respectivamente [kJ/kg];

h_{2s} – Entalpia do estado isentrópico de componente [kJ/kg].

3.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO

Segundo Gonçalves (2012), o CRO é um ciclo Rankine que utiliza fluidos orgânicos em vez de água como fluido de trabalho. Estes ciclos são comumente utilizados quando as fontes de calor são de baixa e/ou média temperatura, chegando em média até 400°C, como a energia solar, energia geotérmica, dentre outros.

Como se pode ver pela Figura 7, diversos componentes são necessários para a operação dos ciclos Rankine orgânicos comerciais. Os equipamentos essenciais são, geralmente: recuperador, condensador, turbina, gerador elétrico, bomba de alimentação, pré-aquecedor, evaporador. Porém segundo Aboelwafa et al (2018), para se modelar termodinamicamente um ciclo de potência Rankine típico considera-se basicamente quatro componentes, são eles: evaporador, equação (11), expensor (turbina), equação (12), condensador, equação (13) e bomba, equação (14). As equações que descrevem o comportamento termodinâmico de cada um estão descritas, respectivamente, a seguir.

$$\text{Para o evaporador,} \quad Q_{evap} = \dot{m} (h_s - h_e) \quad (11)$$

$$\text{Para o expensor,} \quad W_{turb} = \dot{m} (h_e - h_s) \quad (12)$$

$$\text{Para o condensador,} \quad Q_{cond} = \dot{m} (h_s - h_e) \quad (13)$$

$$\text{Para a bomba,} \quad W_{bomba} = \dot{m} (h_e - h_s) \quad (14)$$

Onde:

h_e e h_s – Entalpia na entrada e saída de cada componente, respectivamente [kJ/kg]

Figura 7 – Ciclo Rankine orgânico com recuperador e pré-aquecedor.



Fonte: Muñoz (2013).

As turbinas são dispositivos que desenvolvem potência em função do escoamento de um gás ou líquido através de pás instaladas em um eixo sem restrição para girar. Normalmente acoplado a geradores, estes dispositivos são amplamente utilizados para a geração de energia elétrica a partir da energia mecânica. Na aplicação em um ciclo Rankine, vapor d'água superaquecido ou um gás entra no dispositivo e se expande até uma pressão inferior conforme a potência é gerada. (RAMOS et al., 2009).

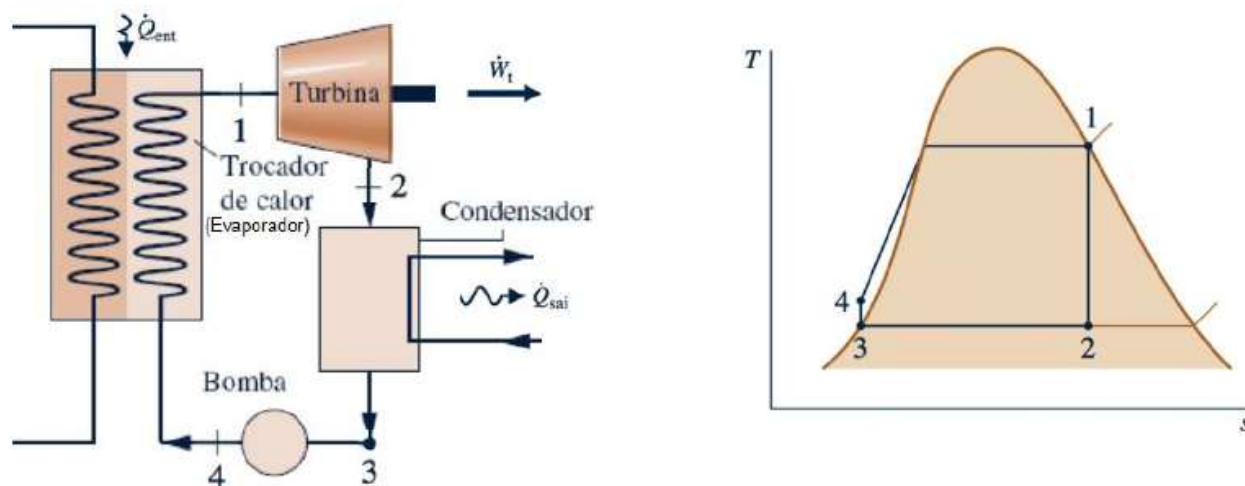
Os condensadores e os evaporadores são dispositivos que proporcionam a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos, ou seja, são trocadores de calor que devem estar presentes no ciclo para que o fluido de trabalho possa receber (evaporador) e/ou rejeitar (condensador) energia na forma de calor para mudar de estado físico. Os tipos mais comuns de trocadores de calor utilizados para essas funções são o de casco e tubos. (GONÇALVES, 2012).

As bombas são dispositivos que tem a função de elevar a pressão do fluido de trabalho para se atingir a pressão necessária no evaporador e na entrada da turbina para gerar trabalho. Além dessa função, o aumento da pressão tem como consequência o movimento do fluido no ciclo. Para a operação da bomba, é necessário fornecer trabalho. (MUÑOZ, 2013).

A Figura 8 mostra um ciclo Rankine orgânico com seus principais componentes termodinâmicos. Para simplificar a avaliação é considerado que cada estado se encontra em regime permanente, com o fluido seguindo a seguinte sequência de estado 1-2-3-4-1. Quando o ciclo é considerado ideal cada processo pode ser determinado por (MORAN et al. 2017):

- Processo 1-2: Expansão isentrópica, adiabática e reversível do fluido pela turbina até a pressão do condensador no estado 2. Este processo é responsável por gerar trabalho líquido na turbina.
- Processo 2-3: Transferência de calor à pressão constante no condensador, levando o fluido ao estado de líquido saturado. Este processo é responsável pela rejeição reversível de calor.
- Processo 3-4: Compressão isentrópica, adiabática e reversível do fluido na bomba até a pressão do evaporador no estado 4. Este processo é responsável pela utilização de trabalho.
- Processo 4-1: Transferência de calor à pressão constante no gerador de vapor, levando o fluido ao estado de vapor saturado para completar o ciclo. Este processo é responsável pela introdução de calor ao ciclo.

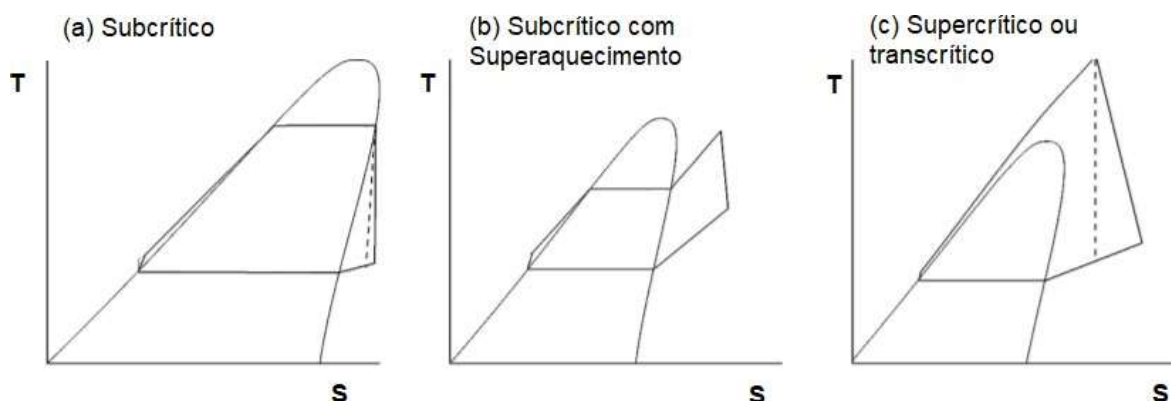
Figura 8 – Ciclo Rankine orgânico e sua representação no diagrama T-s.



Fonte: Adaptada de Moran e Shapiro (2008).

De acordo com Hromádka et al. (2017) e Moreira (2017) o CRO pode operar em três diferentes condições operacionais: subcrítico, subcrítico com superaquecimento e o supercrítico ou transcrito. A Figura 9 apresenta estas três condições operacionais do CRO em um diagrama T-s.

Figura 9 – Condições operacionais do CRO no diagrama T-s



Fonte: Adaptado de Javanshir et al. (2015).

Os ciclos operando de forma subcrítica (Figura 9a) trabalham com parâmetros abaixo do ponto crítico do fluido. Para essa configuração deve-se escolher fluidos que possuem o ponto crítico acima da temperatura máxima que a fonte pode alcançar. Dessa forma é garantida a operação subcrítica do ciclo. Caso o ciclo opere nessas condições é interessante utilizar regeneradores para melhorar a eficiência.

Os ciclos operando no modo subcrítico com superaquecimento (Figura 9b) trabalham inicialmente da mesma forma que o subcrítico, porém o fluido de trabalho é superaquecido antes de entrar na turbina. Esse modo de operação requer a inserção de um superaquecedor na entrada da turbina.

Os ciclos operando no modo supercrítico ou transcrito (Figura 9c) trabalham com fluidos que possuem a temperatura crítica mais baixa que a temperatura da fonte de calor, ou seja, o fluido de trabalho é aquecido acima da sua temperatura crítica no evaporador, passando diretamente de líquido comprimido para vapor superaquecido.

3.3 FLUIDOS ORGÂNICOS

O desempenho do CRO depende criticamente das propriedades do fluido de trabalho (HROMÁDKA, 2017). Para a seleção do fluido de trabalho a ser utilizado no ciclo, além de objetivar o desempenho deve ser visado a segurança operacional e a saúde das pessoas envolvidas. Os principais fatores para a seleção são: as características ambientais, os aspectos tecnológicos, o comportamento termodinâmico e o risco à saúde (HROMÁDKA e MARTINEK, 2017; MOREIRA, 2017; TAO e RAYEGAN, 2010).

Com relação às características ambientais, a Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado (ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*) considera que devem ser levados em consideração dois aspectos: ODP e GWP.

O ODP, que vem do inglês “*Ozone Depletion Potential*”, é o potencial de destruição da camada de ozônio do fluido. Este indicador varia entre 0 e 1. Quanto mais baixo o valor, menos prejudicial é o fluido.

O GWP, que vem do inglês “*Global Warming Potential*”, é o potencial de aquecimento global do fluido. Este indicador mede quanto o fluido contribui para o aquecimento global em relação ao CO₂, sendo o valor do GWP do CO₂ igual a 1. O GWP é medido em um certo período de tempo, sendo usualmente utilizado como referência 100 anos (GWP100). Quanto mais baixo o valor, menos impacto é gerado sobre o aquecimento global.

Os aspectos tecnológicos e o risco à saúde dos fluidos são regulamentados pela norma ANSI/ASHRAE – 34/2007 que podem ser classificados com relação a sua toxicidade e a inflamabilidade.

Com relação à toxicidade, os fluidos podem ser classificados como: Classe A, onde o fluido não apresenta toxicidade ou Classe B, na qual é identificada a existência de toxicidade.

A inflamabilidade é dividida em 3 classes. Cada classe mede a facilidade do fluido entrar em ignição no ar a 21°C e 101kPa, sendo: Classe 1, onde não há a propagação de chamas; Classe 2, baixa inflamabilidade e Classe 3, alta inflamabilidade.

Em relação ao comportamento termodinâmico, Aboelwafa et al. (2017) classificam os fluidos de trabalho em três tipos de acordo com a curva de saturação no diagrama temperatura x entropia (T-s), são eles: fluidos molhados, isentrópicos e secos, com respectivas propriedades termodinâmicas conforme apresentado na Figura 5.

3.4 ENERGIA SOLAR

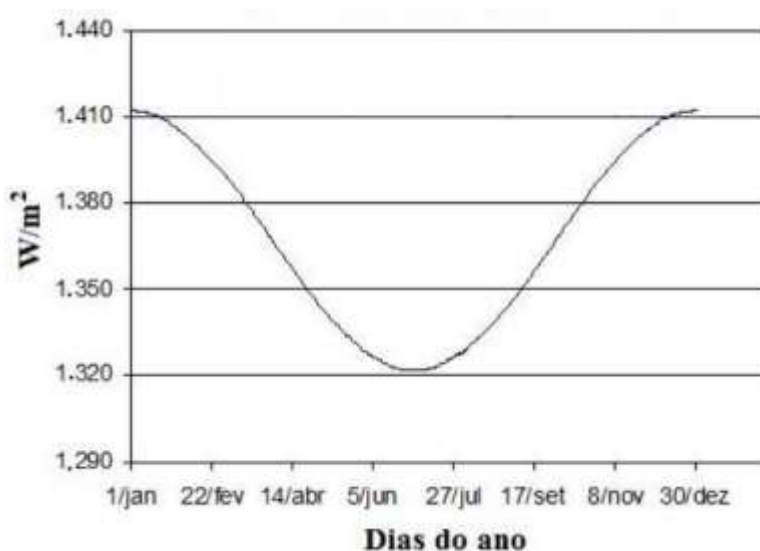
A energia solar, segundo Duffie et al (2003), pode ser definida como uma forma de energia eletromagnética proveniente de reações químicas que acontecem nas diversas camadas de massa gasosa que compõem o Sol.

A energia solar é a maior fonte de energia disponível atualmente para uso do ser humano. Embora este recurso seja abundante, a energia solar ainda é pouco utilizada e um dos principais fatores que impactam nesse cenário é o aspecto econômico, pois a utilização deste recurso ainda é custosa e

pouco desenvolvida. Este cenário sofre uma pequena variação em países desenvolvidos onde existem incentivos fiscais para implantação do mesmo, como Alemanha e Espanha.

Um importante parâmetro em estudos relacionados à energia proveniente do Sol é a constante solar, G_{sc} . Essa constante é responsável por quantificar a energia recebida pela atmosfera terrestre. De acordo com o Centro Mundial de Radiação (WRC - *World Radiation Center*) o valor da constante solar varia ao longo do período anual conforme mostrado na Figura 10, porém, adota-se seu valor médio como 1367 W/m^2 .

Figura 10 – Irradiância anual sobre a atmosfera.



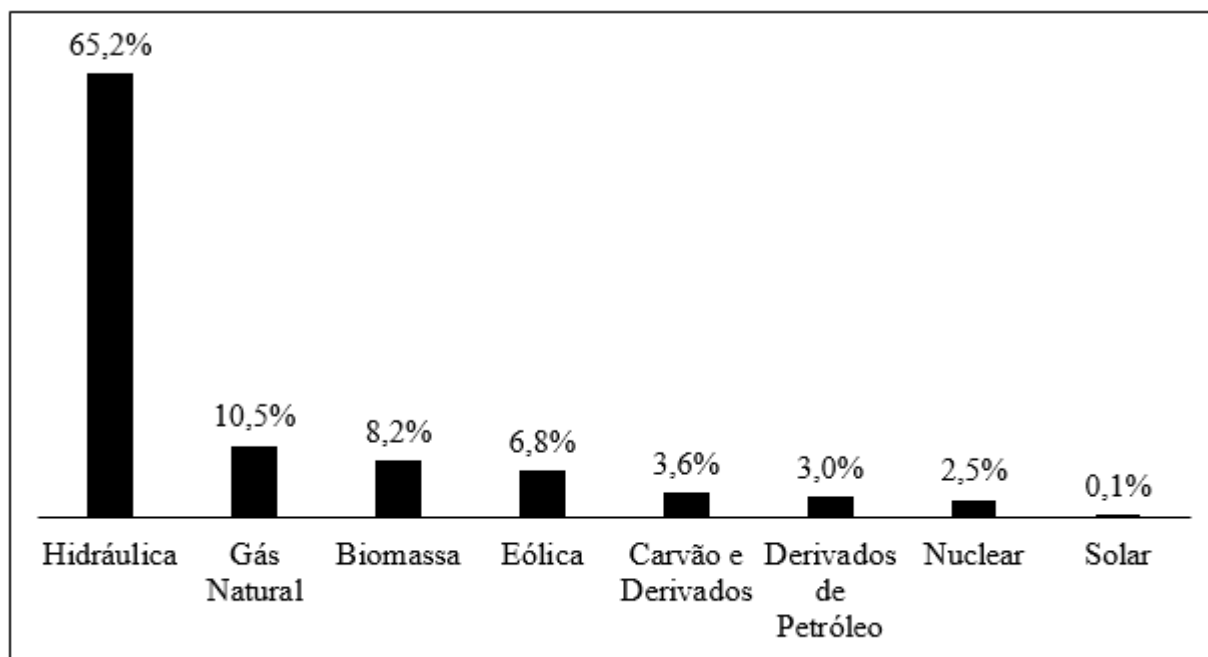
Fonte: CEPEL (2014).

A constante solar representa o valor energético recebido pela atmosfera, sendo importante ressaltar que existem perdas de energia no caminho e o valor que efetivamente chega a superfície terrestre é consideravelmente menor.

3.4.1 CENÁRIO BRASILEIRO

Conforme mostrado por Neto (2008) em seu estudo sobre a projeção energética brasileira nos próximos anos é possível perceber uma forte relação entre o PIB (Produto Interno Bruto) e a demanda energética do país. Partindo dessa consideração e tendo em vista a possibilidade de desenvolvimento da economia brasileira, faz-se necessária a atenção para novas fontes de energia. Hoje, o Brasil apresenta uma distribuição dos seus recursos energéticos em função de suas respectivas fontes conforme apresenta a Figura 11. Observa-se que a energia solar ainda é pouco utilizada ainda, muito em função do custo de sua aplicação.

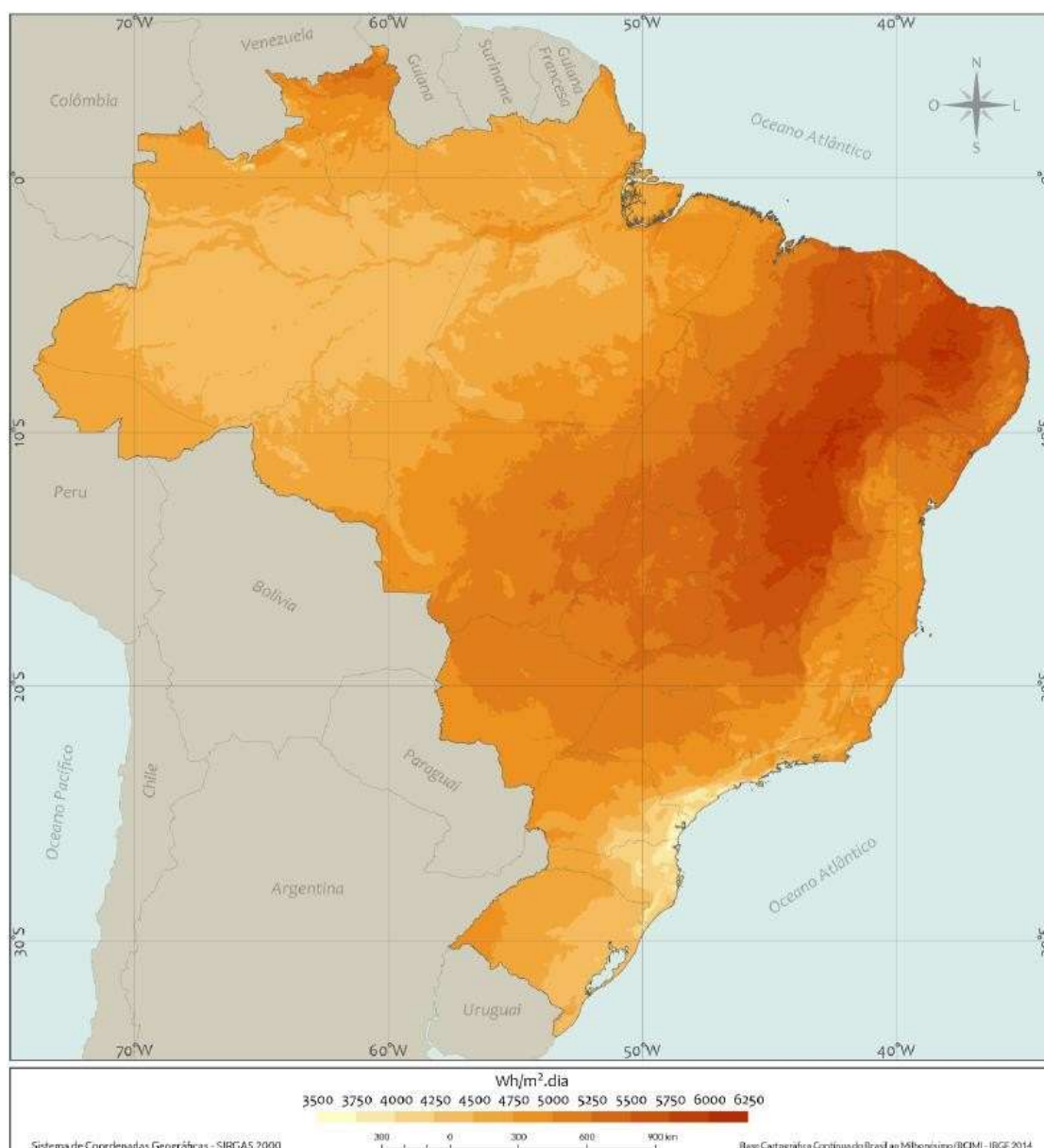
Figura 11 – Matriz elétrica brasileira em 2017.



Fonte: Adaptado de Empresa de Pesquisa Energética – EPE (2018).

Apesar da baixa utilização, segundo Pereira et al (2006), a distribuição da irradiação solar média diária no Brasil é grande, conforme a Figura 12, apresenta valores de irradiação média anual (1500-2500 kWh/m²) maiores que países da União Europeia como Alemanha (900-1250 kWh/m²) e Espanha (1200-1850 kWh/m²) onde existem fortes incentivos governamentais para sua aplicação.

Figura 12 – Radiação Solar global horizontal média anual brasileira.



Fonte: Pereira et al. (2017).

Para uma avaliação mais particular das condições solares disponíveis na localidade do presente trabalho faz-se necessário lançar mão de recursos específicos como por exemplo o ano solar padrão. Este recurso trata-se de um estudo realizado durante um período de trinta anos que tem como objetivo sintetizar todos os dados climáticos da região ao qual foi aplicado. Como resultado são apresentados meses de anos específicos que são capazes de representar a incidência solar da região conforme Tabela 2, que demonstra uma aproximação fiel dos valores de radiação solar para Belo Horizonte no estado de Minas Gerais. A tabela apresenta uma síntese dos dados a título de informação sobre a radiação total, I , em uma superfície horizontal ao meio dia.

Tabela 2 - Ano Solar Padrão (Belo Horizonte - Brasil)

Ano	Mês	Radiação Média ao meio dia - Superfície Horizontal - I [Wh/m ²]
2000	Jan	771
1974	Fev	772
1987	Mar	728
1999	Abr	711
1990	Maio	667
1990	Jun	608
1977	Jul	664
1981	Ago	772
1995	Set	803
2001	Out	792
1980	Nov	752
1981	Dez	644

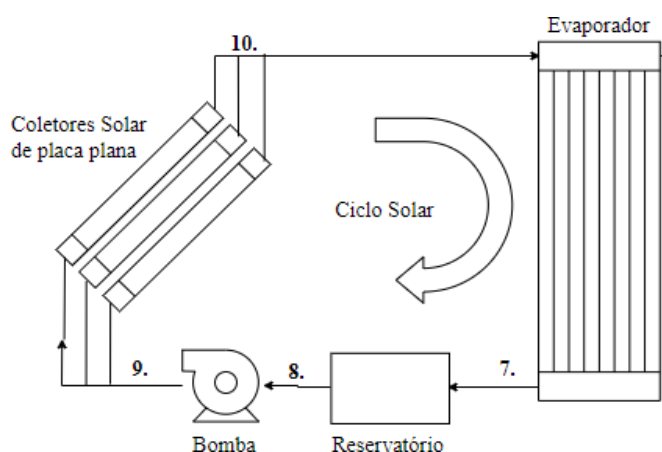
Fonte: Adaptado de LabEEE/UFSC (2018).

Do ponto de vista de sua aplicação, a energia solar comumente é convertida em energia elétrica ou térmica para aquecimento de água. Dentre as formas de conversão destacam-se: placas fotovoltaicas, para conversão direta em energia elétrica, e coletores solares, para conversão em energia térmica. A energia térmica proveniente da energia solar pode ser utilizada no aquecimento de água com único intuito de obter-se água aquecida, ou para aquecer um fluido que passa pelo coletor onde este servirá como fonte de energia para outro ciclo que gerará energia elétrica, como por exemplo o CRO apresentado nesse trabalho.

3.5 CICLO SOLAR

Assim como o Ciclo Rankine orgânico, existe um conjunto de equipamentos que compõem o ciclo solar conforme apresentado pela Figura 13, responsáveis por absorver a energia em forma de radiação Solar, transferir essa energia para o fluido de trabalho e transporta-la até o trocador de calor onde ela será entregue para o Ciclo Rankine orgânico. Os equipamentos mencionados são: o Coletor Solar de placas para, o trocador de calor (evaporador), o reservatório térmico e a bomba.

Figura 13 – Ciclo Solar e seus componentes.

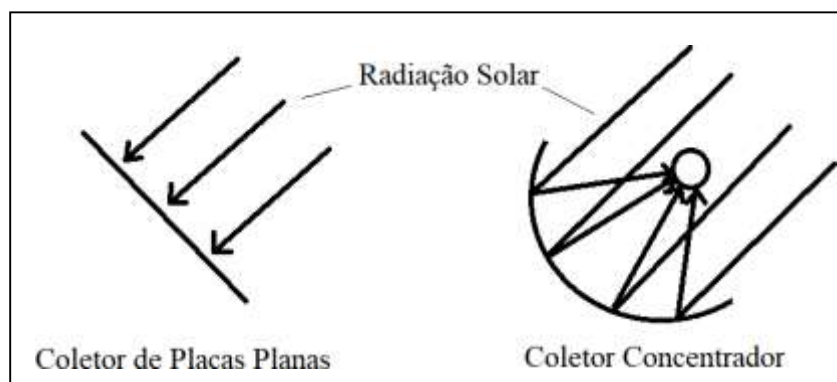


Fonte: Elaborado pelo autor.

3.5.1 COLETOR SOLAR

Coletores solares são equipamentos concebidos para aquecerem fluidos por meio da absorção da energia solar. Existem várias configurações possíveis para coletores, mas estes podem ser divididos, de maneira geral, entre coletores planos e concentradores conforme a Figura 14 apresenta. A principal diferença entre as configurações é a temperatura que podem alcançar, concentradores chegam a temperaturas de 400°C enquanto coletores planos alcançam temperaturas de no máximo 100°C acima da temperatura ambiente (DUFFIE et al, 2003).

Figura 14 – Diferentes Tipos de Coletores Solares.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O presente trabalho tem objetivo de trabalhar apenas com coletores de placas planas, e por este motivo, não serão apresentados detalhes construtivos e equações fundamentais de outros tipos de coletores, dando enfoque apenas ao objeto de estudo do trabalho.

Os coletores solares de placas planas trabalham como receptores e conversores de energia, absorvendo a radiação solar e a transformando em calor, entregando-o assim para o fluido. Estes possuem a princípio duas importantes partes construtivas, o absorvedor e o gabinete conforme apresenta a Figura 15.

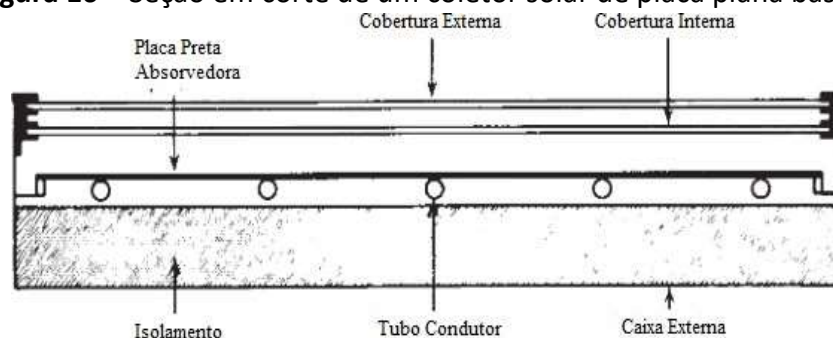
Figura 15– Coletor Solar de Placa Plana.



Fonte: Adaptado de Azad (2017).

O absorvedor é a parte do coletor responsável por efetivamente receber a energia solar, geralmente esta parte é composta por tubos condutores do fluido de trabalho que geralmente são fabricados em cobre e por uma placa metálica que é montada sobre os tubos formando uma espécie de aleta que normalmente é pintada de preto para aumentar o coeficiente de absorção de calor conforme apresentado na Figura 16 (SOUZA, 2010).

Figura 16 – Seção em corte de um coletor solar de placa plana básico.



Fonte: Adaptado de Duffie et al. (2003).

Por outro lado, o gabinete também apresentado na Figura 16 é a parte que compõe a estrutura do coletor, é também de fundamental importância na construção do mesmo, pois é responsável por isolar o absorvedor do meio externo, evitando que o mesmo troque calor com outras áreas que não sejam os tubos e placas do absorvedor. Geralmente o gabinete é constituído por três partes fundamentais, são elas, a caixa externa, que define o tamanho do coletor e garante a integridade estrutural do mesmo, geralmente construídas em aço, o isolamento, que por sua vez, deve garantir que não exista troca térmica entre o absorvedor e o ambiente evitando perdas e aumentando a eficiência do coletor, e por fim, a cobertura, que normalmente é constituída de vidro e pode apresentar de uma a três camadas e que apresenta significativa importância no processo de absorção da energia solar pois permite a passagem da radiação solar e evita seu retorno para a atmosfera, diminuindo assim perdas e aumentando a transferência de calor para o fluido (DUFFIE et al, 2003; SOUZA, 2010).

Segundo Duffie et al, (2003), quando o coletor solar de placa plana encontra-se em regime permanente de operação é possível descrever sua performance através de um balanço de energia que permite identificar o quanto da incidência solar é útil e o quanto de calor está sendo perdido. Para isso, define-se a variável S , apresentada na equação 15, que indica a quantidade de radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área de absorção.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (15)$$

Onde:

S – Radiação absorvida pelo coletor por unidade de área. [MJ/m²]

I – Radiação total [MJ/m²]

I_b – Radiação direta [MJ/m²]

I_d – Radiação difusa [MJ/m²]

R_b – Razão entre radiação direta sobre um plano inclinado em relação ao plano horizontal.

$(\tau\alpha)_b$ – Produto transmitância-absorbância da cobertura para radiação direta.

$(\tau\alpha)_d$ – Produto transmitância-absorbância da cobertura para radiação difusa.

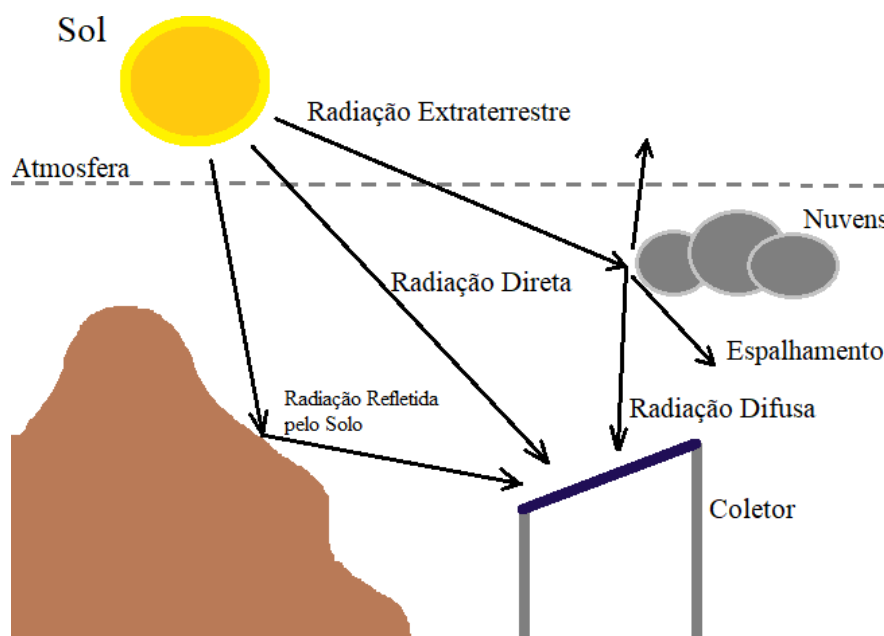
$(\tau\alpha)_g$ – Produto transmitância-absorbância da cobertura para radiação refletida.

ρ_g – Refletividade do solo.

β – Ângulo de inclinação do coletor solar.

Esta variável é função dos três tipos de radiação que chegam ao coletor, a radiação direta, radiação difusa e a radiação refletida pelo solo conforme a Figura 17 demonstra.

Figura 17– Modos de radiação incidentes no coletor de placas plana.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Além das formas de radiação apresentadas pela Figura 17, para o cálculo do S é imprescindível ter conhecimento de características do local de instalação do coletor e a forma a qual o coletor está sendo instalado, como por exemplo o grau de declinação do coletor solar, apresentado pela equação (16) que é dependente da localização geográfica do ponto de instalação.

$$\delta = 23,45 * \text{seno} \left(360 * \frac{284+n}{365} \right) \quad (16)$$

Onde:

δ – Declinação do coletor solar [°]

n – Dia do ano

A declinação do coletor solar varia de acordo com o dia do ano, buscando sempre otimizar a angulação do coletor. Além da declinação do coletor deve-se também buscar uma otimização da angulação de incidência solar na cobertura do coletor solar, essa angulação pode ser descrita pela equação (17).

$$\theta_1 = \cos(\phi + \beta) * \cos(\delta) * \cos(\omega) + \text{seno}(\phi + \beta) * \text{seno}(\delta) \quad (17)$$

Onde:

θ_1 – Ângulo de incidência solar na cobertura do coletor [°]

ϕ – Latitude do local de instalação do coletor [°]

ω – Hora do dia em relação ao meio dia (para cada hora 15°, 12: 00 = 0°, +12: 00 = + 180°, - 12: 00 = - 180°) [°]

Estando de posse da angulação de incidência solar sobre o coletor θ_1 é possível obter o ângulo de incidência solar sobre a placa absorvedora. Essa angulação sofre variação devida a difração que o raio solar sofre ao transpassar a cobertura do coletor. O ângulo real de incidência sobre a placa absorvedora θ_2 pode ser obtido através da equação (18) apresentada abaixo.

$$n_1 * \text{seno}(\theta_1) = n_2 * \text{seno}(\theta_2) \quad (18)$$

Onde:

n_1 – Coeficiente de difração do meio [-]

n_2 – Coeficiente de difração da cobertura da placa [-]

θ_2 – Ângulo de incidência solar na placa [°]

Finalmente, através das equações (16,17,18), torna-se possível calcular a transmitância, que é a quantidade de radiação que atravessa a cobertura sem sofrer alteração na sua forma de onda. Ela é subdividida em transmitância de radiação não polarizada r_r e transmitância de absorção r_a conforme a equação (19) apresenta.

$$\tau = \tau_r * \tau_a \quad (19)$$

Onde:

τ – Transmitância do coletor solar. [-]

τ_r – Transmitância de radiação não polarizada [-]

τ_a – Transmitância de absorção [-]

Para ter-se conhecimento da capacidade de absorção de radiação solar do coletor é necessário identificar o valor do produto transmitância-absorbância ($r\alpha$) que é apresentado pela equação (20), porém, antes serão apresentadas as equações da absorbância e da refletividade, que são variáveis

utilizadas no cálculo da transmitância-absorvância ($r\alpha$), conforme equações (21) e (22), respectivamente.

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 - 1,5879 * 10^{-3} * \theta + 2,7314 * 10^{-4} * \theta^2 - 2,3026 * 10^{-5} * \theta^3 + 9,0244 * 10^{-7} * \theta^4 - 1,8000 * 10^{-8} * \theta^5 + 1,7734 * 10^{-10} * \theta^6 - 6,9937 * 10^{-13} * \theta^7 \quad (21)$$

Onde:

α – Absorvância [-]

α_n – Absorvância normal a superfície [-]

$$\rho = \tau_a - \tau \quad (22)$$

Onde:

ρ – Refletividade [-]

E então a transmitância-absorvância ($r\alpha$) é calculada da seguinte forma,

$$(r\alpha) = \frac{\tau * \alpha}{1 - (1 - \alpha) * \rho} \quad (20)$$

Onde:

$(r\alpha)$ – Produto transmitância-absorvância [-]

O último parâmetro necessário para o cálculo do S é a razão de radiação direta, que pode ser calculada utilizando o ângulo de incidência na cobertura da placa e o ângulo de azimute como demonstrado na equação (23).

$$R_b = \frac{\cos(\theta_1)}{\cos(\theta_z)} \quad (23)$$

Onde:

R_b – Razão de radiação direta [-]

θ_z – Ângulo de Azimute [°]

O ângulo de azimute é calculado pela equação (24).

$$\cos(\theta_z) = \cos(\phi) * \cos(\delta) * \cos(\omega) + \sin(\phi) * \sin(\delta) \quad (24)$$

Além do valor de S , faz-se necessário estar de posse do coeficiente de transferência de calor U_L do absorvedor do coletor solar, da temperatura média da placa absorvedora T_{pm} , da temperatura ambiente T_{amb} e da área do coletor A_c para se calcular o calor absorvido pelo coletor, conforme apresenta a equação (25) (DUFFIE et al, 2003).

$$Q_c = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_{amb})] \quad (25)$$

Onde: Q_c – Representa a taxa de calor transferida absorvida pelo coletor de placas planas e entregue ao fluido. [W]

A_c – Representa a área de absorção do coletor solar. [m²]

U_L – Representa o coeficiente de transferência de calor do absorvedor. [W/m²K]

T_{pm} e T_{amb} – Respectivamente representam a temperatura média da placa de absorção e da temperatura ambiente. [K]

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor do coletor solar equação (26) é realizado através de um somatório dos coeficientes globais de transferência de calor pelas bordas, pela base e pela cobertura do coletor.

$$U_l = U_t + U_b + U_e \quad (26)$$

U_l – Coeficiente global de transferência de calor [W/(m²).K]

U_t – Coeficiente global de transferência de calor do topo do coletor [W/(m²).K]

U_b – Coeficiente global de transferência de calor da base do coletor [W/(m²).K]

U_e – Coeficiente global de transferência de calor da borda do coletor [W/(m²).K]

O cálculo dos coeficientes globais transferência de calor da base e das bordas do coletor envolvem somente características do isolamento térmico do condutor, e, portanto, são valores constantes para cada coletor, e são calculados através das equações (27) e (28).

$$U_b = \frac{k_{isol}}{L_{isol}} \quad (27)$$

$$U_e = \frac{\frac{k_{isol}}{L_{isol}} * (2 * h_{coletor} * largura_{coletor} + 2 * h_{coletor} * comprimento_{coletor})}{Área_{coletor}} \quad (28)$$

Onde:

k_{isol} – Condutividade térmica [W/m.K]

n_2 – Coeficiente de difração da cobertura da placa [-]

θ_2 – Ângulo de incidência solar na placa [°]

$h_{coletor}$ – Altura do coletor [m]

$largura_{coletor}$ – Largura do coletor [m]

$comprimento_{coletor}$ – Comprimento do coletor [m]

$Área_{coletor}$ – Área do coletor [m²]

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor do topo do coletor é realizado através de uma equação determinada empiricamente por Duffie et al, (2003), e expresso na equação (29).

$$U_t = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} * \left(\frac{T_{pm} - T_a}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma * (T_{pm} + T_a) * (T_{pm}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,00591 * N * h_w} + \frac{2 * N + f - 1 + 0,133 * \varepsilon_p}{\varepsilon_g} * N} \quad (29)$$

Onde:

N – Número de coberturas do coletor [-]

T_{pm} – Temperatura média do coletor [K]

T_a – Temperatura ambiente [K]

h_w – Coeficiente convectivo do vento [W/(m²).K]

$f = (1 + 0,089 * h_w - 0,1166 * h_w * \varepsilon_p) * (1 + 0,07866 * N)$

$C = 520 * (1 - 0,000051 * \beta^2)$

ε_p – Emissividade do coletor [-]

ε_g – Emissividade do vidro [-]

$e = 0,43 * \left(1 - \frac{100}{T_{pm}} \right) [-]$

O coeficiente convectivo do vento é determinado através da seguinte equação (30).

$$h_w = \frac{8,6 * V^{0,6}}{largura_{coletor}} \quad (30)$$

Onde:

V – Velocidade do vento [m/s]

O cálculo deste coeficiente é realizado de maneira iterativa, pois depende da temperatura média da placa que é calculada iterativamente através da equação (31).

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{\frac{Q_c}{\bar{A}rea_{coletor} * 3600}}{F_r * U_l} * (1 - F_r) \quad (31)$$

Onde:

T_{pm} – Temperatura média do coletor [K]

T_{fi} – Temperatura do fluido na entrada do coletor [K]

F_r – Fator de remoção de calor [-]

Q_c – Calor absorvido pelo coletor [W]

A variável F_r também faz parte do cálculo iterativo e representa o fator de remoção de calor do coletor, calculado através da equação (32).

$$F_r = \frac{\dot{m} * C_p}{\bar{A}rea_{coletor} * U_l * F'} * \left(1 - e^{-\frac{1}{\frac{\dot{m} * C_p}{\bar{A}rea_{coletor} * U_l * F'}}} \right) \quad (32)$$

Onde:

$\dot{m}$ – Vazão mássica do fluido [kg/s]

C_p – Calor específico da água a pressão constante [kJ/kg.K]

F' – Fator de eficiência do coletor [-]

T_{pm} – Temperatura média do coletor [K]

O fator F' que representa o fator de eficiência do coletor é calculado baseado em características do coletor solar através da equação (33).

$$F' = \frac{\frac{1}{U_l}}{W * \left(\frac{1}{U_l * (D + (W - D) * F)} + \frac{1}{\pi * D * h_{fi}} \right)} \quad (33)$$

Onde:

W – Espaçamento entre tubos [m]

D – Diâmetro interno do tubo [m]

F – Fator de eficiência da aleta [-]

h_{fi} – Coeficiente convectivo do fluido no interior da tubulação [W/m².K]

Onde F é o fator de eficiência da aleta, determinado com base em características do coletor e calculado através da equação (34).

$$F = \frac{\tanh\left[m * \frac{(W - D)}{2}\right]}{m * \frac{(W - D)}{2}} \quad (34)$$

Onde a variável m é descrita através da equação (35),

$$m = \sqrt{\frac{U_l}{k_{tubo} * espessura_{tubo}}} \quad (35)$$

Onde:

k_{tubo} – Coeficiente condutivo do tubo [W/m.K]

$espessura_{tubo}$ – Espessura do tubo [m]

Com o valor do coeficiente global de transferência de calor calculado é possível calcular a temperatura do fluido na saída do coletor através da equação (36).

$$T_{fo} = e^{\left(\frac{-U_l * Área_{coletor} * F'}{m * C_p}\right)} * \left(T_{fi} - T_a - \frac{S}{U_l}\right) + T_a + \frac{S}{U_l} \quad (36)$$

Onde:

T_{fo} – Temperatura do fluido na saída do coletor [K]

$espessura_{tubo}$ – Espessura do tubo [m]

A partir do balanço de energia apresentado pela equação (25) é possível definir, a eficiência de um coletor de placas planas conforme a equação (37).

$$\eta = \frac{Q_c \times 3600}{A_c I_T} \quad (37)$$

Onde:

η – Representa a eficiência global do coletor.

I_T - Representa a radiação sobre um plano inclinado durante uma hora. [J/h.m²]

3.5.2 TROCADOR DE CALOR, BOMBA E RESERVATÓRIO

Além do coletor solar de placa plana, compõem também o ciclo solar o trocador de calor, a bomba e o reservatório. Cada um destes equipamentos apresenta uma determinada função dentro do ciclo, e são de extrema importância para o funcionamento do mesmo. Neste trabalho, a nível de simplificação da complexidade do mesmo, os equipamentos seguem as seguintes condições:

Trocador de Calor, este equipamento é a parte do ciclo que transfere calor para o ciclo Rankine orgânico, ele é regido pela equação (38).

Bomba, será considerada como um equipamento ideal que está presente no ciclo para gerar uma pressão positiva e fazer com que o fluido de trabalho se desloque no sentido desejado.

Reservatório, a principal função deste componente é trazer o fluido de trabalho para a pressão atmosférica.

$$Q = \dot{m} * cp * \Delta T \quad (38)$$

Onde:

Q – Calor transferido pelo trocador de calor [kW]

$\dot{m}$ – Vazão mássica de fluido de trabalho [kg/s]

cp – Calor específico a pressão constante [kJ/kg°C]

ΔT – Delta de temperatura sofrido pelo fluido de trabalho [°C].

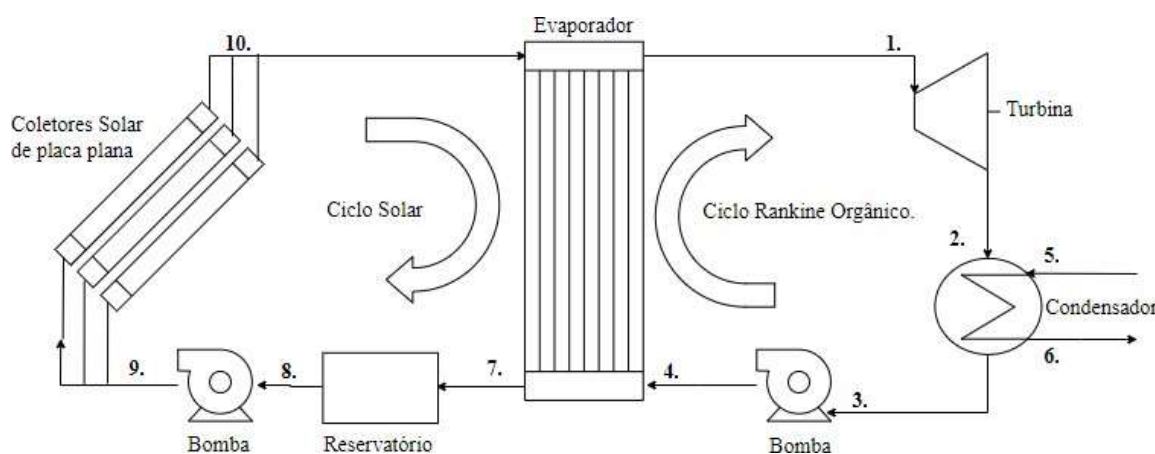
4 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada no desenvolvimento deste trabalho para se alcançar os objetivos propostos.

O software utilizado para a modelagem matemática do ciclo solar foi o MATLAB versão R2015a desenvolvido pela Mathworks. Trata-se de um software interativo voltado para o cálculo numérico. Já o software utilizado para a modelagem matemática do CRO foi o EES Professional V10.298 desenvolvido pela F-Chart. Este software realiza soluções de sistemas de equações não-lineares e equações diferenciais, além disso oferece uma biblioteca vasta de propriedades de substâncias termodinâmicas de maneira que estas podem ser utilizadas para resolver as equações.

A configuração do CRO Solar utilizada no trabalho é uma do tipo HTF, que é a configuração mais utilizada tendo em vista as literaturas estudadas. Esta configuração pode ser vista na Figura 17.

Figura 18 – CRO Solar do tipo HTF.

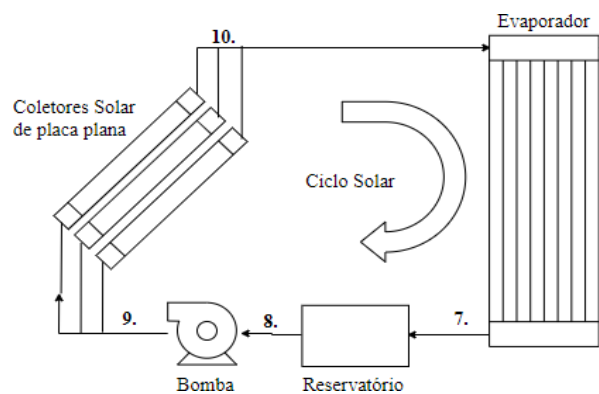


Fonte: Elaborado pelos autores.

4.1 MODELAGEM SOLAR

Esta seção envolve toda a metodologia utilizada para realização de todos os cálculos referentes ao calor absorvido pelo coletor solar e transferido ao fluido. Esta etapa é definida pela conversão e condução da energia proveniente do Sol até a entrada do evaporador, conforme a Figura 18 apresenta.

Figura 19 – Esquema de Ciclo Solar Utilizado.



Fonte: Elaborado pelos autores.

O cálculo da radiação solar absorvida pelo coletor foi realizado para a cidade de Belo Horizonte – Minas Gerais, mais especificamente na região da Pampulha, cuja latitude e longitude são, respectivamente - 19,85º e -43,95º. Referente a instalação do coletor solar as seguintes condições foram definidas para o mesmo, ângulo de inclinação do coletor (β) igual a latitude do local instalado para melhor absorção durante todo o ano (Duffie et al, 2003). O modelo de coletor utilizado foi um coletor comercial de dimensões largura x comprimento x altura de 1030 mm x 2050 mm x 54 mm, com cobertura simples de vidro de 2mm de espessura, isolado com espuma de poliuretano. Os valores referentes a instalação e ao coletor solar estão presentes nas tabelas 3 e 4.

Tabela 3 - Características de instalação do coletor solar.

Características de instalação	Valor
Latitude (Belo Horizonte - Minas Gerais)	-19,85º
Inclinação do coletor	-19,85º
Ângulo horário (12:00)	0º

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 4 – Características de instalação do coletor solar.

Características do coletor	Valor
Largura	1,030 m
Comprimento	2,050 m
Altura	0,054 m
Isolante	Poliuretano
Espessura do isolante	0,020 m
Espessura do vidro	0,002 m
Índice de difração do vidro	1,526
Índice de extinção do vidro	16100 m ⁻¹

Fonte: Elaborado pelos autores.

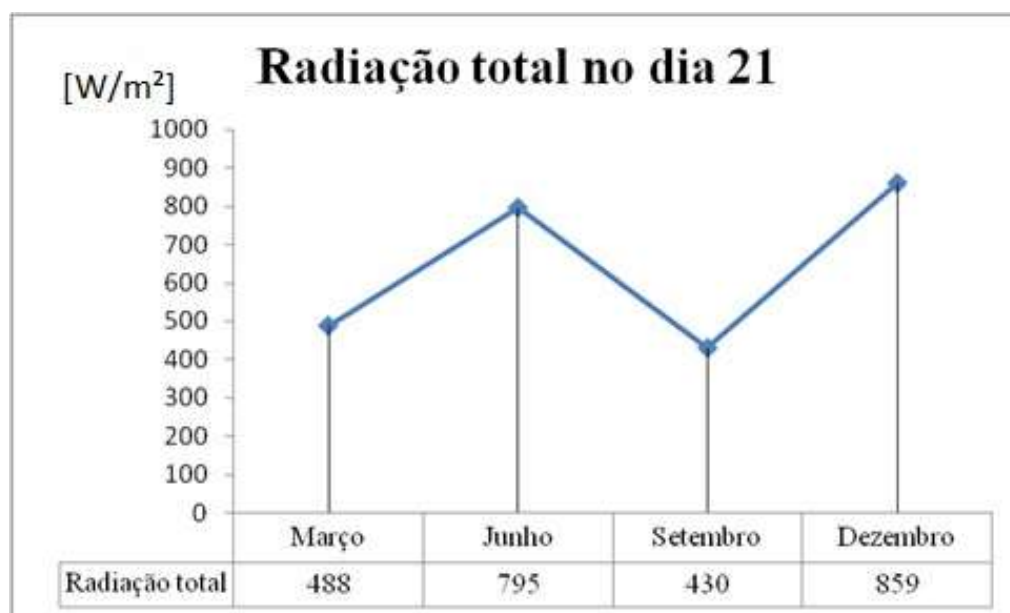
Os dias do ano escolhidos para análise foram os dois solstícios e os dois equinócios, sendo eles respectivamente, 21 de Junho, 21 de Dezembro, 21 de Março e 21 de Setembro, esses dias foram escolhidos, pois os solstícios são os dias de maior incidência solar do ano e os equinócios os dias de menor incidência. Os valores referentes à incidência solar e velocidade do vento foram retirados do ano padrão e a declinação foi calculada com base na equação (16). A tabela 5 contém os valores destas variáveis para os dias do ano estudados.

Tabela 5 – Dados referentes aos dias do ano.

Dia do ano	Declinação (°)	Radiação direta (W/m ²)	Radiação difusa (W/m ²)	Radiação total (W/m ²)	Velocidade do vento (m/s)
21 de Março	-0,40	81	407	488	0
21 de Junho	23,44	616	179	795	4,1
21 de Setembro	-0,20	136	294	430	3,1
21 de Dezembro	-23,44	403	456	859	1,5

Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 20 – Gráfico da radiação total para os dias analisados.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Com estas informações é possível calcular o produto transmitância-absorbância referente a radiação direta, difusa e refletida pelo solo. O cálculo da transmitância é feito através da equação (19) onde os valores de transmitância de radiação não polarizada (rr) e transmitância de absorção (ra) são obtidos através das equações (39), (40), (41) e (42).

$$\tau_r = \frac{1}{2} * \left(\frac{1-r_{||}}{1+r_{||}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right) \quad (39)$$

$$r_{\perp} = \frac{\text{seno}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{seno}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (40)$$

$$r_{||} = \frac{\text{tan}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{tan}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (41)$$

$$\tau_a = e^{\left(\frac{-K*L}{\cos(\theta_2)} \right)} \quad (42)$$

Onde:

$r_{\perp}$ – Reflexão de radiação não polarizada perpendicular [-]

$r_{||}$ – Reflexão de radiação não polarizada paralela [-]

K – Coeficiente de extinção do vidro [mm^{-1}]

L – Espessura da cobertura do coletor [mm]

Com estes valores encontrados, a refletividade é calculada através da equação (43).

$$\rho = \tau_a - \tau \quad (43)$$

Onde:

ρ – Refletividade [-]

Em seguida, para calcular os produtos transmitância-absorbância referentes a radiação refletida pelo solo e difusa é necessário reajustar os ângulos de incidência solar na cobertura do coletor através das equações (44) e (45).

$$\theta_{1g} = 90 - 0,5788 * \beta + 0,002693 * \beta^2 \quad (44)$$

$$\theta_{1d} = 59,7 - 0,1388 * \beta + 0,001497 * \beta^2 \quad (45)$$

Onde:

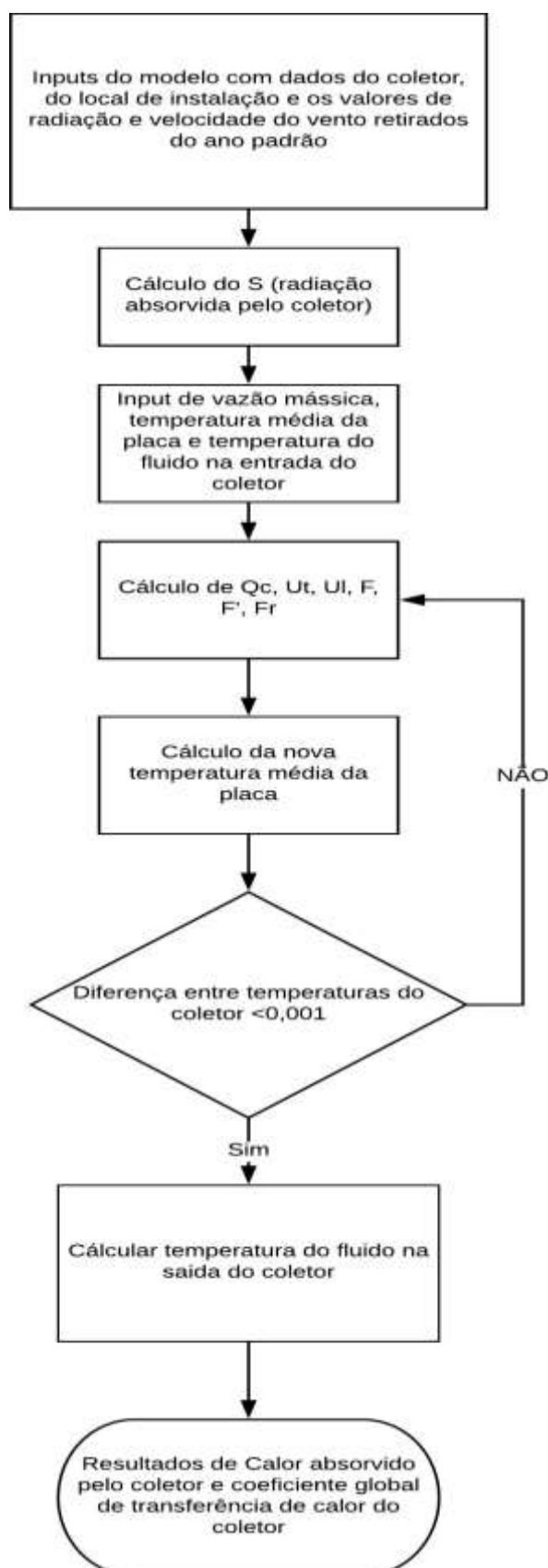
θ_{1g} – Ângulo de incidência solar de radiação refletida pelo solo [°]

θ_{1d} – Ângulo de incidência solar de radiação difusa [°]

A partir do cálculo da equação (22) para cada tipo de radiação, e utilizando as equações (23) e (24), é necessário calcular o valor da radiação absorvida pelo coletor solar através da equação (15).

Com o valor da radiação absorvida pelo coletor solar, e, utilizando as equações (25), (26), (27), (28), (29), (30), (31), (32), (33), (34), (35) e (36) através de um modelo iterativo resolvido com auxílio de software, são obtidos os valores para calor transferido ao fluido no coletor, coeficiente global de transferência de calor do coletor solar e temperatura do fluido na saída do coletor. O fluxograma a seguir (figura 21) demonstra o funcionamento do modelo matemático utilizado para realizar os cálculos.

Figura 21 – Fluxograma de funcionamento do modelo matemático.

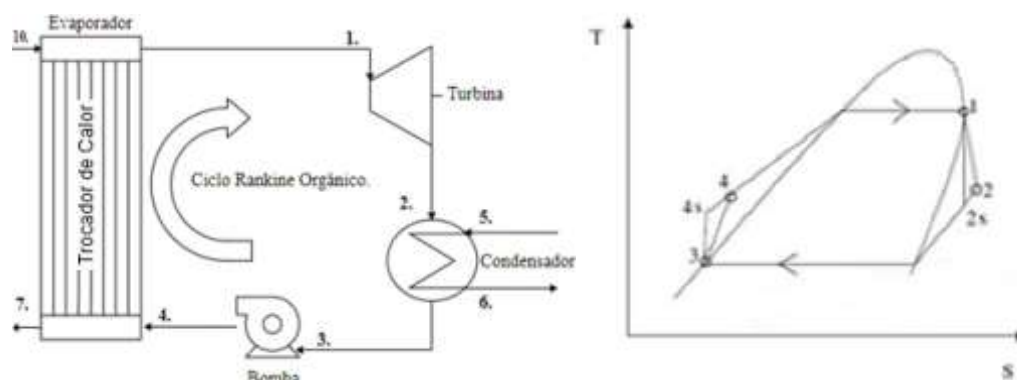


Fonte: Elaborado pelos autores.

4.2 METODOLOGIA TERMODINÂMICA CRO

A configuração do CRO escolhido é de um ciclo simples composto pelos quatro componentes principais citados no tópico 3.2, que são a bomba, o evaporador, a turbina e o condensador. A configuração proposta do CRO e seu diagrama T-s é apresentada na Figura 18.

Figura 22 – CRO Simples e diagrama T-s.



Fonte: Elaborado pelos autores.

O funcionamento do CRO exposto na figura 18 é similar ao do ciclo ideal apresentado na seção 3.2. Entretanto, a fim de fazer a análise termodinâmica de um ciclo próximo ao real, foi considerado o aumento de entropia nos processos de expansão da turbina (1-2) e compressão da bomba (3-4), o que difere do funcionamento apresentado no capítulo 3, onde ocorria processos isentrópicos na turbina (1-2s) e na bomba (3-4s).

Para a modelagem termodinâmica do CRO foi considerada a condição subcrítica de operação, na qual o estado 1 (entrada da turbina) é vapor saturado e o estado 3 (entrada da bomba) é líquido saturado. Além disso, os seguintes aspectos foram considerados:

- Não existem perdas de pressão no evaporador e no condensador, ou seja, processos isobáricos;
- Cada componente foi analisado como um volume de controle, tendo suas fronteiras delimitadas pelos pontos de transferência de massa;
- Energia cinética e energia potencial foram desprezadas;
- Não há a transferência de calor dos equipamentos para a vizinhança;
- O ciclo trabalha em regime permanente.

Aplicando o balanço de massa e energia em cada componente do ciclo foi possível estabelecer equações que quantificam suas interações energéticas. A tabela 6 apresenta estas equações.

Tabela 6 – Equações da modelagem termodinâmica dos componentes.

Turbina	
Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$
Balanço de energia	$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{12}(h_1 - h_2)$
Eficiência isentrópica	$\eta_{turb} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})}$
Condensador	
Balanço de massa	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{23}$
Balanço de energia	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{23}(h_2 - h_3)$
Bomba	
Balanço de massa	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{34}$
Balanço de energia	$\dot{W}_{bomb} = \dot{m}_{34}(h_4 - h_3)$
Balanço de energia	$\dot{W}_{bomb} = v_3(P_4 - P_3)$
Eficiência isentrópica	$\eta_{bomb} = \frac{(h_3 - h_{4s})}{(h_3 - h_4)}$
Evaporador	
Balanço de massa	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{41}$
Balanço de energia	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{41}(h_4 - h_1)$

Fonte: Elaborado pelos autores.

Wenzel (2015) e Veloso (2015) apresentam em seus trabalhos que um parâmetro importante para o projeto de um CRO, e de seu desempenho é a diferença mínima de temperatura entre os fluidos nos trocadores de calor. Este parâmetro é crucial para definir as condições de contorno para a operação do ciclo, pois não permite que a temperatura da fonte de calor seja diminuída abaixo da temperatura de evaporação do fluido de trabalho e, também, não permite que a fonte de arrefecimento seja esquentada à temperatura do fluido de trabalho no condensador.

Quiolin (2008) apresenta que por via de regra, levando em consideração fatores termodinâmicos e econômicos, são utilizados valores em torno de 5°C para a diferença mínima de temperatura entre os fluidos nos trocadores de calor para que possa ocorrer uma troca de calor efetiva nestes componentes.

Como se pode observar no ciclo solar na seção 4.1, a temperatura de saída da água do trocador de calor para a entrada do tanque foi definida em 85°C. Dessa forma, para ocorrer uma troca de calor efetiva entre o ciclo solar e o CRO, utilizando a diferença de 5°C mencionada por Quiolin (2008), foi definido que temperatura de operação na saída do evaporador do CRO é de 80°C.

Para mensurar o valor da temperatura de condensação do CRO, foram utilizados dados de entrada do trabalho realizado por Gonçalves (2012), que considerou a temperatura da água de arrefecimento da saída do condensador em 30°C. Dessa forma, para ocorrer uma troca de calor efetiva no trocador de calor, utilizando a diferença de 5°C mencionada por Quiolin (2008), foi definido que temperatura de operação na saída do condensador do CRO é de 35°C.

A eficiência isentrópica da turbina foi fixada em 85%. A eficiência da bomba foi fixada em 70%. Ambos valores foram retirados do trabalho do Gonçalves (2012).

Os dados de entrada estabelecidos no presente modelo estão resumidos na tabela 7.

Tabela 7 – Dados de entrada da modelagem do CRO solar.

Variável	Valor
Temperatura de evaporação (temperatura na saída do evaporador) (°C)	80
Temperatura de condensação (temperatura na saída do condensador) (°C)	35
Eficiência isentrópica da bomba (%)	70
Eficiência isentrópica da turbina (%)	85

Fonte: Elaborado pelos autores.

4.2.2 VALIDAÇÃO DA MODELAGEM DO CRO

Com o intuito de validar o modelo proposto, fez-se necessário comparar os resultados obtidos com sistemas similares presentes na literatura, utilizando para isso os mesmos dados de entrada.

Dentre as fontes analisadas, observou-se que o trabalho realizado por Tchanche et al. (2009) utilizava um arranjo de CRO semelhante ao utilizado no presente trabalho. Os autores analisaram um CRO simples subcrítico para gerar energia através de coletores solar. As temperaturas de evaporação e condensação, além das eficiências isentrópicas da bomba e da turbina fornecidas na tabela 9 foram empregadas como dados de entrada.

Tabela 8 – Dados de entrada da modelagem do CRO solar.

Variável	Valor
Temperatura de evaporação (temperatura na saída do evaporador) (°C)	75
Temperatura de condensação (temperatura na saída do condensador) (°C)	35
Eficiência isentrópica da bomba (%)	80
Eficiência mecânica da turbina (%)	63
Eficiência isentrópica da turbina (%)	70

Fonte: Tchanche et al. (2009).

Além das variáveis descritas na tabela 9, Tchanche et al. (2009) realizaram o cálculo para uma potência de saída na turbina desejada de 2kW. Para efeito de comparação, serão utilizados os resultados obtidos utilizando o fluido R134a.

4.3 ANÁLISE E SELEÇÃO DOS FLUIDOS DE TRABALHO

De acordo com a seção 2.3 da revisão bibliográfica e a seção 3.3 da fundamentação teórica, para a seleção dos fluidos de trabalho a serem utilizados no ciclo, além de objetivar o desempenho deve ser visado a segurança operacional e a saúde das pessoas envolvidas. Os principais fatores para a seleção são: as características ambientais, os aspectos tecnológicos, o comportamento termodinâmico e o risco à saúde. Para realizar a avaliação numérica do ciclo Rankine orgânico proposto, o presente trabalho utilizou os fluidos pré-selecionados por Moreira (2018).

Moreira (2018) adotou cinco critérios para selecionar os fluidos de trabalho de um ciclo Rankine orgânico.

1. Em primeiro lugar, fez-se um levantamento dos fluidos orgânicos disponíveis para uso no catálogo da ASHARAE (2009). Em seguida, foi observado a disponibilidade das propriedades termodinâmicas dos fluidos previamente selecionados na base de dados do software EES.
2. Na segunda fase, foi levado em consideração os fatores de segurança de operação, meio ambiente e das pessoas envolvidas no processo. Para isso foram analisadas a inflamabilidade e a toxicidade dos fluidos.
3. Na terceira etapa, foram excluídos os fluidos que possuem acentuados níveis de ODP, pois de acordo com o Protocolo de Montreal em 1987, os fluidos a serem utilizados devem possuir características ambientais que não destruam a camada de ozônio.
4. Na quarta etapa, foi realizado uma análise dos estados termodinâmicos dos fluidos operando em um CRO ideal subcrítico, levando em consideração a temperatura crítica do fluido, a pressão

crítica e a pressão de condensação do fluido no ciclo. Os fluidos que operaram com uma pressão inferior a pressão atmosférica (0,101 MPa) foram descartados para eliminar possíveis infiltrações de ar atmosférico no sistema.

5. Por último, foram selecionados os fluidos secos e isentrópicos que operando em um CRO ideal subcrítico, apresentou um título na saída da turbina superior a 85%. Dessa forma, gera-se uma melhor confiabilidade no CRO, pois se previne erosões na turbina.

Após aplicar os critérios supramencionados, Moreira (2018) encontrou 8 diferentes fluidos como candidatos para se utilizar no ciclo. Os fluidos selecionados e suas respectivas propriedades podem ser observados na tabela 10.

Tabela 9 – Fluidos de trabalho selecionados para a operação do CRO.

Fluido	Temp. crítica [°C]	Pressão crítica [MPa]	Pressão de saturação a 35°C [MPa]	Grupo de Segurança	ODP	GWP	Tempo de vida na atmosfera [anos]	Classificação
R11	198,00	4,410	0,130	A1	1,000	4750	45	Isentrópico
R124	122,28	3,620	0,470	A1	0,022	609	5,8	Isentrópico
R141b	204,20	4,250	0,101	-	0,110	725	9,3	Isentrópico
R142b	137,11	4,060	0,420	A2	0,065	2310	17,9	Isentrópico
R600	151,98	3,800	0,300	A3	0,000	20	0,018	Isentrópico
R600a	134,67	3,640	0,430	A3	0,000	20	0,019	Isentrópico
R123	183,68	3,670	0,120	B1	0,020	77	1,3	Seco
R245fa	154,01	3,650	0,190	B1	0,000	1030	7,6	Seco

Fonte: Adaptado de Moreira (2018).

5 RESULTADOS

Neste tópico são apresentados e discutidos os resultados encontrados no desenvolvimento deste estudo. Inicialmente, é exposta a validação do modelo de CRO desenvolvida neste trabalho. Em sequência, segue os resultados obtidos através do modelo solar desenvolvido. Por fim, são apresentados os resultados termodinâmicos obtidos do CRO alimentado pelos coletores solares de placa plana.

5.1 VALIDAÇÃO DO CRO PROPOSTO

Conforme apresentado na seção 4.2.2, o ciclo Rankine orgânico subcrítico desenvolvido neste trabalho foi validado com base no estudo realizado por Tchanche et al. (2009). Para o cálculo das propriedades termodinâmicas, os autores assumiram os valores de entrada explanados na tabela 5. O fluido de trabalho escolhido para a comparação foi o fluido R134a. A tabela 10 expõe os valores dos estados termodinâmicos obtidos pelos autores em comparação com os valores encontrados na simulação do CRO proposta a partir dos mesmos dados de entrada. Além disso é apresentado os desvios encontrados nos resultados.

Tabela 10 – Resultado das propriedades termodinâmicas do CRO para validação.

	Tchanche et al. (2009)	Modelo proposto	Desvio [%]
Pressão de Condensação [kPa]	887	887,5	0,06
Pressão de Evaporação [kPa]	2366	2366	0,00
v₂ [m³/kg]	0,022	0,02212	0,55
X₂ [-]	0,992	0,9929	0,09
Vazão mássica [kg/s]	0,244	0,2443	0,12
Eficiência termodinâmica [%]	3,703	3,805	2,75
Calor absorvido no Evaporador [kW]	43,57	42,4	-2,69

Fonte: Elaborado pelos autores.

Comparando os resultados obtidos pelos dois modelos, constata-se que houve uma convergência entre os valores, resultando em desvios dos principais valores do CRO em níveis aceitáveis. Entretanto, o CRO proposto alcançou uma eficiência termodinâmica 2,75% maior do que a encontrada por Tchanche et al. (2009), da mesma forma o calor absorvido no evaporador encontrado no modelo foi 2,69% menor do que o ciclo analisado pelos autores. Isso é atribuído à diferença de modelo existente. Tchanche et al. (2009) considera irreversibilidades no condensador e no evaporador do CRO modelado, aumentando assim as perdas do sistema, que consequentemente, para gerar a mesma quantidade de potência na turbina, necessita absorver mais calor no evaporador. Dessa forma, a eficiência do ciclo reduz. Contudo, é possível constatar que o modelo de CRO proposto possui boa confiabilidade, pois o mesmo alcança resultados próximos aos encontrados para casos semelhantes na literatura estudada.

5.2 RESULTADOS MODELO SOLAR

De acordo com a seção 4.1 referente a metodologia do coletor solar de placa plana, o modelo solar foi desenvolvido utilizando dados construtivos e materiais previamente selecionados de um coletor solar comercial, planejando como resultados apenas as propriedades térmicas de um coletor solar de placa plana operando conforme os parâmetros fornecidos pelo ano padrão solar na região da Pampulha (latitude: 19°51'S, longitude: 43°57'O) na cidade de Belo Horizonte. Os dias selecionados para avaliação da operação foram os solstícios de verão (21/12) e inverno (21/06), e os equinócios de primavera (21/09) e outono (21/03), sendo todas as operações avaliadas às 12:00h de cada dia.

Os resultados térmicos para um coletor solar de placa plana podem ser observados na tabela 11.

Tabela 11 – Propriedades térmicas do ciclo solar para 1 coletor solar de placa plana.

Dia	21/3	21/6	21/9	21/12
Coletor				
Energia Disponível - Irradiância (W/m²)	488	795	430	859
Radiação Absorvida pelo Coletor - S [W/m²]	444,44	486,11	378,89	790,28
Calor Transferido para o Fluido - Qc [W/m²]	325,14	136,16	47,15	437,69
Calor Transferido para o Fluido - Qc [W]	686,53	287,51	99,56	924,19
Temperatura de Saída do Fluido - Tsaida [°C]	99,1	89,64	86,62	100,25
Eficiência Coletor [%]	66,63%	17,13%	10,97%	50,95%
Ciclo				
Calor Fornecido Para o CRO - Q (W)	590,79	194,42	67,88	638,98
Eficiência Ciclo Solar (%)	86,05%	67,62%	68,18%	69,14%
Eficiência Ciclo Solar + Coletor (%)	57,33%	11,58%	7,48%	35,23%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Analisando os resultados obtidos, percebe-se que o coletor obteve maior eficiência no equinócio de outono, dia 21/03 do ano padrão solar, com um valor de 66,63%. Este valor contraria a teoria, pois era de se esperar que a maior eficiência do coletor ocorresse no solstício de verão, dia 21/12 do ano padrão solar, momento em que o Sol, durante seu movimento aparente na esfera celeste, atinge a maior declinação em latitude, medida a partir da linha do equador, ou seja, o dia de maior incidência solar do ano. De fato, o dia 21/12 é o de maior irradiância de todos os estudados, com um valor de 859 W/m², porém a eficiência do coletor neste dia obteve um valor de 50,95%. Estes valores podem ser atribuídos ao fato da eficiência de um coletor solar não depender apenas da energia disponível, mas também das condições ambientais como temperatura ambiente, velocidade do vento e inclinação em que ele se encontra.

Com relação a eficiência total do ciclo solar, que é o produto da eficiência do coletor e a eficiência do ciclo, percebe-se que o dia de maior rendimento foi o equinócio de outono, com um valor de 57,33%, já o dia que obteve o menor rendimento foi o equinócio de primavera, obtendo 7,48% de rendimento. O ciclo operando no equinócio de primavera obteve um rendimento mais baixo, devido à grande influência ambiental presente neste dia, fazendo com que o coletor absorvesse apenas 10,97% da energia total disponível.

Segundo FIFA (2016) as dimensões de um campo de futebol padrão internacional é de 110 metros de comprimento por 75 metros de largura, o que resulta em uma área total de 8250 m². Foi definida esta área como base para os cálculos, primeiramente devido a fácil compreensão da dimensão utilizada e também devido a comparações realizadas neste estudo com outras usinas solares geradoras de energia elétrica, como por exemplo a usina solar fotovoltaica instalada no estádio Mineirão em Belo Horizonte que possui uma área de coleta em torno de 9500 m².

Utilizando a área de coleta mencionada acima foi calculado o número de coletores, com as dimensões utilizadas neste trabalho, necessários para preencher a área determinada. Os valores podem ser observados na tabela 12.

Tabela 12 –Número de coletores utilizados e área de coleta.

Área $\cong$ (Campo de Futebol – FIFA)	8250,10 m ²
Número de Coletores	3910

Fonte: Elaborado pelos autores.

Como os coletores estão acoplados em paralelo, a vazão mássica do ciclo solar é a soma das vazões mássicas de cada coletor, o que resulta em uma vazão mássica total de 39,10 kg/s.

Em sequência, foi possível calcular as propriedades térmicas do ciclo solar utilizando os coletores em paralelo. Os resultados podem ser observados na tabela 13.

Tabela 13 – Propriedades térmicas do ciclo solar para área de coleta de um campo de futebol.

Dia	21/3	21/6	21/9	21/12
Coletor				
Energia Disponível - Irradiância (W/m^2)	488	795	430	859
Radiação Absorvida pelo Coletor - S [W/m^2]	444,44	486,11	378,89	790,28
Calor Transferido para o Fluido - Qc [W/m^2]	325,14	136,16	47,15	437,69
Calor Transferido para o Fluido - Qc [kW]	2685,018	1124,164	389,279	3613,582
Temperatura de Saída do Fluido - Tsaida [$^{\circ}\text{C}$]	99,1	89,64	86,62	100,25
Eficiência Coletor [%]	66,63%	17,13%	10,97%	50,95%
Ciclo				
Calor Fornecido Para o CRO - Q (kW)	2310,579	760,166	265,402	2498,392
Eficiência Ciclo Solar (%)	86,05%	67,62%	68,18%	69,14%
Eficiência Ciclo Solar + Coletor (%)	57,33%	11,58%	7,48%	35,23%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Em comparação ao ciclo utilizando apenas 1 coletor de placa plana, percebe-se que não há variação da eficiência térmica do coletor e do ciclo, bem como outros parâmetros, como a energia disponível, a radiação absorvida pelo coletor e a temperatura de saída do fluido. Isso se deve ao fato de os 3910 coletores utilizados estarem acoplados em paralelo, sendo assim, o modo de operação aplicado em 1 coletor se replica para todos os outros coletores.

5.3 RESULTADOS CRO SOLAR

A partir da metodologia apresentada na seção 4, com auxílio dos dados climáticos fornecidos pelo ano padrão solar obteve-se os resultados apresentados na seção 5.2. Esses resultados foram utilizados como dados de entrada para os cálculos do ciclo Rankine orgânico.

Para cada um dos quatro dias do ano apresentados na seção anterior foram gerados resultados para diferentes fluidos orgânicos como apresentam as tabelas 14, 15, 16, 17. Onde, a área de coleta é correspondente à área de apenas um coletor solar.

Tabela 14 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/03 com área de 1 coletor.

Dia 21/03						
Fluidos	Wturbina [W]	Wbomba [W]	Wliq [W]	m [kg/s]	Qcond [W]	N [%]
R11	5,86	0,11	5,75	0,0030	53,33	9,73%
R124	5,65	0,42	5,23	0,0037	53,85	8,84%
R141b	5,79	0,09	5,71	0,0023	53,37	9,66%
R142b	5,75	0,33	5,42	0,0027	53,66	9,18%
R600	5,68	0,25	5,43	0,0014	53,65	9,19%
R600a	5,66	0,37	5,29	0,0016	53,79	8,95%
R123	5,73	0,11	5,63	0,0030	53,45	9,52%
R245fa	5,63	0,17	5,46	0,0027	53,62	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 15 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/06 com área de 1 coletor.

Dia 21/06						
Fluidos	Wturbina [W]	Wbomba [W]	Wliq [W]	m [kg/s]	Qcond [W]	N [%]
R11	1,93	0,04	1,89	0,0010	17,55	9,73%
R124	1,86	0,14	1,72	0,0012	17,72	8,84%
R141b	1,91	0,03	1,88	0,0008	17,56	9,66%
R142b	1,89	0,11	1,79	0,0009	17,66	9,18%
R600	1,87	0,08	1,79	0,0005	17,66	9,19%
R600a	1,86	0,12	1,74	0,0005	17,70	8,95%
R123	1,89	0,04	1,85	0,0010	17,59	9,52%
R245fa	1,85	0,06	1,80	0,0009	17,64	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 16 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/09 com área de 1 coletor.

Dia 21/09						
Fluidos	Wturbina [W]	Wbomba [W]	Wliq [W]	m [kg/s]	Qcond [W]	N [%]
R11	0,67	0,01	0,66	0,0003	6,13	9,73%
R124	0,65	0,05	0,60	0,0004	6,19	8,84%
R141b	0,67	0,01	0,66	0,0003	6,13	9,66%
R142b	0,66	0,04	0,62	0,0003	6,17	9,18%
R600	0,65	0,03	0,62	0,0002	6,16	9,19%
R600a	0,65	0,04	0,61	0,0002	6,18	8,95%
R123	0,66	0,01	0,65	0,0003	6,14	9,52%
R245fa	0,65	0,02	0,63	0,0003	6,16	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 17 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/12 com área de 1 coletor.

Dia 21/12						
Fluidos	Wturbina [W]	Wbomba [W]	Wliq [W]	m [kg/s]	Qcond [W]	N [%]
R11	6,33	0,12	6,22	0,0032	57,68	9,73%
R124	6,11	0,46	5,65	0,0040	58,25	8,84%
R141b	6,26	0,09	6,17	0,0025	57,73	9,66%
R142b	6,22	0,36	5,87	0,0029	58,03	9,18%
R600	6,14	0,27	5,87	0,0016	58,03	9,19%
R600a	6,12	0,40	5,72	0,0017	58,18	8,95%
R123	6,20	0,12	6,09	0,0033	57,81	9,52%
R245fa	6,09	0,19	5,91	0,0030	57,99	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Com os resultados apresentados acima é possível perceber que o fluido que apresentou melhor rendimento foi o R11. Este fato pode estar relacionado com as condições de contorno do CRO, que foram definidas na metodologia. Porém, de maneira geral, observa-se que os resultados de todos os fluidos foram bem próximos uns dos outros, o que indica que a variação de potência líquida gerada de um dia para o outro está mais relacionada ao fator climático do que com o fluido de trabalho do ciclo Rankine.

O mesmo cálculo foi realizado para a área de um campo de futebol padrão FIFA, onde a quantidade de coletores solar passa de 1 para 3910 coletores. O aumento da área de coleta não alterou a eficiência

do CRO conforme apresenta as tabelas 18, 19, 20 e 21. O que demonstra que este parâmetro tem relação apenas com a quantidade de potência gerada.

Tabela 18 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/03 com área de 3910 coletores.

Dia 21/03						
Fluidos	Wturbina [kW]	Wbomba [kW]	Wliq [kW]	m [kg/s]	Qcond [kW]	N [%]
R11	229,00	4,29	224,80	11,7300	2086,00	9,73%
R124	220,90	16,55	204,30	14,4300	2106,00	8,84%
R141b	226,40	3,34	223,10	9,1630	2087,00	9,66%
R142b	225,00	12,86	212,10	10,5500	2098,00	9,18%
R600	222,10	9,80	212,30	5,6280	2098,00	9,19%
R600a	221,40	14,54	206,80	6,2220	2104,00	8,95%
R123	224,30	4,25	220,00	11,9000	2091,00	9,52%
R245fa	220,40	6,78	213,60	10,7300	2097,00	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 19 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/06 com área de 3910 coletores.

Dia 21/06						
Fluidos	Wturbina [kW]	Wbomba [kW]	Wliq [kW]	m [kg/s]	Qcond [kW]	N [%]
R11	75,35	1,41	73,94	3,8600	686,20	9,73%
R124	72,67	5,44	67,23	4,7460	692,90	8,84%
R141b	74,50	1,10	73,40	3,0150	686,80	9,66%
R142b	74,01	4,23	69,78	3,4710	690,40	9,18%
R600	73,07	3,23	69,84	1,8520	690,30	9,19%
R600a	72,83	4,78	68,05	2,0470	692,10	8,95%
R123	73,79	1,40	72,39	3,9150	687,80	9,52%
R245fa	72,50	2,23	70,27	3,5310	689,90	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 20 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/09 com área de 3910 coletores.

Dia 21/09						
Fluidos	Wturbina [kW]	Wbomba [kW]	Wliq [kW]	m [kg/s]	Qcond [kW]	N [%]
R11	26,31	0,49	25,82	1,3480	239,60	9,73%
R124	25,37	1,90	23,47	1,6570	241,90	8,84%
R141b	26,01	0,38	25,63	1,0530	239,80	9,66%
R142b	25,84	1,48	24,36	1,2120	241,00	9,18%
R600	25,51	1,13	24,38	0,6465	241,00	9,19%
R600a	25,43	1,67	23,76	0,7147	241,60	8,95%
R123	25,76	0,49	25,27	1,3670	240,10	9,52%
R245fa	25,31	0,78	24,53	1,2330	240,90	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

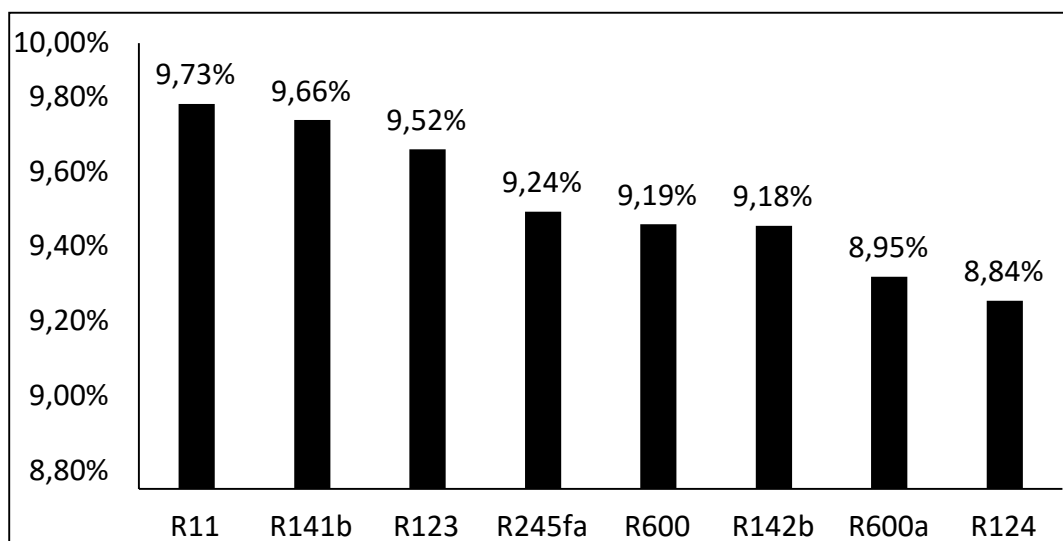
Tabela 21 – Resultados do CRO solar para os dados de 21/12 com área de 3910 coletores.

Dia 21/12						
Fluidos	Wturbina [kW]	Wbomba [kW]	Wliq [kW]	m [kg/s]	Qcond [kW]	N [%]
R11	247,70	4,63	243,00	12,6900	2255,00	9,73%
R124	238,90	17,89	221,00	15,6000	2277,00	8,84%
R141b	244,90	3,61	241,20	9,9080	2257,00	9,66%
R142b	243,30	13,91	229,40	11,4100	2269,00	9,18%
R600	240,10	10,60	229,50	6,0860	2269,00	9,19%
R600a	239,40	15,72	223,70	6,7280	2275,00	8,95%
R123	242,50	4,59	237,90	12,8700	2260,00	9,52%
R245fa	238,30	7,33	230,90	11,6100	2267,00	9,24%

Fonte: Elaborado pelos autores.

A Figura 23 apresenta a relação de eficiência dos fluidos selecionados para o CRO Solar. Observa-se que a variação máxima de eficiência foi de apenas 0,89%. Outro ponto observado é que a relação de eficiência está diretamente relacionada com a temperatura crítica de cada fluido, pois para os resultados encontrados os fluidos de maior temperatura crítica obtiveram os maiores valores de eficiência, enquanto nos de menores temperaturas observou-se as menores eficiências.

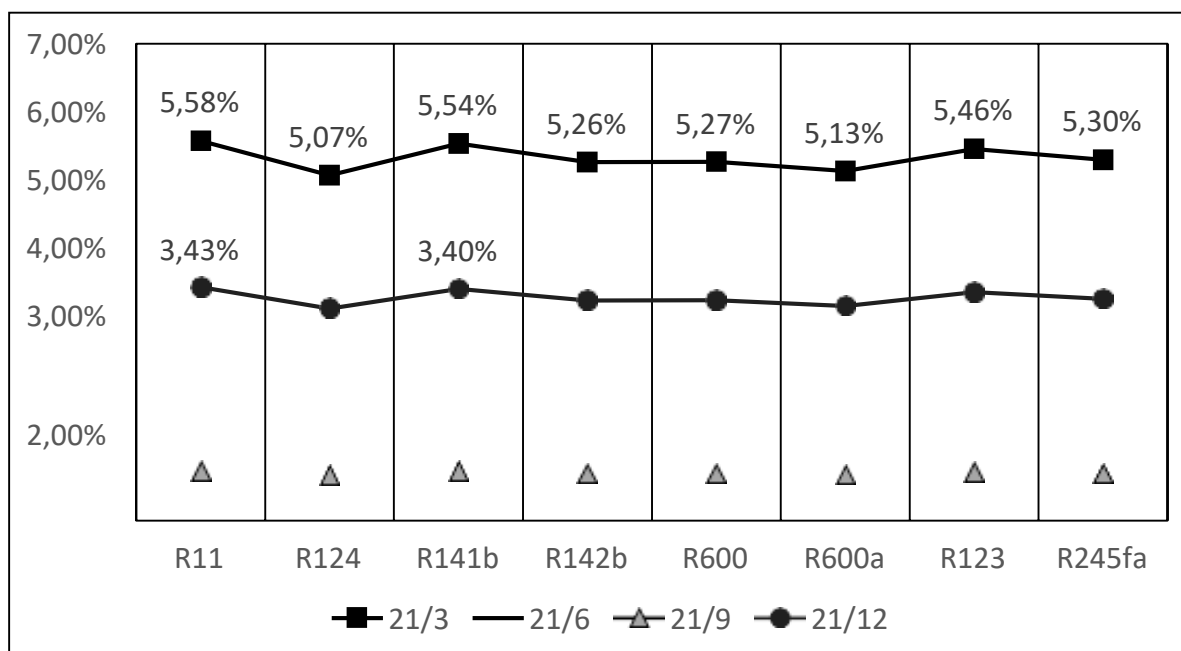
Figura 23 – Resultados de eficiência dos fluidos selecionados para o CRO Solar.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Por fim, foi elaborado o gráfico de eficiência global para o sistema. A Figura 24, relaciona tanto a eficiência obtida pelo ciclo solar (coletor, bomba, reservatório e trocador de calor) quanto a eficiência obtida pelo CRO (evaporador, turbina, condensador e bomba).

Figura 24 – Resultados de eficiência global para os fluidos e dias selecionados.



Fonte: Elaborado pelos autores.

É possível observar que as eficiências globais foram baixas, e que houve uma diferença acentuada nos resultados para diferentes épocas do ano, evidenciando novamente o impacto dos fatores climáticos no sistema.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho utilizou metodologias de diversos autores para modelar um ciclo Rankine orgânico solar. A análise termodinâmica do modelo solar e do CRO proposto permitiu estabelecer as seguintes conclusões:

- a. A partir da revisão bibliográfica realizada foi possível compreender que os CRO's são uma boa forma de aproveitar energia a partir de fontes renováveis de baixas e médias temperaturas;
- b. De acordo com a literatura estudada, para a utilização de fontes de calor de baixas temperaturas de até 150°C, é recomendado utilizar a configuração de CRO simples, sem regenerador, operando na condição subcrítica;
- c. As condições climáticas e ambientais da região como por exemplo a velocidade do vento e radiação total, são fatores determinantes na eficiência do coletor solar de placa plana;
- d. Conforme apresentado pelo ano padrão solar, a região da Pampulha (latitude: 19°51'S, longitude: 43°57'O) na cidade de Belo Horizonte apresenta boas condições climáticas para a implementação de um CRO Solar, se comparado a países europeus;
- e. O fluido de trabalho é um fator determinante na eficiência do ciclo, uma vez que este define parâmetros importantes do mesmo, como as pressões de entrada da turbina e saída do condensador, bem como a vazão mássica necessária para absorver o calor no evaporador;
- f. O CRO solar operando no solstício de verão, dia 21/12, e utilizando o fluido R11 apresentou uma eficiência termodinâmica de 5,58%, sendo a maior encontrada para o ciclo;
- g. O CRO solar operando no equinócio de primavera, dia 21/09, e utilizando o fluido R124 apresentou uma eficiência termodinâmica de 0,66%, sendo a menor encontrada para o ciclo;
- h. Através dos ciclos investigados neste trabalho, seria teoricamente possível fornecer entre 23,47 kW a 243 kW de potência líquida, respectivamente no dia 21/09 utilizando o fluido R124 e no dia 21/12 utilizando o fluido R11, ambos para uma área de campo de futebol de coleta.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se como temas de trabalhos futuros:

- Modelar o ciclo solar utilizando diferentes tipos de coletores solar, como o coletor parabólico e o coletor concentrador cilíndrico parabólico;
- Modelar o ciclo solar utilizando os demais dias do ano padrão solar;
- Modelar o CRO nas condições operacionais subcrítica com superaquecimento e supercrítica;
- Realizar uma análise econômica para o ciclo proposto;
- Utilizar métodos, como o método do algoritmo genético para otimizar as condições operacionais do CRO e do ciclo solar.

REFERÊNCIAS

- ABOELWAFA, Omar e colab. A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 82, n. October 2017, p. 868–885, 2018.
- AZAD, E. Experimental analysis of thermal performance of solar collectors with different numbers of heat pipes versus a flow-through solar collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. [S.l: s.n.], 2017.
- BARNETT, Martin K. Sadi Carnot and the Second Law of Thermodynamics. *Osiris*, v. 13, n. 1, p. 327, 1958.
- BRASIL, Lei nº 9.991, de 24 de julho de 2000. Dispõe sobre realização de investimentos em pesquisa e desenvolvimento e em eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica, e dá outras providências. *Diário Oficial da União*.
- BRASIL. Convenção de Viena e protocolo de Montreal. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/convencao-de-viena-e-protocolo-de-montreal>>. Acesso em: 12 jun. 2018.
- COSTA, Ricardo Cunha da; PRATES, Cláudia Pimentel Trindade. O papel das fontes renováveis de energia no desenvolvimento do setor energético e barreiras à sua penetração no mercado. 2005.
- DUFFIE, J. a. e BECKMAN, William a. e WOREK, W. M. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. [S.l: s.n.], 2003. v. 116.
- EMPRESA, DE PESQUISA ENERGÉTICA. Relatório Síntese do Balanço Energético Nacional – BEN 2018, ano base 2017. Disponível em < <https://ben.epe.gov.br>>. Acesso em nov/2018.
- ESPINOSA, Angie Lizeth Sarmiento. Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de Otimização e CFD. 2016.
- FÉDÉRATION INTERNATIONALE DE FOOTBALL ASSOCIATION et al. *Laws of the game*. FIFA., 2016.
- GONÇALVES, Leandro Pires. Dimensionamento e Otimização de Trocadores de Calor de Casco e Tubos para um Ciclo Rankine Orgânico Solar. 2012. 97 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS, Belo Horizonte, 2012.
- HROMÁDKA, Aleš; MARTÍNEK, Zbyněk. Overview of the organic Rankine cycles and their current utilization: Verification of several current ORCs utilization by the software Dymola. In: *Electric Power Engineering (EPE), 2017 18th International Scientific Conference on*. IEEE, 2017. p. 1-6.
- IEA - International Energy Agency. *Key World Energy Statistics 2021*. Paris, 2021.
- JAVANSHIR, Alireza; SARUNAC, Nenad. Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle. *Energy*, v. 118, p. 85-96, 2017.
- JAVANSHIR, Alireza; SARUNAC, Nenad.; RAZZAGHPANAH, Zahra. Thermodynamic analysis of a regenerative organic Rankine cycle using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, v. 123, p. 852-864, 2017.

LI, Chennan; GOSWAMI, Yogi; STEFANAKOS, Elias. Solar assisted sea water desalination: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 19, p. 136-163, 2013.

LÓPEZ-ABENTE MUÑOZ, Gonzalo. Análise termodinâmica de un ciclo Rankine orgânico utilizando fontes de energia renováveis. 2013. Dissertação de Mestrado.

MACCHI, Ennio; ASTOLFI, Marco (Ed.). *Organic rankine cycle (ORC) power systems: Technologies and applications*. Woodhead Publishing, 2016.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. Grupo Gen-LTC, 2000.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; MUNSON, Bruce R. *Introdução à engenharia de sistemas térmicos: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor*. Grupo Gen-LTC, 2000.

MORAN, Michael J. e colab. *Princípios da Termodinâmica*. . [S.l: s.n.]. , 2013

MOREIRA, Luiz Fernando. Análise técnico-econômica de ciclos Rankine orgânicos para Cogeração na indústria de cimento. 2018. 174 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS, Belo Horizonte, 2018.

NETO, Fabricio Luiz Bronzati and Alfredo Iarozinski. Matrizes energéticas no Brasil: cenário 2010-2030. *XXVIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção*, p. 1–15, 2008.

NI, Jiaxin et al. Dynamic performance investigation of organic Rankine cycle driven by solar energy under cloudy condition. *Energy*, v. 147, p. 122-141, 2018.

PASSOS, Júlio César. Os experimentos de Joule e a primeira lei da termodinâmica. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, v. 31, n. 3, p. 3603.1-3603.8, 2009.

PEI, Gang; LI, Jing; JI, Jie. Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, n. 8-9, p. 998-1004, 2010

PEREIRA, Enio Bueno et al. *Atlas brasileiro de energia solar 2ª edição*. São José dos Campos: Inpe, 2017.

SOUZA, Karina Terra De. Aquecimento de água através do uso de coletores planos. p. 51– 57, 2010.

QUOILIN, Sylvain. *An Introduction to Thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles*. Faculty of Applied Science of the University of Liège (Bélgica), 2008.

QUOILIN, Sylvain e colab. *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 22, p. 168-186, 2013.

RAMOS, Ricardo Alan Verdú; SILVA, João Batista Campos. *Máquinas hidráulicas e térmicas*. Ilha Solteira: Universidade Estadual Paulista, 2009.

SCHNEIDERBAUER, Simon e KRIEGER, Michael. What do the Navier-Stokes equations mean? *European Journal of Physics*, v. 35, n. 1, 2014.

SRINIVASAN, J (2001), Sadi Carnot and the Second Law of Thermodynamic. *Resonance (em inglês)*. 6 (11): 42-48.

TCHANCHE, Bertrand F. et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 8, p. 3963-3979, 2011.

TCHANCHE, Bertrand F.; PÉTRISSANS, M.; PAPADAKIS, G. Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 39, p. 1185-1199, 2014.

VELOSO, Thiago Gotelip Correa. Otimização da Implantação de Sistemas ORC em uma FPSO Brasileira. 2015.

WANG, Man et al. Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle(ORC) baed on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering*, v. 50, p. 816-825, 2013.

WANG, Xuan et al. The effects of design parameters on the dynamic behavior of organic ranking cycle for the engine waste heat recovery. *Energy*, v. 147, p. 440-450, 2018.

WANG, X. D.; ZHAO, L. Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy*, v. 83, n. 5, p. 605-613, 2009.

WENZEL, Thiago Andrei. Análise termodinâmica e simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC). 2015.