

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO CAMPUS MACAÉ
ENGENHARIA MECÂNICA

MARIANA SILVA DE ARAUJO

**ESTUDO COMPARATIVO DE FLUIDOS DE TRABALHO E ANÁLISE
EXERGÉTICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO PARA CONSTRUÇÃO DE
UM PROTÓTIPO DE PLANTA CSP PARA O CAMPUS UFRJ-MACAÉ**

MACAÉ

2021

MARIANA SILVA DE ARAUJO

**ESTUDO COMPARATIVO DE FLUIDOS DE TRABALHO E ANÁLISE
EXERGÉTICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO PARA CONSTRUÇÃO DE
UM PROTÓTIPO DE PLANTA CSP PARA O CAMPUS UFRJ-MACAÉ**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, da
Universidade Federal do Rio de Janeiro - Campus
Macaé, como requisito parcial para obtenção do Grau
de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta

MACAÉ

2021

ESTUDO COMPARATIVO DE FLUIDOS DE TRABALHO E ANÁLISE EXERGÉTICA
DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO PARA CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO
DE PLANTA CSP PARA O CAMPUS UFRJ-MACAÉ

MARIANA SILVA DE ARAUJO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO APRESENTADO AO CURSO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO –
CAMPUS MACAÉ, COMO REQUISITO PARCIAL PARA AQUISIÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Macaé,

Examinado por:

Prof. Diego Cunha Malagueta

Universidade Federal do Rio de Janeiro

Prof. MSc Marcelo Silva

Universidade Federal do Rio de Janeiro

MSc Mateus Barros de Almeida

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus pelo privilégio de viver e por me permitir ultrapassar todos os obstáculos encontrados ao longo da realização deste trabalho e da vida acadêmica.

Aos meus pais, Maria Fernanda e José Silberto, por toda cumplicidade, apoio e por tudo que sou nessa vida. Além de todo suporte e palavras de conforto em todas as dificuldades desse sonho.

Aos meus grandes amigos conquistados ao longo do curso, da Turma V Engenharia Macaé, da Atlética de Engenharia Macaé, do CIDC e todos com quem compartilhei momentos emocionantes, fundamentais e únicos para meu crescimento intelectual e pessoal ao longo dos últimos anos.

Agradeço ao meu orientador Prof. Diego, pela dedicação, sabedoria, gentileza e confiança com que me guiou nesta trajetória.

A todos os docentes do curso de Engenharia da UFRJ, por dedicarem seu tempo a bela missão de nos ensinar o ofício de uma profissão tão nobre como a Engenharia.

Registro também, o agradecimento ao meu companheiro e amigo, Kaiian, que me incentivou nos momentos difíceis e compreendeu a minha ausência enquanto eu me dedicava à realização deste trabalho.

A toda minha família e amigos da minha vida, pois reconheço que sem a presença e apoio de vocês meu caminho até aqui seria árduo e, com toda certeza, eu não teria sido tão feliz em minha trajetória ao longo dos anos.

Enfim, a todos os que por algum motivo contribuíram para a realização deste sonho, minha eterna gratidão.

*“However difficult life may seem, there is
always something you can do and
succeed it.”*

(Stephen Hawking)

RESUMO

O presente trabalho objetiva a seleção de fluidos orgânicos para operarem num Ciclo Rankine Orgânico entre as temperaturas de 180°C e 200°C para um protótipo de planta de concentradores solares com 5kW de potência útil no campus UFRJ-Macaé, dando enfoque na análise e comparação termodinâmica e de segurança de cada fluido de trabalho. As soluções do equacionamento proposto foram encontradas por meio de um software com diversas propriedades termodinâmicas de fluidos pré disponíveis em catálogo. Uma análise quantitativa em conjunto com uma qualitativa são seguidas a fim escolher e modelar os fluidos de trabalho que operem um Ciclo Rankine Orgânico. Como resultado final deste trabalho, foi possível escolher o melhor fluido dentre os apresentados, de acordo com as necessidades do projeto. Com a apresentação de análises e comentários referentes aos resultados e metodologias utilizadas espera-se contribuir para a fabricação deste protótipo, incentivando a nacionalização dos componentes de uma planta CSP-ORC.

Palavras chave: Ciclo Rankine Orgânico, fluido orgânico, REFPLOOP.

ABSTRACT

The present project aims at the selection of organic fluids to operate in an Organic Rankine Cycle between temperatures of 180°C and 200°C for a prototype of concentrated solar power plant with 5kW of useful power in the UFRJ-Macaé campus, focusing on the analysis and thermodynamic and comparison of safety of each working fluid. The solutions of the proposed equation were found by means of a software with several thermodynamic properties of fluids pre available in catalog. A quantitative analysis in conjunction with a qualitative one is followed in order to choose and model the working fluids that operate an Organic Rankine Cycle. As the final result of this project, it was possible to choose the best fluid among those presented, according to the needs of the project. With the presentation of analyzes and comments regarding the results and methodologies used, it is expected to contribute to the manufacture of this prototype, encouraging the nationalization of the components of a CSP-ORC plant.

Keywords: Organic Rankine Cycle, organic fluid, REFPROOP.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquemática de um Ciclo Rankine operando com uma planta CSP	14
Figura 2: Modelagem e componentes do Ciclo Rankine a vapor	16
Figura 3: Diagrama Temperatura x Entropia do Ciclo Rankine a vapor	17
Figura 4: Exemplificação da leitura de um diagram T-s	18
Figura 5: Gráfico da evolução do mercado do ORC ao longo dos anos	19
Figura 6: Divisão de cada unidade de aplicação energética instalada	19
Figura 7: Diagramas T-s para fluidos com propriedades termo físicas distintas	21
Figura 8: Diagrama T-s para diferentes fluidos de trabalho	22
Figura 9: Gráfico Pressão de Saturação a 25°C versus. Temperatura crítica dos fluidos orgânicos	25
Figura 10: Informações Termodinâmicas do Hexano no REFPROP	30
Figura 11: Funções do REFPROP para o fluido R134a	32
Figura 12: Diagrama T-s Heptano	38
Figura 13: Diagrama T-s Tolueno	42
Figura 14: Diagrama T-s Hexano	45
Figura 15: Diagrama T-s Pentano	47
Figura 16: Diagrama T-s Octano	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Comparação entre os Ciclos Rankine Orgânico e a Vapor	20
Tabela 2: Características de alguns dos principais fluidos de trabalho	23
Tabela 3: Características de uso para cada classe de fluido	27
Tabela 4: Condições iniciais do Projeto	36
Tabela 5: Hidrocarbonetos selecionados para análise	37
Tabela 6: Pontos ORC Heptano com $T_{m\acute{a}x}$ 180°C	38
Tabela 7: Pontos ORC Heptano com $T_{m\acute{a}x}$ 200°C	40
Tabela 8: Resultados Termodinâmicos do Heptano com comparativo nas Temperaturas máximas do ciclo em 180°C e 200°C	40
Tabela 9: Pontos ORC Tolueno com $T_{m\acute{a}x}$ 180°C	41
Tabela 10: Pontos ORC Tolueno com $T_{m\acute{a}x}$ 200°C	43
Tabela 11: Resultados Termodinâmicos do Tolueno com comparativo nas Temperaturas máximas do ciclo em 180°C e 200°C	43
Tabela 12: Pontos ORC Hexano com $T_{m\acute{a}x}$ 180°C	44
Tabela 13: Resultados Termodinâmicos do Hexano com Temperatura na saída da caldeira de 180°C	45
Tabela 14: Pontos ORC Pentano com $T_{m\acute{a}x}$ 180°C	46
Tabela 15: Resultados Termodinâmicos do Pentano com Temperatura na saída da caldeira de 180°C	48
Tabela 16: Pontos ORC Octano com $T_{m\acute{a}x}$ 180°C	49
Tabela 17: Pontos ORC Octano com $T_{m\acute{a}x}$ 200°C	50
Tabela 18: Resultados Termodinâmicos do Octano com comparativo nas Temperaturas máximas do ciclo em 180°C e 200°C	50
Tabela 19: Resultados comparativo do ORC a 180°C	51
Tabela 20: Resultados comparativo do ORC a 200°C	51
Tabela 21: Classificação de fluidos analisados de acordo com GHS	53
Tabela 22: Eficiências exergéticas dos fluidos selecionados nas temperaturas trabalhadas	54

LISTAS DE SÍMBOLOS

w_b	Trabalho realizado pela bomba [kJ/kg]
q_H	Calor inserido na caldeira [kJ/kg]
w_t	Trabalho concedido pela turbina [kJ/kg]
q_L	Calor liberado pela turbina [kJ/kg]
x	Título
h	Entalpia [kJ/kg]
T	Temperatura [°C]
s	Entropia
P	Pressão [kPa]
dT/ds	Derivada da Temperatura em função da entropia
\dot{m}_{ft}	Fluxo de massa do fluido de trabalho [kg/s]
T_Q	Temperatura quente [K]
T_F	Temperatura fria [K]
\dot{W}_t	Potência útil da turbina [kW]
η_{mT}	Eficiência da turbina [%]
r	Subscrito para “real”
s	Subscrito para “ideal”
η_b	Eficiência da bomba [%]
v	Volume específico [m ³ /kg]
w_{liq}	Trabalho líquido [kJ/kg]
\dot{W}_b	Trabalho consumido pela bomba [kW]
η_{ex}	Eficiência exergética do ciclo
η_{term}	Eficiência térmica do ciclo

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 Contextualização do tema	13
1.2 Objetivo Geral	14
1.3 Objetivos Específicos	14
1.4 Estrutura do Trabalho.....	15
2 REVISÃO TEÓRICA	16
2.1 Ciclo Rankine Orgânico.....	16
2.1.1 Conceito	16
2.1.2 Vantagens e desvantagens em comparação ao Ciclo Rankine convencional..	20
2.2 Fluido de Trabalho	21
2.2.1 Conceito e propriedades Termo físicas	21
2.2.2 Seleção do Fluido de trabalho.....	24
3 METODOLOGIA.....	28
3.1 Escolha do Fluido de Trabalho para análise	28
3.2 Modelagem do Ciclo.....	28
3.2.1 Premissas do Ciclo.....	28
3.2.2 REFPROP Versão 8.0.....	29
3.2.2.1 Substância de trabalho.....	29
3.2.2.2 Cálculo de pontos na curva de saturação no equilíbrio de fases	30
3.2.2.3 Cálculo de pontos em estados especificados.....	31
3.2.2.4 Plotagem dos diagramas Termodinâmicos	31
3.2.3 Equacionamento do Ciclo.....	32
4 ANÁLISE DE RESULTADOS	36
4.1 Condições iniciais do projeto.....	36
4.2 Fluidos de trabalho selecionados	36
4.3 Ciclos Rankine Orgânicos e suas eficiências	37
4.3.1 n-Heptano.....	37
4.3.2 Tolueno	41
4.3.3 n-Hexano.....	44
4.3.4 n-Pentano.....	46
4.3.5 n-Octano.....	48
4.3.6 Resultados termodinâmicos dos fluidos orgânicos selecionados.....	51

4.4 Comparação de toxicidade e inflamabilidade	51
4.5 Análise dos resultados exergéticos	53
5 CONCLUSÃO.....	55
6 REFERÊNCIA	57

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA

Num mundo onde a busca por escolhas mais sustentáveis é crescente a cada dia, as fontes de energia renováveis são importantes e fundamentais para um futuro melhor. Em momentos de grandes crises globais, como o que se vive atualmente, países, empresas e pessoas enfrentam as consequências da pandemia do COVID-19 e lutam pela construção de soluções que mostrem caminhos eficientes que auxiliem a saída desta crise. Indo contra tudo o que se esperava numa crise planetária, um levantamento da Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica (ABSOLAR) alega que 2020 foi um ano de novos recordes para a fonte solar fotovoltaica no Brasil, atraindo mais de R\$ 13 bilhões em investimentos. Esse resultado inédito traduz um crescimento de 52% comparado aos investimentos acumulados no país desde 2012 (SAUAIA, KOLOSZUK, 2021).

O aproveitamento da energia solar térmica através dos concentradores solares, da sigla em inglês CSP, tem potencial para se destacar dentro do setor de geração de energia no Brasil por permitir hibridização com vários combustíveis, viabilizar o armazenamento de energia térmica por horas e entre outros fatores, pode fornecer serviços suplementares ao sistema elétrico (SORIA, 2016). A fonte de energia de concentradores solares, assim como outras fontes de energias limpas, utiliza os ciclos térmicos tradicionais Rankine e Brayton para conversão de energia, principalmente para projetos de geração de energia em escala de MW. Entretanto, o Ciclo Rankine Orgânico (ORC) permite a operação da planta CSP em menores temperaturas e oferece eficiências viáveis (SANTOS, 2018) além de diminuir os custos de investimentos em pequena escala (QUOILIN et al., 2013). Este sistema converte energia térmica em trabalho envolvendo os mesmos componentes que a central de vapor convencional (uma caldeira, um dispositivo de expansão de produção de trabalho, um condensador e uma bomba), exemplificado em Figura 1, diferenciando do convencional apenas pelo fluido de trabalho utilizado. Ao invés da água, fluidos orgânicos como hidrocarbonetos e refrigerantes são usados no processo.

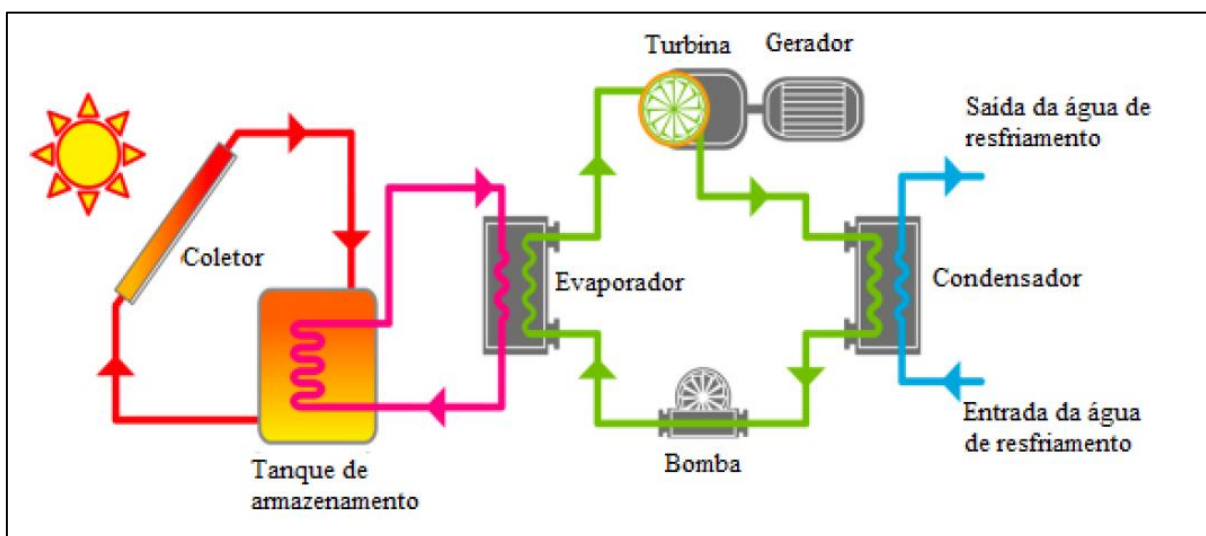


Figura 1: Esquematização de um Ciclo Rankine operando com uma planta CSP
Fonte: Adaptado (Baral et al., 2015)

Estes aspectos tornam a tecnologia ORC mais adequada para a conversão de energia a partir de fontes renováveis do que ciclos convencionais a vapor, pois o seu aproveitamento é normalmente mais condicionado à localização do que os combustíveis fósseis, além de sua temperatura ser mais baixa do que a obtida com combustíveis tradicionais (PARIZZI, 2020).

1.2 OBJETIVO GERAL

Analisar o melhor fluido de trabalho para operar um Ciclo Rankine Orgânico, com a finalidade de um protótipo de planta CSP no campus UFRJ-Macaé com geração de potência útil de 5kW e temperatura mínima e máxima de projeto de 60°C e 200°C respectivamente.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Selecionar os potenciais fluidos de trabalho para operar no ciclo ORC de acordo com suas propriedades termodinâmicas e características;
- Configurar os ciclos ORC a partir dos dados iniciais para todos os fluidos selecionados;
- Analisar e comparar os resultados termodinâmicos de cada fluido;

- Analisar e comparar os índices de toxicidade e inflamabilidade de cada fluido;
- Analisar e comparar as eficiências exergéticas de cada fluido de trabalho;
- Selecionar o fluido orgânico mais adequado para operar no ciclo ORC.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho encontra-se subdividido em 6 capítulos, nos quais são abordados e apresentados temas que envolvem a configuração de um Ciclo Rankine Orgânicos e suas devidas análises com cinco fluidos de trabalho diferentes, a fim de suprir o projeto de um protótipo de planta CSP no campus UFRJ-Macaé.

No Capítulo 1, é feita a introdução ao tema contextualizando os objetivos que levam a construção deste trabalho. Além da estruturação deste trabalho e a subdivisão presente entre os demais capítulos que compõem o estudo.

No Capítulo 2 é feita uma revisão teórica sobre o Ciclo Rankine a Vapor e Orgânico, suas vantagens e desvantagens e fluidos de trabalho focada em classificações e estudos sobre os critérios de seleção.

A metodologia do trabalho é demonstrada no Capítulo 3. Os critérios para escolha do fluido de trabalho, modelagem do ciclo ORC, software utilizado e equacionamento adotado especificamente para o atual trabalho são explicitados.

No Capítulo 4 os dados iniciais escolhidos como premissas deste trabalho são apresentados e aplicados à metodologia. A seleção do fluido de trabalho é feita e ainda as análises termodinâmicas e diagramas Temperatura versus entropia para cada fluido de trabalho. Neste capítulo também são comentados os resultados obtidos em cada etapa.

Por fim, no Capítulo 5, as considerações finais e sugestões para trabalhos futuros são debatidas e apresentadas e o Capítulo 6 as referências bibliográficas que auxiliaram a criação desse trabalho.

2 REVISÃO TEÓRICA

2.1 CICLO RANKINE ORGÂNICO

2.1.1 Conceito

O Ciclo Rankine convencional é um ciclo onde tem-se quatro processos que ocorrem em regime permanente e é o modelo mais apropriado para uma planta de potência simples a vapor (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013). O fluido de trabalho nesse ciclo é a água. A bomba tem o papel de elevar a pressão do ciclo e também representa a entrada da energia mecânica w_b no sistema. Nessa etapa, o fluido de trabalho opera na fase líquida. Logo após, na caldeira, o calor é inserido, q_H , e o fluido passa do estado líquido para o vapor, onde é expandido na turbina para uma pressão mais baixa, concedendo o trabalho mecânico, w_t . O processo é cíclico pois ocorre a condensação do vapor de baixa pressão, onde libera-se calor, q_L , e o bombeamento do mesmo para o patamar de alta pressão (QUOILIN et al., 2013).

A Figura 2 representa o modelo do ciclo padrão com seus componentes e processos. E a Figura 3 exemplifica este ciclo através do diagrama de Temperatura versus Entropia, também conhecido como diagrama T-s, da água, no Ciclo Rankine convencional.

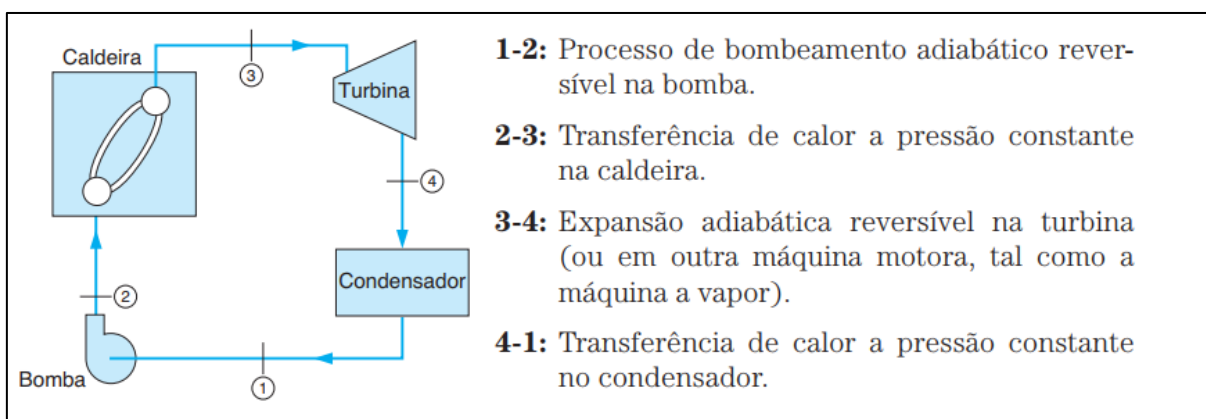


Figura 2: Modelagem e componentes do Ciclo Rankine a vapor

Fonte: (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013)

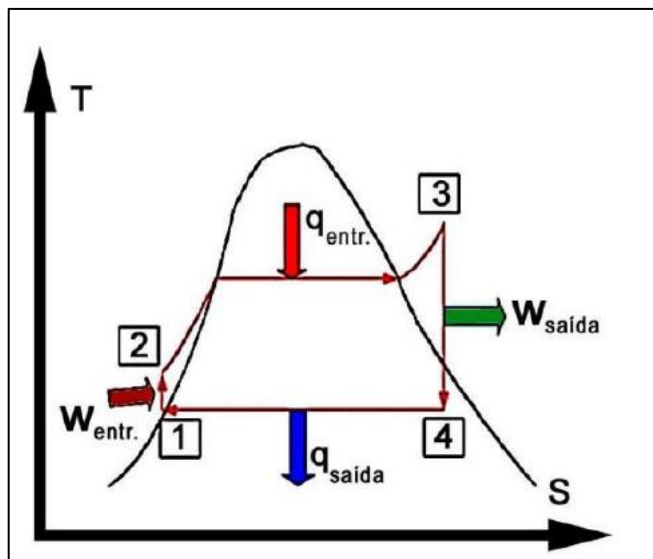


Figura 3: Diagrama Temperatura x Entropia do Ciclo Rankine a vapor

Fonte: (SILVA e MORAIS, 2017)

O diagrama T-s é muito importante no estudo de ciclos de potência pois pode-se analisar e avaliar todas as etapas do ciclo de acordo com essa curva. O gráfico apresenta a temperatura no eixo vertical e a entropia do fluido no eixo horizontal. Suas curvas definem os pontos de transição entre as fases do fluido (totalmente líquido, meio líquido e meio vapor, totalmente vapor). As isobáricas representam os patamares de pressão que a usina irá operar e o ponto crítico é representado pelo ponto mais alto da curva com sua temperatura, pressão e entropia definidos. Além disso, tem-se o conceito de título, mais conhecido pela letra “x”, que define a proporção de líquido e vapor no sistema (IDE, 2019). Os conceitos do diagrama T-s são exemplificados na Figura 4.

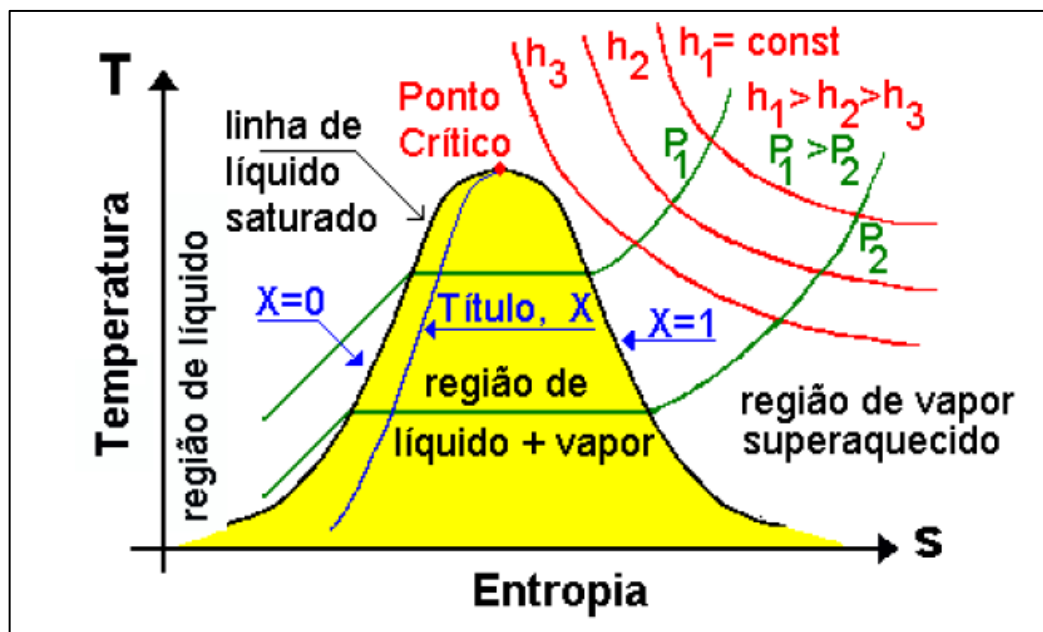


Figura 4: Exemplificação da leitura de um diagram T-s

Fonte: (SANTORO, 200?)

No estudo do ciclo Rankine, vale considerar que o rendimento do ciclo dependerá da temperatura média em que o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Ou seja, se esses valores aumentarem ou diminuirão respectivamente, o rendimento do ciclo aumentará (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013).

Analogamente ao Ciclo Rankine original, o Ciclo Rankine Orgânico (do inglês *Organic Rankine Cycle, ORC*) opera com os mesmos componentes de uma usina a vapor convencional: bomba, caldeira, turbina e condensador. Entretanto, suas diferenças estão no fluido de trabalho do sistema. O ORC atua com fluidos orgânicos, geralmente hidrocarbonetos e refrigerantes, que se caracterizam por uma temperatura de ebulição mais baixa que a água. Essa característica tem papel fundamental na modificação do ciclo. Uma vez que apresentam baixo ponto de ebulição e calor latente em relação à água, a evaporação do fluido será em uma temperatura menor e conseqüentemente, melhor aproveitamento do calor cedido pela fonte quente (WENZEL, 2015).

O mercado de Ciclos Rankine Orgânico cresce rapidamente ao redor do mundo. Desde os primeiros protótipos e plantas instaladas na década de 1970, o avanço foi quase exponencial, como conclui-se na Figura 5. Na Figura 6 é possível perceber a dimensão de cada campo em que esse tipo de energia atua, evidenciando

o potencial da aplicação dessa fonte de energia nas fontes de biomassa (QUOILIN et al., 2013).

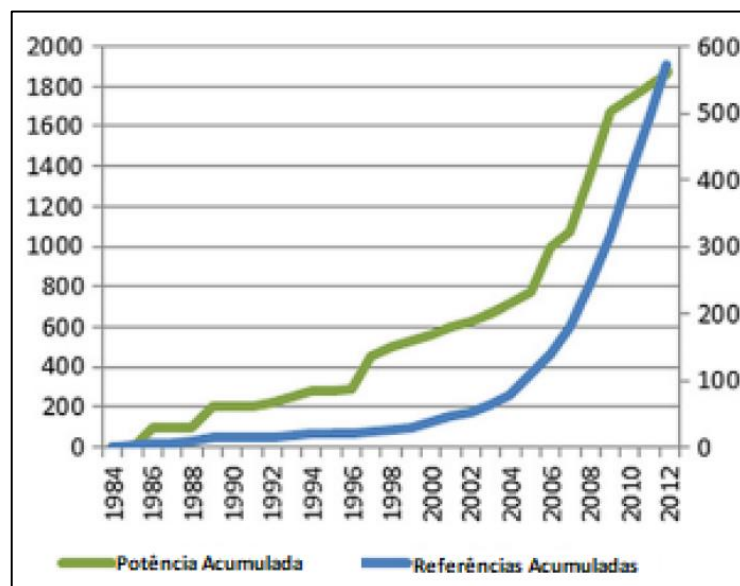


Figura 5: Gráfico da evolução do mercado do ORC ao longo dos anos

Fonte: Adaptado (QUOILIN et al., 2013)

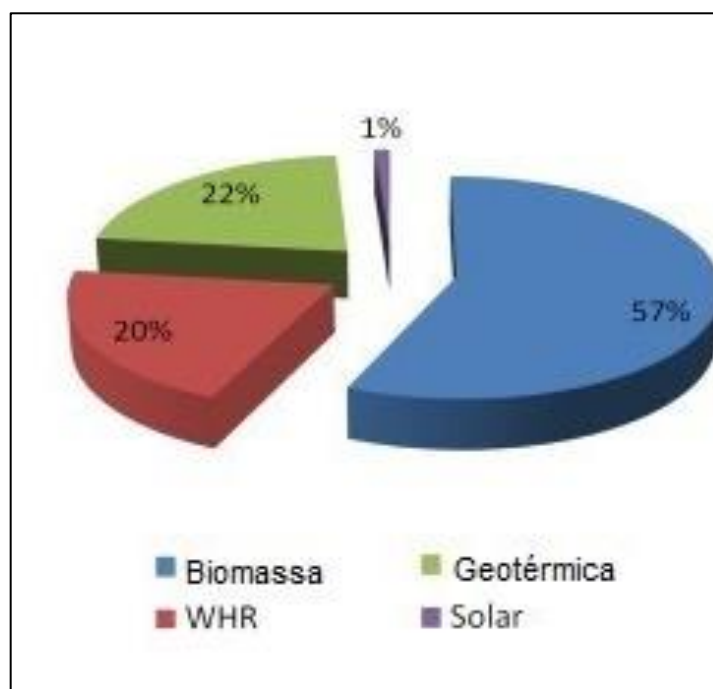


Figura 6: Divisão de cada unidade de aplicação energética instalada

Fonte: Adaptado (QUOILIN et al., 2013)

Hoje, o Ciclo Rankine Orgânico, pode ser considerada uma forma de produção de energia bem conhecida e utilizada mundialmente, principalmente em aplicações utilizando biomassa e fontes geotérmicas, além disso, as expectativas de que seja utilizada também com fontes de energia solar e outras aplicações de recuperação de calor são altas para os próximos anos (MACAGNAN, 2017).

2.1.2 Vantagens e desvantagens em comparação ao Ciclo Rankine convencional

A grande mudança do Ciclo Rankine usual para o orgânico é a diferença no fluido de trabalho utilizado. Conforme dito em 2.1.1 Conceito, essa pequena diferença causa alterações significativas para todo o sistema. Mas vale ressaltar que assim como todo processo, o ORC apresenta vantagens e desvantagens para sua utilização.

Uma das modificações que o fluido orgânico causa é que em relação ao ciclo Rankine a vapor, a entalpia de vaporização do ORC é menor. Logo, para igualar a potência térmica no evaporador, o fluido precisa de uma vazão mássica mais elevada, acarretando em um consumo da bomba maior. Todavia, a pressão de evaporação é bem menor para o ciclo orgânico conseguindo assim, diminuir custos de investimentos e complexidade (MORAWSKI E OUTROS, 2015).

Para simplificar, a Tabela 1 apresenta a relação de comparação entre os tipos de ciclo e suas principais vantagens para uso.

Tabela 1: Comparação entre os Ciclos Rankine Orgânico e a Vapor

Vantagens Ciclo Rankine Orgânico	Vantagens Ciclo Rankine a Vapor
Sem superaquecimento	Maior eficiência (em larga escala)
Baixa temperatura na entrada da turbina	Fluido de trabalho de baixo custo
Pressão de evaporação mais baixa	Fluido de trabalho não inflamável
Turbina com design mais simples	Melhor estabilidade do fluido
Não há erosão nas pás das turbinas devido à ausência de umidade nos estágios finais desse equipamento	

Fonte: Elaborada pela autora. Adaptado (QUOILIN et al., 2013) e (SANTOS, 2018).

Um bom resumo comparativo seria entender que para usinas de baixa e média potência, normalmente menores que 3MW, o Ciclo Rankine Orgânico tem grandes

prós para seu uso. Para capacidades maiores, o Ciclo a vapor se torna mais interessante visto que tem melhores eficiências em larga escala (MORAES, 2017).

2.2 FLUIDO DE TRABALHO

2.2.1 Conceito e propriedades Termo físicas

A escolha do fluido de trabalho no Ciclo Rankine orgânico é de grande valia para o seu desempenho dado que, o mesmo afeta diretamente a eficiência do ciclo, estabilidade e tamanho e tipo dos equipamentos (SCAGNOLATTO, 2020). Os fluidos de trabalho podem ser divididos em três grupos, de acordo com suas curvas no diagrama Temperatura x entropia. Na Figura 7 tem-se os modelos de fluidos exemplificados em forma de gráficos.

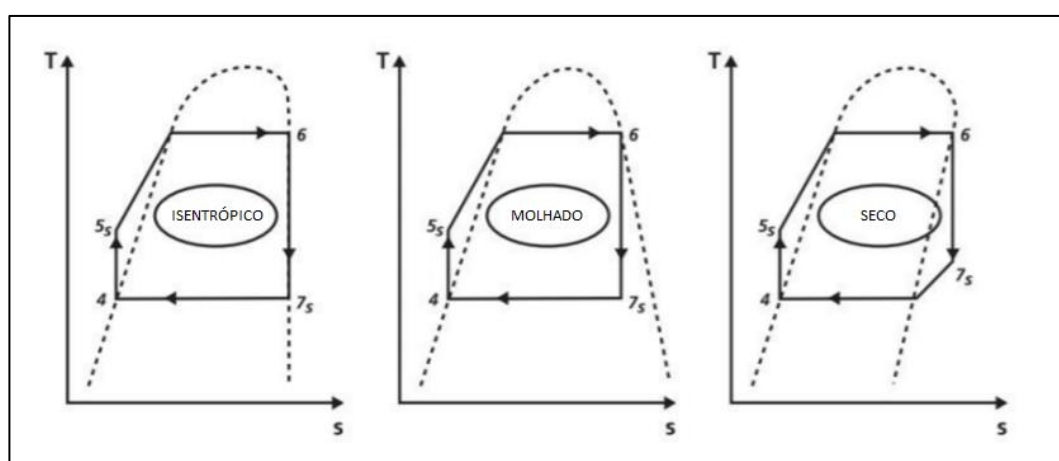


Figura 7: Diagramas T-s para fluidos com propriedades termo físicas distintas

Fonte: Adaptado pela Autora. (MORAES, 2017).

A curva de inclinação, mais conhecida como a derivada da Temperatura em relação à derivada da entropia (dT/ds) ou θ , é a que dita o tipo de fluido e suas características. Podemos listar e caracterizar as particularidades de cada um desses fluidos de trabalho:

- *Fluido isentrópico*: inclinação infinita ou mais próximo a uma vertical. O vapor permanecerá saturado até a saída da turbina, sem ocorrer condensação.

- *Fluido molhado*: inclinação negativa. A expansão ocorre na zona de vapor saturado e é necessário um superaquecimento para não acontecer condensação na turbina.
- *Fluido seco*: inclinação positiva. O fluido encontra-se superaquecido após a expansão isentrópica. Não oferece riscos à erosão (MORAES, 2017).

É possível verificar na Figura 8 a nítida diferença entre os tipos de fluidos de forma exemplificada. Os fluidos isentrópicos são os refrigerantes R123, R134a e R245fa. O Tolueno, o Heptano e o Pentano são fluidos secos e a Água é fluido úmido.

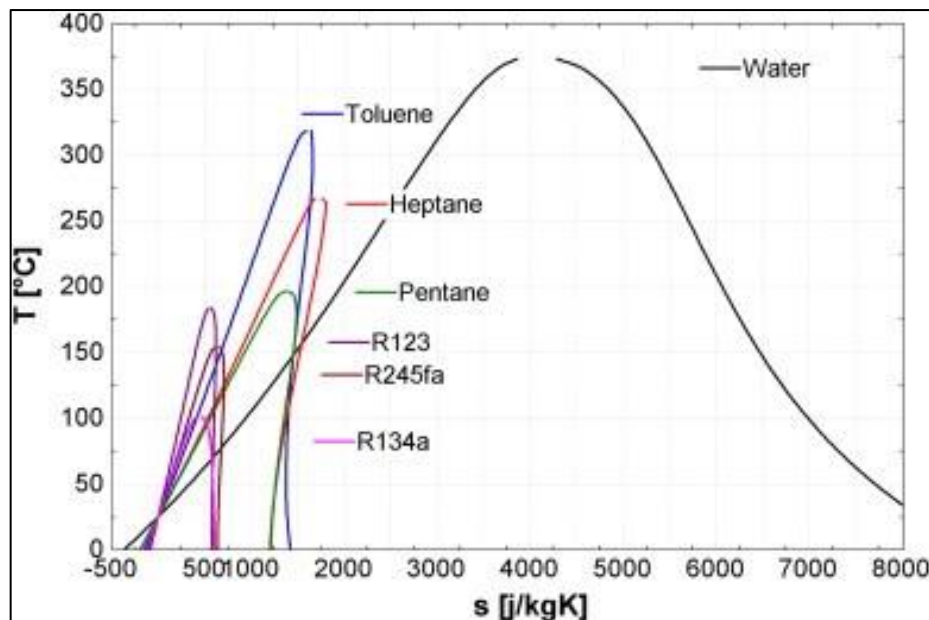


Figura 8: Diagrama T-s para diferentes fluidos de trabalho

Fonte: (QUOILIN et al., 2013)

Ainda pensando em comparação de fluidos e seus respectivos θ , a Tabela 2 expõe dados de suas propriedades termo físicas, como temperatura e pressão críticas e a inclinação de suas curvas.

Tabela 2: Características de alguns dos principais fluidos de trabalho

Fluido	Temperatura crítica (K)	Pressão crítica (kPa)	θ
Água	647,20	22090	98,5
Dodecametilciclohexasiloxano	645,78	961	35,8
Porbilbenzeno	639,32	3200	75,2
Dodecametilpentasiloxano	628,36	945	39
Decametilciclopentasiloxano	619,15	1160,46	46
Etilbenzeno	617,20	3606	76,2
Dimetilbenzeno	616,23	3511	76,6
Tolueno	591,80	4106	80,1
Octametilciclotetrasiloxano	586,55	1332	53,9
n-Octano	568,55	2497	70,2
Octametiltrisiloxano	564,09	1415	54,2
n-Heptano	540,15	2737	74
Hexametildisiloxano	518,75	1939,39	65,2
n-Hexano	507,85	3032	77,6
R141b	478,85	4340	87,8
R11	471,11	4408	92,7
n-Pentano	464,78	3529	81,1
i-Pentano	460,43	3381	81,6
R216ca	449,05	2570	78,1
n-Butano	419,53	4023	85,9
R114	418,55	3300	84,3
R-40	416,25	6700	97,2
R-142b	410,25	4120	91,8
i-Butano	408,05	3648	85,9
R152a	386,41	4444	95,9
R12	385,15	4124	95
R134a	374,21	4059	92
R290	369,82	4242	92,2
R22	369,20	4975	97,8

Fonte: Elaborada pela Autora. Adaptado (Sotomonte, 2015)

2.2.2 Seleção do Fluido de trabalho

Diversos estudos se entrelaçam entre si para a escolha do fluido orgânico que mais se enquadra nos projetos ORC. Alguns dos critérios estabelecidos são listados nessa seção:

- *Tipo de fluido:* durante a expansão do fluido úmido, pode ocorrer a presença de gotículas de líquido na região que compreende a fase bifásica do ciclo. Isso não é desejável, visto que ocasiona o desgaste da turbina. Portanto, fluidos preferencialmente secos (ou em alguns casos, isentrópicos) eliminam esse problema dentro do Rankine Orgânico.

- *Ponto crítico:* fluidos com temperatura crítica maiores evidenciam pressões de saturação menores para os pontos com temperaturas mais baixas no ciclo (SCAGNOLATTO, 2020). Alguns estudos apontam a temperatura crítica elevada um fator desvantajoso pois essas baixas pressões algumas vezes acarretam em pressões sub atmosféricas e favorecem a infiltração de gases não-condensáveis no sistema (QUOILIN et al., 2013) e que a eficiência térmica é uma função fraca da temperatura crítica (LIU, CHIEN, WANG, 2004). No entanto, outros autores indicam que temperaturas críticas elevadas conversam diretamente com altas eficiências térmicas e exergéticas (SCAGNOLATTO, 2020 e ALJUNDI, 2011). O gráfico representado pela Figura 9 representa a relação da temperatura crítica dos fluidos versus suas pressões de saturação a 25 °C.

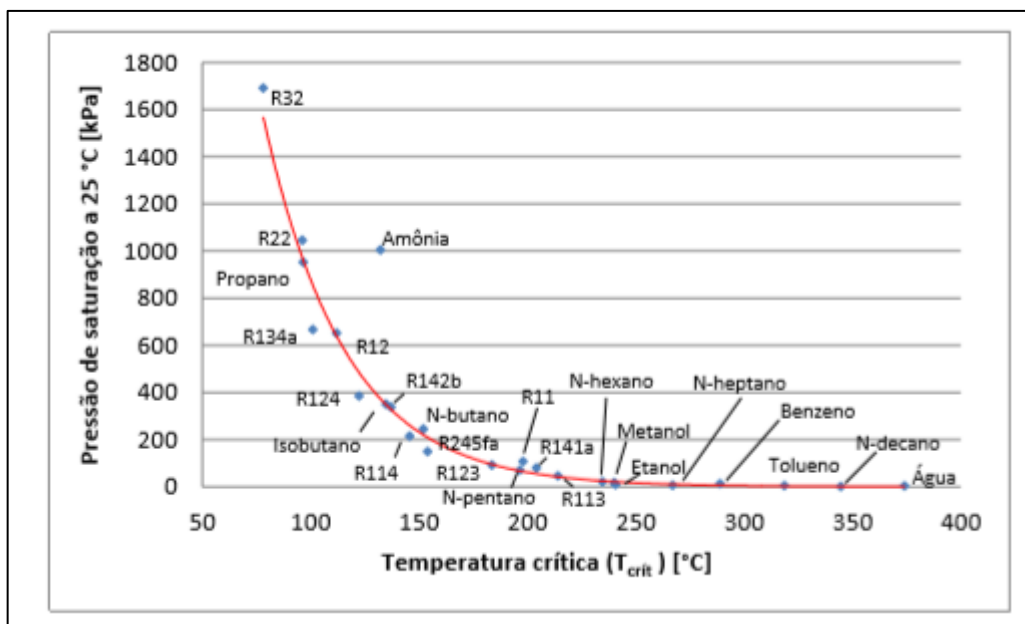


Figura 9: Gráfico Pressão de Saturação a 25°C versus. Temperatura crítica dos fluidos orgânicos

Fonte: (SCAGNOLATTO, 2020)

- *Desempenho termodinâmico:* a eficiência do sistema deve ser a mais alta possível e no mínimo atender à eficiência térmica do ciclo acima de 4% e eficiência exergética acima de 15% (TCHANCHE, 2009).
- *Densidade e volume específico:* altas densidades ocasionam menores vazões volumétricas e assim, menores quedas de pressão nos trocadores de calor. E ainda, requerem equipamentos menores comparado às mesmas potências (SCAGNOLATTO, 2020).
- *Inclinação da curva no diagrama Temperatura versus Entropia:* No diagrama T-s, a curva de vapor saturado do fluido deve ser próxima da vertical para que seja evitado superaquecimento excessivo na saída da turbina, configurando uma grande perda exergética (PEREIRA, 2017).
- *Estabilidade térmica do fluido:* a maioria dos fluidos orgânicos fica inoperante acima de altas temperaturas para aplicação em Ciclos Rankine Orgânicos pois são passíveis de decomposição química (QUOILIN et al., 2013). De acordo com alguns estudos, a estabilidade térmica é um parâmetro essencial de projeto. É um

parâmetro difícil de ser determinado em valor absoluto, embora a maioria dos fluidos orgânicos fica inutilizável acima dos 350 e 400°C (INVERNIZZI e BONALUMI, 2017).

- *Baixa viscosidade*: a baixa viscosidade nas fases líquidas e vapor resulta em altos coeficientes de transferência de calor e baixas perdas por atritos nos trocadores de calor (QUOILIN et al., 2013).
- *Nível de segurança*: os níveis de toxicidade e inflamabilidade são considerados importantes na escolha do fluido. O GHS (Sistema Globalmente Harmonizado de Classificação e Rotulagem de Produtos Químicos) classifica os fluidos em grupos de segurança e toxicidade em Categoria 1 até Categoria 5, sendo os de melhor escolha, ou seja, menos perigosos, as categorias mais altas.
- *Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP)*: ODP dos refrigerantes atuais é muito próximo de zero ou são nulos.
- *Boa disponibilidade e baixo custo*: fluidos mais fáceis de serem encontrados no mercado da indústria química, como os hidrocarbonetos, por exemplo.

A Tabela 3 apresenta as características básicas de cada classe de fluidos e deixa evidente a dificuldade de escolha de um ótimo fluido de trabalho. Determinados autores, inclusive, têm pontos de vista diferentes sobre a escolha. Isso pode ser explicado por alguns fatores, visto que cada projeto tem uma finalidade a cumprir:

- Alguns estudos consideram os pontos ambientais, inflamabilidade e toxicidade, enquanto outros ignoram esse ponto.
- Diferentes faixas de temperatura de trabalho provocam diferentes pontos de vista com a escolha do fluido.
- Os objetivos de otimização dependem da aplicação alvo do projeto. Em plantas CSP (Concentradores solares ou *Concentrated Solar Power*, em inglês) ou aplicações CHP (Calor e energia combinados, do inglês *Combined Heat & Power*),

por exemplo, a eficiência do ciclo é mais importante e tende a ser maximizada, já em aplicações WHR (*Waste Heat Recovery, em português Recuperação de calor residual*), a potência de saída, w_{sai} , deve ser maior (QUOILIN et al., 2013).

Tabela 3: Características de uso para cada classe de fluido

Classe do fluido	Características
CFCs e HCFCs	<ul style="list-style-type: none"> • Propriedades termodinâmicas desejáveis • Inertes, estáveis e não inflamáveis • Danificam a camada de ozônio • São gases intensificadores de efeito estufa
HFCs	<ul style="list-style-type: none"> • Propriedades termodinâmicas desejáveis • Inertes, estáveis e não inflamáveis • São gases intensificadores de efeito estufa
Hidrocarbonetos	<ul style="list-style-type: none"> • Propriedades termodinâmicas desejáveis • Preocupações com inflamabilidade
Perfluorcarbonos	<ul style="list-style-type: none"> • Extremamente inertes e estáveis • Moléculas extremamente complexas • Termodinamicamente indesejáveis
Siloxanos	<ul style="list-style-type: none"> • Atrativos por um conjunto de características (toxicidade e inflamabilidade baixas, massa molecular elevada, uso prolongado como transportador de calor de alta temperatura) • Geralmente disponíveis como misturas, não como fluidos puros • Condensação e evaporação isobáricas não são isotérmicas e exibem certa variação
Éteres	<ul style="list-style-type: none"> • Preocupações com toxicidade e inflamabilidade • Termodinamicamente indesejáveis
Álcoois	<ul style="list-style-type: none"> • Preocupações com inflamabilidade • Solúveis em água • Termodinamicamente indesejáveis
Inorgânicos	<ul style="list-style-type: none"> • Abundantes e baratos • Baixo impacto ambiental • Apresentam alguns problemas operacionais

Fonte: (SCAGNOLATTO, 2020)

Por fim, conclui-se que a escolha do fluido é muito peculiar e varia de acordo com seus projetos e objetivos. Não existe fluido de trabalho ideal. Na aplicação, deve-se selecionar o fluido que possuir o maior número de vantagens para a realização do projeto e seus interesses (SOTOMONTE, 2015).

3 METODOLOGIA

3.1 ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO PARA ANÁLISE

Como observado na seção 2.2.2 Seleção do Fluido de trabalho, os critérios para seleção dos fluidos de trabalho são dos mais variados e ao mesmo tempo, controversos. Entretanto, um compilado de critérios foi selecionado a fim de encontrar fluidos que atendam à maioria deles:

- Fluidos secos, isto é, fluidos com $\theta < 87^\circ$;
- Fluidos com categorias de toxicidade e inflamabilidade de acordo com GHS (Sistema Globalmente Harmonizado de Classificação e Rotulagem de Produtos Químicos);
- Fluidos com temperatura e pressão crítica na faixa dos patamares do ciclo estudado;
- Preferência aos hidrocarbonetos por apresentarem uma estrutura molecular mais simples e serem de baixo custo;
- Fluidos com propriedades distintas para comparação;
- Fluidos puros presentes no software utilizado para análise.

3.2 MODELAGEM DO CICLO

3.2.1 Premissas do Ciclo

Antes de uma análise mais profunda dos equacionamentos e software utilizados, é importante ressaltar que algumas premissas foram criadas para a modelização do Ciclo Rankine Orgânico. A vazão do fluido de trabalho, m_{ft} , é uniforme durante todo o processo e para simplificação do problema, não foram considerados perdas de cargas nas tubulações. Por isso P_1 é igual a P_4 e P_2 equivale à P_3 . Os processos na turbina e na bomba apresentam ineficiências de trabalho, portanto, vale ressaltar que o ciclo ORC considerado no presente projeto, é um ciclo real.

Por fim, algumas condições de projeto já foram estabelecidas, visto que o trabalho se torna necessário para modelizar um problema real. Logo, as temperaturas máximas e mínimas do ciclo são conhecidas, T_Q e T_F respectivamente, bem como a potência gerada pela turbina, \dot{W}_t , no modelo do ORC.

3.2.2 REFPROP Versão 8.0

O software utilizado para a modelagem do Ciclo Rankine Orgânico foi o REFPROP 8.0, um acrônimo para “*Reference Fluid Properties*” (Propriedades do fluido de referência). Esse programa foi desenvolvido pelo Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia e fornece tabelas, gráficos das propriedades termodinâmicas e de transporte de fluidos industrialmente importantes, com ênfase em refrigerantes e hidrocarbonetos. O programa aplica três modelos para as propriedades termodinâmicas de fluidos puros: equações de estado explícitas na energia de Helmholtz, o modificado Equação de estado de Benedict-Webb-Rubin e um modelo de estados correspondentes estendidos (ECS) (NIST, Refprop, 2018). O software inclui unidades das propriedades no sistema SI padrão ou inglesas e é possível a modificação das mesmas em qualquer momento para atender melhor aos cálculos, tabelas e gráficos.

3.2.2.1 Substância de trabalho

O tipo de fluido pode ser escolhido ou definido no Menu de Substâncias. As opções são fluidos puros, pseudo fluidos puros, mistura de fluidos predefinida e um espaço para definir novas misturas, onde pode-se criar uma nova mistura contendo de 2 à 20 fluidos disponíveis no REFPROP. O fluido atual utilizado sempre será indicado na aba central do programa e suas propriedades termodinâmicas principais estão disponíveis na aba INFO na seleção dos fluidos, como por exemplo, massa molar e temperatura crítica, como exemplificado na Figura 10, em que as propriedades do fluido Hexano são apresentadas.

hexane - CH₃-4(CH₂)-CH₃ (CAS# 110-54-3)

Molar mass	Triple pt. temp.	Normal boiling pt.	Gas phase dipole at NBP
86,175 kg/kmol	-95,32 °C	68,71 °C	0,07 debye

Critical Point			
Temperature	Pressure	Density	Acentric factor
234,67 °C	3034, kPa	233,18 kg/m ³	0,299

Range of applicability			
Minimum temp.	Maximum temp.	Maximum pressure	Maximum density
-95,32 °C	326,85 °C	100000, kPa	762,65 kg/m ³

NIST Rec: FEQ short Helmholtz equation of state for hexane of Span and Wagner (2003).

LITERATURE REFERENCE
Span, R. and Wagner, W.
"Equations of State for Technical Applications. II. Results for Nonpolar Fluids,"
Int. J. Thermophys., 24(1):41-109, 2003.

The uncertainties of the equation of state are approximately 0.2% (to 0.5% at high pressures) in density, 1% (in the vapor phase) to 2% in heat capacity, 1% (in the vapor phase) to 2% in the speed of sound, and 0.2% in vapor pressure, except in the critical region.

Equation of State Viscosity Thermal Conductivity
Surface tension Melting Line Sublimation Line

OK Cancel Print Copy Copy All

Figura 10: Informações Termodinâmicas do Hexano no REFPROP

Fonte: (REFPROP 8.0)

3.2.2.2 Cálculo de pontos na curva de saturação no equilíbrio de fases

Os pontos do ORC na curva de saturação podem ser obtidos na aba Calcular Pontos de Saturação (no equilíbrio). Uma tabela em branco aparecerá e por serem pontos dentro da curva do diagrama T-s e em fase de equilíbrio necessitam apenas de uma propriedade termodinâmica informada para os outros pontos serem calculados, como por exemplo, temperatura ou pressão. Quando uma informação termodinâmica é fornecida e o preenchimento da tabela é feito, pontos como Entalpia Líquida e Entalpia de Vapor são fornecidos, assim como, Entropia Líquida e de Vapor. A análise e observação para as fases dos pontos no ciclo ORC é extremamente importante para validação dos outros dados e pontos da curva.

3.2.2.3 Cálculo de pontos em estados especificados

Os outros pontos fora da curva de saturação podem ser encontrados no REFPROP na aba Calcular Pontos de Estados Especificados. Ao contrário dos pontos de saturação, nessa tabela, duas informações termodinâmicas são necessárias para o programa entregar os resultados da tabela nesse ponto. No trabalho apresentado, como visto na seção 3.2.1 Premissas do Ciclo, certas condições iniciais de projeto foram estabelecidas e utilizadas como pontos da tabela de Pontos de Estado Especificados, como entropia e pressão.

3.2.2.4 Plotagem dos diagramas Termodinâmicos

Muitos diagramas podem ser gerados no REFPROP, apenas especificando o fluido de trabalho e algumas faixas de trabalho das propriedades termodinâmicas, entre eles estão:

- Temperatura vs. Entalpia
- Temperatura vs. Entropia
- Temperatura vs. Densidade
- Pressão vs. Entalpia
- Pressão vs. Densidade
- Pressão vs. Temperatura
- Exergia x Entalpia

Para o trabalho apresentado, é de extrema importância o diagrama Temperatura x Entropia para analisar o comportamento do Ciclo Rankine do fluido orgânico utilizado, seus pontos do ciclo e suas isobáricas nos patamares de pressão.

A Figura 11 ilustra de forma resumida, algumas das funções do REFPROP discutidas até agora para o fluido refrigerante R134a.

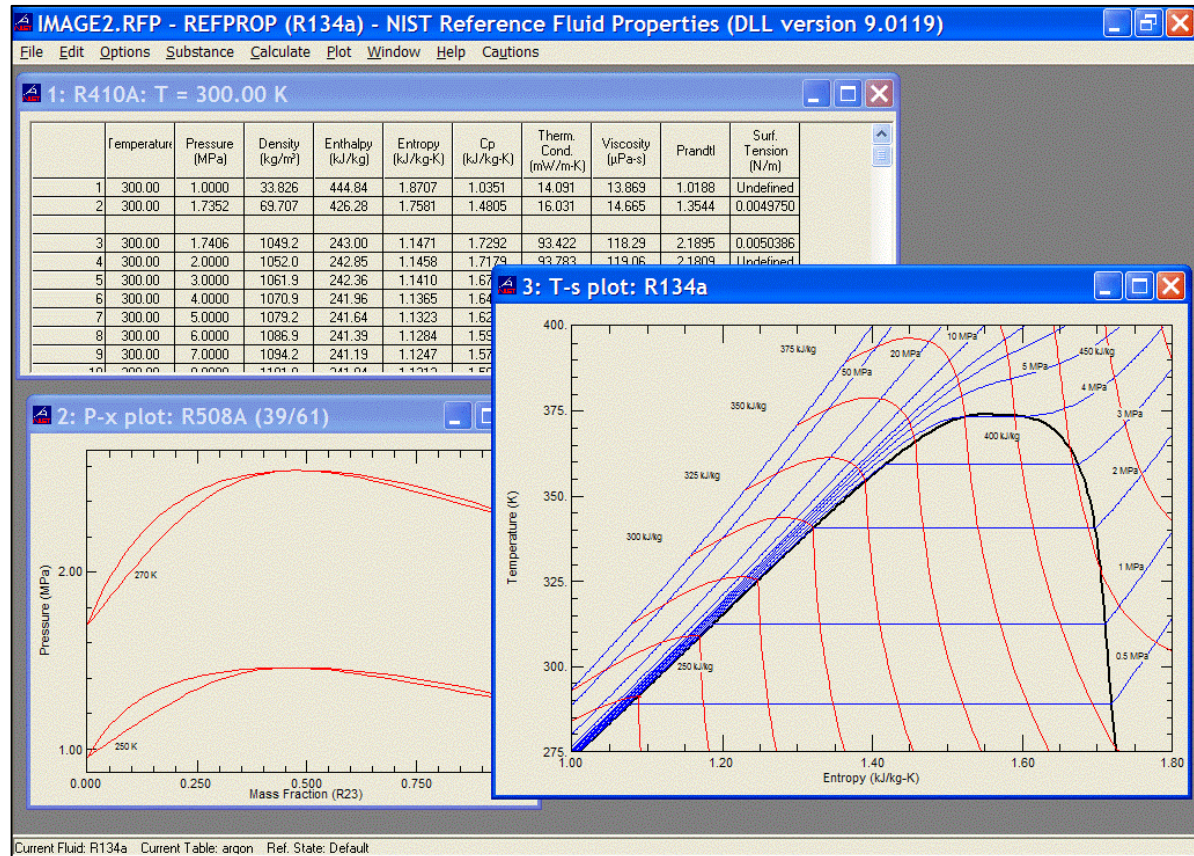


Figura 11: Funções do REFPROP para o fluido R134a

Fonte: (NIST, REFPROP)

3.2.3 Equacionamento do Ciclo

O equacionamento do Ciclo Rankine Orgânico nesse trabalho é baseado nos princípios da Equação da Energia e da Equação da Entropia, relacionadas à Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica respectivamente, aplicadas em cada componente do ciclo (BORGNAKKE E SONNTAG, 2013) e também, baseado no método presente em (TCHANKE et al, 2009). As equações estão resumidas a seguir.

Rendimento na Turbina e na Bomba:

$$\eta_{mT} = \frac{w_t}{h_3 - h_{4s}} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.1)$$

O termo η_{mT} é o rendimento no qual a turbina vai operar no ciclo, representando a porcentagem de trabalho que é desperdiçada no ciclo devido às perdas por fricção de engrenagens que conectam as turbinas ao rotor do gerador.

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{w_b} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (3.2)$$

A eficiência da bomba η_b identifica as perdas do motor da bomba ao transformar energia elétrica em trabalho mecânico.

Os índices r e s das entalpias na saída da turbina e da bomba representam a entalpia real e ideal, na devida ordem.

Bomba:

$$w_b = \frac{1}{\eta_b} \int_1^2 v dp = \frac{v(P_2 - P_1)}{\eta_b} \quad (3.3)$$

O w_b é a quantidade de trabalho consumido pela bomba durante a mudança de pressão do fluido de forma isentrópica, expresso em kJ/kg .

Caldeira:

$$q_H = (h_3 - h_{2r}) \quad (3.4)$$

A quantidade de calor entregue pela fonte de quente, da planta CSP, para o fluido de trabalho é q_H , também expressa em kJ/kg .

Turbina:

$$w_t = |h_3 - h_{4r}| \quad (3.5)$$

O trabalho produzido na turbina durante a expansão do fluido, diminuindo o patamar de pressão do ciclo, de forma isentrópica em kJ/kg , é conhecido como w_t .

Condensador:

$$q_L = (h_{4r} - h_1) \quad (3.6)$$

A quantidade de calor que o condensador precisa retirar do fluido de trabalho no Ciclo Rankine, em kJ/kg , é q_L .

Vazão do fluido de trabalho:

$$\dot{m}_{ft} = \frac{1}{w_{liq}} = \frac{1}{q_H - q_L} \quad (3.7)$$

A quantidade de fluido que escoar através do ciclo num determinado espaço de tempo é conhecida como a vazão do ciclo, \dot{m}_{ft} , determinada em kg/s . As equações (3.8) e (3.9) são releituras das equações (3.3) e (3.5), multiplicadas pela vazão com o objetivo de encontrar os valores de potência do ciclo em kW .

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ft} * |h_3 - h_{4r}| \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ft} * v * |P_2 - P_1|}{\eta_b} \quad (3.9)$$

Eficiência Térmica:

$$\eta_{term} = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = \frac{(w_t - w_b)}{q_H} \quad (3.10)$$

A eficiência térmica que considera o balanço de energia do ciclo, em outras palavras, a Primeira Lei da Termodinâmica, não considerando a diferença qualitativa específica entre calor e a potência mecânica.

Eficiência Exergética:

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{term}}{1 - T_F/T_Q} \quad (3.11)$$

A eficiência exergética, η_{ex} , agrega as limitações da Segunda Lei da Termodinâmica para conversão de calor em trabalho mecânico (SANTOS, 2018).

4 ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1 CONDIÇÕES INICIAIS DO PROJETO

Algumas condições iniciais de trabalho foram impostas para a execução das análises dos ciclos ORC, por se tratar de um problema real debatido em Santos, 2018. Um desses encargos é a potência útil do ciclo permanecer à 5 kW visto que esse é o objetivo operacional do protótipo da planta CSP estudada nesse trabalho. Outros pontos fixados foram a temperatura mínima do modelo a 60°C e as ineficiências da bomba e da turbina, oriundas da análise de Tchanche (2009).

Entretanto, algumas releituras das características de operação e faixas de propriedades termodinâmicas foram realizadas. A temperatura máxima do projeto, visando atender às demandas atuais, foi fixada em 180°C e posteriormente, realizou-se um estudo à 200°C para verificar o comportamento dos fluidos em situações em que o projeto da CSP alcançasse uma maior temperatura. Em contrapartida, limites de pressão máxima do ciclo não foram estabelecidos previamente.

A Tabela 4 abrange todos os critérios e condições iniciais de projeto utilizados no presente trabalho.

Tabela 4: Condições iniciais do Projeto

Temperatura Máxima	180°C - 200°C
Temperatura Mínima	60°C
Potência gerada	5 kW
Eficiência da turbina	0,63
Eficiência da bomba	0,80

Fonte: Elaborada pela Autora

4.2 FLUIDOS DE TRABALHO SELECIONADOS

De acordo com os critérios listados na seção 3.1 Escolha do Fluido de Trabalho para análise, uma seleção de fluidos de trabalho foi estabelecida visando os melhores resultados. Apenas hidrocarbonetos foram selecionados para evitar custos altos de implementação por conta de suas estruturas moleculares mais simples e baixo custo dos mesmos (IDE, 2019).

Os fluidos isentrópicos e molhados foram retirados desde o primeiro momento do estudo por terem curvas de vapor de saturação negativas, no caso do fluido úmido, ou aproximadas por uma reta como nos fluidos isentrópicos, levando assim, a presença de gotículas nas fases posteriores da expansão (QUOILIN et al., 2013). Portanto, apenas fluidos secos foram selecionados pelo superaquecimento na entrada da turbina, evitando danos a esse componente.

Por fim, dois últimos critérios iniciais da escolha dos fluidos foram a Temperatura e Pressão Crítica dos mesmos estarem na faixa operante do ORC ou preferencialmente, acima dela, para suportar as temperaturas e pressões em todos os processos do ciclo (MORAES, 2017).

A Tabela 5 reúne os fluidos escolhidos para a análise do Ciclo Rankine Orgânico neste trabalho.

Tabela 5: Hidrocarbonetos selecionados para análise

Fluido Orgânico	Temperatura Crítica (K)	Pressão Crítica (kPa)	Θ	Viscosidade (cP)
n-Heptano	540,15	2737	77,6	0,40
Tolueno	591,8	4106	81,1	0,58
n-Octano	568,55	2497	80,1	0,54
n-Pentano	464,78	3529	70,2	0,23

Fonte: Elaborada pela Autora

4.3 CICLOS RANKINE ORGÂNICOS E SUAS EFICIÊNCIAS

Na seção presente, cada fluido orgânico é estudado e analisado seguindo os princípios da seção 3.2 Modelagem do Ciclo e utilizando os dados de entrada do ORC vistos em 4.1 Condições iniciais do projeto.

4.3.1 n-Heptano

O primeiro fluido analisado neste trabalho é justamente o fluido estudado por Santos (2018), o n-Heptano. Entretanto, neste caso é modelado o ciclo para uma nova temperatura máxima de projeto (180°C ao invés de 201,15°C).

Assim, considerando a temperatura máxima na saída da caldeira no estado de vapor saturado a 180°C, a partir do REFPROP são identificados cada ponto do ciclo

ORC. A Tabela 6 compreende os valores encontrados para cada processo do ciclo e a Figura 12 expõe o Diagrama T-s para o Heptano.

Tabela 6: Pontos ORC Heptano com $T_{\text{máx}} 180^{\circ}\text{C}$

Ponto	Descrição	$T(^{\circ}\text{C})$	$P(\text{kPa})$	$h(\text{kJ/kg})$	$v(\text{m}^3/\text{s})$
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	28,04	-94,82	0,001540
2	Saída bomba - entrada na caldeira	60,19	684,66	-93,81	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	180	684,66	471,17	
4	Saída turbina - entrada no condensador	120,66	28,04	366,77	

Fonte: Elaborada pela Autora

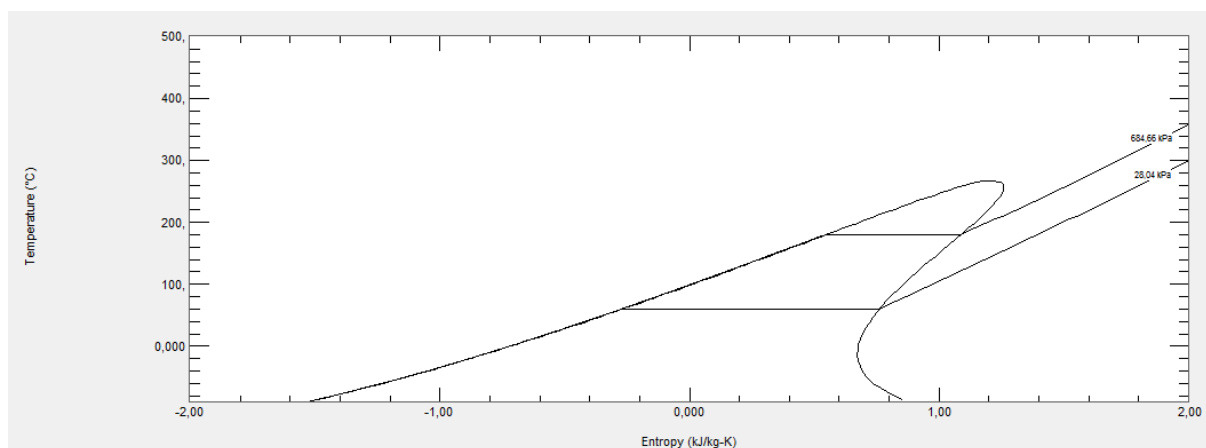


Figura 12: Diagrama T-s Heptano

Fonte: Elaborada pela Autora no REFPROP 8.0

O ciclo real de potência diverge do ciclo de Rankine ideal em virtude das irreversibilidades em vários componentes, como atrito do fluido e perda de calor para vizinhança. Além do mais, as irreversibilidades que ocorrem na bomba e na turbina são de extrema importância. Uma bomba exigirá maior consumo de trabalho e uma turbina produzirá menos trabalho por conta das suas ineficiências (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013).

O REFPROP calcula o ciclo ideal orgânico, sem considerar essas ineficiências que mudam as condições da bomba e da turbina. O próximo passo é identificar os pontos reais para continuar o estudo do fluido n-Heptano no ciclo.

Esses desvios do ciclo ideal podem ser calculados de acordo com as equações (3.1) e (3.2), substituindo os valores encontrados na Tabela 6. Com isso, tem-se que

as entalpias reais do ORC n-Heptano, de acordo com as ineficiências da turbina e da bomba, são respectivamente:

$$h_{4r} = - (0,63 * (471,17 - 366,77)kJ/kg - 471,17kJ/kg) = 405,40 kJ/kg$$

$$h_{2r} = \frac{(-93,81 - (-94,82) kJ/kg) + (0,8 * (-94,82) kJ/kg)}{0,8} = -93,55 kJ/kg$$

Aplicando os valores encontrados para as entalpias reais do sistema, em conjunto com os valores anteriormente determinados em Tabela 4 e Tabela 6 , nas equações (3.3), (3.4), (3.5), (3.6), (3.7) e (3.9), obtiveram-se os seguintes resultados:

$$w_b = 0,001540 m^3/kg * \frac{(684,66 - 28,04)kPa}{0,8} = 1,26 kJ/kg$$

$$q_H = (471,17 - (-93,55)) kJ/kg = 564,72 kJ/kg$$

$$w_t = (471,17 - 405,40) kJ/kg = 65,77 kJ/kg$$

$$q_L = (405,40 - (-94,82)) kJ/kg = 500,22 kJ/kg$$

$$\dot{m}_{ft} = \frac{5 kW}{(564,72 - 500,22) kJ/kg} = 0,078 kg/s$$

$$\dot{W}_b = (65,77)kJ/kg * 0,078 (kg/s) = 0,098 kW$$

Analisando agora as eficiências térmicas e exergeticas do ciclo ORC com Heptano como fluido de trabalho à 180°C, obtém-se o seguinte resultado para as equações (3.10) e (3.11).

$$\eta_{term} = \frac{(564,72 - 500,22)kJ/kg}{564,72 kJ/kg} = 11,42 \%$$

$$\eta_{ex} = \frac{11,42}{1 - (60 + 273,15)K/(180 + 273,15)K} = 43,13\%$$

A etapa seguinte com relação ao Heptano, foi regular os resultados do fluido obtidos em Santos (2018) a uma temperatura de 200°C, conforme Tabela 7.

Tabela 7: Pontos ORC Heptano com T_{máx} 200°C

Ponto	Descrição	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m ³ /s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	28,04	-94,82	0,001540
2	Saída bomba - entrada na caldeira	62,28	980,41	-93,35	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	200	980,41	508,41	
4	Saída turbina - entrada no condensador	131,53	28,04	389,68	

Fonte: Elaborada pela Autora

A fim de simplificar os processos e a leitura, os resultados das equações (3.4), (3.6), (3.7), (3.9), (3.10) e (3.11) do fluido para o novo patamar de temperatura são exibidos na Tabela 8 em sua devida ordem, compilados com as soluções encontradas no ciclo ORC à 180°C.

Tabela 8: Resultados Termodinâmicos do Heptano com comparativo nas Temperaturas máximas do ciclo em 180°C e 200°C

Resultados Termodinâmicos	Temperatura 180°C	Temperatura 200°C
q_H (kJ/kg)	564,72	601,40
q_L (kJ/kg)	500,22	528,43
\dot{m}_{ft} (kg/s)	0,078	0,069
\dot{W}_b (kW)	0,098	0,12
η_{term} (%)	11,42	12,13
η_{ex} (%)	43,13	41,00

Fonte: Elaborada pela Autora

Um ponto importante a ser considerado, nos dois resultados expostos, é a pressão de trabalho no condensador muito mais baixa que a pressão atmosférica, podendo ser um ponto negativo para o escopo do projeto. Percebe-se também que ao aumentar a temperatura de trabalho, a eficiência térmica melhora, ao contrário da eficiência exergética, que diminui na segunda análise. Tal como a vazão do fluido de trabalho que também diminuiu com uma temperatura do ciclo maior. Os dados de eficiência, conforme afirmado em Santos (2018), foram muito superiores aos valores

mínimos propostos por Thanche (2009) na subseção 2.2.2 Seleção do Fluido de trabalho.

Os critérios de estabilidade térmica do fluido, ainda que muito importante para os projetos de ciclo ORC, não foram levados em conta no presente trabalho visto que as temperaturas máximas do ciclo não se aproximam da faixa de temperatura de 350 a 400°C conforme apontado por (INVERNIZZI e BONALUMI, 2017), como patamares de temperatura inoperantes dos fluidos orgânicos.

4.3.2 Tolueno

O segundo fluido de trabalho escolhido foi o Tolueno, também conhecido como metil benzeno, por possuir temperatura e pressão crítica mais altas que o n-Heptano. Os valores elevados desses atributos termodinâmicos são um ponto interessante para avaliar conforme debatido na seção 2.2.2 Seleção do Fluido de trabalho. Essa necessidade de análise se dá por conta dos significativos e divergentes debates sobre a real influência dos valores de temperatura e pressão críticas no ORC. Por isso, a ideia principal em trazer o Tolueno como fluido orgânico visa, além de encontrar um melhor fluido de trabalho, ainda, confirmar a vantagem ou desvantagem na utilização de fluidos com altas temperaturas e pressões críticas ao escopo do projeto de potência útil de 5kW e temperatura máxima fixada de 200°C.

Repetindo os procedimentos do n-Heptano, os pontos do ciclo ORC ideal para o Tolueno na temperatura de 180°C são apresentados em Tabela 9 e ainda, seu diagrama T-s com os patamares de pressão encontrados na análise é mostrado na Figura 13.

Tabela 9: Pontos ORC Tolueno com T_{máx} 180°C

Ponto	Descrição	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m ³ /s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	18,54	-96,67	0,001206
2	Saída bomba - entrada na caldeira	60,13	517,19	-96,07	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	180	517,19	457,71	
4	Saída turbina - entrada no condensador	93,60	18,54	340,45	

Fonte: Elaborada pela Autora

Os pontos reais das entalpias no ponto 2 e 4, assim como na seção anterior, são encontrados por meio das ineficiências da turbina e da bomba. Tem-se assim que, para o ciclo real:

$$h_{4r} = 383,84 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2r} = -95,92 \text{ kJ/kg}$$

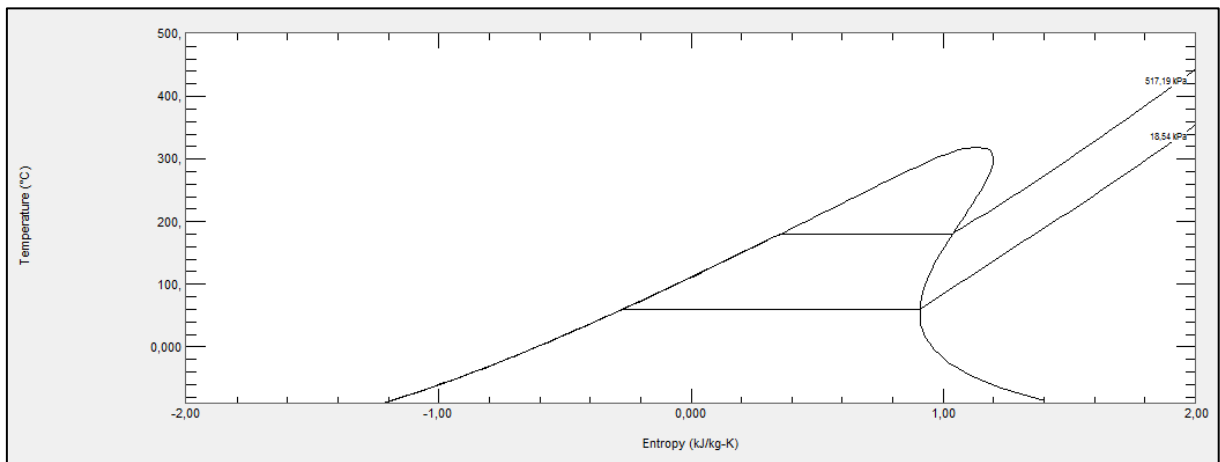


Figura 13: Diagrama T-s Tolueno

Fonte: Elaborada pela Autora no REFPROP 8.0

É notório com o diagrama T-s do Tolueno, perceber que o fluido apresenta uma área maior acima do patamar de pressão de 517,19 kPa. Isto indica que caso, o fluido trabalhe a temperaturas maiores, ainda não chegará perto de sua temperatura crítica. Por isto, a avaliação do fluido ainda a 200°C continua se mostrando útil para estudo, uma vez que não atingirá ainda seus pontos limites do gráfico. Os resultados são expostos como mostrado na Tabela 10 e junto deles, as soluções de suas entalpias de saída da turbina e de saída da bomba reais.

Tabela 10: Pontos ORC Tolueno com $T_{\text{máx}} 200^{\circ}\text{C}$

Ponto	Descrição	T($^{\circ}\text{C}$)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m^3/s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	18,54	-96,67	0,001206
2	Saída bomba - entrada na caldeira	60,19	750,13	-95,79	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	200	750,13	486,19	
4	Saída turbina - entrada no condensador	102,19	18,54	352,63	

Fonte: Elaborada pela Autora

$$h_{4r} = 402,05 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2r} = -95,57 \text{ kJ/kg}$$

Seus resultados para as equações (3.4), (3.6), (3.7), (3.9), (3.10) e (3.11) são exibidas na Tabela 11 para aferir as soluções encontradas.

Tabela 11: Resultados Termodinâmicos do Tolueno com comparativo nas Temperaturas máximas do ciclo em 180°C e 200°C

Resultados Termodinâmicos	Temperatura 180°C	Temperatura 200°C
q_H (kJ/kg)	553,63	581,75
q_L (kJ/kg)	480,51	498,71
m_{ft} (kg/s)	0,068	0,060
\dot{W}_b (kW)	0,05	0,06
η_{term} (%)	13,21	14,27
η_{ex} (%)	49,87	48,24

Fonte: Elaborada pela Autora

Conforme esperado e apontado por Scagnolatto (2020), fluidos com maiores temperaturas críticas evidenciam pressões de saturação menores, principalmente na condensação. No heptano a pressão no condensador já era muito abaixo da atmosférica e após o ensaio para o Tolueno, obteve-se pressões ainda menores, o que não agrada por favorecerem a infiltração de gases que não condensarão no sistema (QUOILIN et al, 2013). Os índices de viscosidade do Tolueno são maiores quando comparado ao do n-Heptano, aumentando as quedas de pressão e minimizando a transferência de calor por convecção (ROQUETTE, 2017).

No entanto, as eficiências térmicas e exergéticas do ciclo foram maiores para o Tolueno, sendo um dos pontos mais promissores para a escolha do fluido de trabalho em ciclos de potência. Os valores acompanharam o mesmo padrão dos apresentados pelo Heptano, aumentando a eficiência térmica diretamente com a temperatura máxima e reduzindo a exergética com o aumento da temperatura. O trabalho da bomba no Tolueno decaiu pela metade, se comparado às mesmas condições do primeiro fluido, o que é de grande valia para a implementação do projeto nas condições reais.

4.3.3 n-Hexano

O próximo fluido escolhido foi selecionado visando uma pressão de condensação maior, se aproximando da pressão atmosférica para evitar ao máximo a infiltração de ar no sistema (SCAGNOLATTO, 2020), e mais ainda, tentar manter eficiências térmicas e exergéticas melhores para suprir da melhor maneira os objetivos de projeto. Por isso, um fluido com temperatura crítica menor comparado aos anteriores foi selecionado: o Hexano.

A partir das condições de projeto impostas, mais uma vez, o REFPROP foi usado para encontrar os pontos ideais do ciclo ORC para o Hexano. Os resultados estão expostos nas Tabela 12 e Figura 14 considerando as temperaturas máximas na saída da caldeira, em vapor saturado, a 180°C.

Tabela 12: Pontos ORC Hexano com T_{máx} 180°C

Ponto	Descrição	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m ³ /s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	76,42	-21,21	0,001609
2	Saída bomba - entrada na caldeira	60,43	1299,6	-19,24	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	180	1299,6	527,17	
4	Saída turbina - entrada no condensador	113,59	76,42	425,20	

Fonte: Elaborada pela Autora

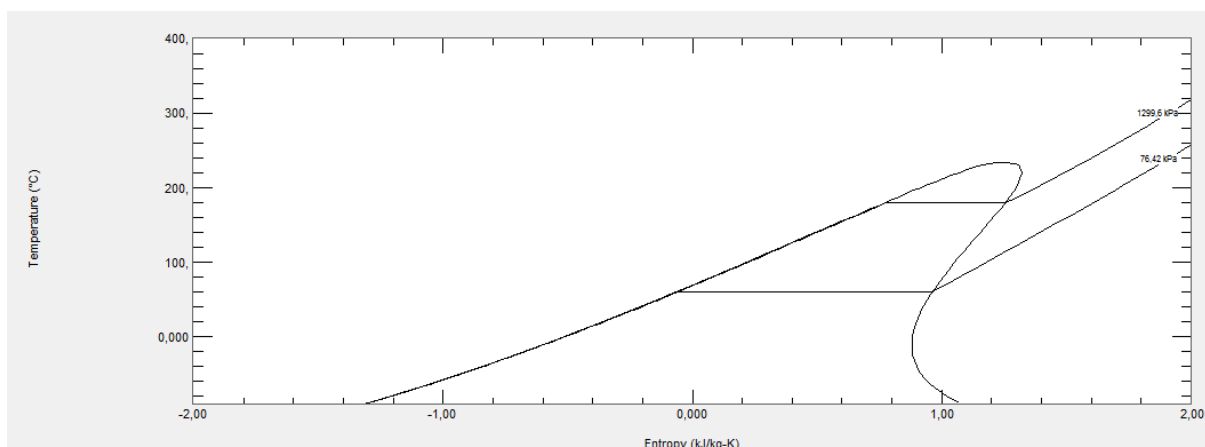


Figura 14: Diagrama T-s Hexano

Fonte: Elaborada pela Autora no REFPROP 8.0

Nesse ponto, fica importante estudar os pontos obtidos antes de automaticamente calculá-los em outro degrau de temperatura. Um dos objetivos impostos para a escolha do Hexano foi a tentativa de encontrar pressões de condensação maiores do que a pressão atmosférica, de 101kPa. Todavia, percebe-se pela Tabela 12, que o propósito não foi alcançado, uma vez que a pressão na entrada e na saída do condensador permanece a 76,42 kPa.

Isto posto, o equacionamento desenvolvido nos fluidos anteriores foi também aplicado ao Hexano para verificar as eficiências térmicas e exergéticas do mesmo. A Tabela 13 compila os valores após todo o procedimento realizado para o hidrocarboneto, de acordo com 3.2.3 Equacionamento do Ciclo.

Tabela 13: Resultados Termodinâmicos do Hexano com Temperatura na saída da caldeira de 180°C

Resultados Termodinâmicos	Temperatura 180°C
q_H (kJ/kg)	545,91
q_L (kJ/kg)	484,14
\dot{m}_{ft} (kg/s)	0,081
\dot{W}_b (kW)	0,20
η_{term} (%)	11,31
η_{ex} (%)	42,73

Fonte: Elaborada pela Autora

Constata-se que outro fundamento para a escolha do fluido não foi atingido. As eficiências termodinâmicas do ciclo ficaram abaixo dos outros fluidos selecionados previamente. Ademais, o trabalho que a bomba realizará praticamente duplicou comparado ao Heptano (trabalho de 0,098 kW) e quadruplicou, quando se compara com o menor trabalho realizado, que é do Tolueno (com seu trabalho de 0,05 kW).

Visto assim, não se tornou benéfico o dimensionamento do ciclo Rankine Orgânico do Hexano a uma temperatura maior, uma vez que os motivos da seleção do fluido continuam não sendo interessantes para a análise.

4.3.4 n-Pentano

Presente em muitos estudos sobre o ciclo Rankine Orgânico, o quarto fluido para análise foi o n-Pentano, ou apenas, Pentano, sendo de fácil obtenção e com baixa viscosidade, tendo baixas perdas de carga nas tubulações, evaporador, condensador e bomba (PEREIRA, 2017). Sua temperatura crítica é a menor dos fluidos obtidos até agora, porém, sua pressão crítica no momento só perde para o Tolueno.

Da mesma forma que os outros fluidos de trabalho, temos, a partir do REFPROP, os pontos do ciclo na Tabela 14 para os valores ideais do ciclo. De antemão, vale ressaltar, ainda falando em termos de temperatura, que o uso do Pentano é inviável a uma temperatura de saída da caldeira a 200°C uma vez que seu ponto crítico está a 191,63°C, conforme exemplificado no diagrama Temperatura versus Entropia, na Figura 15.

Tabela 14: Pontos ORC Pentano com T_{máx} 180°C

Ponto	Descrição	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m ³ /s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	214,54	58,21	0,0017
2	Saída bomba - entrada na caldeira	61	2609,9	62,30	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	180	2609,9	563,18	
4	Saída turbina - entrada no condensador	91,14	214,54	468,57	

Fonte: Elaborada pela Autora

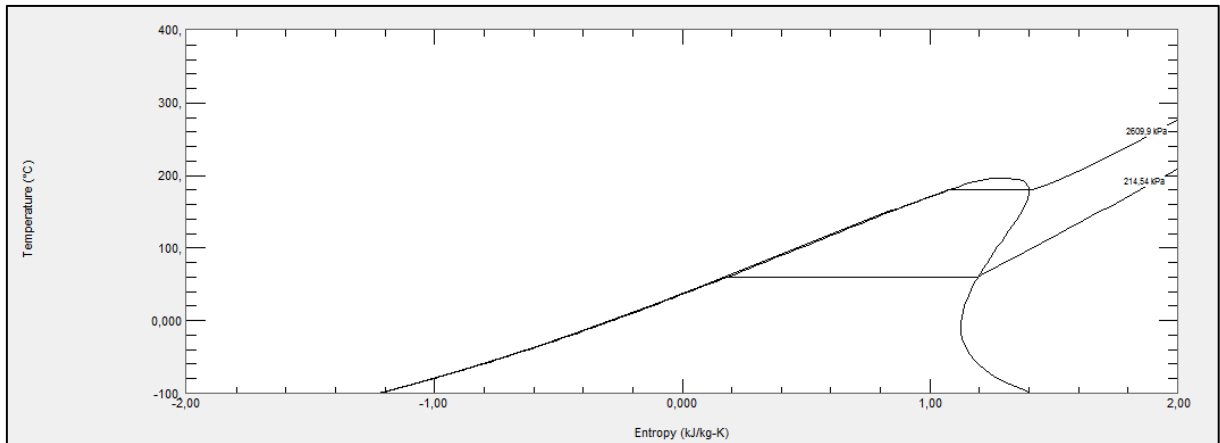


Figura 15: Diagrama T-s Pentano

Fonte: Elaborada pela Autora no REFPROP 8.0

Antes do equacionamento, consegue-se observar que finalmente um fluido escolhido teve a sua pressão de condensação maior do que a atmosférica. Também fica perceptível a alta pressão após o bombeamento do fluido. Esse processo mais delicado pode envolver custos de investimentos maiores para os componentes do ciclo e uma maior atenção de execução, devido a sua maior complexidade (QUOILIN et al., 2013).

A fim de se obter as eficiências do ciclo, as entalpias reais para o ciclo foram calculadas a partir dos dados da Tabela 4, com as ineficiências da bomba e turbina, e da Tabela 14, com os resultados ideais encontrados no REFPROP, utilizando as equações (3.1) e (3.2).

$$h_{4r} = 503,57 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2r} = 63,32 \text{ kJ/kg}$$

Os outros resultados para a metodologia imposta em 3.2.3 Equacionamento do Ciclo estão agrupados na Tabela 15 para melhor visualização e continuação da análise da escolha do pentano para atender à potência útil de 5kW no ciclo ORC.

Tabela 15: Resultados Termodinâmicos do Pentano com Temperatura na saída da caldeira de 180°C

Resultados Termodinâmicos	Temperatura 180°C
q_H (kJ/kg)	499,86
q_L (kJ/kg)	445,36
\dot{m}_{ft} (kg/s)	0,092
\dot{W}_b (kW)	0,47
η_{term} (%)	10,90
η_{ex} (%)	41,17

Fonte: Elaborada pela Autora

Os valores termodinâmicos encontrados para o n-Pentano, apesar de bons para funcionamento no condensador e baixa viscosidade, melhorando as trocas térmicas, não foram satisfatórios na análise do projeto atual. As eficiências foram menores que o Hexano, até então o pior fluido nesse critério de comparação com 11,31% de eficiência térmica e 42,73% de eficiência exergética. Esse fato pode ser justificado pelo Pentano requerer maior aporte de calor da fonte térmica durante o processo de evaporação, já que sua temperatura crítica é mais baixa que a dos outros fluidos (PARIZZI, 2020). Isso contraria a tese debatida em Liu, Chien, Wang (2004) sobre a relação fraca de eficiência e temperatura crítica de trabalho, já que em todos os fluidos estudados até o momento, a temperatura crítica do fluido de trabalho conversou proporcionalmente com suas eficiências termodinâmicas.

Outro ponto desvantajoso na utilização do n-Pentano é o trabalho em kW consumido pelo motor da bomba no decorrer do processo. Se o Hexano já apresentou um trabalho elevado comparado aos outros fluidos, de 0,20 kW, o Pentano praticamente teve um resultado cinco vezes maior, de 0,47 kW.

4.3.5 n-Octano

Por fim, um último fluido foi selecionado estrategicamente com o intuito de aumentar a eficiência do ciclo ORC. Esse fluido de trabalho utilizado foi o Octano, também conhecido como a gasolina, e é um hidrocarboneto considerado fluido seco. Sua temperatura crítica é segunda mais elevada, perdendo apenas para o Tolueno. Contudo, ao contrário da temperatura, sua pressão crítica é a mais baixa quando

comparado aos fluidos estudados previamente, podendo trazer resultados não satisfatórios para as pressões no ciclo, principalmente na condensação.

Seu ciclo ORC é apresentado na Tabela 16, inicialmente a 180°C e ilustrado na Figura 16 para a devida avaliação.

Tabela 16: Pontos ORC Octano com T_{máx} 180°C

Ponto	Descrição	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m ³ /s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	10,45	-164,23	0,0015
2	Saída bomba - entrada na caldeira	60,09	372,53	-163,69	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	180	372,53	411,51	
4	Saída turbina - entrada no condensador	124,66	10,45	305,72	

Fonte: Elaborada pela Autora

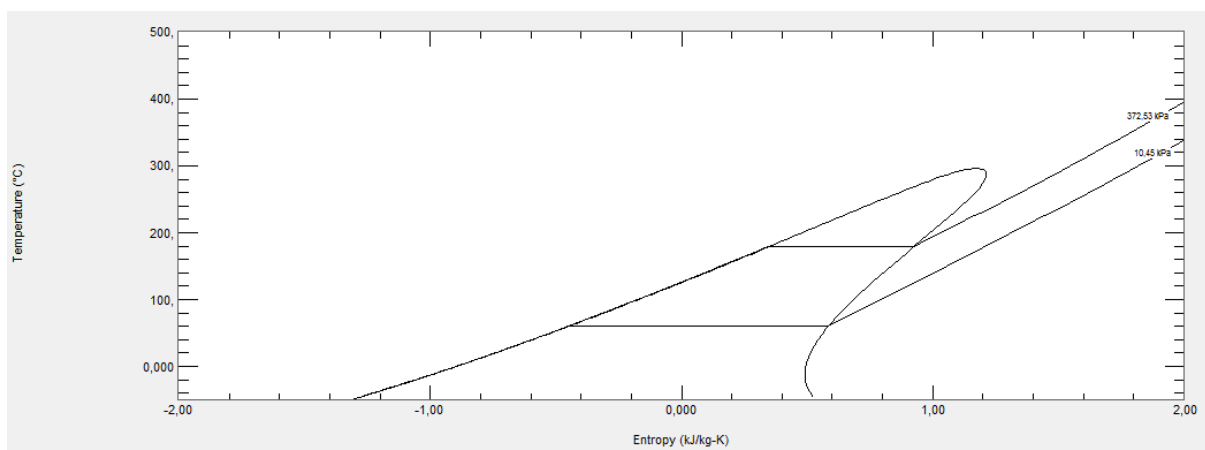


Figura 16: Diagrama T-s Octano

Fonte: Elaborada pela Autora no REFPROP 8.0

Conforme esperado, analisando num primeiro momento, o fluido Octano apresentou desvantagem em relação à pressão na entrada do condensador, sendo menor ainda, que a encontrada no Heptano, de 28,04 kPa, facilitando a entrada de gases não condensáveis no condensador. Mas ainda é interessante avaliá-lo no patamar de temperatura de 200°C pois, embora tenha pressões extremamente baixas comparadas à pressão atmosférica, sua pressão na saída da bomba também é baixa, fator que contribui com os custos da implementação por simplicidades de projeto. E ainda, de acordo com seu diagrama T-s, o fluido não traria problemas ao trabalhar em uma temperatura mais elevada e é facilmente encontrado no mercado para operar no ciclo ORC.

Logo, a análise também a 200°C e os valores obtidos estão agrupados na Tabela 17, assim como os valores reunidos para comparação em Tabela 18.

Tabela 17: Pontos ORC Octano com T_{máx} 200°C

Ponto	Descrição	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	v(m ³ /s)
1	Saída condensador - entrada na Bomba	60	10,45	-164,23	0,0015
2	Saída bomba - entrada na caldeira	60,14	552,24	-163,42	
3	Saída caldeira - entrada na turbina	200	552,24	452,37	
4	Saída turbina - entrada no condensador	136,86	10,45	331,60	

Fonte: Elaborada pela Autora

Tabela 18: Resultados Termodinâmicos do Octano com comparativo nas Temperaturas máximas do ciclo em 180°C e 200°C

Resultados Termodinâmicos	Temperatura 180°C	Temperatura 200°C
q_H (kJ/kg)	575,06	615,60
q_L (kJ/kg)	509,09	540,51
\dot{m}_{ft} (kg/s)	0,076	0,066
\dot{W}_b (kW)	0,051	0,067
η_{term} (%)	11,47	12,20
η_{ex} (%)	43,32	41,21

Fonte: Elaborada pela Autora

Em ponto de vista de eficiência, o fluido Octano obteve a segunda melhor eficiência térmica e exergética do ciclo (abaixo apenas do Tolueno com as eficiências térmicas e exergéticas de 13,21% e 49,87% respectivamente), alcançando o propósito esperado para aumento dessas propriedades termodinâmicas. Relevante perceber ainda, que o trabalho exercido pela bomba é o menor, se igualando ao Tolueno, com 0,051 kW em 180°C e 0,067 kW em 200°C.

Sua viscosidade de 0,54 cP não é a das mais baixas, acarretando menores trocas térmicas do que o Pentano, por exemplo, com a menor viscosidade dos fluidos no patamar de 0,23 cP. Ainda assim, trabalha melhor nas faixas de temperatura estudadas, trazendo mais estabilidade do fluido de trabalho por causa dos pontos críticos maiores.

4.3.6 Resultados termodinâmicos dos fluidos orgânicos selecionados

Reunindo todos os fluidos e valores encontrados para as soluções dos equacionamento proposto em 3.2.3 Equacionamento do Ciclo, obtêm-se as Tabela 19 e Tabela 20 para visualização dos resultados.

Tabela 19: Resultados comparativo do ORC a 180°C

Fluido	P _{máx} (kPa)	P _{mín} (kPa)	\dot{m}_{ft} (kg/s)	\dot{W}_b (kW)	q_H (kJ/kg)	q_L (kJ/kg)	η_{term} (%)	η_{ex} (%)	Viscosidade (cP)
Heptano	684,66	28,04	0,078	0,098	564,72	500,22	11,42	43,13	0,40
Tolueno	517,19	18,54	0,068	0,05	553,63	480,51	13,21	49,87	0,58
Hexano	1299,6	76,42	0,081	0,20	545,91	484,14	11,31	42,73	0,32
Pentano	2609,9	214,54	0,092	0,47	499,86	445,36	10,90	41,17	0,23
Octano	372,53	10,45	0,076	0,051	575,06	509,09	11,47	43,32	0,54

Fonte: Elaborada pela Autora

Tabela 20: Resultados comparativo do ORC a 200°C

Fluido	P _{máx} (kPa)	P _{mín} (kPa)	\dot{m}_{ft} (kg/s)	\dot{W}_b (kW)	q_H (kJ/kg)	q_L (kJ/kg)	η_{term} (%)	η_{ex} (%)	Viscosidade (cP)
Heptano	980,41	28,04	0,069	0,12	601,40	528,43	12,13	41,00	0,40
Tolueno	750,13	18,54	0,060	0,06	581,75	498,71	14,27	48,24	0,58
Octano	552,24	10,45	0,066	0,067	615,60	540,51	12,20	41,21	0,54

Fonte: Elaborada pela Autora

4.4 COMPARAÇÃO DE TOXICIDADE E INFLAMABILIDADE

Essa subseção expõe critérios importantes na escolha do fluido de trabalho, deixando de lado pontos termodinâmicos. O enfoque maior é em classificar as substâncias com relações aos perigos físicos, para saúde e também para o meio

ambiente. Todos os cinco fluidos de trabalho, n-Heptano, Tolueno, n-Hexano, n-Pentano e n-Octano obtiveram seus dados através das suas FISPQs (Ficha de Informação de Segurança de Produtos Químicos) a partir do site da Química Moderna, empresa com mais de 50 anos de experiência no mercado de fabricação e comercialização de produtos químicos e para laboratório (QUÍMICA MODERNA LTDA., 2021). A Identificação de Perigos de cada fluido é baseado na classificação GHS, o Sistema Globalmente Harmonizado de Classificação e Rotulagem de Produtos Químicos, e é destinado aos consumidores dos produtos, aos trabalhadores relacionados ao setor transporte e também, aos que oferecem serviços de emergência (GHS-SGA, 2021).

De acordo com a classificação GHS, todos os fluidos são perigosos podendo ser mortais por ingestão e penetração nas vias respiratórias. No quesito inflamabilidade o Heptano, Tolueno, Hexano e Octano são Categoria 2, significando “Líquido e vapor facilmente inflamáveis”. Já o Pentano, tem a Categoria 1, sendo um “Líquido e vapor extremamente inflamáveis”.

Em termos ambientais, o Heptano e o Octano têm o selo de Categoria 1 para toxicidade aguda e crônica para o ambiente aquático, sendo assim, classificados como muito tóxico para os organismos aquáticos com efeitos duradouros. O Tolueno apresenta Categoria 2 para toxicidade aguda, sendo considerado tóxico, e Categoria 3 para toxicidade crônica, sendo nocivo para organismos aquáticos com efeitos duradouros. O Hexano tem sua avaliação na Categoria 2, tanto para perigo agudo, quanto para o perigo crônico de longo prazo para o ambiente aquático. O n-Pentano não apresenta classificação pela GHS no ponto de vista de toxicidade crônica, entretanto, sua toxicidade aguda se junta a mesma classificação do Tolueno e Hexano, como Categoria 2.

Os riscos para a saúde de todos os fluidos apresentados são reais e preocupantes. Além da probabilidade de morte por ingestão, todos podem provocar sonolência ou vertigens. Contudo, o Tolueno e o Hexano oferecem riscos maiores à saúde humana de acordo com o Sistema Globalmente Harmonizado de Classificação e Rotulagem. Suas FISPQs afirmam que são os suspeitos de afetarem a fertilidade ou o nascituro e ainda, podem afetar os órgãos do sistema nervoso após a exposição prolongada ou repetida, classificados em Categoria 3 e Categoria 2 respectivamente. Agrupando todas as categorias e fluidos, a Tabela 21 é apresentada para o debate.

Tabela 21: Classificação de fluidos analisados de acordo com GHS

Fluidos	Perigo de aspiração	Toxicidade aguda para meios aquáticos	Toxicidade crônica para meios aquáticos	Toxicidade órgãos específicos – exposição repetida	Líquidos Inflamáveis
Heptano	Categoria 1	Categoria 1	Categoria 1	N/A	Categoria 2
Tolueno	Categoria 1	Categoria 2	Categoria 3	Categoria 2	Categoria 2
Hexano	Categoria 1	Categoria 2	Categoria 2	Categoria 1	Categoria 2
Pentano	Categoria 1	Categoria 2	N/A	N/A	Categoria 1
Octano	Categoria 1	Categoria 1	Categoria 1	N/A	Categoria 2

Fonte: Elaborada pela Autora

A interpretação destes resultados apresentados não é uma tarefa tão fácil, uma vez que fluidos que apresentam bons resultados ambientais, como o Tolueno, apresentam resultados preocupantes nos sentidos de toxicidade humana. Tendo isso em vista, um balanço geral é necessário para julgar o hidrocarboneto mais perigoso. O Hexano e o Tolueno foram fluidos de trabalho que mais demonstraram potencial para o perigo em todas as categorias e por isso, ficam sendo extremamente perigosos para uso, dentre os escolhidos.

4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS EXERGÉTICOS

A análise da eficiência exergética realizada em 4.3 Ciclos Rankine Orgânicos e suas eficiências é a reorganizada na Tabela 22, conforme as temperaturas trabalhadas. Os espaços em branco são dos fluidos Hexano e Pentano que, por vários motivos, seja de incapacidade ou por não sua não funcionalidade a certa temperatura, não foram simulados a 200 °C.

Tabela 22: Eficiências exergeticas dos fluidos selecionados nas temperaturas trabalhadas

Fluidos	Eficiência Exergetica – saída da caldeira em 180°C	Eficiência Exergetica – saída da caldeira em 200°C
Heptano	43,13	41,00
Tolueno	49,87	48,24
Hexano	42,73	N/A
Pentano	41,17	N/A
Octano	43,32	41,21

Fonte: Elaborada pela Autora

Baseada na Segunda Lei da Termodinâmica, a análise exergetica localiza e quantifica as irreversibilidades do sistema, proporcionando assim, uma análise mais completa a nível termodinâmico pois possibilita meios de saber em qual ou quais, equipamentos a perda de exergia pode ser minimizada (SOUZA e SANTOS, 2017).

De acordo com os resultados encontrados em (PARIZZI, 2020), uma seleção de fluidos de trabalho, dentre eles, n-Pentano, n-Heptano e o n-Octano, considerando apenas a parcela física da exergia, o condensador tem o maior impacto na taxa de destruição de exergia, que se traduz em lixo energético ou desperdício, com o aumento da pressão na entrada do componente. Trazendo essa análise para o trabalho atual, os fluidos orgânicos com maiores pressões na entrada da turbina são justamente, os fluidos com menores eficiências exergeticas. O Pentano com 41,17% de eficiência da Segunda Lei teve o maior patamar de pressão no condensador, de 214,54 kPa. Já o Tolueno, com a maior eficiência exergetica, tem a menor pressão dos fluidos de trabalho, sub atmosférica, na entrada do condensador de 18,54kPa. Estes resultados são conferidos a reação química e a transferência de calor através das grandes diferenças de temperatura do meio externo que influenciam na troca de calor do fluido de trabalho, tornando o processo irreversível (PARIZZI, 2020).

A diminuição da eficiência exergetica com o aumento da temperatura de vapor saturado pode ser explicada pela maior diferença de temperatura no ciclo. Como em todos os fluidos orgânicos a comparação ocorre nas mesmas faixas de temperaturas, não é interessante analisar os fluidos entre si, mas sim, nos seus próprios resultados a temperatura de 180°C e 200°C. De acordo com o equacionamento demonstrado em 3.2.3 Equacionamento do Ciclo e a equação (3.11) a variação de temperaturas é inversamente proporcional à eficiência exergetica do sistema.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho, analisou o desempenho de diversos fluidos de trabalho orgânicos em um Ciclo Rankine Orgânico real com potência útil de 5kW, a partir das condições iniciais de projeto do protótipo da planta CSP. Com base em fartos critérios de seleção de fluidos orgânicos, cinco hidrocarbonetos foram escolhidos para a análise individual de cada ciclo ORC. O software Refprop versão 8.0 foi primordial para a configuração de cada ciclo ORC assim como, para os diagramas de Temperatura versus Entropia. Posteriormente, foram realizadas as análises de calores e trabalhos através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para cada fluido e seus devidos componentes. Ademais, fatores importantes como inflamabilidade e toxicidade humana e ambiental são analisados e importantes para a escolha do melhor fluido de trabalho, como também, um breve parecer sobre as eficiências exergéticas de cada um.

Atentando para pontos termodinâmicos, a melhor eficiência térmica obtida foi do fluido Tolueno, com 13,21% de eficiência em 180°C e 14,27% com a temperatura de saída da caldeira a 200°C. O fluido que obteve a menor eficiência térmica foi o n-Pentano com 10,9% operando com 180°C na temperatura de vapor saturado. A eficiência exergética dos fluidos de trabalho no ciclo também seguiram a mesma linha da eficiência térmica, sendo os melhores resultados com o Tolueno, 49,87% de eficiência exergética a 180°C, e o menos interessante, o n-Pentano, com um percentual de 41,17%.

No caso do Tolueno e o Octano (segunda maior eficiência exergética, em 43,32%), 50,13% e 56,68%, por essa ordem, do trabalho potencial é desperdiçado durante o processo do ciclo ORC. Importante ressaltar que, apesar de valores altos para o lixo exergético, todos os fluidos atenderam aos critérios estabelecidos em Tchanche (2009) de acordo com o desempenho termodinâmico, no qual a eficiência do sistema deveria atender à eficiência térmica do ciclo acima de 4% e eficiência exergética acima de 15%.

Comparando os fluidos de acordo com toxicidades ambientais e humanas e inflamabilidade, como visto em 4.4 Comparação de toxicidade e inflamabilidade, o Tolueno e Hexano oferecem maiores riscos à saúde na execução deles dentro de um

ciclo Rankine seguindo uma análise de Categorias disponibilizadas pelo Sistema Globalmente Harmonizado de Classificação e Rotulagem de Produtos Químicos.

Conforme visto em 2.2.2 Seleção do Fluido de trabalho, nenhum fluido de trabalho atenderá a todos os critérios e por isso, a escolha do mesmo deve ser feita com um compilado de análises e necessidades. Em relação ao custo, como todos os selecionados foram hidrocarbonetos, a facilidade de mercado e simplicidade dos químicos deixa o sistema mais econômico. No presente trabalho, o fluido que melhor atendeu e se mostrou eficiente em alguns dos critérios, foi o Octano. Apesar de uma pressão de condensação extremamente baixa, de 10,45kPa, o que facilitaria a entrada de gases não condensáveis no condensador, ele demonstra melhores resultados num todo, como valores de eficiências altos para exergia e térmica e menor custo de projeto dos equipamentos pela baixa pressão na saída da bomba também, de 372,53 kPa a 180°C, assim como baixos valores para o trabalho realizado pela bomba, de 0,05kW.

Como sugestão para trabalhos futuros, a metodologia pode ser reaplicada para outros tipos de fluidos de trabalho, como os refrigerantes, por terem baixo Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) ou fluidos isentrópicos. Por outro lado, uma análise de irreversibilidades em cada componente do ciclo pode ser abordada para resultados mais práticos e reais.

6 REFERÊNCIA

ALJUNDI, Isam H. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. *In: Renewable Energy*, Volume 36, Issue 4, Pages 1196-1202, 2011.

BARAL, S. et al. Experimental and thermoeconomic analysis of small-scale solar organic rankine cycle (SORC) system. *In: Entropy*, v. 17, p. 2039 – 2061, 2015

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E.; **Fundamentals of Thermodynamics**, Oitava edição, 2013.

GHS-SGA. [Site institucional.]. **Início**. 2021. Disponível em: <<http://ghs-sga.com/?lang=pt-br>>. Acesso em: 11 de fevereiro de 2021.

IDE, Eduardo Moreira. **Análise comparativa de um Ciclo Rankine Orgânico de acordo com diferentes fluidos de trabalho**. Universidade Federal do Rio de Janeiro – campus Macaé. Macaé, 2019.

INVERNIZZI, Costane Mario; BONALUMI, Davide, Thermal stability of organic fluids for organic Rankine Cycle Systems. *In: Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, Technologies and Applications, Pages 121-152, 2017.

LIU, Bo-tau; CHIEN, Kuo-Hsiang; WANG, Chi-Chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy**. Volume 29, Issue 8, June 2004, Pages 1207-1217.

MACAGNAN, M. H. **Ciclo Orgânico de Rankine (ORC)**, Notas de Aula. Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS. São Leopoldo - RS, 2017.

MORAWSKI, Alexandre Persuhn; SANTOS, José; DONATELLI, João Luiz; MARTINS, Carla Cesar; ARAUJO, Leonardo Rodrigues. **REPOTENCIAÇÃO DE CENTRAIS A DIESEL EQUIPADAS COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: UMA REVISÃO DO ESTADO DA ARTE**,. *In: Oitavo Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás*, Curitiba, 2015.

NIST, **REFPROP Documentation**, Release 10.0, EWL, IHB, MH, MML, 2018.

PARIZZI, Elenice Biassi, **ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO COMBINADO BRAYTON E RANKINE ORGÂNICO**, Universidade Federal de Santa Maria, 2020.

PEREIRA, Tarcisio Meibak Tavares, **ANÁLISE DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO EMPREGANDO PENTANO COMO FLUIDO DE TRABALHO E RESÍDUOS AGRÍCOLAS COMO INSUMO ENERGÉTICO**, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2017.

PUC SP, **Sustentabilidade, Energia Limpa e Acessível**. [Site institucional.]. Disponível em <<https://www.pucsp.br/sites/default/files/download/eventos/bisus/6-energia-limpa-e-acessivel.pdf>>. Acesso em: 14 de dezembro de 2020.

QUÍMICA MODERNA. **Sobre**. [Site institucional.]. Disponível em: <http://www.quimicamoderna.net.br/?page_id=420>. Acesso em: 11 de fevereiro de 2021.

QUOILIN, VAN DEN BROEK, DECALYE, DEWALLEF E LEMORT, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *In: Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, Pages 168-186, 2013.

ROQUETTE, Thadeu Melo, **ANÁLISE DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL UTILIZANDO A CASCA DE ARROZ COMO COMBUSTÍVEL EM UM CICLO RANKINE ORGÂNICO**, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2017.

SANTORO, Antonio, **Propriedades Termodinâmicas**, NOTAS DE AULA. UNISANTA – FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA. Santos - SP. 200-?.

SANTOS, Renata. **CONFIGURAÇÃO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO DE 5 KW E DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE SEU CONDENSADOR**. Universidade Federal do Rio de Janeiro – campus Macaé. Macaé, 2018.

SAUAI, Rodrigo, KOLOSZUL, Ronaldo. **A energia solar que faz o Brasil crescer.**, *In: Cenários Solar*, 2021.

SCAGNOLATTO, Guilherme. **Análise Teórica de Ciclos Rankine Orgânico e Projeto de bancada de testes em pequena escala**, Universidade de São Paulo, 2020.

SILVA, Ricardo A. Ferreira; MORAIS, Willy Ank de. **Estudo da Falha em Palheta de uma Turbina a Vapor Geradora de Energia**. Unisanta Science and Technology, Nova Iorque, v. 6, n. 1, p. 27-34, 6 julho 2017. ISSN ISSN 2317-1316.

SORIA, Rafael Andres Peñafiel. **Proposta Metodológica para Formulação Política para o Desenvolvimento da Tecnologia Hiolermica no Brasil**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

SOTOMONTE, César Adolfo Rodriguez. **Otimização multiobjetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo rankine orgânicos**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

SOUZA, R. J. e SANTOS, C. A. C.. **ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO OPERANDO COM UM CICLO RANKINE ORGÂNICO CONECTADO A UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**, Universidade Federal da Paraíba, 13º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica, 2017.

TCHANCHE, Fankam Bertrand, George Papadakis, Gregory Lambrinos, Antonios Frangoudakis. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *In: Applied Thermal Engineering*, Elsevier, 2009, 29 (11-12), pp.2468. ff10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025ff. ffhal-00528081ff.

WENZEL, Thiago Andrei. **Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2015.