



UNIVERSIDADE FEDERAL DO AMAZONAS  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



LÍDIA AURIANE DE CARVALHO LIMA

**Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico a partir da Biomassa do Açaí  
na Geração de Energia Elétrica**

Manaus  
Fevereiro - 2023

LÍDIA AURIANE DE CARVALHO LIMA

**Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico a partir da Biomassa do Açaí  
na Geração de Energia Elétrica**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Faculdade de Tecnologia da Universidade  
Federal do Amazonas como parte dos requisitos  
necessários para obtenção do título de Bacharel  
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Eng. João Caldas do Lago Neto

Manaus

Fevereiro - 2023

## Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

L732c Lima, Lídia Auriane de Carvalho  
Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico a partir da Biomassa do Açaí na Geração de Energia Elétrica / Lídia Auriane de Carvalho Lima . 2023  
116 f.: il. color; 31 cm.

Orientador: João Caldas do Lago Neto  
TCC de Graduação (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Amazonas.

1. energia alternativa. 2. biomassa. 3. termodinâmica. 4. Ciclo Rankine . 5. energia renovável. I. Lago Neto, João Caldas do. II. Universidade Federal do Amazonas III. Título

# **Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico a partir da Biomassa do Açaí na Geração de Energia Elétrica**

LÍDIA AURIANE DE CARVALHO LIMA

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado à Faculdade de Tecnologia da Universidade Federal do Amazonas como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado por:

---

Prof. Eng. Dr. João Caldas do Lago Neto  
Orientador (Departamento de Engenharia Mecânica /UFAM)

---

Prof. Eng. Pedro Miranda Pereira  
Membro (Departamento de Engenharia Mecânica /UFAM)

---

Prof. Eng. Dr. Frederico Nicolau Cesarino  
Membro Externo (Departamento de Engenharia Mecânica/ ULBRA)

Manaus-AM, \_\_\_\_\_ de fevereiro de 2023.

À toda minha linhagem familiar e aos amigos.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço à Deus que provou pra mim que: ouve as minhas orações, que sou importante e que sou especial neste mundo. Fez, e acredito que continuará fazendo milagres na vida de todos aqueles que têm fé e são de bom coração.

À meus pais Eliza de Carvalho Lima e Luiz Pereira Lima, que sempre me apoiaram e graças à eles tenho uma boa formação pessoal, e desejo que em troca futuramente sejam infinitamente recompensados por seus feitos, mais do que já são.

Aos meus irmãos, Erica Priscila de Carvalho Lima e André de Carvalho Lima que participaram da minha base de vida e sempre foram ótimas pessoas pra mim.

Ao prezado professor Orientador Prof<sup>o</sup> Eng. Dr. João Caldas do Lago Neto, pela amizade e suporte técnico, oferecendo apoio essencial para a elaboração deste projeto. Ao corpo docente do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Amazonas pelo ensino ministrado na graduação.

Aos verdadeiros amigos, da graduação e aos que fizeram parte da minha vida por me ajudarem fazendo parte da minha história por meio de erros, acertos, momentos bons e ruins.

MUITO OBRIGADO, por fazerem parte do meu processo e desenvolvimento pessoal.

*“Conhecimento é Poder.”*

(Bernard Feringa. Laureado com o prêmio Nobel da Química em 2016)

## RESUMO

LIMA, Lídia Auriane de Carvalho. **Configuração do Ciclo Rankine Orgânico a partir da Biomassa do Açaí na Geração de Energia Elétrica. 2023. 116f.** Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Amazonas, Manaus, 2023.

Progressivamente o mundo investe e procura por novas alternativas energéticas e mais limpas. Este trabalho estuda a opção para geração de energia através do Ciclo Rankine Orgânico (CRO) em que o principal combustível para este sistema é a biomassa do Açaí. Nos últimos anos, ocorrem no Brasil e também no estado do Amazonas, uma das maiores demandas e manipulação do fruto do açaí, e os resíduos desse fruto em sua maioria ainda não possuem destinação adequada. Neste projeto um estudo de simulação da eficiência térmica é conduzido através da função objetivo associada ao um modelo térmico do sistema CRO. A partir do desenvolvimento de uma rotina computacional, em código aberto, no simulador Wolfram, realizou-se o estudo de simulação da eficiência térmica do ciclo CRO proposto, indicando a melhor configuração a partir de 09 (nove) possíveis cenários obtidos pela seleção de 03 (três) fluidos de trabalho e 03 (três) caldeiras de biomassa disponíveis no mercado nacional. Os fluidos comerciais fixados para este estudo são os refrigerantes R245fa, R123 e o R134a. E as caldeiras comerciais que fizeram parte da seleção deste projeto são dos fabricantes Henan Yuanda Boiler Corporatin LTD, Xinxiang Gongshen Boiler Co. e Henan Dakai Thermal Technology. Pelas propriedades termodinâmicas inerentes aos fluidos de trabalho orgânicos que influenciam diretamente na otimização do design de componentes, condições de operação e eficiência do ciclo é possível verificar o desempenho do ciclo e como este se comporta termodinamicamente em condições mais próximas das reais é por meio de simulações computacionais, usando equações das propriedades termodinâmicas, e comparando resultados de eficiências. O modelo de simulação, apesar de constituir um modelo simplificado, mostrou-se adequado para selecionar o conjunto caldeira e fluido de trabalho do CRO combinado com o açaí como biocombustível. A partir de 9 cenários simulados foi selecionado como uma “melhor configuração” do sistema neste trabalho o fluido R134a e a caldeira 2 de modelo: WNS2-1.25-Q da empresa Xinxiang Gongshen Boiler Co.Ltd. Manufacturer, Trading Company.

**Palavras-chave:** Ciclo Rankine Orgânico, Fluidos Orgânicos, Energia Alternativa, biomassa, Açaí.



## ABSTRACT

LIMA, Lídia Auriane de Carvalho. **Configuration of the Organic Rankine Cycle from Açai Biomass in Electric Power Generation. 2023. 116f.** Completion of course work (Mechanical Engineering) - Federal University of Amazonas, Manaus, 2023.

The world is progressively investing and looking for new and cleaner energy alternatives. This work studies the option for energy generation through the Organic Rankine Cycle (ORC) in which the main fuel for this system is the Açai biomass. In recent years, they occur in Brazil and also in the state of Amazonas, one of the greatest demands and manipulation of the açai fruit, and the residues of this fruit, for the most part, still do not have adequate destination. In this project a thermal efficiency simulation study is conducted through the objective function associated with a thermal model of the CRO system. From the development of a computational routine, in open code, in the Wolfram simulator, the simulation study of the thermal efficiency of the proposed CRO cycle was carried out, indicating the best configuration from 09 (nine) possible scenarios obtained by the selection of 03 (three) working fluids and 03 (three) biomass boilers available in the domestic market. The commercial fluids set for this study are the refrigerants R245fa, R123 and R134a. And the commercial boilers that were part of the selection of this project are from manufacturers Henan Yuanda Boiler Corporatin LTD, Xinxiang Gongshen Boiler Co. and Henan Dakai Thermal Technology. Due to the thermodynamic properties inherent to organic working fluids that directly influence the optimization of component design, operating conditions and cycle efficiency, it is possible to verify the performance of the cycle and how it behaves thermodynamically in conditions closer to real ones through simulations. computational, using equations of thermodynamic properties, and comparing results of efficiencies. The simulation model, despite being a simplified model, proved to be adequate to select the CRO boiler and working fluid set combined with açai as biofuel. From 9 simulated scenarios, the fluid R134a and boiler 2 model: WNS2-1.25-Q of the company Xinxiang Gongshen Boiler Co.Ltd were selected as a “best configuration” of the system in this work. Manufacturer, Trading Company.

**Keywords:** Organic Rankine Cycle, Organic Fluids, Alternative Energy, Biomass, Açai.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Rendimento térmico de vários fluidos de trabalho em um ORC .....	15
Figura 2: Modelagem matemática de um ciclo Rankine.....	20
Figura 3: Configurações de CRO com (direita) e sem (esquerda) regenerador.....	24
Figura 4: Representação esquemática do tipo de fluido no gráfico T-s .....	25
Figura 5: Diagrama T-s da água e fluidos orgânicos .....	26
Figura 6: Caldeira a vapor .....	28
Figura 7: Caldeira a biomassa em corte.....	31
Figura 8: Caldeira Aquatubular.....	31
Figura 9: Caldeira flamotubular .....	32
Figura 10: Esquema do ORC que utiliza queima de biomassa do Açáí.....	37
Figura 11: Fluxograma da simulação computacional executada no programa Wolfram Matemática	43
Figura 12: Diagrama T-s para o R245fa na simulação .....	50
Figura 13: Diagrama T-s para o R123 na simulação .....	51
Figura 14: Diagrama T-s para o R134a na simulação.....	52
Figura 15: Valor da eficiência térmica para cada cenário .....	55
Figura 16: Otimização da Eficiência Térmica no ORC através da seleção de fluido e caldeira.....	56
Figura 17: Consumo de bioeletricidade por fonte, em TWh , em 2011 .....	65
Figura 18: Geração elétrica a biomassa, em TWh, e distribuição por continentes, em 2012. ....	66
Figura 19: Evolução mundial da geração elétrica a biomassa de 2000 a 2012 .....	67
Figura 20: Evolução na Ásia da geração elétrica a biomassa de 2000 a 2012 .....	67
Figura 21: Investimento mundial, em bilhões de dólares (valor 2013) em geração elétrica .....	68
Figura 22: Evolução da oferta de bioeletricidade , em TWh, de 1970 a 2014, no Brasil. ....	69
Figura 23: Fruto do açáí .....	75
Figura 24: Demonstração do consumo mundial do fruto açáí .....	76

Figura 25: Consumo em grande escala do fruto açaí no Brasil em quiosques .....	77
Figura 26: Amazonas, áreas de concentração de produção de açaí.....	79
Figura 27: Caldeira 1 selecionada para o projeto.....	82
Figura 28: Caldeira 2 selecionada para o projeto.....	83
Figura 29: Caldeira 3 selecionada para projeto.....	84

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Vantagens e desvantagens do ciclo ORC.....	14
Tabela 2: Resumo de diferentes estudos de fluidos de trabalho do levantamento bibliográfico .....	18
Tabela 3: Composição do caroço do Açaí. ....	32
Tabela 4: Composição elementar do açaí. ....	33
Tabela 5: Percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas no fruto açaí .....	33
Tabela 6: Poder Calorífico Superior do caroço de açaí.....	34
Tabela 7: Classificação ASHRAE para toxicidade e flamabilidade .....	36
Tabela 8: Valores das variáveis de entrada aplicadas (condições iniciais) .....	44
Tabela 9: Características do Fluido Térmico selecionado .....	45
Tabela 10: Propriedades dos fluidos de trabalho selecionados para o sistema CRO.....	45
Tabela 11: Características principais das caldeiras comerciais identificadas no mercado .....	47
Tabela 12: Cenários simulados no projeto.....	49
Tabela 13: Parâmetros termodinâmicos dos cenários 1, 2, 3 .....	50
Tabela 14: Parâmetros termodinâmicos dos cenários 4, 5, 6 .....	51
Tabela 15: Parâmetros termodinâmicos dos cenários 7, 8, 9 .....	52
Tabela 16: Dados obtidos na otimização do ORC pelo software Wolfram.....	53
Tabela 17: Cálculo da eficiência de Carnot para cada cenário.....	54
Tabela 18: Calores e Potências do sistema CRO .....	54
Tabela 19: Matriz de empreendimentos em operação.....	64
Tabela 20: Empreendimentos em construção .....	64
Tabela 21: Classificação das fontes de biomassa no Aneel - BIG .....	69
Tabela 22: Quantidade de usinas termelétricas a biomassa e potência instalada (kW), em operação no país, em janeiro de 2016.....	71
Tabela 23: Quantidade de usinas termelétricas à biomassa e potência instalada (kW), .....	72

Tabela 24: Quantidade de usinas termelétricas à biomassa e potência instalada (kW), em construção no país, em janeiro de 2016.....	73
Tabela 25: Usos do Açaí .....	77
Tabela 26: Os 20 maiores municípios produtores de açaí no Amazonas .....	78
Tabela 27: Composição do caroço de açaí.....	80
Tabela 28: Percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas no fruto açaí .....	80
Tabela 29: Poder calorífico superior do caroço de açaí .....	81

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- APE** - Autoprodutor de energia elétrica  
**ANEEL** – Agência Nacional de Energia Elétrica  
**ASHRAE** - Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento e Ar Condicionado  
**BWR** - Razão de Trabalho Reverso  
**BIG** - Banco de Informações sobre Geração  
**CHP** - Planta de Cogeração  
**GAF** - Gás de Alto-Forno  
**GMST** - Global mean surface temperature  
**GWP** - Potencial de Aquecimento Global  
**MPCP** - Central de Cogeração de Lucro Máximo  
**ORC** - Ciclo Rankine Orgânico  
**ODP** - Potencial de Destruição da Camada de Ozônio  
**PIE** - Produtor Independente de Energia Elétrica  
**PCI** - poder calorífico inferior  
**PIE** - Produtor Independente de Energia Elétrica  
**REN21** – Rede de Política Energética para o século 21  
**REG** - Registro  
**FPSO** - Descarregamento de armazenamento de produções flutuantes  
**SIPEA** - Sistema Integrado de Produção de Alimentos e Energia  
**SEBRAE** - Serviço Brasileiro de Apoio às Micro e Pequenas Empresas  
**SUFRAMA** - Superintendência da Zona Franca de Manaus  
**UFAM** - Universidade Federal do Amazonas  
**VPL** – Valor Presente Líquido  
**WHR** - Recuperação de Calor Residual  
**WBA** - Associação Mundial de Bioenergia

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Sobrescritos

$C_p$	calor específico do fluido térmico Dowtherm A
$C_{pf}$	calor específico do fluido de trabalho R-245fa
$d$	vetor de direção de busca no espaço
$EC$	energia cinética
$EP$	energia potencial
$g$	aceleração da gravidade
$h$	entalpia específica
$\dot{m}$	fluxo de massa
$Pot$	potência
$P$	pressão
$P_{v6}$	pressão de saturação em 6
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor
$q$	calor específico
$QA$	quantidade de açaí colhido
$QT$	quantidade de açaí produzido
$s$	entropia específica
$\dot{S}$	entropia
$T$	temperatura
$t$	quantidade de horas de funcionamento da usina
$T_{md}$	média de temperaturas com o Dowtherm A
$T_{mr}$	média de temperaturas com o R -245fa
$U$	energia interna
$u$	energia interna específica
$V$	volume
$v$	volume específico
$vel$	velocidade
$x$	título
$\vec{x}$	vetor das variáveis do projeto
$z$	altura
$\dot{W}$	taxa de transferência de trabalho
$w$	trabalho específico
$\eta$	eficiência
$\varphi$	coeficiente de exergia química

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Subscritos

<i>B</i>	bombas 1 e 2
<i>B1</i>	bomba 1
<i>B2</i>	bomba 2
<i>bio</i>	biomassa
<i>crit</i>	crítica
<i>C</i>	condensador
<i>Cal</i>	caldeira
<i>d</i>	condição ambiente do fluido Dowtherm A
<i>D</i>	destruição
<i>E</i>	evaporador
<i>in</i>	entrada
<i>ft</i>	fluido térmico
<i>fq</i>	fonte quente
<i>ger</i>	gerada
<i>i</i>	componente
<i>k</i>	iteração
<i>LIQ</i>	líquido
<i>q</i>	queima
<i>R</i>	regenerador
<i>s</i>	ideal ou reversível
<i>out</i>	saída
<i>sat</i>	saturação
<i>T</i>	turbina
<i>term, global</i>	térmica global
<i>VC</i>	volume de controle
<i>0</i>	condição ambiente do fluido R- 245fa



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>9</b>
1.1 Contextualização do Tema .....	9
1.2 Justificativas .....	10
1.3 Objetivos .....	11
1.4 Estrutura do Trabalho .....	12
1.5 Estado da Arte .....	13
1.5.1 Ciclo Rankine Orgânico - CRO .....	13
1.5.2 Fluido de Trabalho utilizados no Ciclo Rankine Orgânico .....	15
1.5.3 Critérios de Seleção para o Fluido de Trabalho do Ciclo Rankine Orgânico .....	16
<b>Capítulo 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>20</b>
2.1 Modelagem Termodinâmica do Ciclo Rankine Orgânico - CRO .....	20
2.2 Fluido de Trabalho .....	24
2.2.1 Fluidos Orgânicos versus Água .....	25
2.3 Caldeiras.....	26
2.3.1 Caldeiras a vapor .....	26
2.3.2 Caldeiras de vapor a biomassa.....	29
2.4 Biomassa de Açai .....	32
<b>Capítulo 3 METODOLOGIA DA MODELAGEM MATEMÁTICA.....</b>	<b>35</b>
3.1 Seleção da Caldeira .....	35
3.2 Configuração do Ciclo CRO.....	35
3.2.1 Seleção do Fluido de Trabalho .....	35
3.2.2 Análise Termodinâmica.....	36
3.3 Metodologia de simulação no programa WOLFRAM.....	41
<b>Capítulo 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>44</b>

4.1	Caracterização do ambiente de experimentação (simulação).....	44
4.2	Escolha da Biomassa .....	44
4.3	Seleção dos Fluidos de Trabalho (Eficiência do ciclo ORC).....	44
4.4	Seleção da Caldeira .....	47
4.5	Análise dos Resultados da Simulação do CRO no ambiente WOLFRAM .....	48
4.6	Resultados para os experimentos (cenários propostos).....	49
<b>Capítulo 5 CONCLUSÕES.....</b>		<b>57</b>
5.1	Contribuições .....	58
5.2	Recomendações.....	58
<b>REFERÊNCIAS .....</b>		<b>60</b>
<b>ANEXO A: CENÁRIO ENERGÉTICO MUNDIAL.....</b>		<b>63</b>
<b>ANEXO B: AÇAÍ, BIOMASSA DA AMAZÔNIA PARA O MUNDO .....</b>		<b>75</b>
<b>ANEXO C: CALDEIRAS SELECIONADAS NO PROJETO DE OTIMIZAÇÃO .....</b>		<b>82</b>
<b>APÊNDICE 1: CÓDIGO UTILIZADO NO ESTUDO .....</b>		<b>85</b>
<b>DE SIMULAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA NO ORC.....</b>		<b>85</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização do Tema

Em 1997, o Protocolo de Kyoto determinou que os países industrializados signatários reduzissem em 5,2% suas emissões de carbono em relação aos níveis de 1990, no período de 2008 a 2012. Esse acordo gerou mudanças, metas regionais e nacionais para a redução das emissões. A União Europeia assumiu o compromisso de uma redução de 8%, para atingir este objetivo, e concordou também em aumentar a participação de suas energias renováveis em sua matriz energética de 6% para 12% até 2015 (AUON, 2008).

A temperatura média global observada na superfície da terra (Global mean surface temperature - GMST) para a década 2006-2015, analisando a tendência de possível aumento no aquecimento global a longo prazo desde o período pré-industrial, foi de 0,87°C (provavelmente entre 0,75°C e 0,99°C), 6 (seis) vezes mais alta que a média registrada no período 1850-1900 (MASSON-DELMOTTE, VALÉRIE et al., 2018).

INGLESI-LOTZ (2015) alerta para a necessidade de enfrentar as mudanças ambientais futuras, para a diminuição dos impactos ambientais e o desenvolvimento de pesquisa e inovações tecnológicas no que tange a geração de energia.

MASSON-DELMOTTE, VALÉRIE et al. (2018), enfatizam que o aquecimento global antrópico estimado tem registrado incremento entre 0,1°C e 0,3°C por década em decorrência das emissões passadas e atuais. Os dados coletados, colocam em dúvida o comprometimento dos países industrializados com o Protocolo de Kyoto.

LI, et al. (2016) e ANJOS (2019) enfatizam a possibilidade de construir uma sociedade sustentável e com economia energética através da recuperação e reutilização de calor residual tendo o Ciclo Rankine Orgânico (CRO) como uma solução técnica viável. Neste contexto, BOECHAT (2015) enfatiza que a cogeração constitui uma alternativa consolidada para melhoria da eficiência na geração de energia térmica e elétrica, diminuindo o desperdício de energia. Países da Europa, tais como Inglaterra, Alemanha, Suécia, Islândia e o Japão se destacam na ampla utilização de plantas de cogeração, enquanto que, no Brasil, a principal aplicação está concentrada nas usinas sucroalcooleiras.

KÜHLKAMP et. al (2019), destacam que grande parte da biomassa é desperdiçada sem destinação econômica adequada no Brasil. Essa grande quantidade de biorresíduos poderia ser destinada ao uso em potencial para aplicação em energia térmica. De acordo com

(VÉLEZ et al., 2012), pode-se aproveitar a biomassa por sua queima direta. Nesse caso, pode-se utilizar diferentes sistemas, tais quais: Ciclo Rankine Convencional, ciclo ORC e motor Stirling. Entretanto, como existe uma dificuldade de se transportar calor por longas distâncias, a geração de energia por meio de biomassa é normalmente local, e se limita em 6-10 MW de potência térmica, o que corresponde a 1-2 MW de potência elétrica (QUOILIN et. al., 2013).

CAVALCANTE (2017) e RENDEIRO (2008) destacam a importância da pesquisa por novos biocombustíveis na geração de energia elétrica e diversificação da oferta de energia nas diversas regiões do Brasil, visando um desenvolvimento e um futuro mais sustentável. Esta iniciativa colaboraria para geração de energia local na Amazônia gerando mais empregos e movimentando a economia local através de maior investimento em energia renovável.

Neste projeto, realizou-se a análise termodinâmica do Ciclo Rankine Orgânico (CRO) no programa EES (Engineering Equation Solver) e no programa WOLFRAM MATHEMATICA com o intuito de obter através da maximização da eficiência térmica os pontos ótimos de pressão e temperatura para um sistema do CRO proposto. Portanto, como resultado, deste trabalho de conclusão de curso, produzimos uma rotina computacional, em código aberto, no simulador Wolfram, para realizar o estudo de simulação da eficiência térmica do ciclo CRO proposto, indicando a melhor configuração a partir de 09 (nove) possíveis cenários obtidos pela seleção de 03 (três) fluidos de trabalho e 03 (três) caldeiras de biomassa disponíveis no mercado nacional.

## 1.2 Justificativas

De acordo com a Associação Mundial de Bioenergia (WBA), o consumo total de energia mundial gerada por biomassa em 2011 foi de 378 TWh. Deste total, 65% veio da biomassa sólida, 22% de resíduos e 12% do biogás. A bioeletricidade passou a ter importância e novos biocombustíveis foram sendo descobertos para complementar e diversificar a oferta de energia elétrica.

Em 2013, o investimento mundial em energias renováveis somou 121 bilhões de US\$. Parte destes subsídios no valor de 18 bilhões de dólares, foram aplicados na bioeletricidade em 15 países. Em 2040, o valor aplicado a bioenergia deve aumentar para 47 bilhões de dólares (TOLMASQUIM, 2016).

Nos últimos anos, o governo brasileiro vem apoiando o incentivo ao aumento do uso de bioeletricidade. Desde 2004, passou a ocorrer uma reestruturação no setor de energia com o aumento constante do uso da biomassa, diversificando a produção de energia (TOLMASQUIM, 2016).

O Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) destaca que em 2017 no Brasil um total de 219.885 toneladas de açaí foram manipulados. A quantidade de resíduo por unidade de açaí, varia em torno de 83%, desta forma em 2017, a quantidade de resíduos total eram de aproximadamente 182.505 toneladas. Esses resíduos em sua maioria ainda não possuem destinação econômica adequada, mas poderiam ser destinados para o uso em potencial a ser aplicado na energia térmica por meio de: briquetes, pellets, gaseificação e outros (TOLMASQUIN, 2016).

As concessionárias do setor elétrico na região norte do Brasil ainda não se apoderaram das tecnologias de centrais térmicas com o uso da biomassa. A usina de Itacoatiara é a única que possui concessionária de distribuição. Na área sócio-econômica, centrais a biomassa na Amazônia poderia ser interligadas a economia local gerando mais empregos movendo a economia local através de compra e transporte de biomassa (RENDEIRO, 2008).

No estado do Amazonas, as comunidades ribeirinhas possuem acesso escasso à energia elétrica. Em contraste com a quantidade disponível de frutos como o açaí, que é manipulado para consumo, mas seus resíduos não são aproveitados (CAVALCANTE, 2017).

### 1.3 Objetivos

Diante do contexto apresentado, elaborou-se os seguintes objetivos para o presente trabalho:

- Objetivo Geral

Desenvolver uma rotina computacional para simular e analisar a eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico (CRO) combinado com o açaí como biocombustível.

- Objetivos Específicos

- 1) Realizar o estudo de simulação da eficiência térmica do ORC utilizando o açaí como biocombustível por meio da função *built – in* no simulador WOLFRAM;

- 2) Analisar os resultados termodinâmicos obtidos para o ciclo CRO enfatizando a eficiência térmica;
- 3) Configurar o ciclo CRO a partir dos dados iniciais e do fluido de trabalho selecionado;
- 4) Selecionar o fluido orgânico de trabalho adequado para operar o sistema CRO proposto por CAVALCANTE (2017) e LIMA (2021);
- 5) Selecionar uma caldeira comercial para o sistema CRO proposto por CAVALCANTE (2017) e LIMA (2021);

Por fim, este estudo não constitui uma política de gestão de mercado de energia elétrica, posto que requer uma infraestrutura analítica muito mais complexa, mas servir de base para outros estudos nessa área.

#### 1.4 Estrutura do Trabalho

Além deste capítulo introdutório, o conteúdo deste trabalho encontra-se organizado em mais quatro capítulos:

No Capítulo 2 é realizada uma revisão da literatura sobre o Ciclo Rankine Orgânico – CRO, fluido de trabalho e caldeira. O conceito e aplicações do ciclo ORC, assim como as suas vantagens são apresentados. A revisão sobre o fluido de trabalho é focada em suas classificações e estudos sobre os critérios de seleção. Por fim, são feitas as considerações teóricas da caldeira, incluindo a classificação construtiva e a descrição breve dos principais componentes que a compõem.

No Capítulo 3 a metodologia e equacionamento de análise e configuração do ciclo CRO, incluindo os critérios de seleção do fluido de trabalho especificamente para este trabalho são explicitados. Adicionalmente, o passo a passo para seleção da caldeira é detalhado.

No Capítulo 4, os dados iniciais escolhidos como premissas deste trabalho são apresentados e aplicados à metodologia presente no Capítulo 3. A seleção do fluido de trabalho é feita, assim como as análises termodinâmicas do ciclo ORC resultante. Neste capítulo também são analisados e comentados os resultados obtidos durante a seleção da caldeira. Por fim, no Capítulo 5, as conclusões são trazidas juntamente com as perspectivas e

sugestões para trabalhos futuros.

## 1.5 Estado da Arte

Nesta seção discute-se o marco conceitual e a metodologia de análise deste estudo. Assim, na primeira subseção faz-se um comentário crítico acerca de trabalhos que otimizaram o Ciclo Rankine Orgânico – CRO conhecidos na literatura especializada. Na segunda subseção, trata-se das idéias gerais da seleção de fluidos orgânicos apresentando a literatura citada em estudos que selecionam fluidos para sistema térmico.

### 1.5.1 Ciclo Rankine Orgânico - CRO

Nos últimos anos, o Ciclo Rankine Orgânico (CRO) tem se tornado uma área de intensa pesquisa e aparece como uma tecnologia promissora na conversão de calor em trabalho útil ou eletricidade. A fonte de calor pode ser de diversas origens: radiação solar, combustão de biomassa, geotérmica ou calor residual de fábricas. Diferente do ciclo Rankine convencional, onde a água é o fluido de trabalho, o Ciclo Rankine Orgânico utiliza fluidos orgânicos, como refrigerantes ou hidrocarbonetos. Em comparação com a água os fluidos orgânicos elevam a eficiência do ciclo em situações em que a máxima temperatura alcançada é baixa e/ou a planta é de pequeno porte (TCHANICHE et al.,2009; DRESCHER; BRÜGGEMANN, 2007).

TCHANICHE (2010) e SOTOMONTE (2015) argumentam que a melhor estratégia para examinar o desempenho do ciclo CRO, e como este se comporta termodinamicamente em condições mais próximas das reais, é por meio de simulações computacionais usando equações das propriedades termodinâmicas, e comparando comportamentos.

BOECHAT (2015) analisou uma planta de cogeração do tipo ciclo Rankine operada com diferentes combustíveis de uso potencial no Brasil (cavaco de madeira e carvão mineral) sob uma perspectiva exergética. Ele elaborou uma rotina de cálculo no software EES e avaliou os parâmetros de eficiência mais relevantes para uma planta de cogeração, sendo estes a eficiência exergética e a taxa de destruição de exergia. Os resultados obtidos mostraram a ineficiência da planta considerada na cogeração de energia elétrica e calor.

A Tabela 1 apresenta de maneira resumida as principais vantagens e desvantagens do CRO em comparação com o ciclo Rankine convencional.

Tabela 1: Vantagens e desvantagens do ciclo ORC.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elevada eficiência isentrópica da turbina;</li> <li>• Baixo desgaste mecânico da turbina devido a uma baixa velocidade tangencial;</li> <li>• Baixa rotação da turbina permite o acoplamento direto com o gerador elétrico sem redutor de velocidade;</li> <li>• Não há erosão nas pás da turbina, devido à ausência de umidade nos estágios finais deste equipamento;</li> <li>• Não há necessidade de sistemas de tratamento de água;</li> <li>• Procedimento simples de partida e parada;</li> <li>• Melhor desempenho em carga parcial.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menor eficiência do ciclo (em grande escala);</li> <li>• Alto custos do fluido de trabalho;</li> <li>• Baixa estabilidade do fluido de trabalho;</li> <li>• Fluidos de trabalho tóxicos e inflamáveis;</li> <li>• Maior consumo de eletricidade da bomba.</li> </ul>

Fonte: Sotomonte (2015)

VIEIRA et al. (2017), para otimização foram efetuadas análises exergética e exergoeconômica de um modelo de planta de cogeração com turbina a gás e caldeira de recuperação. A otimização matemática fez uso do método da métrica variável disponível no software EES – Engineering Equation Solver, e do método da programação quadrática sucessiva disponível na biblioteca IMSL do Fortran PowerStation. O sistema também foi otimizado exergoeconomicamente com auxílio das variáveis exergoeconômicas e, ainda, através das derivadas da função objetivo em relação às variáveis de decisão, avaliadas numericamente.

PAULA (2020) propôs uma análise termodinâmica e a otimização numérica de uma planta de produção de vapor e eletricidade baseada em uma usina sucroalcooleira do noroeste paulista. Todas as análises foram realizadas a partir do software IPSEpro®. A função objetivo foi a maximização da geração de energia das turbinas e as variáveis de decisão foram as frações de fluxo, fluxo de massa, temperaturas e pressões de saída das turbinas.

PINTÉR et al. (2005) estudou as capacidades do Wolfram Mathematica para resolver problemas de otimização. RAHMAN et al. (2021) discorre sobre um problema de maximização resolvido numericamente usando o software Wolfram Mathematica, onde foi estudado o processo de mistura de produtos líquidos, em uma atividade crucial na indústria de commodities essenciais como: medicamentos, pesticidas, detergentes, entre outros.



### 1.5.2 Fluido de Trabalho utilizados no Ciclo Rankine Orgânico

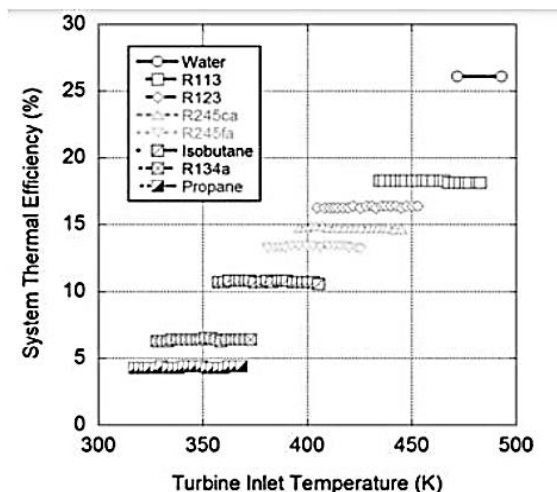
YU et al. (2016) enfatizam que ao selecionar um determinado fluido, este determina a eficiência térmica, segurança, estabilidade, rentabilidade do sistema. RAYEGAN e TAO (2011) afirmaram que a seleção do fluido de trabalho e colocação de operação tem efeitos qualitativos sobre o sistema ORC, como eficiência energética e impactos ambientais.

FUMES (2020) otimizou um sistema termodinâmico a partir da seleção de fluidos de trabalho observando o desempenho térmico de cada um no sistema. Para isto, realizou simulações termodinâmicas de diversos fluidos orgânicos operando em diferentes ciclos termodinâmicos (subcrítico, subcrítico com aquecimento e supercrítico) a partir de variáveis de entradas adimensionais pré-definidas.

IDE (2019) selecionou os principais fluidos orgânicos para trabalhar em um ORC entre as temperaturas de 100 a 300 °C, avaliando suas características físico-químicas e termodinâmicas. Os resultados foram obtidos através de simulações computacionais em diferentes patamares de temperatura e pressão. Dados estes resultados, os fluidos foram comparados em relação à eficiência, vazão e valores de pressão e temperatura. Foi utilizado o software CoolProp para cálculo das propriedades termodinâmicas.

Os fluidos comerciais R245fa, R123 e o R134a apareceram como ótimas opções de fluidos orgânicos para o ciclo CRO. Conforme os estudos de MAGO et al. (2007) entre os fluidos R245fa, R123 e R134a o mais eficiente é o R123, vide Figura 1 .

Figura 1: Rendimento térmico de vários fluidos de trabalho em um ORC



Fonte: Mago et al. (2007)

Nos estudos de Quoilin et al (2011), após o levantamento de muitos fluidos de trabalho, selecionaram os mais adequados para um ORC de recuperação de calor ideal que foram: R245fa, R123, n-butano, n-pentano, R1234yf, HFE-7000, R134a e o SES36. Como também, realizaram a configuração de elementos no ORC de dois trocadores de calor, um expensor e uma bomba para fluido de trabalho. E optaram pela circulação, através de bomba própria, de um fluido secundário -Therminol-VP 1- para realização de troca de calor com o ORC (WENZEL, 2015).

O fluido R123 possui maior condutividade térmica que o R245fa e o R134a, e em consequência, possui uma maior capacidade de transferência de calor, maior capacidade de armazenamento de calor tanto no estado líquido como de vapor, melhor desempenho ao absorver energia de baixas e médias temperaturas de fontes de calor, menores perdas de cargas e devido a isso maiores potências (SHU et al.,2016).

Neste trabalho, seguindo os estudos realizados MAGO et. Al. (2007), QUOILIN et al. (2013), TEIXERA (2014), WENZEL (2015), CAVALCANTE (2017), IDE (2019), ANJOS et al. (2020), FUMES (2020), TERRONI TEIXEIRA (2021), os fluidos comerciais que foram utilizados para o estudo de simulação termodinâmica do CRO no Wolfram Mathemática foram o R25fa, R123 e o R134a pois constituem ótimas opções de fluidos orgânicos em diversos trabalhos acadêmicos.

### 1.5.3 Critérios de Seleção para o Fluido de Trabalho do Ciclo Rankine Orgânico

A seleção de fluidos de trabalho já foi assunto em várias publicações científicas. Esses estudos sempre apresentam uma comparação dos desempenhos termodinâmicos dos candidatos a fluidos, com base em modelos de ciclos termodinâmicos. De acordo os estudos de QUOILIN et al. (2013) a seleção de fluido de trabalho considera as seguintes diretrizes:

- Desempenho termodinâmico: Este desempenho depende de um número de propriedades termodinâmicas interdependentes do fluido de trabalho: ponto crítico, fator acêntrico, calor específico, densidade, etc. Não é fácil estabelecer um ponto ótimo para cada propriedade termodinâmica específica de forma independente. A abordagem mais comum que ocorre, consiste em simular o ciclo com um modelo termodinâmico e elaborar uma comparação de diferentes candidatos a fluido de trabalho. A eficiência e a potência devem ser tão alta quanto o possível, obedecendo as restrições;

- Curva de vapor de saturação positiva ou isentrópica: quando a água é utilizada como fluido de trabalho, o vapor deve ser superaquecido na entrada da turbina para evitar danos nas pás. Isso acontece porque a água é considerada um fluido “molhado”, ou seja, possui uma curva de saturação negativa, que faz com que haja gotículas de água no estágio posterior a expansão.

- Alta densidade de vapor: é um parâmetro de importância fundamental para os fluidos que apresentam uma pressão baixa de condensação (como por exemplo, óleos de silicone). Uma densidade baixa leva a uma taxa de fluxo mais alta, com isso: os trocadores de calor devem ser maiores para limitar as quedas de pressão e o custo do sistema é prejudicado. Apesar disso, as taxas de fluxo de volume maior, permitem um design mais simples dos turbo-expansores, para os quais o tamanho não é um parâmetro crucial;

- Baixa viscosidade: é um bom indicador tanto para líquidos como para vapores que resulta em altos coeficientes de transferência de calor e baixas perdas por fricção nos trocadores de calor;

- Alta condutividade: é associada a um alto coeficiente de transferência de calor nos trocadores de calor;

- Pressão de evaporação aceitável: pressões mais altas levam a maiores custos de investimento e maiores complexidades no sistema;

- Pressão manométrica de condensação positiva: a baixa pressão deve ser superior à pressão atmosférica, para evitar infiltração de ar no ciclo;

- Estabilidade com alta temperatura: fluidos orgânicos, diferente da água, sofrem deterioração química e decomposição quando expostos a altas temperaturas. A temperatura máxima da fonte de calor, desse modo, é limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho;

- O ponto de fusão deve ser inferior a temperatura mais baixa do ambiente ao longo de um ano, para evitar o congelamento do fluido de trabalho;

- Alto nível de segurança: a segurança envolve duas propriedades principais: toxicidade e inflamabilidade. O ASHRAE classifica 34 refrigerantes em grupos de segurança e que podem ser usados para análise como fluidos de trabalho;

- Potencial de aquecimento de baixo efeito estufa (GWP): O GWP é medido fazendo uma relação com a quantidade de CO<sub>2</sub> emitido em uma dada região. Apesar de alguns refrigerantes possuírem um valor de GWP alto como 1000, não existe ainda uma legislação direta que proíba o uso de fluidos de alto GWP;

• Boa disponibilidade e baixo custo: fluidos mais fáceis de se obter e menos caros são os mais escolhidos e utilizados em refrigeração ou em indústrias químicas.

Vários artigos estão disponíveis sobre fluido de trabalho na literatura científica. Contudo, apenas alguns poucos fluidos são utilizados em usinas comerciais ORC. A Tabela 2 resume o estado da arte do estudo de Quoilin a cerca de diversos fluidos de trabalho.

Tabela 2: Resumo de diferentes estudos de fluidos de trabalho do levantamento bibliográfico

Aplicação	T <sub>condensação</sub> (°C)	T <sub>evaporação</sub> (°C)	Fluidos Aplicados	Fluidos recomendáveis
WHR	30-50	120	R11, R113, R114	R113
n/a	35-60	80-110	Fluidos de trabalhos inconvencionais	HCFC-123, R124
WHR	30	150-200	HCFC-123, isopentano, HFE 7100, Benzeno, tolueno, p-xileno	HCFC-123, Benzeno, tolueno
ICE	55	60-150	água, HCFC-123, isopentano, R245ca, HFC-245fa, butano, isobutano e R-152 <sup>a</sup>	água, R245-ca e isopentano
CHP	90	250-350	Butil-benzeno, Propil-benzeno, Etil-benzeno, Tolueno, OMTS	Butil-benzeno
Geotérmica	30	70-90	Amônia, n-pentano, HCFC-123, PF5050	Amônia
WHR	35	60-100	HFC-245fa, HCFC-123, HFC-134a, n-pentano	HCFC-123, n-pentano
Geotérmica	30	100	alcanos, alcanos fluorados, éteres e éteres fluorados	RE134, RE245, R600, HFC-245fa, R245ca, R601
Geotérmica	25	80-115	Propileno, R227ea, HFC-245fa	Propileno, R227ea, HFC-245fa
WHR	25	100-210	R113, 123, R245ca, Isobutano	R113
Solar	35	60-100	Refrigerantes	R152a, R600, R290
Solar	45	120-230	água, n-pentano, HFE7100, ciclohexano, tolueno, HFC- 245fa, n-dodecano, isobutano	n-dodecano
WHR	25	145	isobutano, água, amônia, butano, R11, HCFC-123, R141B, R236EA, R245CA, R113	R236EA
WHR	40	120	Alcanos, Benzenos, R113, HCFC-123, R141b, R236ea, R245ca, HFC-245fa, R365mfc, tolueno.	tolueno, benzeno
WHR	50	80 - 220	R600a, HFC-245fa, HCFC-123, R113	HCFC-123, R113
CHP	50	170	R365mfc, heptano, pentano, R12, R141b, etanol	etanol
ICE WHR	35	96 - 221	HFC-134a, R11, benzeno	benzeno
WHR	27-87	327	HFC-245fa, R245ca, R236ea, R141b, HCFC-123, R114, R113, R11, butano	HFC-245fa, R245ca, R141b, HCFC-123, R113, R11,
WHR	27	227	R12, HCFC-123, HFC-134a, R717	HCFC-123
Solar	30	150	n-pentano, SES36, R245fa, R134a	HCFC-123, R245fa, SES36

Fonte: Quoilin et al. (2013)

O ciclo ORC foi criado visando adaptações às novas leis de emissão de gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ), valores de combustível, preocupações com o meio ambiente como o aquecimento global, produção de energia ecologicamente correta e maior eficiência. Seu princípio de funcionamento se diferencia do ciclo Rankine convencional, por utilizar um fluido de trabalho que é um composto químico orgânico, ao invés da água.

Uma das vantagens que o ORC possui é que este possui uma temperatura de ebulição mais baixa com o fluido orgânico, fazendo assim com que o ciclo ORC possua uma eficiência maior que o Ciclo Rankine convencional, pois permite a geração de energia a partir de temperaturas baixas de calor. Deve-se levar em consideração o design do sistema CRO, ao se estudar um candidato a fluido de trabalho.

Logo, na seleção do fluido de trabalho, devemos ter como critério óbvio de escolha a temperatura e pressão críticas acima das máximas que terá que suportar no ciclo, uma vez que ultrapassados tais parâmetros as características do fluido serão as de um gás e não mais de vapor. Finalmente, no capítulo ora discorrido, procurou-se apresentar boa parte do suporte teórico descrito por distintos autores que fundamentará os capítulos subsequentes.

## Capítulo 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

No Capítulo 2 é realizada uma revisão da literatura sobre o Ciclo Rankine Orgânico – CRO, fluido de trabalho e caldeira. A seção 2.1 discorre sobre a modelagem termodinâmica do ciclo CRO. Na seção 2.2, a revisão sobre o fluido de trabalho é focada em suas classificações e estudos sobre os critérios de seleção. Por fim, na seção 2.3 são apresentadas as considerações teóricas da caldeira, incluindo a classificação construtiva e a descrição breve dos principais componentes que a compõe.

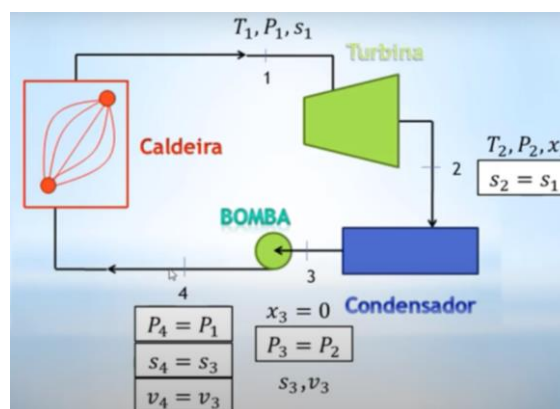
### 2.1 Modelagem Termodinâmica do Ciclo Rankine Orgânico - CRO

O ciclo CRO é considerado uma tecnologia madura presente na conversão de calor residual em eletricidade, no uso de biomassa para gerar energia, em usinas solares e usinas geotérmicas. Nesse sistema é preciso fazer a seleção do fluido de trabalho, o qual depende: da fonte de calor, da etapa de resfriamento, das temperaturas e valores de potência.

Para realizar a modelagem termodinâmica é necessário considerar algumas restrições: as perdas por transferência de calor que ocorrem entre os componentes da planta e suas vizinhanças são desprezadas, as variações de energia cinética e potencial também são desprezadas e cada componente opera em regime estacionário.

O esquema descrito na Figura 2 simplifica bem a compreensão do processo em um ciclo CRO. Após verificar onde ocorrem transformações isobáricas e isentrópicas, muitos dados são automaticamente conhecidos.

Figura 2: Modelagem matemática de um ciclo Rankine



Fonte: Canal do Exercícios Resolvidos Exatas no YouTube. Disponível em: <[https://www.youtube.com/watch?v=6\\_Tult3Y\\_8Y](https://www.youtube.com/watch?v=6_Tult3Y_8Y)>. Acesso em: 14 mar. 2021.

No ponto 1 tem-se o estado de vapor superaquecido com um valor de  $T_1, P_1, s_1$ . No ponto 2 haverá um valor de  $T_2, P_2$  e  $x_2$ , pois se terá nesse ponto uma quantidade de vapor e uma quantidade de líquido, nesse ponto também  $s_2 = s_1$ .

No condensador será retirado energia do fluido e saindo no ponto 3 o  $x_3$  será igual a 0, porque não haverá nenhum tipo de vapor no fluido, e também se terá um determinado valor de  $s_3$  e  $v_3$ , e  $P_3 = P_2$ . No ponto 4, tem-se que  $P_4 = P_1$ , além disso  $s_4 = s_3$  e  $v_3 = v_4$ , pois o volume do líquido é incompressível neste ponto.

A partir desses dados, é encontrado o valor das entalpias em cada ponto  $h_1, h_2, h_3$  e  $h_4$ . Assim, com todos estes valores, é possível calcular trabalhos e calores trocados, rendimento e outras propriedades. O balanceamento nos volumes de controle de massa e energia é feito através da primeira lei da termodinâmica da seguinte forma:

- Na turbina

Após passar pela caldeira, o vapor tem sua temperatura e pressão elevadas, e este se expande na turbina e realiza trabalho. Na turbina, se despreza a transferência de calor para as vizinhanças e então, o balanço das taxas de massa e energia no estado estacionário para um volume de controle no entorno da turbina se reduz a forma descrita na equação (4):

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_t + m[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)] \quad (1)$$

Desprezando-se as energias cinética, potencial e sabendo que não existe troca de calor, a equação de energia é descrita em (2), derivada da equação 1.

$$\dot{W}_t = m(h_1 - h_2) \quad (2)$$

- No Condensador

No condensador existe uma transferência de calor do fluido para a água de resfriamento, em um circuito a parte. O fluido de trabalho sofre então condensação e a temperatura da água de resfriamento aumenta. Em um regime estacionário, o balanço de taxas de massas e energia que engloba o condensador fica da seguinte forma derivada da equação 1:

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (3)$$

- Na bomba

O líquido ao deixar o condensador chega à bomba e esta realiza trabalho pelo bombeamento no fluido de trabalho a uma pressão maior. Admitindo que não haja transferência de calor para as vizinhanças, os balanços de massa e energia fornecem a partir da equação 1:

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (4)$$

- Na caldeira

Quando o fluido de trabalho entra na caldeira, este é chamado de água de alimentação da caldeira. E ao chegar na caldeira, este é aquecido até a saturação e então evapora. Considerando que o volume da caldeira possui tubos e tambores, a partir da equação 1 a equação de balanço de energia se reduz a:

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (5)$$

Na maioria dos casos, a eficiência térmica, de qualquer motor de calor é estipulada como a razão entre o trabalho e o calor de entrada a uma dada temperatura elevada. Como mostra a equação (6):

$$\eta_{térmica,global} = \frac{W}{Q_{in}} \quad (6)$$

A eficiência térmica global, simboliza a parte de calor, que é convertida em trabalho. No entanto, como a energia é conservada segundo a primeira lei da termodinâmica e a energia não pode ser convertida totalmente em trabalho, a entrada de calor, deve ser igual ao trabalho realizado, mais o calor que deve ser dissipado no meio ambiente. Portanto, a fórmula da eficiência térmica global no ciclo Rankine fica da seguinte forma:



$$\eta_{t\u00e9rmica,global} = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{Q_{in}-Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (7)$$

A entalpia pode ser remodelada em uma vari\u00e1vel intensiva ou espec\u00edfica dividindo-se pela massa. A efici\u00eancia t\u00e9rmica do ciclo Rankine em termos de entalpia espec\u00edfica<sup>1</sup> \u00e9 ent\u00e3o calculada conforme a equa\u00e7\u00e3o (8):

$$\eta_{t\u00e9rmica,global} = \frac{W_{in}-W_{out}}{Q_{in}} = \frac{(h_1-h_2)-(h_4-h_3)}{h_1-h_4} = 1 - \frac{h_2-h_3}{h_1-h_4} \quad (8)$$

No geral, a efici\u00eancia t\u00e9rmica de qualquer motor de calor \u00e9 estabelecida como a raz\u00e3o entre o fluido de trabalho que faz, W, e o calor de entrada a uma temperatura elevada, Q.

$$\eta_{t\u00e9rmica,global} = \frac{W}{Q_{in}} \quad (9)$$

Como a energia \u00e9 conservada, conforme a primeira lei da termodin\u00e2mica, e a energia n\u00e3o pode ser digerida para funcionar completamente, a entrada de calor,  $Q_{in}$ , deve ser igual ao trabalho realizado, W, mais o calor que deve ser dissipado como calor residual  $Q_{out}$  no meio ambiente. Por isso, a equa\u00e7\u00e3o (9) pode ser reescrita como:

$$\eta_{t\u00e9rmica,global} = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{Q_{in}-Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (10)$$

Como  $Q_{out}=\Delta ST_{out}$  e  $Q_{in} = H\Delta ST_{in}$ , ent\u00e3o a f\u00f3rmula da poss\u00edvel efici\u00eancia m\u00e1xima no sistema \u00e9 :

$$\eta_{m\u00e1x} = \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad (11)$$

Onde:

- $T_{out}$  \u00e9 a temperatura absoluta (Kelvins) do reservat\u00f3rio frio;
- $T_{in}$  \u00e9 a temperatura absoluta (Kelvin) do reservat\u00f3rio quente.

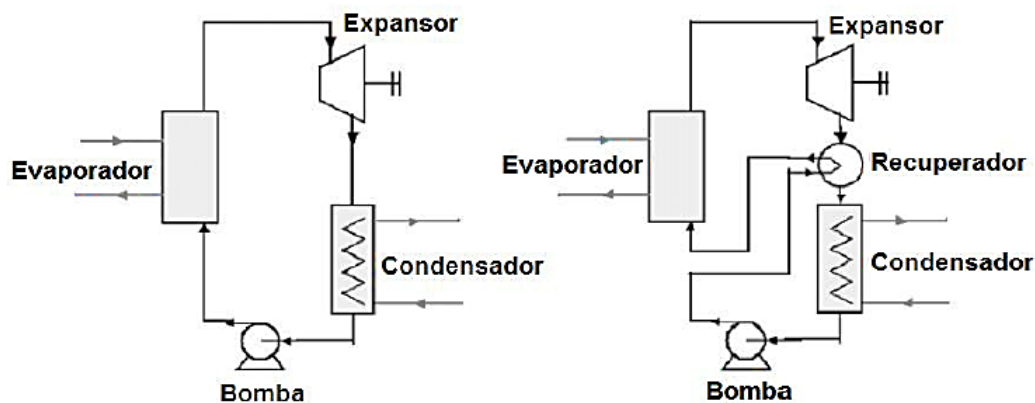
---

<sup>1</sup> Os engenheiros utilizam bem mais a entalpia espec\u00edfica na an\u00e1lise termodin\u00e2mica do que a pr\u00f3pria entalpia. Ela \u00e9 tabulada nas tabelas termodin\u00e2micas, em conjunto com o volume espec\u00edfico e a energia interna espec\u00edfica

Sadi Carnot<sup>2</sup> representou uma máquina térmica ideal reversível, onde um ciclo simples trabalhava, com dois reservatórios térmicos.

O layout de um Ciclo Rankine Orgânico é um pouco mais simples do que o ciclo a vapor: não há tambor de água-vapor conectado à caldeira. As variações do ciclo, porém, são mais limitadas: reaquecimento e sangrias na turbina não são geralmente adequados para CRO, mas um regenerador pode ser instalado como pré-aquecedor de líquido entre a saída da bomba e saída do expensor, como mostrado na Figura 3. O design simplificado pode ser adaptado e otimizado de acordo com a necessidade da aplicação (QUOILIN et al., 2013).

Figura 3: Configurações de CRO com (direita) e sem (esquerda) regenerador.



Fonte:  
Zon et al.  
(2016)

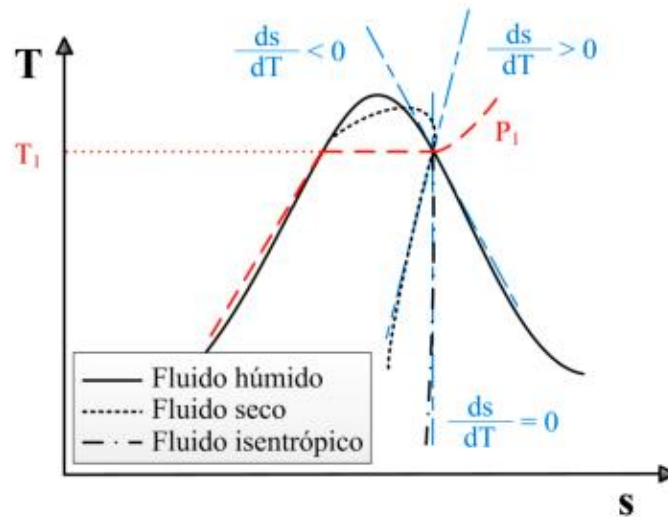
## 2.2 Fluido de Trabalho

O fluido de trabalho de um ciclo termodinâmico é o que permite efetuar trocas de energia entre o sistema e o exterior. Assim, o fluido de trabalho, no contexto deste tema, tem como função permitir a conversão de energia térmica em energia mecânica através do uso de uma turbina. A energia mecânica é convertida em energia elétrica através de um gerador.

Os fluidos de trabalho são classificados de acordo com a linha de saturação de vapor de um fluido em um diagrama de temperatura - entropia, os fluidos podem ser secos, isentrópicos ou úmidos, como é explicado na Figura 4.

<sup>2</sup> A máquina de Carnot, dentre todas as máquinas reversíveis, é a que fornece maior rendimento. Qualquer outro ciclo reversível terá um rendimento menor que o ciclo de Carnot. Esta é, em essência, a proposição de Kelvin para a segunda lei da termodinâmica: nem mesmo o mais eficiente dos processos cíclicos, como o de Carnot, permite transformar calor integralmente em trabalho.

Figura 4: Representação esquemática do tipo de fluido no gráfico T-s



Fonte: Teixeira (2014)

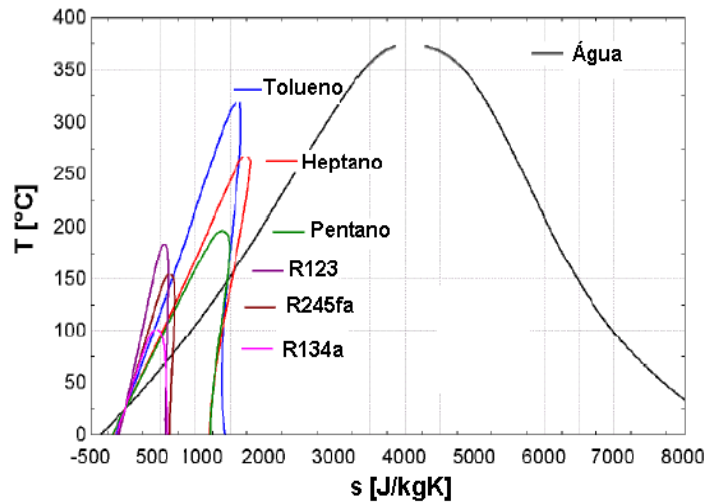
Note que o fluido é seco quando seu declive é positivo ( $ds/dT$ ), o fluido é úmido quando tem o declive negativo, o fluido é isentrópico quando possui encostas quase infinitamente grandes. O design simplificado pode ser adaptado e otimizado de acordo com a necessidade da aplicação (QUOILIN et al., 2013).

### 2.2.1 Fluidos Orgânicos versus Água

As diferenças de entropia entre líquido e vapor saturado são muito menores para os fluidos orgânicos. Logo, a entalpia de vaporização é menor. Porém, isto leva a um consumo da bomba muito maior, uma vez que o fluxo de massa do fluido orgânico deve ser maior que o da água para que se gere a mesma potência na turbina.

A Figura 5 apresenta algumas curvas de saturação no diagrama T-s de fluidos tipicamente utilizados em ciclos termodinâmicos ORC em comparação com a água. Observe que a inclinação das curvas de vapor saturado (lado direito da curva) dos fluidos orgânicos é muito mais próxima da vertical, enquanto que a da água que possui inclinação negativa. Este fato torna desnecessário o superaquecimento do vapor antes de entrar na turbina no ciclo CRO, eliminando do ciclo a limitação que seria a qualidade do vapor no processo de expansão.

Figura 5: Diagrama T-s da água e fluidos orgânicos



Fonte: Wenzel (2015)

Conforme mencionado no capítulo 1, seção 1.5.2, vide Tabela 2, existem muitas opções de fluidos orgânicos que podem ser empregados em ciclos CRO, porém a seleção destes fluidos apresenta barreiras significativas com relação a questões de segurança, saúde, impacto ambiental e suas propriedades termodinâmicas influenciam diretamente no aspecto econômico de um sistema baseado no ciclo CRO. A escolha ruim do fluido pode resultar numa planta de baixa eficiência e de alto custo (DRESCHER E BRÜGGEMANN, 2007)

Segundo SOTOMONTE (2015), não há fluido de trabalho ideal, na prática ao selecionar o fluido de trabalho o mesmo deve possuir o maior número de vantagens para a utilização proposta, pois não existe um fluido que reúna todas as características que favoreçam o desempenho do ciclo termodinâmico CRO. Este trabalho utilizará os fluidos orgânicos fluido de trabalho R245fa, R123 e R134a conforme metodologia apresentada no capítulo 3, seção 3.1.1. Na próxima seção a 2.3, o conteúdo sobre caldeiras será explanado.

## 2.3 Caldeiras

### 2.3.1 Caldeiras a vapor

No setor industrial as empresas utilizam biomassa para geração de energia e, especialmente no setor sucroalcooleiro, ocorreu um grande impulso à cogeração nas mais recentes décadas passadas. De acordo com ROTHBART (2010), as usinas passaram a adotar caldeiras de alta pressão, e o vapor excedente passou a ser utilizado como executor de

aquecimento, ou seja, como transporte de calor para processos industriais. Isso fez com que o combustível fosse melhor aproveitado na cogeração.

Caldeiras de vapor são os geradores de vapor simples, que queimam algum tipo de combustível como fonte geradora de calor. Gerador de vapor é um aparelho térmico que produz vapor a partir do aquecimento de um fluido vaporizante.

Caldeiras a vapor são máquinas que produzem e acumulam vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando uma fonte de energia, excetuando ao mesmo tempo os refervedores e equipamentos similares utilizados em unidades de processo próximas. O vapor pode ser reaproveitado pela indústria de diversas formas como: baixa pressão, alta pressão, saturado, superaquecido, etc. O vapor também pode ser produzido também por diferentes tipos de equipamentos nos quais estão integradas as caldeiras.

A NR-13 diz que são consideradas como “caldeiras” todos os equipamentos que simultaneamente geram e acumulam, vapor de água ou outro fluido. A NR-13 é a norma principal que rege a segurança das caldeiras.

As caldeiras a vapor, possuem as seguintes classificações:

1) Quanto à posição dos gases quentes e da água:

- Aquatubulares (Aquotubulares)
- Flamotubulares (Fogotubulares, Piro tubulares)

2) Quanto à posição dos tubos:

- Verticais
- Horizontais
- Inclinação

3) Quanto à forma dos tubos:

- Retos
- Curvos

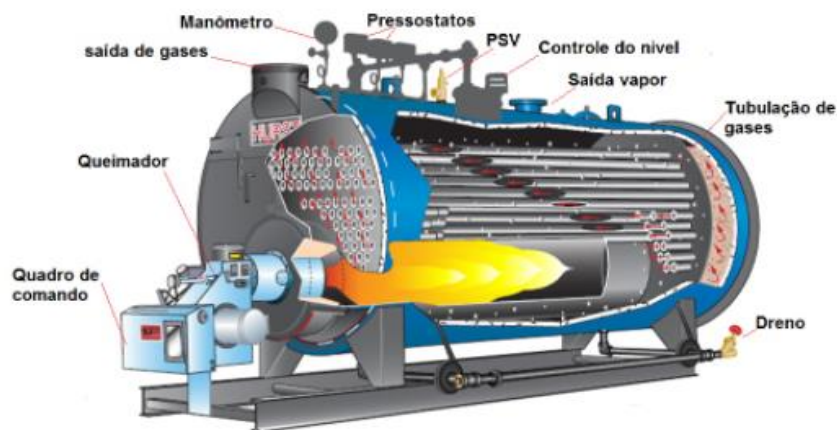
4) Quanto à natureza da aplicação:

- Fixas
- Portáteis
- Locomóveis (geração de força e energia)
- Marítimas

Existem muitas classificações quanto às caldeiras a vapor, a escolha de uma dessas máquinas se faz em função de:

- Tipo de serviço;
- Tipo de combustível disponível;
- Equipamento de combustão;
- Capacidade de produção;
- Pressão e temperatura do vapor;
- Fatores de caráter econômico;
- Escolha do combustível (disponibilidade, custo, análise técnica, tendência futura);
- Limitações geográficas (altitude, condições climáticas, condições do solo, acesso para serviços e construção);
- Condições locais (restrições ambientais, legislação local, limitação de espaço);
- Tipo e custo da energia para acionamento de equipamentos auxiliares;
- Nível de experiência do pessoal para operação e manutenção, custo da mão-de-obra;
- Garantias de fornecimento.

Figura 6: Caldeira a vapor



Fonte: Martinelli

Segundo Martinelli, os elementos que caracterizam as caldeiras são:

- 1) Pressão de Regime: a máxima pressão de vapor, que é o limite superior do projeto da máquina;
- 2) Pressão de Prova: pressão de ensaio hidrostático ao qual é submetida a caldeira quando em testes (NR-13);

- 3) Capacidade de Evaporação: são as partes metálicas em contato, de um lado com a água e vapor da caldeira e, do outro, com os produtos da combustão. A medição desta área se faz pelo lado exposto às chamas;
- 4) Superfície de Grelhas ou Volume da Fornalha: juntamente com o item anterior, determina a potência da caldeira. Maior será a potência quanto maior for o volume da caldeira;
- 5) Outros: peso, superfície dos superaquecedores de vapor, economizadores de água de alimentação, aquecedores de ar, volume das câmaras de água e vapor, eficiência térmica desejável, variação da demanda, espaço necessário ou disponível, amortização do investimento.

### 2.3.2 Caldeiras de vapor a biomassa

A biomassa é um material que se converte em energia e está acessível em materiais, como: madeira, palha, culturas energéticas, lodo de esgoto, resíduos orgânicos e outros. A energia destes compostos é liberada pela queima, fermentação ou destilação destes materiais.

Este tipo de biocombustível reduz significativamente as emissões de carbono e gera energia a baixo custo em aplicações industriais e comerciais. Caldeiras a biomassa são utilizados pelas indústrias para geração de energia elétrica. Constantemente o uso de caldeiras a biomassa vêm aumentando.

Com o advento da indústria 4.0, a caldeira a biomassa representa uma ótima oportunidade para o aumento da geração energética. Esta torna a indústria mais sustentável, por meio de robôs e da automatização de processos. Assim, com o tempo as indústrias provavelmente irão passar a adotar cada vez mais o uso das caldeiras a biomassa (LORENSETTI, 2021).

A caldeira a biomassa é uma máquina voltada para a geração de vapor, que transforma a água em vapor da água, e para esta transformação pode utilizar diversos tipos de biomassa como: madeira, resíduos, cana-de-açúcar e outros. As vantagens do uso deste tipo de caldeira, do ponto de vista da sustentabilidade são:

- Não emissão do dióxido de enxofre, que é muito poluente ao meio ambiente;
- Combustível renovável;
- Aumento eficiência energética;
- Aumenta o reaproveitamento de resíduos, impedindo maior poluição.

- Podem ser utilizadas por empresas, cujos processos industriais necessitam de altas temperaturas. Como indústrias químicas, petroquímicas e outros segmentos industriais.

O funcionamento dessas máquinas ocorre da seguinte maneira. Estas aquecem a água, com o objetivo de gerar vapor em vários processos. Em um recipiente separado, que é acoplado à caldeira chamado de queimador, ocorre a queima do combustível que é a biomassa.

Após este processo ocorre a queima de água que se transformará em vapor e este seguirá pela tubulação. Conforme o tipo de caldeira esse caminho do vapor vai variar. Em caldeiras flamotubulares o vapor percorre pelos tubos de fogo e em caldeiras aquatubulares o vapor percorre os tubos de água.

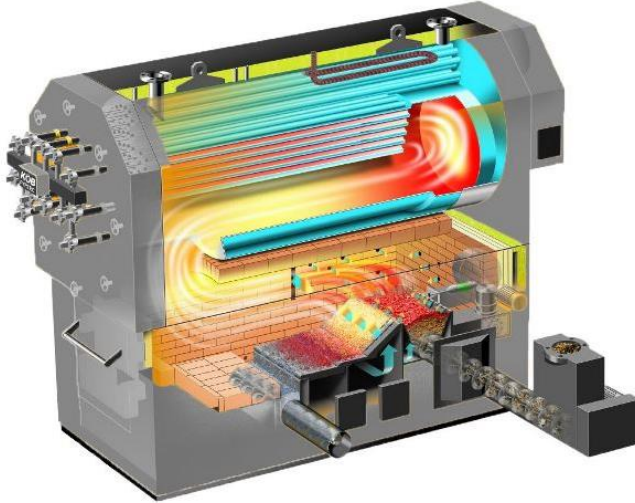
Nas caldeiras a biomassa flamotubulares, o fogo ou o gás é enviado através de tubos, que entram na caldeira e são cercados pela água, aquecendo-a e gerando o vapor. Na segunda maneira (caldeiras aquatubulares), o trabalho é feito no sentido oposto, ou seja, a água que irá percorrer uma série de tubos, com a combustão enviada para dentro da caldeira, aquecendo a água e a transformando em vapor. (LORENSETTI, 2021)

Em resumo, na caldeira a água será aquecida sempre se transformando em vapor. O vapor bombeado vai circular através de outros tubos. Sempre posteriormente encaminhado para sua função na empresa. O combustível, a biomassa, é fornecido para a criação de calor e vapor.

A caldeira a biomassa é capaz de realizar o mesmo trabalho que as demais, porém sem a emissão de dióxido de enxofre, contribuindo assim para o meio ambiente. Além de não emitir o dióxido de enxofre, as caldeiras a biomassa utilizam combustíveis renováveis que podem ser reaproveitados, evitando assim uma destinação incorreta e possuem maior eficiência energética.

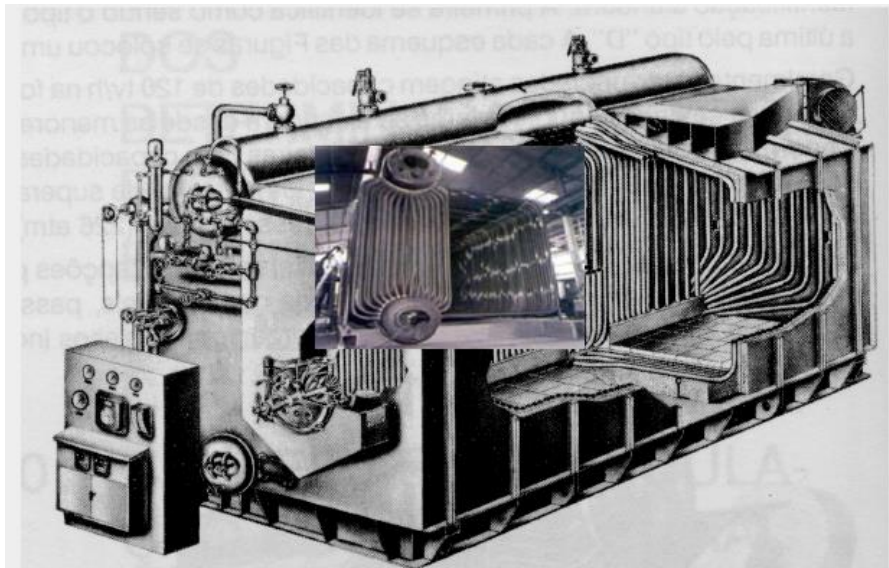


Figura 7: Caldeira a biomassa em corte



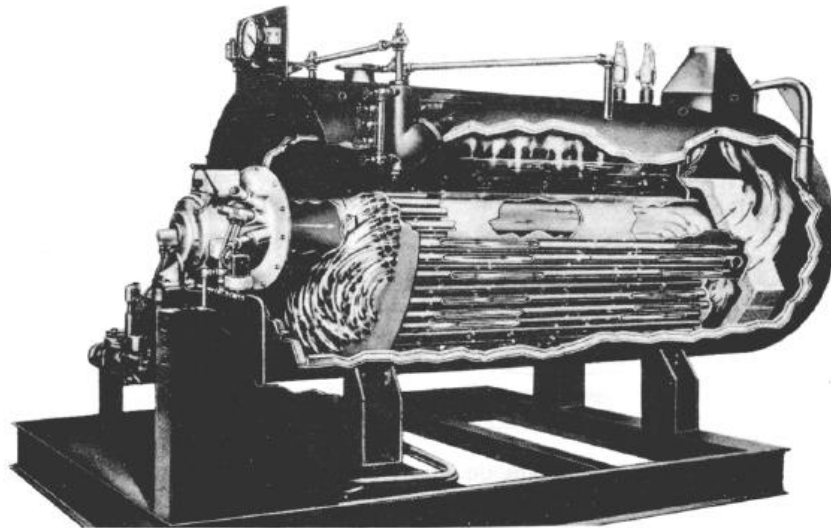
Fonte: Mecânica Industrial (2021)

Figura 8: Caldeira Aquatubular



Fonte: Mecânica Industrial (2021)

Figura 9: Caldeira flamotubular



Fonte: Mecânica Industrial (2021)

#### 2.4 Biomassa de Açai

De acordo com ROGEZ (2000), o açai é um fruto com diâmetro entre 1 e 2 cm e peso médio entre 0,8 e 2,3 g. O caroço, resíduo aproveitado como combustível, constitui 83% do fruto, cuja composição é rica em celulose, hemicelulose, cristais de inulina (polissacarídeo da frutose) e lipídeos explicita na Tabela 3.

Tabela 3: Composição do caroço do Açai.

Composição do Açai	Valores
Umidade	13,60 %
Extrato Estéreo	3,01 %
Extrato Alcoólico	9,32 %
Extrato Aquoso	2,80 %
Proteínas Brutas	4,34 %
Hemicelulose	12,26 %
Celulose	34,41 %
Lignina	7,72 %
Cinzas	1,34 %
<b>Total</b>	<b>88,80%</b>

Fonte: ALTMAN (1956) e CHAVES (1948)

KUHL e OLIVEIRA (2019), SOARES et. al, (2018) afirmam que um dos principais componentes é a lignina com 7,72%, amplamente empregada na produção de adesivos devido às altas forças de ligação, excelente resistência à água e calor, além de elevada estabilidade

química. Tais características são vantajosas para a briquetagem, dado o acréscimo da resistência do material devido a agregação da lignina na região compactada, aumento da aversão à umidade, além de evitar uma combustão indesejada durante a fabricação.

A combustão da biomassa é considerada uma reação exotérmica complexa, cuja aplicação mais comum é a formação de vapor para o funcionamento do Ciclo Rankine, a partir de caldeira e turbinas, amplamente utilizadas para a conversão de energia térmica em elétrica no setor industrial, comercial ou em áreas isoladas (QUOILIN, 2009).

A afirmativa de combustível limpo é corroborada por SEYED et al (2008) segundo a Tabela 4, a qual se infere não emitir óxidos de nitrogênio e enxofre, principais agentes da chuva ácida, durante a combustão.

Tabela 4: Composição elementar do açai.

Elementos	Componentes					
	H	C	N	O	S	Cinzas
%	5,57	48,80	Não detectável	46,19	Não detectável	0,44

Fonte: SEYED et al. (2008).

A qualidade que mais se destaca na análise química do açai é que ele é rico em celulose, hemicelulose, cristais de inulina e abundante em lipídios. Além destes fatores, é importante a análise também do percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas. A Tabela 5 sintetiza o estudo realizado por diversos autores referente ao percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas presentes na biomassa do açai. Estes fatores citados, influenciam no Poder Calorífico da biomassa.

Tabela 5: Percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas no fruto açai

Autores	Parâmetros		
	Carbono Fixo	Teor de Voláteis	Teor de Cinzas
Netto et al. (2006)	19,45%	79,44%	1,11%
Nagaishi (2007)	20,91%	77,62%	1,47%
Azevedo (2011)	18,68%	79,93%	1,39%
Roberto et al.(2018)	12,19%	71,39%	1,18%

Fonte: Kuhl e Oliveira (2019)

A Tabela 6 sintetiza o estudo realizado por diversos autores referente ao valor calculado para o Poder Calorífico Superior (PCS) do caroço de açaí. A análise dos valores da Tabela 6 mostram que PCS do caroço de açaí varia entre 4.252 kcal/kg a 6.592 kcal/kg. O valor médio encontrado para o PCS é 4.719,75 kcal/kg (KUHL e OLIVEIRA, 2019). Assim, o PCS do caroço de açaí mostra-se competitivo, quando comparado com o poder calorífico da lenha comercial, que varia de 2.200 kcal/kg a 2.500 kcal/kg. (BIOMAX, 2014).

Tabela 6: Poder Calorífico Superior do caroço de açaí.

Autores	PCS (Kcal/kg)
Reis et. al (2002)	4.500
Rodrigues et. al. (2002)	4.500
Silva et. al. (2004)	4.500
Pinheiro et. al (2005)	4.505
Netto et al. (2006)	4.576
Nagaishi (2007)	4.252
Azevedo (2011)	4.333
Peres et. al. (2018)	6.592

Fonte: Kuhl e Oliveira (2019)

Portanto, é possível afirmar que o resíduo do açaí é tão proveitoso quanto os outros combustíveis, pois sua disponibilidade é grande e suas características químicas demonstram uma alternativa viável para geração de energia.

## Capítulo 3 METODOLOGIA DA MODELAGEM MATEMÁTICA

O Capítulo 3 descreve a metodologia e equacionamento de análise termodinâmica onde são explicitados. Modelagem, de forma geral, é a elaboração de um modelo para a representação de um sistema real ou imaginário usando uma linguagem, um meio, e segundo um ponto de vista. Neste contexto, a seção 3.1 discorre a configuração do ciclo CRO incluindo os critérios de seleção do fluido de trabalho, equacionamento da análise termodinâmica. Na seção 3.2, o passo a passo para seleção da caldeira é detalhado. Na seção 3.3, a metodologia de simulação no programa WOLFRAM é apresentada.

### 3.1 Seleção da Caldeira

As seguintes hipóteses foram utilizadas para a seleção de caldeiras:

- H1) Trabalha com biomassa;
- H2) Operar com no mínimo 39.993 toneladas de biomassa de açaí ao ano;
- H3) Operar diariamente no mínimo 8 horas, totalizando ao ano 2920 horas;
- H4) Capacidade de suportar a temperatura de vapor de 200°C, que é a temperatura da fonte quente;
- H5) Capacidade de operar com a vazão de 5  $kg/s \cong 18.000 \text{ kg/h}$ .

Importante ressaltar que estas hipóteses advêm dos dados de entrada utilizados por CAVALCANTE (2017). Para seleção das caldeiras comerciais foram utilizadas restrições de pressão e temperatura na simulação, sendo necessário, escolher uma caldeira nas conclusões, com base nos intervalos de temperatura e pressão aplicados na análise termodinâmica.

### 3.2 Configuração do Ciclo CRO

#### 3.2.1 Seleção do Fluido de Trabalho

Os critérios de seleção do fluido de trabalho para este trabalho foram elaborados de maneira a atender as especificações iniciais de temperaturas desejadas para a operação do ciclo CRO. O fluido de trabalho pôde ser selecionado a partir da tabela 2 (Resumo de diferentes estudos de fluidos de trabalho do levantamento bibliográfico) e os principais critérios de seleção estão descritos abaixo, que foram explicitados no subcapítulo 1.5.3 e são baseados nos estudos de QUOILIN et. al (2013) :

- Temperatura crítica superior à temperatura máxima alcançada no ciclo CRO;

- Pressão crítica acima da pressão máxima do ciclo CRO;
- Tipo isentrópico;
- Eficiência térmica do ciclo acima de 4%, seguindo os padrões de resultados apresentados em Tchanche et al. (2009).

A norma ASHRAE 32-94, da American Society of Heating Refrigerant, And Airconditioning Engineers, classifica os fluidos refrigerantes quanto à segurança, indicando o 31 nível de toxicidade e inflamabilidade. A classificação de segurança serve para determinar como o refrigerante deve ser usado, por exemplo, sua aplicabilidade em lugares ocupados ou a sua quantidade máxima permitida para espaços confinados. A classificação de segurança consiste em dois dígitos alfanuméricos (ex. A2 ou B1). O símbolo alfabético indica a TOXICIDADE e o numeral a FLAMABILIDADE. (TCHANCHE, 2010). Isto é explicitado na Tabela 7.

Tabela 7: Classificação ASHRAE para toxicidade e flamabilidade

	Alta toxicidade	Baixa toxicidade
Alta flamabilidade	A3	B3
Baixa flamabilidade	A2	B2
Não propaga chama	A1	B1

Fonte: Tchanche (2010)

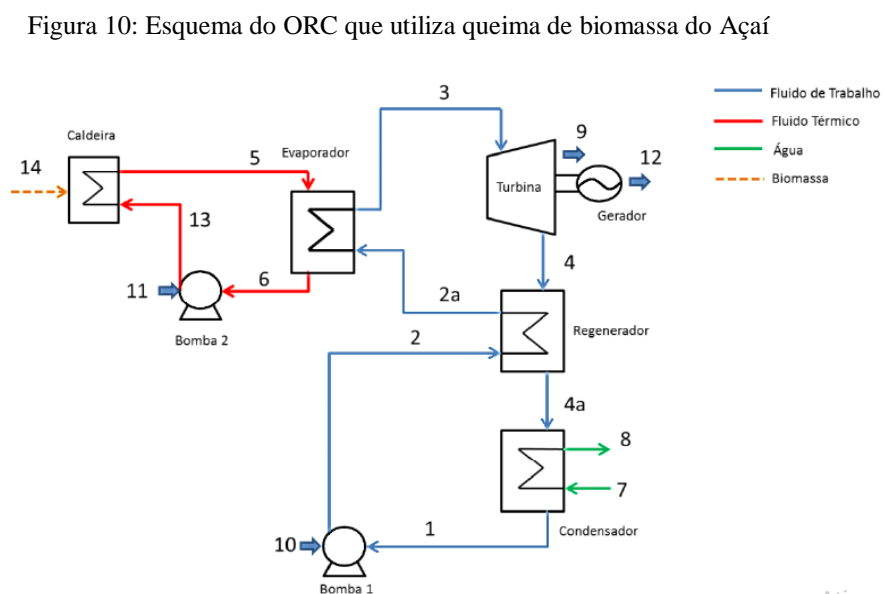
Cabe destacar que os critérios inflamabilidade e toxicidade não foram escolhidos para análise neste trabalho, pois estes fogem do foco principal. É importante destacar que ao selecionar um fluido de real funcionamento deve-se realizar uma seleção mais criteriosa em relação a estes fatores, principalmente devido ao risco de contaminação e detonação durante o manuseio e aplicação.

### 3.2.2 Análise Termodinâmica

O ciclo termodinâmico apresentado neste trabalho consiste em um trocador de calor (fonte quente), uma turbina, um condensador e uma bomba. O fluido de trabalho a alta pressão é aquecido e vaporizado no trocador de calor, este vapor então tem sua entalpia convertida em trabalho ao se expandir na turbina. O vapor a baixa pressão deixa a turbina e se destina ao condensador, onde é resfriado até a sua temperatura de saturação e então é condensado. Por último, a bomba eleva a pressão do líquido resultante da condensação e o direciona ao trocador de calor, onde o mesmo será vaporizado e um novo ciclo se inicia. Para analisar a performance do ciclo Rankine orgânico (CRO) foi utilizado o método presente em

TCHANCHE et al. (2009). Neste método a primeira e segunda leis da termodinâmica são aplicadas a cada componente do ciclo de modo que as quantidades de calor adicionadas e rejeitadas, os trabalhos gerados e consumidos e as eficiências do sistema possam ser encontrados e a escolha do fluido possa ser analisada.

Para simplificação, as irreversibilidades internas e quedas de pressão nos componentes são ignoradas e os processos na turbina e na bomba são considerados isentrópicos. A Figura 10, mostra o esquema do modelo simplificado utilizado neste estudo, que pode representar situações reais e avaliar o uso do CRO combinado com o açai como biocombustível.



Fonte: CAVALCANTE, (2017, p.64).

Quando o modelo é uma representação válida de um sistema, informações significativas podem ser retiradas sobre sua dinâmica ou seu desempenho. Logo, a partir da modelagem termodinâmica do ciclo Rankine orgânico descrito na seção 2.1, e dos balanceamentos da 1ª Lei da Termodinâmica obtêm-se a análise termodinâmica para um dispositivo com escoamento em regime permanente apresentado na Figura 10. O aspecto mais importante de um modelo é a relação simplicidade versus fidelidade.

A seguir, para melhor compreensão, apresentamos o desenvolvimento do equacionamento do modelo termodinâmico de cada equipamento do sistema CRO. Os

equipamentos correspondem respectivamente a funções, as quais serão apresentadas na seguinte ordem abaixo.

**Hipóteses iniciais:**

$$x_1 = 0 \quad (12)$$

$$p_1 = p_4 = p_{4a} \quad (13)$$

$$p_2 = p_{2a} = p_3 \quad (14)$$

$$s_3 = s_{4s} = p_3 \quad (15)$$

**Equação da continuidade:**

$$\sum \dot{m}_{entra} = \sum \dot{m}_{sai} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{entra} + Pot_{entra} + \dot{m}_{entra}h_{entra} = \dot{Q}_{sai} + Pot_{sai} + \dot{m}_{sai}h_{sai} \quad (17)$$

**Bomba 1:**

A função bomba tem como objetivo retornar a potência de consumo  $W_{B1}$  e a elevação de temperatura na saída de cada uma das duas bombas do sistema CRO, tendo como incógnita o valor de entalpia de saída da bomba  $h_2$ . A partir da hipótese de uma bomba trabalhando em regime permanente, considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema, uma compressão isentrópica ( $s_1 = s_2$ ) para um líquido incompressível que passe pela bomba, obtém-se a equação 18.

$$Pot_{B1} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (18)$$

$$w_{B1} = \frac{V_1}{\eta_{B1}}(p_2 - p_1) \quad (19)$$

$w_{B1}$  é a quantidade de trabalho que é consumido pelo motor da bomba durante a mudança de pressão do fluido de trabalho. A eficiência  $\eta_{B1}$  (eficiência na bomba) representa as perdas do motor da bomba ao transformar energia elétrica em trabalho mecânico, e representa a eficiência na bomba 1.

**Regenerador:**

$$(h_{2a} - h_{4a}) = (h_2 - h_4) \quad (20)$$

**Evaporador:**

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_3 - h_{2a}) \quad (21)$$



**Turbina:**

A turbina representa uma função, que tem como objetivo, calcular a potência bruta gerada  $W_T$ . A temperatura na saída e o fluxo de massa na turbina representa, conseqüentemente, o fluxo do fluido orgânico do sistema CRO.

A pressão de saída da turbina ( $P_4$ ) é pré-definida pela queda de pressão dentro do condensador, o qual não permite que ela seja, na entrada da bomba, inferior à pressão ambiente ( $P_{EntB} \geq P_{amb}$ ).

$$Pot_T = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (22)$$

$$w_T = \dot{m}(h_3 - h_4)\eta_{mt} \quad (23)$$

Note que  $w_T$  é a quantidade de trabalho produzido na turbina durante a expansão isentrópica do fluido de trabalho, ver equação (2), na seção 2.1. Além disso, a eficiência mecânica  $\eta_T$  (eficiência da turbina) é utilizada para representar a porcentagem do trabalho que é desperdiçado devido a perdas por fricção nas engrenagens que conectam a turbina ao rotor do gerador. Então, a equação (2) e (23).

**Condensador:**

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_{4a} - h_1) \quad (24)$$

$\dot{Q}_C$  é a quantidade de calor que o condensador deverá retirar do fluido de trabalho

**Bomba 2:**

$$Pot_{B2} = \dot{m}_{ft} * w_{B2} \quad (25)$$

$$w_{B2} = \dot{m}_{fter} * (h_{13} - h_6) * \eta_b \quad (26)$$

$w_{B2}$  é a quantidade de trabalho que é consumido pelo motor da bomba durante a mudança de pressão do fluido de térmico. A eficiência  $\eta_{B2}$  (eficiência na bomba 2) representa as perdas do motor da bomba ao transformar energia elétrica em trabalho mecânico.

**Caldeira:**

$$\dot{Q}_{Cal} = \dot{Q}_E \quad (27)$$

**Eficiência térmica global:**

$$\eta_{term,global} = \frac{\dot{W}_{LIQ}}{\dot{Q}_{Cal}} = 1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_{Cal}} \quad (28)$$

$$\dot{W}_{LIQ} = Pot_T - Pot_{B1} \quad (29)$$

$\eta_{term,global}$  é a eficiência que considera somente o balanço de energia do ciclo, ou seja, a primeira lei da termodinâmica, sem considerar a diferença qualitativa inerente entre calor e potência mecânica. As eficiências isentrópicas do sistema, definidas no capítulo 2, ocorrem nas bombas e turbinas, sendo iguais a:

$$\eta_{B1} = \frac{\dot{W}_{reversível}}{\dot{W}_{real}} = \frac{(h_{2reversível}[h_{2s}] - h_1)}{(h_{2real}[h_2] - h_1)} \quad (30)$$

$$w_{B1} = \frac{v_1(p_2 - p_1)}{\eta_B} \quad (31)$$

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{reversível}} = \frac{(h_3 - h_{4real}[h_4])}{(h_3 - h_{4reversível}[h_{4s}])} \quad (32)$$

$$w_T = \eta_T (h_3 - h_{4reversível}[h_{4s}]) \quad (33)$$

Onde:  $h_{2s}$  é a entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da bomba e  $h_1$  é a entalpia do fluido na entrada da bomba.  $h_{4s}$  é a entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da turbina e  $h_3$  é a entalpia do fluido na entrada da turbina.

As equações 34, 35, 36 e 37 foram retiradas de CAVALCANTE (2017), sendo utilizadas na determinação da quantidade de biomassa de açaí necessária ao sistema CRO:

$$Quant_{caroço\ de\ açaí\ total} = Quant_{[Kg]} - (0.15 * Quant_{[Kg]}) \quad (34)$$

$$Q_{entra\ no\ ciclo} = \frac{Quant_{caroço\ de\ açaí\ total}}{horas(PCI)\eta_E} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{bio} = \frac{Q_{entra\ no\ ciclo}}{horas} \quad (36)$$

$$\dot{m}_{fluido\ térmico} = \frac{Q_{entra\ no\ ciclo}}{C_p * (T5 - T6)} \quad (37)$$

Neste contexto, as equações 12 a 37 constituem a formulação utilizada para gerar o código no simulador EES para realizar os cálculos termodinâmicos e posteriormente incorporar ao ambiente do WOLFRAM para simular as situações reais e avaliar a eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico (CRO) para cada um dos cenários que compõe o estudo de simulação descrito no Capítulo 4, seção 4.5.

### 3.3 Metodologia de simulação no programa WOLFRAM

Como primeiro passo foi necessário realizar o dimensionamento do sistema CRO (modelagem matemática térmica). Com o objetivo de testar diferentes fluidos orgânicos para produzir uma mesma potência, criou-se uma ferramenta para essa finalidade.

Uma vez a máquina dimensionada, a segunda etapa foi desenvolver uma rotina computacional para análise da eficiência térmica que permitisse a simulação para previsão de comportamento do sistema CRO em estudo.

A função objetivo expressa o critério de otimização em função de variáveis dependentes e independentes. Neste trabalho a eficiência térmica global do sistema, equação (38), é utilizada como função objetivo para otimização, e assim um dos passos do trabalho é obter seu valor maximizado.

$$F: MAX \left( \frac{W_{LIQ}}{\dot{Q}_{cal}} \right) \quad (38)$$

Na linguagem do programa WOLFRAM a equação (38) é reescrita em função das propriedades termodinâmicas e do balanço de energia da 1ª Lei da Termodinâmica para o sistema CRO em regime permanente. Logo, o funcional  $F$  representa, no ambiente WOLFRAM, equação 39, a função objetivo utilizada para analisar a eficiência térmica do ciclo CRO .

$$F: MAX \left( \frac{\left\{ W_t - \left( \frac{Q_{cal}}{Cp * (T_5 - T_6)} \right) * \left( h_{13} [em\ função\ de\ (P_{13}, T_{13})] \right) - \left( h_6 [em\ função\ de\ (P_6, T_6)] \right) \right\}}{Q_{cal}} \right) \quad (39)$$

Onde  $W_t$  é a potência da turbina;  $Q_{cal}$  representa o calor da caldeira;  $C_p$  o calor específico do fluido térmico;  $(p_5; T_5)$  representa a pressão e temperatura na saída da caldeira;  $(p_{13}, T_{13})$  representa os valores para pressão e temperatura na entrada da caldeira;  $(p_6, T_6)$  os valores da pressão e temperatura na saída do evaporador.

Formulada a função objetivo do problema, esta precisou ser inserida no formato da função “built-in”, denominada *NMaximize*, disponível no programa WOLFRAM, a qual utiliza o método numérico *Differential Evolution* para determinar o máximo da função descrita na equação (39). A função “built-in” *NMaximize* calculará o ponto que retornar o máximo global de uma função segundo um conjunto de restrições.

Neste trabalho o seguinte conjunto de restrições foi imposto na função objetivo e função built-in do Wolfram, a saber:

**Restrição 1:** Intervalo da temperatura de saída suportado pela caldeira no ponto 5 do ciclo CRO

**Restrição 2:** Intervalo de pressão de saída suportado pela caldeira no ponto 13 do ciclo CRO

**Restrição 3:** Intervalo de temperatura de saída suportado pela Caldeira no ponto 5 do ciclo CRO

**Restrição 4:** Temperatura de operação do fluido térmico

**Restrição 5:** Temperatura crítica do fluido de trabalho

**Restrição 6:** Temperatura ambiente  $T_1$

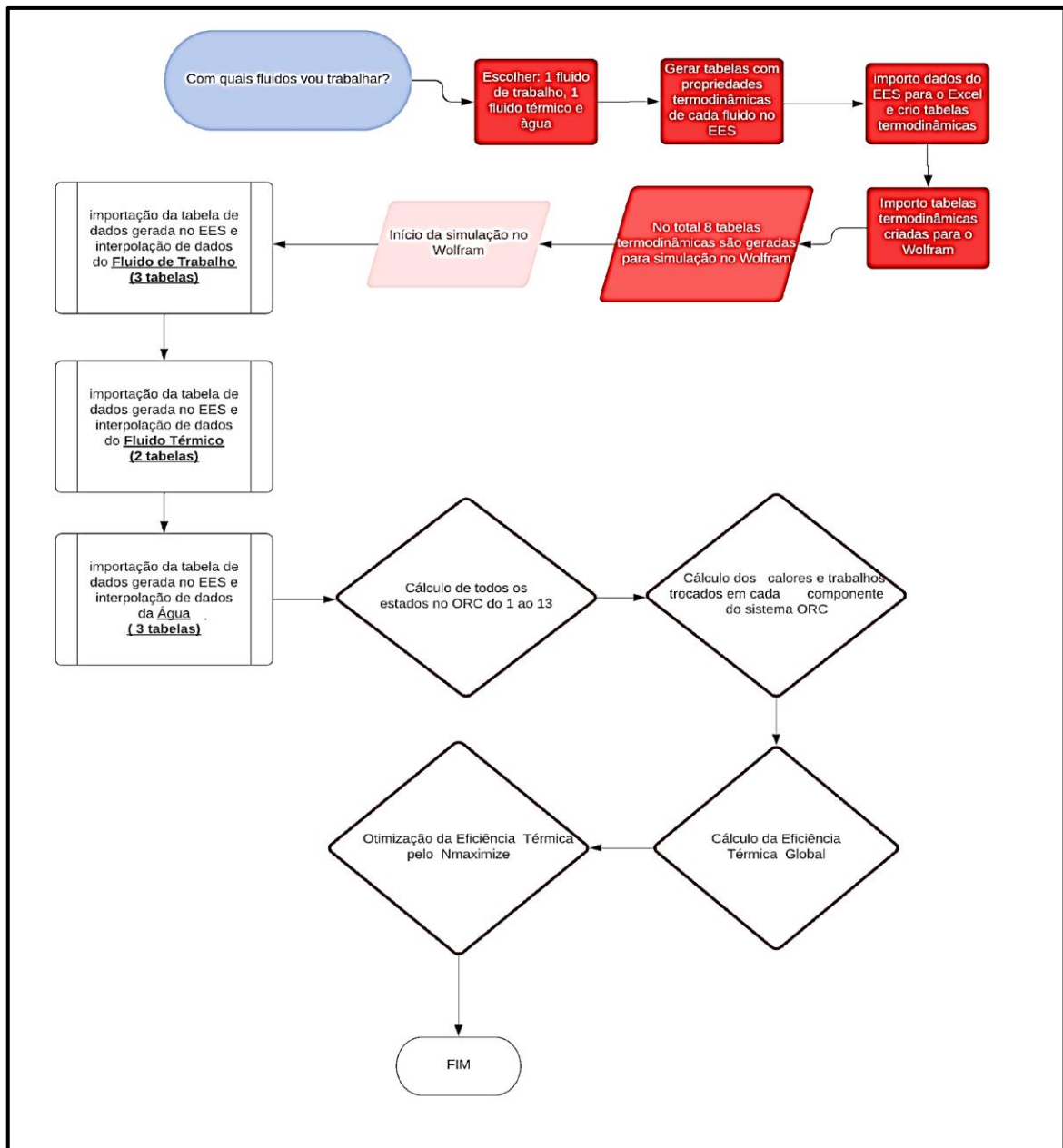
**Restrição 7:** Temperatura da fonte quente –  $T_5$

Nas engenharias o valor denominado ponto ótimo pode ser chamado também de melhor estratégia, melhor ajuste ou melhor configuração. Ao executar o script, o simulador retorna com a seguinte resposta para a variável pressão, temperatura e a eficiência térmica.

Em síntese, na Figura 11 é apresentado o diagrama de fluxo simplificado da sequência de execução da etapa de processamento para o presente estudo de simulação cujo objetivo foi testar diferentes fluidos e avaliar o desempenho do sistema CRO sendo possível escolher uma máquina (caldeira) de melhor custo benefício. A metodologia de análise foi dividida em duas etapas: processamento (rotina de cálculo para eficiência térmica) e pós-processamento (análise e tratamento de resultados via Excel).

Um fluxograma é um diagrama que descreve um processo, sistema ou algoritmo de computador. São amplamente utilizados em várias áreas para documentar, estudar, planejar, melhorar e comunicar processos complexos por meio de diagramas claros e fáceis de entender. Fluxogramas usam retângulos, ovais, diamantes e muitas outras formas para definir os tipos de passos, assim como setas conectoras para definir fluxo e sequência. Podem ser gráficos simples e desenhados à mão ou diagramas abrangentes desenhados por computador descrevendo as várias etapas e rotas.

Figura 11: Fluxograma da simulação computacional executada no programa Wolfram Mathemática



Fonte: Autor

## Capítulo 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo mostra os resultados do estudo de simulação realizado para eficiência térmica. Os dados iniciais escolhidos como premissas deste trabalho são apresentados e aplicados segundo a metodologia presente no Capítulo 3. A seleção do fluido de trabalho e caldeira é feita, assim com as análises termodinâmicas do ciclo ORC resultante.

### 4.1 Caracterização do ambiente de experimentação (simulação)

Utilizou-se uma máquina de sistema operacional WINDOWS 10, com processador Intel(R) Core (TM) i3-6006U, CPU@ 2.00GHz, 1.99 GHz, 4 GB de memória, sistema operacional de 64 bits, processador baseado em x64.

### 4.2 Escolha da Biomassa

Como biomassa para o ciclo CRO foi utilizado o fruto do açaí por ser uma matéria prima presente em grande quantidade na região norte do Brasil, e também, por ser sustentável e possuir grande potencial para geração de energia térmica e elétrica.

Segundo Biomax (2014), o valor médio para o PCS (Poder Calorífico Superior) do açaí é de 4.720 kcal/kg. O PCS do caroço de açaí mostra-se competitivo, quando comparado com o poder calorífico da lenha comercial, que varia de 2.200 kcal/kg a 2.500 kcal/kg.

### 4.3 Seleção dos Fluidos de Trabalho (Eficiência do ciclo ORC)

As características de operação desejadas para o ciclo termodinâmico deste trabalho se encontram sumarizadas na Tabela 8.

Tabela 8: Valores das variáveis de entrada aplicadas (condições iniciais)

$P_1$	249.6 [KPa]
$T_1$ {temperatura devido às condições climáticas da região}	40[°C]
$P_2$ {baseado em um parâmetro de variação na pressão da turbina de 600 KPa a 1600KPa para avaliar o ciclo}	1600 [KPa]
$T_3$ {temperatura considerada na saída do evaporador que é a maior do ORC e também seu valor deve ser menor que da $T_{crit}$ do fluido de trabalho}	120[°C]
$\eta_B, \eta_T$ {eficiências isentrópicas na bomba e turbina}	0,75=75%
PCI {poder calorífico inferior do açaí}	15501,72[kJ/Kg]
horas {quantidade de horas de funcionamento da usina}	8 [horas]
Quantidade <sub>Kilogramas</sub> {Segundo (AZEVEDO, 2017), esta é a quantidade de frutos do açaí coletados em 2016}	39.993 [toneladas]
$\eta_E, \eta_R$ {eficiência do evaporador e regenerador}	0,85=85%
$T_0$ {equipamentos, onde grande parte da exergia disponível é desperdiçada, são aqueles que operam a uma temperatura superior e mais elevada que a temperatura ambiente}	30[°C]
$T_{local}$ {temperatura do logradouro igual a temperatura ambiente}	30[°C]
$T_{fq}$ {temperatura da fonte quente}= $T_5$	200[°C]

Fonte: Cavalcante (2017)

De acordo com os critérios listados na subseção 3.2.1 e considerando as temperaturas e pressões máximas apresentadas na tabela 8, o fluido térmico selecionado foi o Dowtherm A em virtude de ser o fluido de transferência de calor orgânico sintético, termicamente, mais estável, projetado para aplicações de transferência de calor de alta temperatura até 400°C (750°F). Este fluido pode operar em fase líquida ou vapor, possui longa vida útil, baixa pressão operacional, ampla faixa de temperatura operacional e ampla disponibilidade conforme mostra a Tabela 9.

Tabela 9: Características do Fluido Térmico selecionado

<b>Dowtherm_A</b>	
Tipo	Orgânico sintético
Ponto de Congelamento	12°C
Marca	Dowtherm
Temperatura máxima de operação	400°C
Temperatura Crítica	497°C
Pressão Crítica	313400 Kpa
Volume crítico	3,17 L/kg
Calor de combustão	36.053 kJ/kg

Fonte: DOWTHERM™: A Heat Transfer Fluid. Disponível em:

< <https://www.dow.com/pt-br/pdp.dowtherm-a-heat-transfer-fluid.238000z.html> >.

Acesso em: 12 mar. 2022.

De acordo com os critérios listados na subseção 3.2.1 e considerando as temperaturas e pressões máximas apresentadas na Tabela 8, os fluidos de trabalho selecionados para aplicação no projeto foram os refrigerantes: R245fa, R123, R134a. Os parâmetros de entalpias, temperaturas e pressões de cada fluido encontram-se listados na Tabela 10.

Tabela 10: Propriedades dos fluidos de trabalho selecionados para o sistema CRO

Refrigerante	R245fa	R123	R134a
Temperatura crítica [°C]	154	183,70	101,06
Pressão crítica [Mpa]	3,66	4,06	3,66
Ponto de Congelamento [°C]	<-160	<-107	<-96,70
Estabilidade	Estável	Estável	Estável
Temperatura de vaporização [°C]	58,80	27,80	1,20
Densidade crítica [kg/m <sup>3</sup> ]	517	550	512
Disponibilidade	Alta	Alta	alta
Pressão de vaporização [KPa]	123	15,80	164,10
Viscosidade [μPa-s]	407	456	202
Condutividade Térmica [W/m°C]	0,09	0,08	0,08
Calor Latente a 25 bar [KJ/Kg]	93	82	111
Massa molar [g/mole]	134,08	152,93	102,03

Fonte: Teixeira (2014)

É notável, de acordo com a literatura estudada, que o fluido R123 tem alta disponibilidade, alta estabilidade, alta condutividade térmica e alto calor latente. O fluido R123 possui maior condutividade térmica que o R245fa e o R134a, e em consequência, possui uma maior capacidade de transferência de calor, maior capacidade de armazenamento de calor tanto no estado líquido como de vapor, melhor desempenho ao absorver energia de baixas e médias temperaturas de fontes de calor, menores perdas de cargas e devido a isso maiores potências (Shu *et al.*,2016).

O R123 possui propriedades não inflamáveis, baixa temperatura de ebulição, estabilidade química e baixo custo, além disso possui alta condutividade térmica, moderada temperatura e pressão de trabalho (ANJOS, 2022).

Segundo TERRONI TEIXEIRA (2021), para uma determinada temperatura de evaporação e condensação, os fluidos que obtêm maiores rendimentos possuem maior temperatura crítica. Estudos mostram que aplicar fluidos com maior temperatura crítica, levam a maiores rendimentos. Ademais, altas temperaturas críticas levam o ciclo movimentar-se com densidades de vapor bem mais baixas que a densidade crítica, sendo inevitável aumentar o tamanho dos componentes.

O fluido R134a tem alta disponibilidade, alta estabilidade, alta condutividade térmica e alto calor latente. Possui a menor temperatura crítica dos três fluidos selecionados. Enquanto o fluido R245fa tem alta disponibilidade, alta estabilidade, alta condutividade térmica e alto calor latente.

No passo seguinte, após a seleção de fluidos para o projeto, foi gerado tabelas de dados com as propriedades termodinâmicas de cada fluido no programa EES (Engineering Equation Solver). Essas tabelas de dados geradas no EES serviram para importação dos dados termodinâmicos e cálculos para a rotina desenvolvida no programa WOLFRAM.

As tabelas termodinâmicas que foram geradas no EES em conjunto com o excel e importadas pelo Wolfram Mathemática estão listadas abaixo e não puderam ser anexadas aos trabalho devido à grande extensão de dados dessas tabelas.

- 1.tabela de líquido comprimido do R245fa;
2. tabela de líquido comprimido do R123;
3. tabela de líquido comprimido do R134a;
4. tabela de líquido comprimido da água;



5. tabela de líquido-vapor do R245fa;
6. tabela de líquido-vapor do R123;
7. tabela de líquido-vapor R134a;
8. tabela de líquido-vapor da água;
9. tabela de líquido-vapor do dowtherm\_A;
10. tabela de vapor superaquecido do R245fa;
11. tabela de vapor superaquecido do R123;
12. tabela de vapor superaquecido R134a;
13. tabela de vapor superaquecido da água;
14. tabela de vapor superaquecido do dowtherm\_A.

#### 4.4 Seleção da Caldeira

De acordo com os critérios listados na subseção 3.2 e considerando as temperaturas e pressões máximas apresentadas na Tabela 8, as caldeiras comerciais selecionadas para este estudo de simulação e as respectivas informações referente ao fabricante, modelo, parâmetros operacionais e o custo da caldeira encontram-se indicadas na Tabela 11.

Cabe destacar que os intervalos de pressão e temperatura das caldeiras à biomassa identificadas no mercado brasileiro não se diferenciam muito, fato que reforça a necessidade seleção da caldeira ser estruturado em uma análise termodinâmica.

Tabela 11: Características principais das caldeiras comerciais identificadas no mercado

Conjunto	Fabricante	Modelo	Vazão (Kg/h)	Temp. saída (mín-máx) (°C)	Pressão saída (mín-máx) (Kpa)	Custo Conjunto (US\$)
Caldeira 1	Henan Yuanda Boiler Corporatin LTD	DZL10-1.25-T	10.000	160-204	700-2500	500.000
Caldeira 2	Xinxiang Gongshen Boiler Co.Ltd. Manufacturer, Trading Company	WNS2-1.25-Q	4.000	170-225	700-2500	36.000
Caldeira 3	Henan Dakai Thermal Technology Co, Trading Company	DZL20	20.000	184-225	700-1250	150.000

Fonte: Autor

Importante ressaltar que as caldeiras apresentadas na Tabela 11 atendem a capacidade de suportar a temperatura de vapor de 200°C referente a temperatura da fonte quente formulada na hipótese H4. Entretanto, somente a caldeira 3 possui capacidade de operar com vazão de  $5 \text{ kg/s} \cong 18.000 \text{ kg/h}$  atendendo a hipótese H5.

Cabe uma reflexão com respeito as hipóteses H3 e H5 formuladas por CAVALCANTE (2017). Considerando a vazão de  $5 \text{ kg/s} \cong 18.000 \text{ kg/h}$ , H5, e um turno de 8h de funcionamento da usina, H3, é necessário a quantidade de  $4.320 \text{ ton/mês}$  de biomassa de açaí. Entretanto, CAVALCANTE (2017), indica a disponibilidade de biomassa de açaí em torno de  $39.993 \text{ ton/ano}$ , ou seja,  $3.333 \text{ ton/mês}$ . Desta forma, tem-se um déficit de  $987 \text{ ton/mês}$  de biomassa de açaí para que a usina possa trabalhar em turno de 8h ininterrupto.

#### 4.5 Análise dos Resultados da Simulação do CRO no ambiente WOLFRAM

O principal objetivo deste estudo de simulação é, fixado o fluido térmico, selecionar o par (Caldeira, Filtro de Trabalho) que retorne o maior valor numérico para a eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico combinado com o açaí como biocombustível. Neste estudo, 03 (três) fatores foram utilizados para representar as situações reais e avaliar a eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico combinado com o açaí como biocombustível a saber:

- I. **Fluido Térmico**, representado pelo fluido Dowtherm A.
- II. **Fluido de Trabalho**, constituído pelos refrigerantes R245fa, R123 e R134a.
- III. **Caldeira**, retratado pelos modelos DZL10-1.25-T; WNS2-1.25-Q e DZLT20)

Para cada termo (Fluido Térmico, Fluido de Trabalho, Caldeira) foi constituído um cenário possível, totalizando 9 (nove) cenários mostrados na Tabela 12.

A partir dos valores das propriedades termodinâmicas descritos na tabela 8, dados de entrada para os cálculos da análise termodinâmica, a rotina computacional desenvolvida no WOLFRAM retornou o valor dos estados: 1, 2, 2a, 3, 4, 4a, 5, 6, 7, 8 e 13 do ciclo CRO para cada um dos cenários estabelecidos na Tabela 12.

Tabela 12: Cenários simulados no projeto

<b>Cenários</b>	<b>Fluido de trabalho (estados: 1, 2, 3, 4, 4a)</b>	<b>Fluido térmico (estados: 5, 6, 13)</b>	<b>Caldeira (estados: 5, 13)</b>
<b>1</b>	R245fa	DowthermA	Caldeira 1
<b>2</b>	R245fa	DowthermA	Caldeira 2
<b>3</b>	R245fa	DowthermA	Caldeira 3
<b>4</b>	R123	DowthermA	Caldeira 1
<b>5</b>	R123	DowthermA	Caldeira 2
<b>6</b>	R123	DowthermA	Caldeira 3
<b>7</b>	R134a	DowthermA	Caldeira 1
<b>8</b>	R134a	DowthermA	Caldeira 2
<b>9</b>	R134a	DowthermA	Caldeira 3

Fonte: Autor

#### 4.6 Resultados para os experimentos (cenários propostos)

Uma revalidação de resultados de CAVALCANTE (2017) e do próprio simulador Wolfram também foram feitas conforme foi mostrado nas tabelas 13, 14 e 15 pelo EES.

Os resultados da função interpolada no Wolfram com os resultados do EES para as mesmas duas propriedades na base temperatura e pressão. Os resultados obtidos no EES resultantes foram iguais, ou aproximados, aos do obtido no Wolfram (tabelas 13, 14 e 15) por meio da função interpolada.

Estes resultados tornam os dados deste trabalho plausíveis e aceitáveis. Os valores demonstram que as porcentagens de eficiências nos resultados obtidos neste projeto são aceitáveis e também, que a interpolação do código deste projeto no simulador Wolfram coincidem com a interpolação do EES.

A Tabela 13 sintetiza os resultados obtidos dos estados termodinâmico: 1, 2, 2a, 3, 4, 4a, 5, 6, 7, 8 e 13 do ciclo CRO na simulação dos cenário 1, 2 e 3 (Dowtherm A, R24fa, Caldeiras 1, 2 e 3). As tabelas 13, 14 e 15 seguem a seguinte legenda:

**De amarelo:** são valores usados como dados de entrada no simulador;

**De verde:** são valores obtidos no Wolfram;

**De azul claro:** são valores obtidos por equações prontas;

**De laranja:** são valores obtidos no EES.

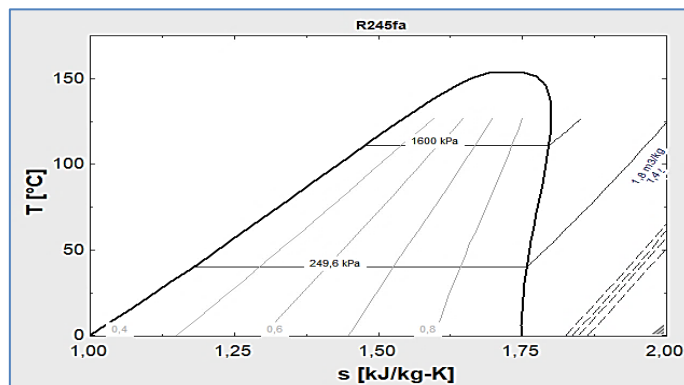
Na Figura 12, é possível observar o diagrama temperatura e entropia para os cenários 1, 2 e 3. (Dowtherm A, R24fa, Caldeiras 1, 2, 3).

Tabela 13: Parâmetros termodinâmicos dos cenários 1, 2, 3

	P [Kpa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
Estado 1 (Wolfram)	249,60	40	252,57	1,18
Estado 1 (EES)	249,60	40	252,60	1,18
Estado 2 (Wolfram)	1600	41	253,96	1,18
Estado 2 (EES)	1600	42	253,96	1,18
Estado 2a (Wolfram)	1600	60	280,62	1,26
Estado 2a (EES)	1600	61	280,62	1,26
Estado 3 (Wolfram)	1600	120	493,07	1,83
Estado 3 (EES)	1600	120	493,30	1,83
Estado 4 (Wolfram)	249,60	72	466,14	1,86
Estado 4 (EES)	249,60	72	466,14	1,79
Estado 4a (Wolfram)	249,60	46	439,48	1,77
Estado 4a (EES)	249,60	47	439,50	1,78
Estado 5 (Wolfram)	25,80	200	336,90	0,89
Estado 5 (EES)	25,80	200	337	0,89
Estado 6 (Wolfram)	25,80	70	90,45	0,28
Estado 6 (EES)	25,80	71	92,08	0,29
Estado 7 (Wolfram)	2,34	20	83,84	0,29
Estado 7 (EES)	2,34	20	83,84	0,29
Estado 8 (Wolfram)	2	41	170,54	0,58
Estado 8 (EES)	2	42	170,50	0,58
Estado 13(Wolfram)	25,80	70,50	91,32	0,29
Estado 13 (EES)	25,80	71,50	92,97	0,30

Fonte: Autor

Figura 12: Diagrama T-s para o R245fa na simulação



Fonte: Autor

Um diagrama de entropia de temperatura (diagrama T-s ) é o tipo de diagrama mais

frequentemente usado para analisar os ciclos do sistema de transferência de energia. É usado na termodinâmica para visualizar alterações de temperatura e entropia específica durante um processo ou ciclo termodinâmico.

A Tabela 14 sintetiza os resultados obtidos dos estados termodinâmico 1, 2, 2a, 3, 4, 4a, 5, 6, 7, 8 e 13 do ciclo CRO na simulação dos cenários 4, 5 e 6 (Dowtherm A, R123, Caldeiras 1, 2 e 3).

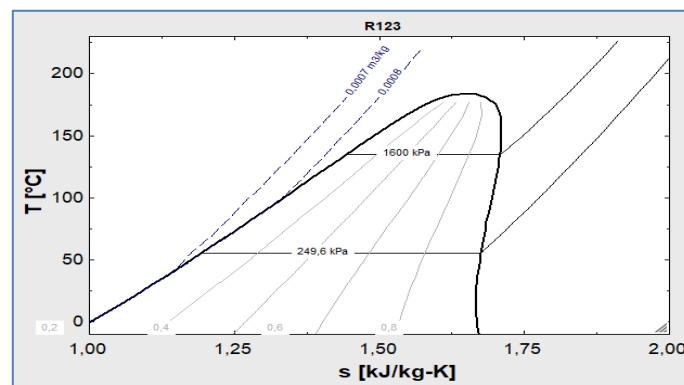
Na Figura 13 é possível observar o diagrama Temperatura e Entropia para os cenários 4, 5 e 6. (Dowtherm A, R123, Caldeiras 1, 2, 3) .

Tabela 14: Parâmetros termodinâmicos dos cenários 4, 5, 6

	P [Kpa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
Estado 1 (Wolfram)	249,60	55,29	258,29	1,19
Estado 1 (EES)	249,60	55,29	258,30	1,19
Estado 2 (Wolfram)	1600	56,20	259,60	1,19
Estado 2 (EES)	1600	56,20	259,60	1,19
Estado 2a (Wolfram)	1600	18,64	221,35	1,07
Estado 2a (EES)	1600	18,64	221,35	1,07
Estado 3 (Wolfram)	1600	120	333,22	1,40
Estado 3 (EES)	1600	120	333,20	1,40
Estado 4 (Wolfram)	249,60	58,66	327	1,40
Estado 4 (EES)	249,60	58,66	327	1,40
Estado 4a (Wolfram)	249,60	61,20	365,25	1,52
Estado 4a (EES)	249,60	61,20	365,20	1,52
Estado 5 (Wolfram)	25,80	200	336,90	0,89
Estado 5 (EES)	25,80	200	337	0,89
Estado 6 (Wolfram)	25,80	29,78	24,11	0,77
Estado 6 (EES)	25,80	29,78	24,35	0,77
Estado 7 (Wolfram)	2,34	20	9,47	0,38
Estado 7 (EES)	2,34	20	9,86	0,36
Estado 8 (Wolfram)	2,34	56,20	9,47	0,38
Estado 8 (EES)	2,34	56,20	9,86	0,36
Estado 13(Wolfram)	25,80	30,28	25,17	0,08
Estado 13 (EES)	25,80	30,28	25,17	0,08

Fonte: Auto

Figura 13: Diagrama T-s para o R123 na simulação



Fonte: Autor

A Tabela 15 sintetiza os resultados obtidos dos estados termodinâmico 1, 2, 2a, 3, 4, 4a, 5, 6, 7, 8 e 13 do ciclo CRO na simulação dos cenários 7, 8 e 9 (Dowtherm A, R134a, Caldeiras 1, 2 e 3).

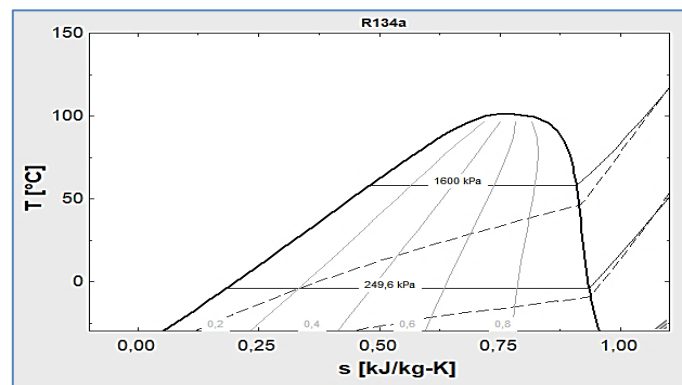
Tabela 15: Parâmetros termodinâmicos dos cenários 7, 8, 9

	P [Kpa]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
Estado 1 (Wolfram)	249,60	4,39	45,98	0,18
Estado 1 (EES)	249,60	4,39	45,98	0,18
Estado 2 (Wolfram)	1600	3,74	47,35	0,18
Estado 2 (EES)	1600	3,62	47,35	0,18
Estado 2a (Wolfram)	1600	39,09	106,86	0,39
Estado 2a (EES)	1600	39,12	106,86	0,31
Estado 3 (Wolfram)	1600	120	349,97	1,11
Estado 3 (EES)	1600	120	350	1,11
Estado 4 (Wolfram)	249,60	67,80	312,33	1,14
Estado 4 (EES)	249,60	67,80	312,33	1,14
Estado 4a (Wolfram)	249,60	1,26	252,82	0,95
Estado 4a (EES)	249,60	1,26	252,80	0,95
Estado 5 (Wolfram)	25,80	200	17,78	0,06
Estado 5 (EES)	25,80	200	17,78	0,06
Estado 6 (Wolfram)	26	49	56	0,18
Estado 6 (EES)	25,80	49	55,40	0,18
Estado 7 (Wolfram)	2,34	20	83,83	0,30
Estado 7 (EES)	2,34	20	83,83	0,30
Estado 8 (Wolfram)	2,34	3,24	341,30	1
Estado 8 (EES)	2,34	3,24	341,30	1
Estado 13(Wolfram)	26	50	56	0,18
Estado 13 (EES)	25,80	50	57,03	0,18

Fonte: Autor

Na Figura 14 é possível observar o diagrama Temperatura e Entropia para os cenários 7, 8 e 9. (Dowtherm A, R134a, Caldeiras 1, 2, 3)

Figura 14: Diagrama T-s para o R134a na simulação



Fonte: Autor

Após realizar várias simulações no software Wolfram Mathematica, foram obtidos os

valores da eficiência térmica, posicionada na coluna 3, para cada um dos cenários proposto com o respectivo valor da função objetivo na coluna 2 da Tabela 16. Importante ressaltar os pontos ótimos de pressão e temperatura para cada cenário mostrado na coluna 4 da Tabela 16. O valor da eficiência de Carnot para cada cenário na coluna 5 da tabela 16.

Tabela 16: Dados obtidos na otimização do ORC pelo software Wolfram

Cenários	Valor da função objetivo da eficiência térmica	Maximização da função objetivo da eficiência térmica com o NMaximize	Pontos ótimos segundo o NMaximize	Valor da eficiência do Ciclo seguindo a lei de Carnot
1	0,1234 = 12,3%	0,1239 = 12,4%	T5 ótimo=204 p13 ótimo=34,85 T13 ótimo =70,60	33%
2	0,1234 = 12,3%	0,1239 = 12,4%	T5 ótimo=225 p13 ótimo=34,85 T13 ótimo =70,60	33%
3	0,1234 = 12,3%	0,1239 = 12,4%	T5 ótimo=225 p13 ótimo=34,85 T13 ótimo =70,60	33%
4	0,0537 = 5,4%	0.055 = 5,5%	T5 ótimo=204 p13 ótimo=28 T13 ótimo =30,28	29%
5	0,0537 = 5,4%	0.055 = 5,5%	T5 ótimo=224 p13 ótimo=28 T13 ótimo =30,28	29%
6	0,0537 = 5,4%	0.055 = 5,5%	T5 ótimo=225 p13 ótimo=393 T13 ótimo =30	29%
7	0.1519 = 15%	0.1500 = 15%	T5 ótimo=204 p13 ótimo=34,38 T13 ótimo =50	42%
8	0.1519 = 15%	0.1500 = 15%	T5 ótimo=204 p13 ótimo=34,38 T13 ótimo =50	42%
9	0.1519 = 15%	0.1500 = 15%	T5 ótimo=225 p13 ótimo=34,38 T13 ótimo =50	42%

Fonte: Autor

O último parâmetro (a eficiência de Carnot), demonstra se os valores das eficiências térmicas obtidas são possíveis e reais ou não. O valor da eficiência de Carnot sempre tem que estar acima dos valores das eficiências obtidas pela função objetivo e pelo NMaximize, para provar que são valores obtidos (da função objetivo e do NMaximize) são sensatos e realistas. Obedecendo assim, o teorema de Carnot. Isto é demonstrado na tabela 17. Constatou-se na tabela 16 que os valores obtidos para a eficiência térmica tanto pela função objetivo como pelo NMaximize estão sempre abaixo dos valores das eficiências de Carnot. Tornando estes dados realistas.

Na tabela 17, é demonstrado os valores da eficiência de Carnot para cada cenário e os valores de temperaturas das fontes quente e fria para cada cenário.

Tabela 17: Cálculo da eficiência de Carnot para cada cenário

Cenário	Temperatura da fonte fria ( K )	Temperatura da fonte quente ( K )	Eficiência de Carnot %
1	318,88	473,15	33%
2	318,88	473,15	33%
3	318,88	473,15	33%
4	334,35	473,15	29%
5	334,35	473,15	29%
6	334,35	473,15	29%
7	274,41	473,15	42%
8	274,41	473,15	42%
9	274,41	473,15	42%

Fonte: Autor

A tabela 18 mostra os trabalhos e calores trocados por cada componente. O trabalho realizado pelo CRO segue um ciclo fechado e é reutilizado constantemente. É notável que a potência da turbina e o calor gerado pelo evaporador influencia diretamente na eficiência térmica do CRO.

Tabela 18: Calores e Potências do sistema CRO

Fluido	$\dot{m}$ (Kg/s)	$\dot{W}_T$ (kW)	$\dot{W}_{B1}$ (kW)	$\dot{W}_{B2}$ (kW)	$\dot{Q}_{Cond}$ (kW)	$\dot{Q}_{Re}$ (kW/Kg)	$\dot{Q}_{Evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{Cald}$ (kW)	$\eta$ (%)
R245fa	203,32	5481,26	282,30	146,38	38003,30	186,91	212,48	43202,30	12,35
R123	386,17	2403,58	502,71	83,05	41301,40	106,95	111,87	43202,30	5,37
R134a	177,71	6638,36	244,40	125,50	36758,30	206,85	243,12	43202,30	15,19

Fonte: Autor



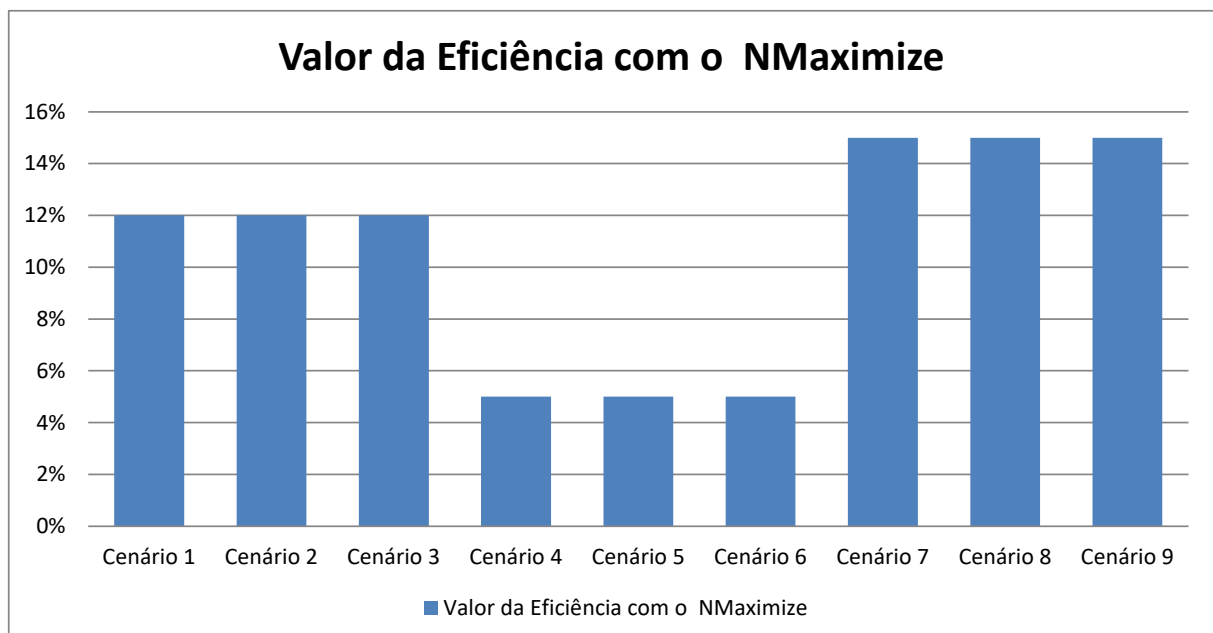
Na comparação entre os 09 (nove) cenários, combinações de fluido de trabalho e fluido térmico, verifica-se que os cenários: 7, 8 e 9 possuem um maior valor quanto a eficiência de Carnot para o sistema. Porque possuem maior valor de temperatura na fonte quente, uma fato já esperado devido à fórmula da eficiência de Carnot em que o valor da temperatura quente é inversamente proporcional ao valor da eficiência de Carnot.

Os valores dessas eficiências também poderiam ser aumentados sempre obedecendo o corolário de Carnot, por meio de novos dados de entrada de temperatura e pressão na função objetivo. E assim, a maximização da eficiência térmica do sistema poderia ser obtida a cada caldeira ou fluido selecionado, ou com a escolha de novos dados de entrada na simulação, conforme o desejo do investidor da usina.

Na Tabela 16 que apresenta os resultados obtidos na otimização do ciclo ORC pelo software Wolfram, os melhores valores de eficiência térmica obtidos são dos cenários 7, 8 e 9 (com o NMaximize), nestes cenários atuam o fluido de trabalho R134a.

Na figura 15 percebe-se que os cenários que obtiveram melhor eficiência com a otimização do NMaximize foram o 7, 8 e 9. Em que a simulação ocorre com o fluido R134a em conjunto com as caldeiras 1, 2 e 3. No entanto, a partir do resultado da figura 15 ainda não se pôde selecionar uma melhor configuração para o sistema dentre os cenários 7, 8 e 9.

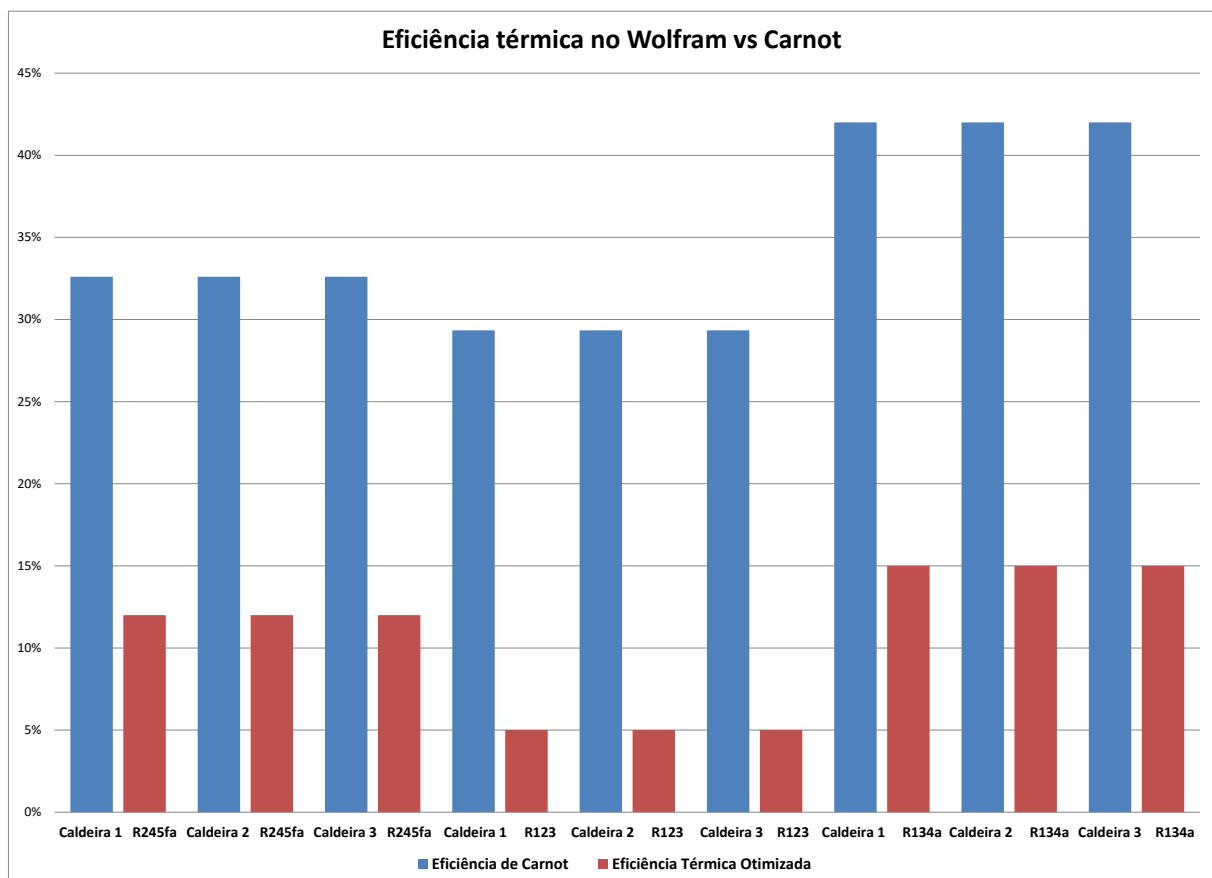
Figura 15: Valor da eficiência térmica para cada cenário



Fonte: Autor

Para obtenção de uma melhor configuração para o sistema e seleção de um melhor cenário entre os já selecionados (cenários 7, 8 e 9), como mencionado no parágrafo anterior, foi feita uma comparação para cada cenário como na figura 16, dos valores das eficiências térmicas em conjunto com os valores obtidos da eficiência de Carnot da tabela 16. E observando a figura 16, observa-se então que ainda não se pôde selecionar uma melhor configuração para o sistema dentre os cenários 7, 8 e 9.

Figura 16: Otimização da Eficiência Térmica no ORC através da seleção de fluido e caldeira



Fonte: Autor

Para selecionar então o melhor cenário dentre os cenários 7, 8 e 9. Foi decidido então selecionar a caldeira pelo seu menor custo de compra. De acordo com a tabela 11 o conjunto caldeira 1 custa 500.000 US\$, o conjunto caldeira 2 custa 36.000 US\$ e o conjunto caldeira 3 custa 150.000 US\$. Portanto, observa-se então que a melhor configuração para o sistema ORC será o cenário 8. Com o fluido R134a e a caldeira 2 de menor custo de compra.

Portanto, o cenário que maximiza a eficiência térmica do ORC estudado é o cenário 8. Caldeira 2 e o fluido R134a foram os selecionados.

## Capítulo 5 CONCLUSÕES

Segundo Aboelwafa, et al. (2018) o aperfeiçoamento do ORC se dá pelas propriedades termodinâmicas inerentes aos fluidos de trabalho orgânicos que influenciam diretamente na otimização do design de componentes, condições de operação e eficiência do ciclo. Conforme mencionado por Rayegan e Tao (2011) a seleção do fluido de trabalho e colocação de operação tem efeitos qualitativos sobre o sistema ORC, como eficiência energética e impactos ambientais.

Tchance (2010) e Sotomonte (2015) argumentam que a melhor forma de verificar o desempenho do ciclo e como este se comporta termodinamicamente em condições mais próximas das reais é por meio de simulações computacionais, usando equações das propriedades termodinâmicas, e comparando comportamentos.

No contexto deste projeto, os resultados obtidos para a eficiência térmica através da função objetivo no software Wolfram obedecem ao corolário de Carnot. Assim como, os resultados obtidos da eficiência térmica com a maximização da função objetivo com o comando NMaximize no software Wolfram também obedecem ao corolário de Carnot. Provando que os resultados obtidos são coerentes, possíveis e reais.

Ao mesmo tempo, que estes resultados foram validados nos programa EES e Wolfram e com os resultados descritos por CAVALCANTE (2017). Os cenários com melhor eficiência térmica obtida da otimização foram: o 7, 8 e 9. Provando que o fluido R134a maximiza a eficiência térmica do ORC.

A partir destes cenários (7, 8 e 9), foi selecionado o cenário que retorna o maior custo benefício para a aquisição do sistema em conjunto com a eficiência de Carnot, o cenário 8. Desde modo, o cenário 8 foi selecionando como o que possui a “melhor configuração” ao sistema.

Assim, a otimização do sistema neste trabalho é dada pelo cenário 8 com o fluido R134a e a caldeira 2 de modelo: WNS2-1.25-Q da empresa Xinxiang Gongshen Boiler Co.Ltd. Manufacturer, Trading Company.

O algoritmo desenvolvido no software Wolfram e o modelo simplificado deste projeto foram considerados uma ótima ferramenta para avaliar o uso do Ciclo Rankine Orgânico (ORC) combinado com o açaí como biocombustível. Porque os valores dessas eficiências também poderiam continuar sendo maximizados a partir de novos cenários, conforme o desejo do investidor na usina, sempre obedecendo ao corolário de Carnot, por meio de novos dados de entrada de temperatura, pressão e a partir da seleção de outras caldeiras e fluidos.

Por fim reafirma-se, que este estudo não constitui política de gestão de mercado real e existente de energia elétrica, posto que é necessário uma infraestrutura analítica muito mais complexa de estudo e um financiamento de projeto. Porém, com certeza, é um projeto importante de base para outros estudos nessa área.

Este trabalho começou a ser feito em 2019, pois foi derivado de PIBIC's (LIMA (2020-2021) e de uma monografia CAVALCANTE (2017). E a defesa foi realizada em fevereiro de 2023. Isto prova o quanto foi custoso o seu feito. Foi constatado que a máquina de sistema operacional WINDOWS 10, com processador Intel (R) Core (TM) i3, possui baixo potencial para o cálculo operacional de dados. Sendo necessário, uma máquina de melhor potência para a continuação deste projeto.

Esta monografia abre portas para muitas outras vias de pesquisas derivadas do seu próprio conteúdo e existem muitos custos dispendiosos que envolvem o desenvolvimento para realização deste projeto. Portanto, para a continuação dessa pesquisa é necessário um financiamento acadêmico.

### 5.1 Contribuições

O código desenvolvido no software Wolfram e o modelo simplificado deste projeto foram considerados uma ferramenta satisfatória para calcular a eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico (ORC) combinado com o açaí como biocombustível pois os resultados foram todas revalidados. Portanto, este projeto tem um grande potencial para ser aplicado a modelos reais de usinas bioenergéticas.

Neste projeto o custo das caldeiras foi adquirido em sites que disponibilizam o custo de forma pública (ANEXO E). Para realizar a avaliação de custos financeiros e custo-benefício seria necessário um estudo mais específico na área termodinâmica do sistema como: análise de todos os componentes e análise exergoeconômica.

### 5.2 Recomendações

Com o objetivo de dar continuidade à pesquisa, abordando aspectos não estudados no presente trabalho ou de melhorar as formulações apresentadas, faz-se a seguir algumas sugestões e considerações para trabalhos futuros:

a) Maximizar a eficiência do sistema termodinâmico estudado a partir da seleção de novos componentes comerciais.

c) Análise mais completa de custo-benefício, por meio da análise de todos os componentes no sistema.

c) Elaboração de uma função objetivo envolvendo mais critérios ao sistema.

## REFERÊNCIAS

- ANJOS, Leidy; SOUZA, Ronelly. **Avaliação da Influência do Fluido de Trabalho no Desempenho de um Ciclo Rankine Orgânico através de Análise Energética**. In: I CERES 2020. 2020, Natal. 9 p. Acesso em: 14 mai. 2022.
- Agência Nacional de Energia Elétrica. **ANEEL(org)n**. 2013. Disponível em: <www.aneel.gov.br>. Acesso em: 25 out. 2013.
- Açaí: o que é e quais seus benefícios. **ECYCLE**. Disponível em: <https://www.ecycle.com.br/6839-acai.html>>. Acesso em: 19 out. 2021.
- BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael. **Thermal Design Optimization**. Canadá: 1996.
- Benefícios das caldeiras de biomassa. **MECÂNICA INDUSTRIAL**. Disponível em <https://www.mecanicaindustrial.com.br/130-beneficios-das-caldeiras-de-biomassa/>>. Acesso em: 4 abr. 2022.
- BOECHAT, Yuri Marques Muzzi. **Análise Exergética de uma planta de Cogeração a Vapor Operada com Diferentes Combustíveis**. 2015. 74 p. Monografia (Especialização), Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2015.
- CAVALCANTE, Arleilson de Castro. **Análise Termodinâmica e Exergoeconômica de um Ciclo Rankine Orgânico utilizando a Queima do Carço de Açaí como Fonte de Calor**. 2017. 109 p. TCC (Graduação), Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Amazonas, Manaus, 2017.
- Ciclo Rankine (Exercício Resolvido). **Exercícios Resolvidos de Exatas**. Termodinâmica. 2018. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=6Tult3Y8Y>>. Acesso em: 14 mar. 2021.
- COSTA, Alessandro N. *et al.* **Maximum profit cogeneration plant - MPCP: system modeling, optimization problem formulation, and solution**. Scielo. Rio de Janeiro, 2011. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/jbsmse/a/y8LSCM9dBn4Xq8mfLnvNfwq/?lang=en>. Acesso em: 25 jun. 2022.
- DRESCHER, Ulli; BRÜGGEMANN, Dieter. Fluid selection for the organic rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, n. 1, p. 223 – 228, 2007. ISSN 1359-4311.
- DOWTHERM™: A Heat Transfer Fluid. **Dow**.2022. Disponível em: <https://www.dow.com/pt-br/pdp.dowtherm-a-heat-transfer-fluid.238000z>. Acesso em:12 mar. 2022.
- FUMES, Douglas Ricardo. **Um modelo termodinâmico para análise e Seleção de um Fluido de Trabalho para um Ciclo Rankine Orgânico com um Aquecedor de Fluido de Alimentação Aberto**.155 f.
- IDE, EDUARDO MOREIRA. **Análise Comparativa de um Ciclo Rankine Orgânico de Acordo com Diferentes Fluidos de Trabalho**. 80 p, Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Macaé, 2019.
- Keeps it cold. **DARMENT**. Disponível em: <https://darment.eu/refrigerant/R245fa/>>. Acesso em: 15 ago. 2021.
- KUHL, Ricardo Marino; OLIVEIRA, Gilmar Maureline Teles da Silva. Análises da Viabilidade Econômica da Gaseificação de Carço de Açaí no Restaurante Universitário da Universidade Federal Rural da Amazônia. **Brazilian Journal Of Development**, v.5, n.11, p.25994-26011, 2019. <http://dx.doi.org/10.34117/bjdv5n11-245>.
- LORENSETTI, Rodrigo. Caldeira a biomassa: Você sabe como ela funciona?. 26 out. 2021. Disponível em <https://blog.coontrol.com.br/caldeira-a-biomassa-voce-sabe-como-ela-funciona/>>. Acesso em: 4 abr. 2022.

MAGO, P. J., et al. "Performance Analysis of Different Working Fluids for Use in Organic Rankine Cycles". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, **Journal of Power and Energy**, vol. 221, n.3, p.255-63, maio de 2007. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE372>.

MARTINELLI JR., Prof. Dr. Luiz Carlos. **INTRODUÇÃO ÀS MÁQUINAS TÉRMICAS: Caldeiras**. 1ª ed.

MASSON-DELMOTTE, Valérie *et al.* Aquecimento Global de 1,5°C: PAINEL INTERGOVERNAMENTAL SOBRE MUDANÇAS CLIMÁTICAS. IPCC, Suíça. 28 p. 2018.

MIOTTO, BRUNO MUNIZ DE FREITAS. **OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO PELA UTILIZAÇÃO DO MÉTODO DE PONTOS INTERIORES**. Vitória, f. 69, 2016 Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo.

MORAN, Michael J. et al. **Princípios da Termodinâmica para Engenharia**. 7ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

MORAES, P. L. **Usina Híbrida Heliotérmica-Biomassa em Ciclo Rankine**. Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, fevereiro de 2017.

NMaximize, Wolfram Language function, **Wolfram Research (2003)**. <https://reference.wolfram.com/language/ref/NMaximize.html>.

NORDERMANN, Daniel J. R. **Introdução ao Mathematica for Windows**. 1 ed. São Paulo: TRANSTEC EDITORIAL, 1994. 176 p.

O Briquete – Alternativa Energética. **BIOMAX. Indústria de Máquinas Ltda**. Disponível em: <<http://www.biomaxind.com.br/site/br/briquete.html>>. Acesso em: 06 de novembro de 2014.

Padilha, A.C.M.; Leavy, S.; Sampaio, A. & Jerônimo, F.B. **Gestão ambiental de resíduos da produção na Perdigão Agroindustrial S/A - Unidade Industrial de Serafina Corrêa - RS**. Anais do XLIII Congresso da Sociedade Brasileira de Economia e Sociologia Rural, "Instituições, Eficiência, Gestão e Contratos no Sistema Agroindustrial". Ribeirão Preto, São Paulo. p.1-15.

PAULA, ISABELE OLIVEIRA DE. **MODELAGEM TERMODINÂMICA E OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO DE UMA USINA SUCROALCOOLEIRA**. Ilha Solteira, f. 82, 2020. Dissertação (Engenharia Mecânica.) - Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".

PACHECO, André . **O algoritmo Differential Evolution - DE**. Computação Inteligente. Disponível em: <http://computacaointeligente.com.br/algoritmos/o-algoritmo-evolucao-diferencial/>. Acesso em: 28 jun. 2022.

PINTÉR, János D. ; KAMPAS, Frank J. . **MODEL DEVELOPMENT AND OPTIMIZATION WITH Mathematica**. <https://www.researchgate.net/publication/227048351>. 20 p. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/227048351>. Acesso em: 25 jun. 2022.

QUOILIN, Sylvain *et al.* Techno-economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** **22**, p.19, 1 mar. de 2013.

Rayegan, R.; Tao, Y.X. A procedure to select working fluids to solar organic Rankine cycle (ORCs) review of organic Rankine cycles (ORCs). **Renewable Energy**. Vol. 36, n. 2, p. 659-670. Fev. 2011.

RAHMAN, Md Sadikur *et al.* **A Mathematical Model of the Production Inventory Problem for Mixing Liquid Considering Preservation Facility**. India, 2021. Disponível em: Acesso em: 25 jun. 2022.

RENDEIRO, Gonçalo. **Combustão e Gasificação de Biomassa Sólida: soluções energéticas para a Amazônia**. 22 edª. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008.

RODRIGUES, Rannier Cazagrande; CRUZ, Manuel Ernani de Carvalho. **Otimização Termoeconômica de uma Central de Cogeração de Energia utilizando o Simulador de Processos**

**Ipsepro**. 2013. 85 f. TCC (Graduação), Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

SHU, Gequn; ZHAO, Mingru; TIAN, Hua; WEI, Haiqiao; LIANG, Xingyu; HUO, Yongzhan; ZHU, Weijie. **Experimental Investigation on Thermal OS/ORC (Oil Storage/Organic Rankine Cycle) System for Waste Heat Recovery from Diesel Engine**.

SOARES, J. L. L., DOS SANTOS, F.H. B, DE SOUSA, M. A., GUERRA, D. S. Efeitos da resistência do açaí como combustível sólido, mediante o processo de briquetagem. X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Salvador, Bahia, Brasil, 2018.

SOTOMONTE, C. **Otimização Multiobjetivo para a Seleção de Fluidos de Trabalho e Parâmetros de Projeto no Ciclo Rankine Orgânico**. Universidade Federal De Itajubá, Itajubá, junho 2015. 132 p.

STORN, R. AND PRICE, K. "Differential Evolution: A Simple and Efficient Adaptive Scheme for Global Optimization over Continuous Spaces." *J. Global Optimization* **11**, 341-359, 1997.

TCHANCHE, B. F. Low-Grade Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycles, Tese de Doutorado. p. 200. **Agricultural University Of Athens**, Atenas, 2010.

Thermal Engenharig: O que é Melhoria da Eficiência Térmica – **Ciclo Rankine – Definição**. 2022. Disponível em <https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-melhoria-da-eficiencia-termica-ciclo-rankine-definicao/>. Acesso em: 14 fev. 2022.

TERRONI TEIXEIRA, Anelize. **Análise de energia para um ciclo orgânico de Rankine (ORC) utilizando diferentes fluidos de trabalho**, 2021.178 f.

TEIXEIRA, Hugo André Oliveira . **Avaliação de sistemas ORC (Organic Rankine Cycle) para aproveitamento de calor dos gases de escape de um automóvel**. 185 p. Tese (Especialização Energia e Ambiente), Universidade do Minho Escola de Engenharia, 2014.

TOLMASQUIM, Mauricio Tiomno. **Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética (Epe), 2016. 417 p.

TORRENCE, Bruce Follett. **The Student's Introduction to Mathematica: A Handbook for Precalculus, Calculus, and Linear Algebra**. Cambridge University Press, 2009.

UCHOA, Thales Brandão, BENEDUZZI, Anderson Henrique, MASHIBA, Marcos Hideo da Silva *et al*. Análise termodinâmica e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira que produz excedente de bagaço para comercialização. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 6., 2006, Campinas. **Proceedingsonline**. Available from: <[http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=MSC000000022006000100014&lng=en&nrm=abn](http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC000000022006000100014&lng=en&nrm=abn)>. Access on: 02 Nov. 2022.

VELOSO, Thiago Gotelip Correa. **Desenvolvimento de um modelo computacional para projeto e otimização multiobjetivo de ciclos ORC e S-CO<sub>2</sub>**. Itajubá, f. 219, 2019 Tese (ENGENHARIA MECÂNICA) - Universidade Federal de Itajubá.

VÉLEZ, F. et al. **A technical, economical and market review of organic rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation**.

VIEIRA, Leonardo S. R.; DONATELLI, João L. M.; CRUZ, Manuel E. C.. **ANÁLISE EXERGOECONÔMICA E OTIMIZAÇÃO DE UM MODELO DE SISTEMA DE COGERAÇÃO**. Rio de Janeiro, 2017. Disponível em: . Acesso em: 28 jun. 2022.

YANG, Jingye *et al*. Simultaneous experimental comparison of low-GWP refrigerants as drop-in replacements to R245fa for Organic Rankine cycle application: R1234ze(Z), R1233zd(E), and R1336mzz(E). **Energy**, v. 173, p. 11, 16 Fev 2019.

YU, Haoshui; FENG, Xiao; WANG, Yufei. Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle (ORC) Considering the Characteristics of Waste Heat Sources. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 55, n. 5, p.1309-1321, 28 jan. 2016. American Chemical Society (ACS). <http://dx.doi.org/10.1021/acs.iecr.5b02277>.

Wenzel, Tiago Andrei. **Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)**. Porto Alegre: 2015.



## ANEXO A: CENÁRIO ENERGÉTICO MUNDIAL

### **Energia no mundo contemporâneo**

A energia é essencial na humanidade, tanto para a vida biológica como também para se ter uma vida com maiores facilidades. No século XX, o petróleo se tornou o produto principal no setor de energia no mundo e com isso a indústria e a economia se desenvolveram em vários países.

Como a maior parte da energia mundial passou a ser proveniente dos combustíveis fósseis, isso fez com que muitos países tivessem dependência econômica de algumas regiões no mundo e problemas com o meio ambiente, como o aquecimento global. Esse contexto, fez com que o homem tivesse a necessidade de buscar outras fontes energéticas mais eficientes e menos prejudicial à sociedade.

### **Contexto energético brasileiro**

O Brasil sentiu a crise do petróleo através de crises políticas e econômicas. Com o objetivo de controlar o valor desse combustível o governo criou vários programas: elevou a produção do carvão mineral, lançou o programa nuclear, criou o Programa Nacional do Álcool (Proálcool) e expandiu o parque gerador de energia hídrico.

O Brasil, atualmente, tem como principal produtor de energia a rede hidrelétrica, no entanto esta tem algumas desvantagens como: dependência de pluviosidade e provoca alguns impactos ambientais.

A tabela abaixo mostra a matriz energética brasileira com os seus respectivos empreendimentos em operação:

Tabela 19: Matriz de empreendimentos em operação

Empreendimentos em Operação			
Tipo	Quantidade	Potência Fiscalizada (kW)	%
Central Geradora Hidrelétrica	425	259307	0,21
Central Geradora Eólica	103	2137372	1,71
Pequena Central Hidrelétrica	462	4569748	3,65
Central Geradora Solar Fotovoltaica	34	2772	0
Usina Hidrelétrica	194	80731224	64,57
Usina Termelétrica	1763	35341103	28,27
Usina Termonuclear	2	1990000	1,59
<b>Total</b>	<b>2983</b>	<b>125031526</b>	<b>100</b>

Fonte: ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica.

Disponível em: < [www.aneel.gov.br](http://www.aneel.gov.br) >. Acesso em: 05 abr. 2021.

De acordo com a ANEEL (2013), citado por Rodrigues e Cruz (2013), “o Brasil possui no total até os dias de hoje, 2.983 empreendimentos em operação, totalizando 125 GW de potência instalada e está prevista para os próximos anos uma adição de 36,8 GW na capacidade de geração no país, proveniente dos 155 empreendimentos atualmente em construção e mais 539 outorgados”.

Na tabela abaixo, temos os empreendimentos em construção. As hidrelétricas são a tecnologia principal no Brasil, enquanto as termelétricas correspondem a 12% do total.

Tabela 20: Empreendimentos em construção

Empreendimentos em Construção			
Tipo	Quantidade	Potência Outorgada (kW)	%
Central Geradora Hidrelétrica	1	848	0
Central Geradora Eólica	93	2346066	11,35
Pequena Central Hidrelétrica	32	338961	1,64
Usina Hidrelétrica	7	14060800	68,02
Usina Termelétrica	21	2575220	12,46
Usina Termonuclear	1	1350000	6,53
<b>Total</b>	<b>155</b>	<b>20671895</b>	<b>100</b>

Fonte: ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em:

< [www.aneel.gov.br](http://www.aneel.gov.br) >. Acesso em: 05 abr. 2021.

O combustível mais utilizado em termelétricas é o gás natural com as seguintes vantagens: pode-se usar o combustível direto sem necessidade de tratamento ou refino, seu abastecimento pode ser através de gasodutos não sendo preciso a construção de depósitos para armazenamento e nem de outros meios de transporte e apresenta combustão mais completa diminuindo a emissão de gases poluentes. No Brasil, a geração de energia térmica está se tornando cada vez mais importante, porque os períodos de chuvas são cada vez mais irregulares.

### Centrais termelétricas a biomassa no mundo

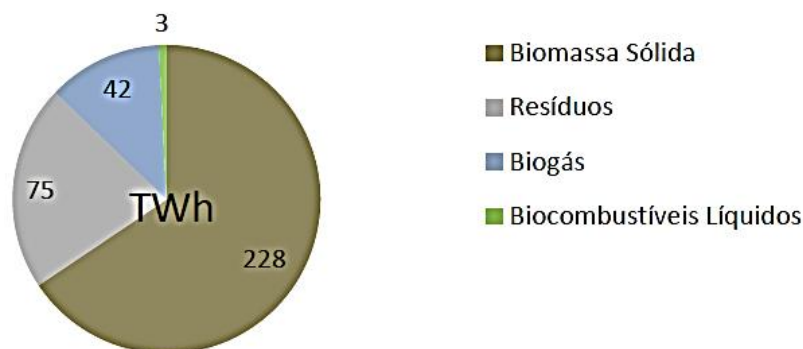
As usinas geradoras de energia a biomassa, utilizam a combustão de material orgânico para gerar energia. Biomassa é todo resíduo orgânico que pode ser usado como combustível: lenha, resíduos de madeira, bagaço de cana, lenha de arroz e outros.

Este tipo de energia é renovável, pois permite o reaproveitamento dos resíduos e também é bem menos poluente que outras formas de energia que advêm do petróleo, carvão mineral e de outros combustíveis fósseis.

As vantagens das usinas movidas a biomassa são estas: dispõem de licenciamento ambiental mais simples, combustível abundante que podem provir de subprodutos de outras atividades, localização próxima aos centros de consumo da biomassa e custos reduzidos de transporte.

De acordo com a WBA (Associação Mundial de Bioenergia), o consumo total de energia mundial gerada por biomassa em 2011 foi de 378 TWh. Deste total, 65% foi derivado da biomassa sólida, 22% de resíduos e 12% do biogás.

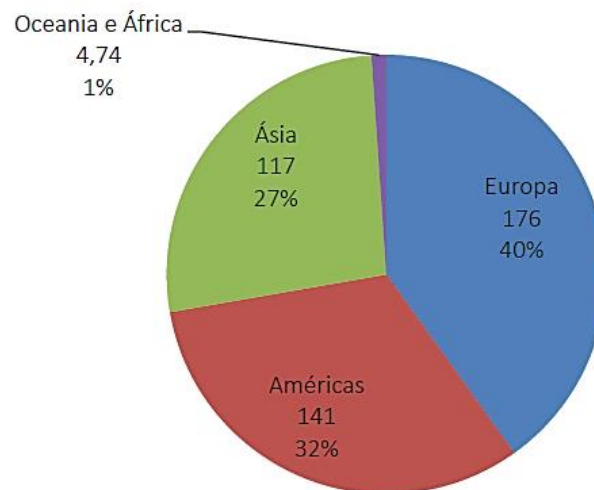
Figura 17: Consumo de bioeletricidade por fonte, em TWh , em 2011



Fonte: Tolmasquim (2016)

Os dados da Associação Mundial de Bionergia, também mostram que o uso da bioeletricidade entre 2000 e 2012, cresceu 140% no mundo, atingindo 439 TWh. Entre 2013 e 2014, a geração de bioeletricidade foi de 396 TWh e 433 TWh, respectivamente, ou seja ocorreu uma redução e depois retomou uma tendência de crescimento, segundo o relatório da REN21(2015). Conforme este mesmo relatório, em 2014 a potência instalada de geração elétrica a biomassa no mundo era de 93 GW, o que na época correspondia a 14% da capacidade renovável total (sem contar com a hidráulica).

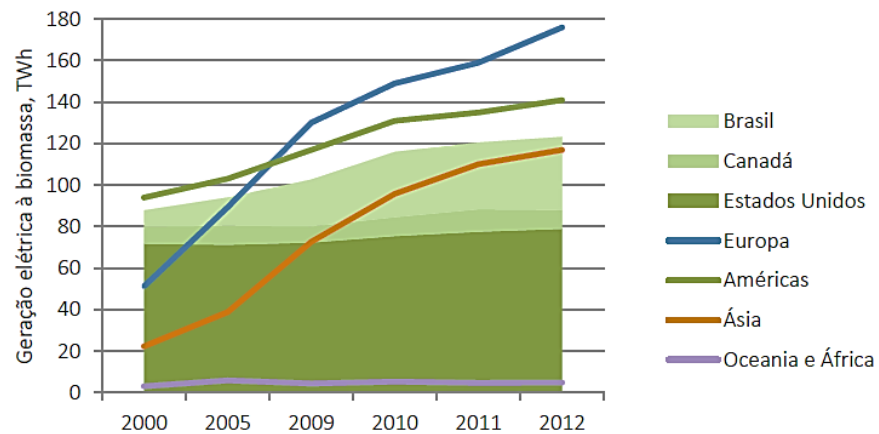
Figura 18: Geração elétrica a biomassa, em TWh, e distribuição por continentes, em 2012.



Fonte: Tolmasquim (2016)

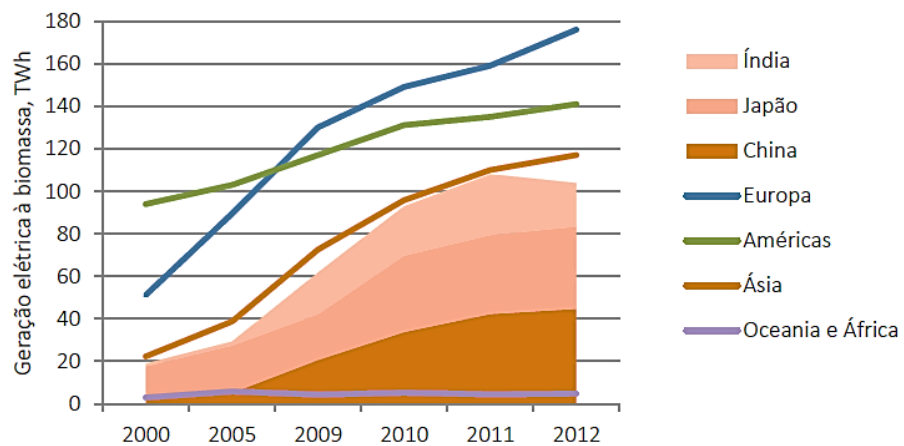
As figuras abaixo demonstram a evolução do uso da biomassa em forma de energia de 2000 a 2012 no mundo.

Figura 19: Evolução mundial da geração elétrica a biomassa de 2000 a 2012



Fonte: Tolmasquim (2016)

Figura 20: Evolução na Ásia da geração elétrica a biomassa de 2000 a 2012

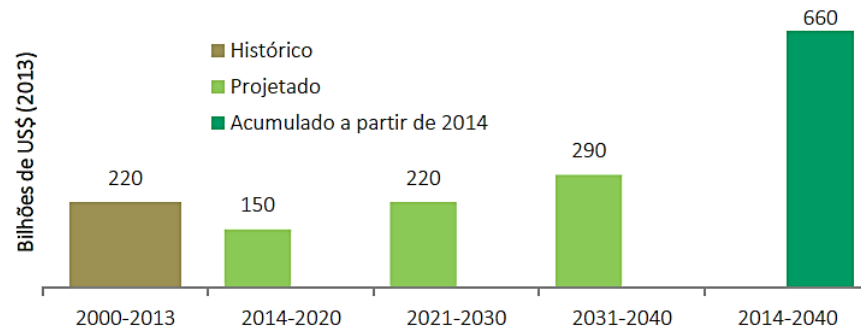


Fonte: Tolmasquim (2016)

Nos países da zona do Euro em 2012 a bioeletricidade chegou a 176 TWh. Nas Américas, os Estados Unidos foi o país com a maior geração elétrica a biomassa no mundo, passando de 71,7 TWh em 2000 a 78,9 TWh em 2012. Observando ainda nas Américas nesta mesma época, no Canadá o crescimento da bioeletricidade foi de 11%, mas o maior crescimento observado foi no Brasil, cerca de 350%, saiu de 7,84 TWh e foi para 35,2 TWh. A Ásia também teve um forte crescimento, na China foi de 2,42 TWh para 44,7 TWh, na Índia foi de 1,35 TWh para 20,45 TWh e no Japão mais que dobrou o uso da energia movida a biomassa chegando a 38,6 TWh.

(...) Em 2013, os subsídios a todas as fontes renováveis de energia somaram 121 bilhões de US\$ (2013), dos quais 97 bilhões (80%) foram para geração elétrica. A maior parte do subsídio (90%) foi praticado em 15 países, num total de 87 bilhões de dólares, sendo que 18 bilhões de dólares (15%) foram para bioeletricidade. Em 2040, o total de subsídios às fontes renováveis deve alcançar 205 bilhões de dólares, sendo 47 bilhões de dólares para bioeletricidade. (TOLMASQUIM, 2016, p. 128)

Figura 21: Investimento mundial, em bilhões de dólares (valor 2013) em geração elétrica



Fonte: Tolmasquim (2016)

### Centrais termelétricas a biomassa no Brasil

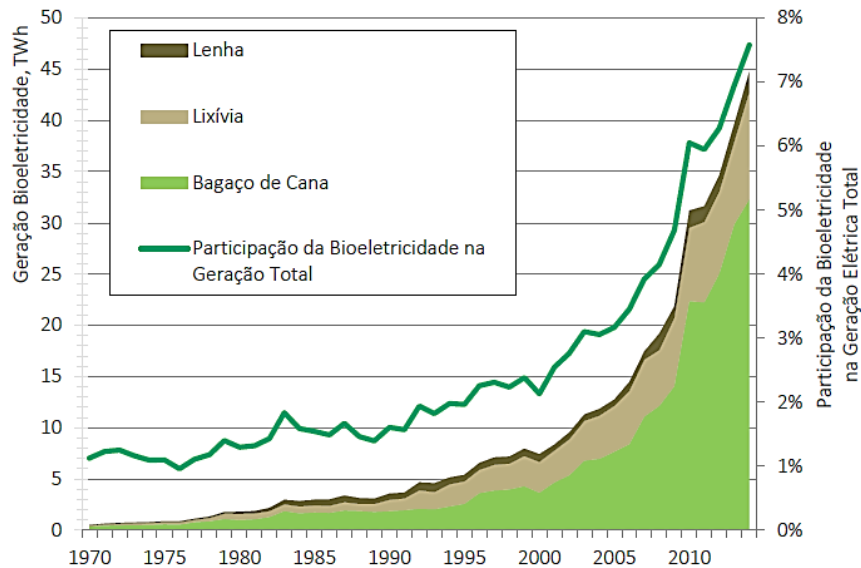
No Brasil a principal biomassa utilizada é o bagaço de cana. E sua atuação continua crescente no cenário nacional, devido a indústria de etanol e açúcar no país. Na história a política de grande influência para a imersão de biocombustíveis no cenário energético foi o Programa Nacional de Álcool (Proálcool) em 1975. Com este programa o país se tornou referência internacional no campo da indústria sucroenergética. O Proálcool foi um dos programas pioneiros no uso de biocombustíveis com o objetivo de produzir um combustível alternativo nacional, já que o petróleo e seus derivados tiveram um grande aumento entre 1973 e 1979.

No Brasil, a bioeletricidade também surge através da cogeração em indústrias sucroenergéticas ou em indústrias de papel e celulose que tem como fonte a lixívia. Conforme, a eficiência energética da unidade aumenta, pode existir excesso na geração de bioeletricidade. Esse excesso pode ser comercializado em leilões de energia, em mercados livres ou em mercados de curto prazo.

A bioeletricidade passou a ter uma participação importante no Brasil e novos biocombustíveis foram sendo descobertos para complementar e diversificar a oferta de energia elétrica no Brasil. Recentemente, o uso de lenhas de florestas para geração elétrica vem aumentando. A figura abaixo mostra a evolução da oferta de biocombustíveis de 1970 a

2014 e também mostra a evolução da atuação da bioeletricidade na geração elétrica total.

Figura 22: Evolução da oferta de bioeletricidade, em TWh, de 1970 a 2014, no Brasil.



Fonte: Tolmasquim (2016)

Muitas outras biomassas também podem ser utilizadas além de bagaço, lixívia e lenha. A tabela abaixo apresenta informações do Banco de Informações sobre Geração (BIG) da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), a cerca de outros biocombustíveis existentes.

Tabela 21: Classificação das fontes de biomassa no Aneel - BIG

Origem	Fonte Nível 1	Fonte Nível 2	
Biomassa	Agroindustriais	Bagaço de Cana de Açúcar	
		Biogás-AGR	
		Capim Elefante	
		Casca de Arroz	
	Floresta	Lixívia	
		Lenha	
		Gás de Alto Forno - Biomassa	
		Resíduos Florestais	
		Carvão Vegetal	
		Biogás - Floresta	
	Resíduos sólidos urbanos	Biogás - RU	
	Resíduos animais	Biogás - RA	
	Biocombustíveis líquidos		Etanol
			Óleos vegetais

Fonte: Tolmasquim (2016)

Palhas e pontas de resíduos florestais tendem a aumentar sua cooperação na geração de energia com o tempo. Para a palha ser colhida manualmente é necessária a queima da palha anteriormente, o que ocasiona a poluição atmosférica e por isso este procedimento tem sido inibido pela legislação. Diante disto, o poder público e a iniciativa privada procuram aumentar cada vez mais a mecanização da colheita. Com a mecanização da atividade, a palha poderá passar a ser um biocombustível.

Apenas recentemente, o uso da lenha para geração de energia tem conquistado espaço. No campo florestal, os principais produtos derivados da lenha são: papel, celulose, carvão vegetal e madeira. Na cogeração de papel e celulose, a lixívia é usada como biocombustível.

(...) O aproveitamento energético de resíduos da agricultura e da pecuária permite a aplicação do conceito de Sistema Integrado de Produção de Alimentos e Energia (SIPEA). Além de disponibilizar uma fonte de energia limpa, sustentável e, potencialmente economicamente atrativa, agrega valor às cadeias produtivas de base rural. Em relação aos resíduos urbanos (Resíduos Sólidos Urbanos e Efluentes Sanitários), o aproveitamento energético contribui adicionalmente para o equacionamento da questão do saneamento. (TOLMASQUIM, 2016, p. 124)

No momento atual, o governo brasileiro vêm aplicando vários incentivos para o aumento do uso da bioeletricidade. A partir de 2004, passaram a ocorrer: uma reestruturação no setor de energia, aumento constante do uso de biomassa, diversificação na geração de energia elétrica e a necessidade do uso da energia visando a diminuição de impactos ambientais.

Na presente conjuntura, o país tem um total de potência instalada de 14 GW em relação a 517 empreendimentos que geram bioeletricidade. O bagaço da cana é responsável por 11 GW através de 394 termelétricas. A lixívia é encarregada de 2,2 GW com 17 termelétricas. Os outros empreendimentos consomem resíduos florestais na forma de cavaco ou serragem. Os altos-fornos consomem carvão vegetal e metalúrgico, e então, com o gás resultante das altas temperaturas, geram energia elétrica para consumo próprio.



Tabela 22: Quantidade de usinas termelétricas a biomassa e potência instalada (kW), em operação no país, em janeiro de 2016

Fonte		APE	PIE	REG	TOTAL
Bagaço	Unid.	71	206	116	204
	kW	1.286.122	9.283.709	9.283.709	10.961.941
Lixívia	Unid.	10	5	2	17
	kW	1.512.441	709.109	8.100	2.229.650
Resíduos/Florestais	Unid.	8	11	30	49
	kW	147.380	166.120	69.795	383.295
GAF /a biomassa	Unid.	3	1	5	9
	kW	88.905	10.000	16.400	115.305
Biogás/ RU	Unid.	-	3	9	12
	kW	-	52.926	25.305	78.231
Biogás/ RA	Unid.	-	-	10	10
	kW	-	-	1.924	1.924
Biogás/ AGR	Unid.	-	-	2	2
	kW	-	-	1.722	1.722
Capim Elefante	Unid.	-	2	1	3
	kW	-	64.000	1.700	65.700
Carvão Vegetal	Unid.	1	3	3	7
	kW	7.200	30.900	13.297	51.397
Casca de Arroz	Unid.	1	3	8	12
	kW	5.800	20.525	19.008	45.333
Óleos vegetais	Unid.	-	-	2	2
	kW	-	-	4.350	4.350
Total Geral	Unid.	94	234	188	517
	kW	3.047.848	10.337.289	552.512	13.938.849

Fonte: Tolmasquim (2016)

A tabela abaixo mostra os 14 empreendimentos termelétricos movidos a biomassa que estão em crescimento no país, que resulta em 876 MW de capacidade.

Tabela 23: Quantidade de usinas termelétricas à biomassa e potência instalada (kW), em construção no país, em janeiro de 2016.

Fonte		APE	PIE	Total
Lixívia	Unid.		1	1
	kW		330.000	330.000
GAF a Biomassa	Unid.	1		1
	kW	218.000		218.000
Bagaço	Unid.		3	3
	kW		177.000	177.000
Resíduos Florestais	Unid.		5	5
	kW		81.970	81.970
Biogás - RU	Unid.		2	2
	kW		49.547	49.547
Capim Elefante	Unid.		2	2
	kW		19.600	19.600
Total Geral	Unid.	1	13	14
	kW	218.000	658.117	876.117

Fonte: Tolmasquim (2016)

### Centrais termelétricas a biomassa na Amazônia

As concessionárias do setor elétrico na região Norte ainda não se apoderaram das tecnologias de centrais térmicas com o uso da biomassa, nesta região, este tipo de tecnologia está sendo utilizada por iniciativas privadas e para seu próprio uso.

Esse cenário explica o porquê a quantidade de solicitações de sub-rogações é tão pequena. A usina de Itacoatiara é a única que possui concessionária de distribuição.

Tabela 24: Quantidade de usinas termelétricas à biomassa e potência instalada (kW), em construção no país, em janeiro de 2016.

Propriedade	Local de Instalação	Potência (MW)
BK Energia São José do Rio Claro S.A.	Itacoatiara-AM	9,0
Maggi Energia S.A.	Itacoatiara-AM	5,0
Tramontina Belém S.A.	Belém-PA	1,5
Pampa Exportações Ltda.	Belém-PA	0,4
Floraplac Industrial Ltda.	Paragominas -PA	1,25
Nordisk Timber Ltda.	Belém-PA	0,2
Intel Ltda.	Breves-PA	0,7
Madenorte S.A.	Breves-PA	3,0
Serraria Nova Conceição Ltda.	Tomé-Açú-PA	1,0

Fonte: Rendeiro (2008)

A quantidade disponível do resíduo de biomassa também é um fator decisivo. Geralmente, é um material produzido por uma entidade privada e precisa ser adquirido pelo proprietário da usina térmica. Se for transportada a longas distâncias, o valor do resíduo não sai em conta. Ou seja, a central térmica precisa ficar próxima aos lugares geradores de resíduos e sua potência deve ser conciliável com a porção de resíduos disponíveis. E além do mais, a procedência deste material deve ser legal, não podem, como por exemplo, serem originados de um desmatamento ilegal. Essas são algumas restrições que o empreendedor deverá enfrentar ao fazer este tipo de investimento.

A fundação de uma central a biomassa na Amazônia precisa de planejamento das seguintes etapas: legislação da usina, produção, transporte, transformação em combustível, fornecimento de biomassa, conversão do resíduo em eletricidade, conexão a uma rede de distribuição de energia e no final a comercialização dessa energia. Um central movida a biomassa só será atrativa ao empreendedor, se ela tiver os mesmos benefícios de uma usina movida a combustíveis fósseis e sem possuir prejuízos .

Uma das vantagens ambientais à que a biomassa possui é que ela lança uma quantidade de carbono na atmosfera bem menor que a quantidade que é lançada pelas usinas a combustíveis fósseis. A biomassa vegetal é um combustível renovável e o carbono lançado na atmosfera é somente proveniente do óleo diesel, que é responsável pelo transporte da biomassa. Essas centrais também reduzem a quantidade de resíduos vegetais que são jogados no lixo ou que são queimados.

Na área sócio econômica, centrais a biomassa podem se interligar a economia local gerando mais empregos que podem ser ocupados por pessoas da localidade, movendo a

economia local através de compra e transporte de biomassa.

O custo do KWh gerado por biomassa não pode ser comparado com a hídrica, mas pode competir com qualquer outra geração de energia térmica. As centrais movidas a biomassa precisam de 250 h/ano de parada para manutenção, mas podem operar por longos períodos sem interferências (RENDEIRO, 2008).

## ANEXO B: AÇAÍ, BIOMASSA DA AMAZÔNIA PARA O MUNDO

O açaí é um fruto que cresce no açazeiro, uma palmeira natural da América Central e do Sul. Seu nome científico é *Euterpe oleracea*, é nativo da região Amazônica e ocorre principalmente na Venezuela, Colômbia, Equador, Guianas e no Brasil (nos estados do Amazonas, Amapá, Pará, Maranhão, Rondônia, Acre e Tocantins).

Amazonas, Pará e Maranhão possuem 85% da produção mundial de açaí, sendo um alimento importante para os nortistas há muito tempo, foi introduzido na economia do país em 1980.

O fruto é redondo com diâmetro de 1,1 a 1,5 cm, em seu interior há uma única semente que é coberta por um tecido fibroso e em seguida vem uma camada fina, seca e oleosa.

Figura 23: Fruto do açaí



Fonte: Website do eCycle. Disponível em: <<https://www.ecycle.com.br/6839-acai.html>>.

Acesso em: 03 fev. 2021.

### **Bioma do fruto açaí**

O açazeiro se desenvolve em regiões tropicais de clima quente e úmido que não possuem secas prolongadas. Nessas regiões, as chuvas são abundantes e ao ano chove de 2000 a 2700 mm em uma temperatura média de 28 °C.

O calor dos raios solares também influenciam na qualidade do fruto e no seu tempo de desenvolvimento. A época em que o açaí é mais abundante fica entre junho a novembro na região amazônica.

O açazeiro se desenvolve em solos argilosos de pH que varia de 4,5 a 6,5. Estes solos argilosos podem estar situados em várzeas altas do estuário do rio Amazonas ou em solos

areno - argilosos de áreas de terra firme. O crescimento da planta é diretamente proporcional com a quantidade de matéria orgânica e de água retida no solo.

A árvore do açaí germina naturalmente em várzeas e igapós do estuário do Amazonas e as áreas ribeirinhas são mais apropriadas para o cultivo, uma vez que são regularmente banhadas pela inundação do rio Amazonas.

### **Preparo e consumo**

O açaí é despolpado manualmente ou por máquinas (depois de ficar por um tempo de molho na água) e deve ser transportado rapidamente para não haver estragos. Depois da obtenção da polpa, esta é misturada a água que é conhecido como vinho do açaí.

O fruto traz grandes benefícios a saúde: previne o envelhecimento precoce, combate o desenvolvimento de tumores e previne contra várias doenças, como o mal de Alzheimer.

A fruta do açaí contém aminoácidos essenciais, ácido oléico, ácidos graxos, ômega 3, magnésio, potássio, fósforo, manganês, ferro, cálcio, cobre, zinco e vitaminas: A, B1, B2, B3 e C. Além disso, o açaí é muito rico em antioxidantes, que ajudam a combater a fadiga mental e a melhorar a memória. (ECYCLE, 2021).

O fruto do açaí pode ser consumido mundialmente como: suco, pirão, geleia, doces, sorvetes e atualmente está presente em quantidade numerosa para venda em quiosques. O miolo da árvore do açazeiro pode ser transformado em palmito, suas sementes fornecem óleos ou peças artesanais e suas folhas podem dá origem a chapéus, esteiras, cestos, vassouras, telhados entre outros objetos.

Figura 24: Demonstração do consumo mundial do fruto açaí



Fonte: Website do eCycle. Disponível em: <<https://www.ecycle.com.br/6839-acai.html>>.

Acesso em: 03 fev. 2021.

Figura 25: Consumo em grande escala do fruto açaí no Brasil em quiosques



Fonte: Website do Wakusese. Disponível em: <<https://wakusese.com.br/>>.

Acesso em: 03 fev. 2021.

Tabela 25: Usos do Açaí

Componente		Produtos e subprodutos
Gema Apical		Palmito para alimentação humana e ração animal
Folhas		Cobertura de casas, parede, cesto, tapetes, chapéu, esteira, adorno caseiro, celulose, ração animal, adubo orgânico, cobertura morta e sombreamento de sementeiras e peçonhas.
Frutos	Polpa	Alimento, suco, creme, sorvete, licor, geleia, mingau, pudim, produção de álcool, Frutos pigmento para tintas, produção de energia.
	Caroço	Adubo orgânico, carburante e aterro.
Cacho (inflorescência)		Vassoura, artesanato e adubo orgânico.
Estipe (caule)		Construção civil, construções rurais, lenha, adubo orgânico, celulose, isolamento térmico e pequenas armadilhas.
Raízes		Vermífugo
A planta		Paisagismo

Fonte: Padilha (2005)

### O movimento da economia pelo açaí

O fruto é consumido há séculos pela população indígena e para sua extração não é necessário cortar árvores, ou seja, movimenta a economia e mantém a floresta em pé.

O açaí se tornou popular no país em 1990 e o seu consumo se expandiu para o exterior. Está presente em mercados globais com técnicas de produção, coleta e

processamento.

De 2012 a 2013 a produção do açaí cresceu 1,6%. Sendo que em 2013, segundo IBGE, 202 mil toneladas foram produzidos, o equivalente a R\$ 407,9 milhões.

A maior produção se concentra no estado do Pará 54,9 % e em segundo lugar vem o estado do Amazonas com 35,5%, sendo que o município de Codajás é o que mais produz no estado.

Com a abertura de novos mercados de açaí como matéria prima, os produtores rurais estão mais interessados no cultivo do açaí, sua exploração no estado do Amazonas é predominantemente extrativa.

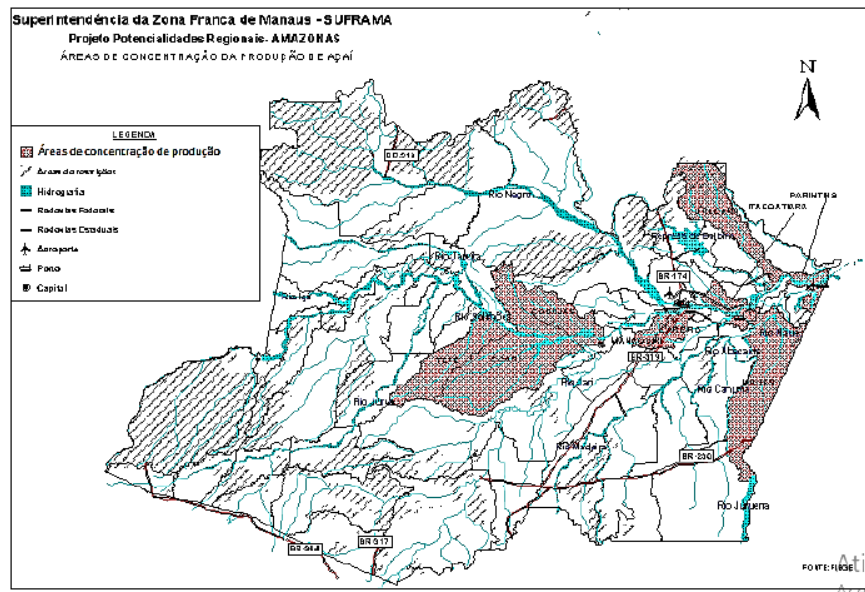
Tabela 26: Os 20 maiores municípios produtores de açaí no Amazonas

Produto	Quantidade produzida (t)		Variação percentual (%)
	2012	2013	
Açaí (fruta)	199 118	202 2016	1,6
Municípios produtores e respectivas UFs	Quantidade produzida (t)		Participações(%)
Codajás – AM	28 750		13,2
Limoeiro de Arajó – PA	28 250		13,0
Oieras do Pará – PA	11 000		5,4
Itacotiara – AM	7 544		3,7
Muaná – PA	7 234		3,6
Ponta de Pedras	7 179		3,6
São Sebastião da Boa Vista – PA	6 637		3,3
Mocajuba – PA	6 550		3,2
Afuá – PA	5 889		2,9
Inhangapi – PA	5 800		2,9
Igarapé-Miri – PA	5 300		2,6
São Miguel do Guamá – PA	4 350		2,2
Magalhães Barata – PA	3 500		1,7
Anori – AM	3 225		1,6
Lábrea – AM	3 040		1,5
Paritins – AM	2 858		1,4
São Domingos do Capim – PA	2 700		1,3
Humaitá – AM	2 583		1,3
Manicoré – AM	2 530		1,3
Coarí – AM	2 260		1,1

Fonte: SEBRAE (2015)



Figura 26: Amazonas, áreas de concentração de produção de açaí



Fonte: SUFRAMA (2003)

### Potencial energético dos resíduos do açaí

De acordo com o IBGE, só em 2017 no Brasil um total de 219.885 toneladas de açaí foram manipulados. No entanto, a polpa que é usada comercialmente para consumo representa de 5% a 15% do volume do fruto, evidenciando que uma grande quantidade de resíduos são gerados no processamento. A quantidade de resíduo por fruto, varia em torno de 83%, desta forma em 2017, a quantidade de resíduos total eram de aproximadamente 182.505 toneladas.

Esses resíduos em sua maioria ainda não possuem destinação econômica adequada, mas poderiam ser destinados para o uso em potencial a ser aplicado na energia térmica por meio de: briquetes, pellets, gaseificação e geração de energia elétrica.

O quanto de potencial para geração de energia térmica e elétrica é atribuído ao açaí, se dá de acordo com a quantidade de biomassa (resíduo) disponível.

Tabela 27: Composição do caroço de açaí

ANÁLISE QUÍMICA DO CAROÇO	
Umidade	13,60%
Extrato Estéreo	3,01%
Extrato Alcoólico	9,32%
Extrato Aquoso	2,80%
Proteínas Brutas	4,34%
Hemicelulose	12,26%
Celulose	34,41%
Lignina	7,72%
Cinzas	1,34%

Fonte: Kuhl e Oliveira (2019)

A qualidade que mais se destaca na análise química do açaí é que ele é rico em celulose, hemicelulose, cristais de inulina e abundante em lipídios. Além destes fatores, é importante a análise também do percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas. Estes fatores citados, influenciam no Poder Calorífico da biomassa. O Poder Calorífico Superior (PCS) do caroço de açaí varia entre 4.252 kcal/kg a 6.592 kcal/kg.

Tabela 28: Percentual de carbono fixo, teor de voláteis e teor de cinzas no fruto açaí

PARÂMETROS	AUTORES			
	NETTO et al. (2006)	NAGAISHI (2007)	AZEVEDO (2011)	ROBERTO et al. (2018)
Carbono Fixo	19,45%	20,91%	18,68%	12,19%
Teor de Voláteis	79,44%	77,62%	79,93%	71,39%
Teor de Cinzas	1,11%	1,47%	1,39%	1,18%

Fonte: Kuhl e Oliveira (2019)

Tabela 29: Poder calorífico superior do caroço de açai

AUTORES	PCS (kcal/kg)
Reis et al. (2002)	4.500
Rodrigues et al. (2002)	4.500
Silva et al. (2004)	4.505
Pinheiro, Rendeiro, Pinho (2005)	4.500
Netto et al. (2006)	4.576
Nagaishi (2007)	4.252
Azevedo (2011)	4.333
Peres et al. (2018)	6.592
<b>MÉDIA</b>	<b>4.720</b>

Fonte: Kuhl e Oliveira (2019)

Ao analisar as tabelas é possível calcular um valor médio para o PCS do açai de 4.720 kcal/kg. O PCS do caroço de açai mostra-se competitivo, quando comparado com o poder calorífico da lenha comercial, que varia de 2.200 kcal/kg a 2.500 kcal/kg. (BIOMAX, 2014).

Constata-se que o resíduo do açai é tão proveitoso quanto os outros combustíveis, pois sua disponibilidade é grande e suas características químicas demonstram uma alternativa viável para geração de energia.

## ANEXO C: CALDEIRAS SELECIONADAS NO PROJETO DE OTIMIZAÇÃO

Figura 27: Caldeira 1 selecionada para o projeto



Fonte: Alibaba.com. Disponível em: < [https://portuguese.alibaba.com/product-detail/best-selling-biomass-bagasse-1500kg-h-steam-boiler\\_60634263803.html?spm=a2700.details.0.0.443c70b8zCiY7W](https://portuguese.alibaba.com/product-detail/best-selling-biomass-bagasse-1500kg-h-steam-boiler_60634263803.html?spm=a2700.details.0.0.443c70b8zCiY7W) >. Acesso em: 10 jan. 2022.

Figura 28: Caldeira 2 selecionada para o projeto



Fonte: Alibaba.com. Disponível em: <[https://portuguese.alibaba.com/p-detail/20211600278017196.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal\\_offer.d\\_title.25961b6d46G5vu](https://portuguese.alibaba.com/p-detail/20211600278017196.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_title.25961b6d46G5vu)>. Acesso em: 15 jan. 2022.

Figura 29: Caldeira 3 selecionada para projeto



Fonte: Alibaba.com. Disponível em: < [https://portuguese.alibaba.com/p-detail/Coal62129943049.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal\\_offer.d\\_title.25961b6d46G5vu](https://portuguese.alibaba.com/p-detail/Coal62129943049.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_title.25961b6d46G5vu) >. Acesso em: 15 jan. 2022.

## APÊNDICE 1: CÓDIGO UTILIZADO NO ESTUDO DE SIMULAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA NO ORC

Programa elaborado no software Wolfram Mathematica para as Análises Termodinâmicas do fluido R245fa (para os outros fluidos, R123 e R134a, é necessário aplicar a importação de tabelas diferentes do EES)

```
*****Célula 1*****Propriedades Gerais - R245fa(líquido comprimido) - importação da
tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados
SetDirectory[NotebookDirectory[]]
compressedLiquidData=DeleteMissing[Import["tabelaliquidocomprimidoR245fa.xlsx"]][[1]];
```

### Temperatura vs Pressão para obter outras propriedades

```
temperatureVspressure=Table[{compressedLiquidData[[1;;All,2]][[i]],compressedLiquidData[[1;;All,1]][[i]],{i,Length[compressedLiquidData[[1;;All,2]]]};{listVolumeTPcompressedliquid,listInternalEnergyTPcompressedliquid,listEnthalpyTPcompressedliquid,listEntropyTPcompressedliquid}=Table[{temperatureVspressure[[i]],#[[i]]},{i,2,Length[compressedLiquidData[[1;;All,2]]]}&/@Table[compressedLiquidData[[1;;All,i]],{i,3,6}];{functionVolumeTPcompressedliquid,functionInternalEnergyTPcompressedliquid,functionEnthalpyTPcompressedliquid,functionEntropyTPcompressedliquid}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listVolumeTPcompressedliquid,listInternalEnergyTPcompressedliquid,listEnthalpyTPcompressedliquid,listEntropyTPcompressedliquid}
```

### Temperatura vs entalpia

```
temperatureVsEntropy=Table[{compressedLiquidData[[1;;All,6]][[i]],compressedLiquidData[[1;;All,1]][[i]],{i,Length[compressedLiquidData[[1;;All,6]]]};{listpressureTscompressedliquid,listVolumeTscompressedliquid,listInternalEnergyTscompressedliquid,listEnthalpyTscompressedliquid}=Table[{temperatureVsEntropy[[i]],#[[i]]},{i,6,Length[compressedLiquidData[[1;;All,6]]]}&/@{compressedLiquidData[[1;;All,2]],compressedLiquidData[[1;;All,3]],compressedLiquidData[[1;;All,4]],compressedLiquidData[[1;;All,5]]};{functionpressureTscompressedliquid,functionVolumeTscompressedliquid,functionInternalEnergyTscompressedliquid,functionEnthalpyTscompressedliquid}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listpressureTscompressedliquid,listVolumeTscompressedliquid,listInternalEnergyTscompressedliquid,listEnthalpyTscompressedliquid}
```

### Temperatura vs Entropia

```
temperatureVsEnthalpy=Table[{compressedLiquidData[[1;;All,5]][[i]],compressedLiquidData[[1;;All,1]][[i]],{i,Length[compressedLiquidData[[1;;All,5]]]};{listpressureThcompressedliquid,listVolumeThcompressedliquid,listInternalEnergyThcompressedliquid,listEntropyThcompressedliquid}=Table[{temperatureVsEnthalpy[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[compressedLiquidData[[1;;All,5]]]}&/@{compressedLiquidData[[1;;All,2]],compressedLiquidData[[1;;All,3]],compressedLiquidData[[1;;All,4]],compressedLiquidData[[1;;All,6]]};{functionpressureThcompressedliquid,functionVolumeThcompressedliquid,functionInternalEnergyThcompressedliquid,functionEntropyThcompressedliquid}=Interpolation[#,InterpolationOrder->1]&/@{listpressureThcompressedliquid,listVolumeThcompressedliquid,listInternalEnergyThcompressedliquid,listEntropyThcompressedliquid}
```

### Pressão vs volume

```
pressureVsVolume=Table[{compressedLiquidData[[2;;All,3]][[i]],compressedLiquidData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[compressedLiquidData[[2;;All,3]]]};{listTemperaturePVcompressedliquid,listInternalEnergyPVcompressedliquid,listEnthalpyPVcompressedliquid,listEntropyPVcompressedliquid}=Table[{pressureVsVolume[[i]],#[[i]]},{i,3,Length[compressedLiquidData[[2;;All,3]]]}]&/@{compressedLiquidData[[2;;All,1]],compressedLiquidData[[2;;All,4]],compressedLiquidData[[2;;All,5]],compressedLiquidData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePVcompressedliquid,functionInternalEnergyPVcompressedliquid,functionEnthalpyPVcompressedliquid,functionEntropyPVcompressedliquid}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePVcompressedliquid,listInternalEnergyPVcompressedliquid,listEnthalpyPVcompressedliquid,listEntropyPVcompressedliquid}
```

### Pressão vs entalpia

```
pressureVsEnthalpy=Table[{compressedLiquidData[[2;;All,5]][[i]],compressedLiquidData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[compressedLiquidData[[2;;All,5]]]};{listTemperaturePhcompressedliquid,listVolumePhcompressedliquid,listInternalEnergyPhcompressedliquid,listEntropyPhcompressedliquid}=Table[{pressureVsEnthalpy[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[compressedLiquidData[[2;;All,5]]]}]&/@{compressedLiquidData[[2;;All,1]],compressedLiquidData[[2;;All,3]],compressedLiquidData[[2;;All,4]],compressedLiquidData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePhcompressedliquid,functionVolumePhcompressedliquid,functionInternalEnergyPhcompressedliquid,functionEntropyPhcompressedliquid}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePhcompressedliquid,listVolumePhcompressedliquid,listInternalEnergyPhcompressedliquid,listEntropyPhcompressedliquid}
```

### \*\*\*\*\*Célula 2\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - R245fa (Vapor líquido) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação de dados

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
A = Import["tabelaliquidovaporR245fa.xlsx"][[1]];
PontoCrítico = {{A[[Length[A], 3]],A[[Length[A],2]]}} (*v (m3/kg) Xp (KPa) -R245fa*)
pXv = Union[Table[{A[[i, 3]], A[[i, 2]]}, {i, 10, Length[A] - 1}],
PontoCrítico,Table[{A[[i, 4]], A[[i, 2]]}, {i, 2, Length[A] - 1}]];
P = Interpolation[pXv, InterpolationOrder -> 1](*bar*);
```

### Interpolação de tabelas - Temperatura em função dos valores de pressão (Líquido-Vapor)

```
DataTxP = Table[{A[[i, 2]], A[[i, 1]]}, {i, 2, Length[A]}];
T = Interpolation[DataTxP, InterpolationOrder -> 1](*\[Degree]C*)
```

### Interpolação de Tabelas - Propriedades em função dos valores de temperatura

#### (Líquido-vapor) / Volume específico no estado de vapor saturado (m<sup>3</sup>/Kg)

```
DatavlxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 3]]}, {i, 2, Length[A]}];
v1 = Interpolation[DatavlxT, InterpolationOrder -> 1](*m3/kg*)
```

#### Volume específico no estado de líquido saturado (m<sup>3</sup>/Kg)

```
DatavlxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 3]]}, {i, 2, Length[A]}];
v1 = Interpolation[DatavlxT, InterpolationOrder -> 1](*m3/kg*)
```

#### Volume específico no estado de líquido-vapor (m<sup>3</sup>/Kg)

```
DatavvxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 4]]}, {i, 2, Length[A]}];
vv = Interpolation[DatavvxT, InterpolationOrder -> 1](*m3/kg*)
```

#### Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de volume específico

```
xv[Temp_, v_] := (v - v1[Temp])/(vv[Temp] - v1[Temp]);
```

#### Energia interna (kJ/kg)

#### Energia interna no estado de líquido saturado (kJ/kg)

```
DataulxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 5]]}, {i, 2, Length[A]}];
ul = Interpolation[DataulxT, InterpolationOrder -> 1](*kJ/kg*)
```



**Energia interna no estado de vapor saturado (kJ/kg)**

```
DatauvxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 6]]}, {i, 2, Length[A]}];
uv = Interpolation[DatauvxT, InterpolationOrder -> 1] (*kJ/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de energia específica**

```
xu[Temp_, u_] := (u - ul[Temp]) / (uv[Temp] - ul[Temp]);
```

**Enthalpy of saturated liquid (kJ/kg)**

```
DatahlxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 7]]}, {i, 2, Length[A]}];
hl = Interpolation[DatahlxT, InterpolationOrder -> 1] (*kJ/kg*)
```

**Energia interna no estado de líquido-vapor (kJ/kg)**

```
DatahvxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 8]]}, {i, 2, Length[A]}];
hv = Interpolation[DatahvxT, InterpolationOrder -> 1] (*kJ/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de entalpia específica**

```
xh[Temp_, h_] := (h - hl[Temp]) / (hv[Temp] - hl[Temp]);
```

**Entropia (kJ/kg.K)****Entropia no estado de líquido saturado (kJ/kg.K)**

```
DataslxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 9]]}, {i, 2, Length[A]}];
sl = Interpolation[DataslxT, InterpolationOrder -> 1] (*kJ/kg.K*)
```

**Entropia no estado de vapor saturado (kJ/kg.K)**

```
DatasvxT = Table[{A[[i, 1]], A[[i, 10]]}, {i, 2, Length[A]}];
sv = Interpolation[DatasvxT, InterpolationOrder -> 1] (*kJ/kg.K*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de entropia**

```
xs[Temp_, s_] := (s - sl[Temp]) / (sv[Temp] - sl[Temp]);
```

**\*\*\*\*\*Célula 3\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - R245fa (vapor superaquecido) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados**

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]]
```

**Importando tabela de vapor super aquecido do R245fa**

```
superHeatedData = DeleteMissing[Import["tabelavaporsuperaquecidoR245fa.xlsx"]][[1]];
```

**Temperatura vs pressão**

```
temperatureVspressure=Table[{superHeatedData[[1;;All,2]][[i]],superHeatedData[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[superHeatedData[[1;;All,2]]]};{listVolumeTPsuperheated,listInternalEnergyTPsuperheated,listEnthalpyTPsuperheated,listEntropyTPsuperheated}=Table[{temperatureVspressure[[i]],#[[i]]},{i,2,Length[superHeatedData[[1;;All,2]]]}]&/@Table[superHeatedData[[1;;All,i]},{i,3,6}];{functionVolumeTPsuperheated,functionInternalEnergyTPsuperheated,functionEnthalpyTPsuperheated,functionEntropyTPsuperheated}=Interpolation[#,InterpolationOrder->1]&/@{listVolumeTPsuperheated,listInternalEnergyTPsuperheated,listEnthalpyTPsuperheated,listEntropyTPsuperheated}
```

**Pressão vs volume**

```
pressureVsVolume=Table[{superHeatedData[[2;;All,3]][[i]],superHeatedData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[superHeatedData[[2;;All,3]]]};{listTemperaturePVsuperheated,listInternalEnergyPVsuperheated,listEnthalpyPVsuperheated,listEntropyPVsuperheated}=Table[{pressureVsVolume[[i]],#[[i]]},{i,3,Length[superHeatedData[[2;;All,3]]]}]&/@{superHeatedData[[2;;All,1]],superHeatedData[[2;;All,4]],superHeatedData[[2;;All,5]],superHeatedData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePVsuperheated,functionInternalEnergyPVsuperheated,functionEnthalpyPVsuperheated,functionEntropyPVsuperheated}=Interpolation[#,InterpolationOrder->1]&/@{listTemperaturePVsuperheated,listInternalEnergyPVsuperheated,listEnthalpyPVsuperheated,listEntropyPVsuperheated}
```

### Pressão vs entropia

```
pressureVsEntropy=Table[{superHeatedData[[2;;All,6]][[i]],superHeatedData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[superHeatedData[[2;;All,6]]]},{listTemperaturePssuperheated,listVolumePssuperheated,listInternalEnergyPssuperheated,listEnthalpyPssuperheated}=Table[{pressureVsEntropy[[i]],#[[i]]},{i,6,Length[superHeatedData[[2;;All,6]]]}&/@{superHeatedData[[2;;All,1]],superHeatedData[[2;;All,3]]superHeatedData[[2;;All,4]],superHeatedData[[2;;All,5]],{functionTemperaturePssuperheated,functionVolumePssuperheated,functionInternalEnergyPssuperheated,functionEnthalpyPssuperheated}=Interpolation[#,InterpolationOrder->1]&/@{listTemperaturePssuperheated,listVolumePssuperheated,listInternalEnergyPssuperheated,listEnthalpyPssuperheated}
```

### Pressão vs entalpia

```
pressureVsEnthalpy=Table[{superHeatedData[[2;;All,5]][[i]],superHeatedData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[superHeatedData[[2;;All,5]]]},{listTemperaturePhsuperheated,listVolumePhsuperheatedData,listInternalEnergyPhsuperheated,listEntropyPhsuperheated}=Table[{pressureVsEnthalpy[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[superHeatedData[[2;;All,5]]]}&/@{superHeatedData[[2;;All,1]],superHeatedData[[2;;All,3]],superHeatedData[[2;;All,4]],superHeatedData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePhsuperheated,functionVolumePhsuperheated,functionInternalEnergyPhsuperheated,functionEntropyPhsuperheated}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePhsuperheated,listVolumePhsuperheatedData,listInternalEnergyPhsuperheated,listEntropyPhsuperheated}
```

\*\*\*\*\*Célula 4\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - Dowtherm A (Vapor líquido) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
B=Import["tabelavaporliquidoovaporDowthermA.xlsx"][[1]];
PontoCríticoDowthermA={B[[Length[B],3]],B[[Length[B],2]]}
pXvDOWTHERMA=Union[Table[{B[[i,3]],B[[i,2]]},{i,10,Length[B]-1}],PontoCríticoDowthermA,Table[{B[[i,4]],B[[i,2]]},{i,2,Length[B]-1}]];
PDOWTHERMA=Interpolation[pXvDOWTHERMA,InterpolationOrder->1](*bar*);
```

#### Interpolação de tabelas - Temperatura em função dos valores de pressão (Líquido-Vapor)

```
DataPDaxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,2]]},{i,2,Length[B]}];
PDA=Interpolation[DataPDaxTDA,InterpolationOrder->1](*\[Degree]C*)
```

#### Interpolação de Tabelas - Propriedades em função dos valores de temperatura (Líquido-vapor) / Volume específico no estado de vapor saturado (m<sup>3</sup>/Kg)

```
DatavlxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,3]]},{i,2,Length[B]}];
vlda=Interpolation[DatavlxTDA,InterpolationOrder->1](*m3/kg*)
```

#### Volume específico no estado de líquido saturado (m<sup>3</sup>/Kg)

```
DatavlxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,3]]},{i,2,Length[B]}];
vlda=Interpolation[DatavlxTDA,InterpolationOrder->1](*m3/kg*)
```

#### Volume específico no estado de líquido-vapor (m<sup>3</sup>/Kg)

```
DatavvxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,4]]},{i,2,Length[B]}];
vvda=Interpolation[DatavvxTDA,InterpolationOrder->1](*m3/kg*)
```

#### Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de volume específico

```
xvDA[Temp_,vDA_]:= (vDA-vlda[Temp]) / (vvDA[Temp]-vlda[Temp]);
```

#### Energia interna (kJ/kg)

##### Energia interna no estado de líquido saturado (kJ/kg)

```
DataulxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,5]]},{i,2,Length[B]}];
ulda=Interpolation[DataulxTDA,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Energia interna no estado de vapor saturado (kJ/kg)**

```
DatauvsTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,6]]},{i,2,Length[B]}];
uvDA=Interpolation[DatauvsTDA,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de energia específica**

```
xuDA[Temp_,uDA_] := (uDA-ulDA[Temp]) / (uvDA[Temp]-ulDA[Temp]);
```

**Enthalpy of saturated liquid (kJ/kg)**

```
DatahlxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,7]]},{i,2,Length[B]}];
hlDA=Interpolation[DatahlxTDA,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Energia interna no estado de líquido-vapor(kJ/kg)**

```
DatahvxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,8]]},{i,2,Length[B]}];
hvDA=Interpolation[DatahvxTDA,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de entalpia específica**

```
xhDA[Temp_,hDA_] := (hDA-hlDA[Temp]) / (hvDA[Temp]-hlDA[Temp]);
```

**Entropia (kJ/kg.K)****Entropia no estado de líquido saturado (kJ/kg.K)**

```
DataslxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,9]]},{i,2,Length[B]}];
slDA=Interpolation[DataslxTDA,InterpolationOrder->1](*kJ/kg.K*)
```

**Entropia no estado de vapor saturado (kJ/kg.K)**

```
DatasvxTDA=Table[{B[[i,1]],B[[i,10]]},{i,2,Length[B]}];
svDA=Interpolation[DatasvxTDA,InterpolationOrder->1](*kJ/kg.K*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de entropia**

```
xsDA[Temp_,sDA_] := (sDA-slDA[Temp]) / (svDA[Temp]-slDA[Temp]);
```

**\*\*\*\*\*Célula 5\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - Dowtherm A (vapor superaquecido) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados**

**Vapor Superaquecido**

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
DowthermAsuperheateddata=Import["tabelavaporsuperaquecidoDowthermA.xlsx"][[1]];
```

**Temperatura vs Pressão**

```
temperatureVspressureda=Table[{DowthermAsuperheateddata[[1;;All,2]][[i]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,2]]]};{listVolumeTPsuperheatedda,listInternalEnergyTPsuperheatedda,listEnthalpyTPsuperheatedda,listEntropyTPsuperheatedda}=Table[{temperatureVspressureda[[i]],#[[i]]},{i,2,Length[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,2]]]}&/@Table[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,i]],{i,3,6}];{functionVolumeTPsuperheatedda,functionInternalEnergyTPsuperheatedda,functionEnthalpyTPsuperheatedda,functionEntropyTPsuperheatedda}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listVolumeTPsuperheatedda,listInternalEnergyTPsuperheatedda,listEnthalpyTPsuperheatedda,listEntropyTPsuperheatedda}
```

**Temperatura vs Volume**

```
temperatureVsVolumeda=Table[{DowthermAsuperheateddata[[1;;All,3]][[i]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,3]]]};{listpressureTVsuperheatedda,listInternalEnergyTVsuperheatedda,listEnthalpyTVsuperheatedda,listEntropyTVsuperheatedda}=Table[{temperatureVsVolumeda[[i]],#[[i]]},{i,3,Length[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,3]]]}&/@{DowthermAsuperheateddata[[1;;All,2]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,4]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,5]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,6]]};{functionpressureTVsuperheatedda,functionInternalEnergyTVsuperheatedda,functionEnthalpyTVsuperheatedda,functionEntropyTVsuperheatedda}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listpressureTVsuperheatedda,listInternalEnergyTVsuperheatedda,listEntropyTVsuperheatedda}
```

### Temperatura vs entalpia

```
temperatureVsEnthalpyda=Table[{DowthermAsuperheateddata[[1;;All,5]][[i]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,5]]]};{listpressureThsuperheatedda,listVolumeThsuperheatedda,listInternalEnergyThsuperheatedda,listEntropyThsuperheatedda}=Table[{temperatureVsEnthalpyda[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[DowthermAsuperheateddata[[1;;All,5]]]}&/@{DowthermAsuperheateddata[[1;;All,2]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,3]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,4]],DowthermAsuperheateddata[[1;;All,6]]};{functionpressureThsuperheatedda,functionVolumeThsuperheatedda,functionInternalEnergyThsuperheatedda,functionEntropyThsuperheatedda}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listpressureThsuperheatedda,listVolumeThsuperheatedda,listInternalEnergyThsuperheatedda,listEntropyThsuperheatedda}
```

### Temperatura vs entropia

```
temperatureVsEntropy=Table[{superHeatedData[[1;;All,6]][[i]],superHeatedData[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[superHeatedData[[1;;All,6]]]};{listpressureTssuperheated,listInternalEnergyTssuperheated,listEnthalpyTssuperheated}=Table[{temperatureVsEntropy[[i]],#[[i]]},{i,6,Length[superHeatedData[[1;;All,6]]]}&/@{superHeatedData[[1;;All,2]],superHeatedData[[1;;All,4]],superHeatedData[[1;;All,5]]};{functionpressureTssuperheated,functionInternalEnergyTssuperheated,functionEnthalpyTssuperheated}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listpressureTssuperheated,listInternalEnergyTssuperheated,listEnthalpyTssuperheated}
```

### Pressão vs volume

```
pressureVsVolumeda=Table[{DowthermAsuperheateddata[[2;;All,3]][[i]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[DowthermAsuperheateddata[[2;;All,3]]]};{listTemperaturePVsuperheatedda,listInternalEnergyPVsuperheatedda,listEnthalpyPVsuperheatedda,listEntropyPVsuperheatedda}=Table[{pressureVsVolumeda[[i]],#[[i]]},{i,3,Length[DowthermAsuperheateddata[[2;;All,3]]]}&/@{DowthermAsuperheateddata[[2;;All,1]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,4]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,5]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePVsuperheatedda,functionInternalEnergyPVsuperheatedda,functionEnthalpyPVsuperheatedda,functionEntropyPVsuperheatedda}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePVsuperheatedda,listInternalEnergyPVsuperheatedda,listEnthalpyPVsuperheatedda,listEntropyPVsuperheatedda}
```

### Pressão vs entalpia

```
pressureVsEnthalpyda=Table[{DowthermAsuperheateddata[[2;;All,5]][[i]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[DowthermAsuperheateddata[[2;;All,5]]]};{listTemperaturePhsuperheatedda,listVolumePhsuperheatedDatada,listInternalEnergyPhsuperheatedda,listEntropyPhsuperheatedda}=Table[{pressureVsEnthalpyda[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[DowthermAsuperheateddata[[2;;All,5]]]}&/@{DowthermAsuperheateddata[[2;;All,1]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,3]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,4]],DowthermAsuperheateddata[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePhsuperheatedda,functionVolumePhsuperheatedda,functionInternalEnergyPhsuperheatedda,functionEntropyPhsuperheatedda}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePhsuperheatedda,listVolumePhsuperheatedDatada,listInternalEnergyPhsuperheatedda,listEntropyPhsuperheatedda}
```

\*\*\*\*\*Célula 6\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - H2O (líquido comprimido) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados

#### Líquido Comprimido

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
```

```
watercompressedLiquidData=Import["tabelaliquidocomprimidoWater.xlsx"][[1]];
```

### Temperatura vs Pressão

```
temperatureVspressurewa=Table[{watercompressedLiquidData[[1;;All,2]][[i]],watercompressedLiquidData[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[watercompressedLiquidData[[1;;All,2]]]};{listVolumeTPcompressedliquidwa,listInternalEnergyTPcompressedliquidwa,listEnthalpyTPcompressedliquidwa,listEntropyTPcompressedliquidwa}=Table[{temperatureVspressurewa[[i]],#[[i]]},{i,2,Length[watercompressedLiquidData[[1;;All,2]]]}&/@Table[watercompressedLiquidData[[1;;All,i]},{i,3,6}];{functionVolumeTPcompressedliquidwa,functionInternalEnergyTPcompressedliquidwa,functionEnthalpyTPcompressedliquidwa,functionEntropyTPcompressedliquidwa}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listVolumeTPcompressedliquidwa,listInternalEnergyTPcompressedliquidwa,listEnthalpyTPcompressedliquidwa,listEntropyTPcompressedliquidwa}
```

### Temperatura vs entalpia

```
temperatureVsEnthalpywa=Table[{watercompressedLiquidData[[1;;All,5]][[i]],watercompressedLiquidData[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[watercompressedLiquidData[[1;;All,5]]]};{listpressureThcompressedliquidwa,listVolumeThcompressedliquidwa,listInternalEnergyThcompressedliquidwa,listEntropyThcompressedliquidwa}=Table[{temperatureVsEnthalpywa[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[watercompressedLiquidData[[1;;All,5]]]}&/@{watercompressedLiquidData[[1;;All,2]],watercompressedLiquidData[[1;;All,3]],watercompressedLiquidData[[1;;All,4]],watercompressedLiquidData[[1;;All,6]]};{functionpressureThcompressedliquidwa,functionVolumeThcompressedliquidwa,functionInternalEnergyThcompressedliquidwa,functionEntropyThcompressedliquidwa}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listpressureThcompressedliquidwa,listVolumeThcompressedliquidwa,listInternalEnergyThcompressedliquidwa,listEntropyThcompressedliquidwa}
```

### Pressão vs volume

```
pressureVsVolumewa=Table[{watercompressedLiquidData[[2;;All,3]][[i]],watercompressedLiquidData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[watercompressedLiquidData[[2;;All,3]]]};{listTemperaturePVcompressedliquidwa,listInternalEnergyPVcompressedliquidwa,listEnthalpyPVcompressedliquidwa,listEntropyPVcompressedliquidwa}=Table[{pressureVsVolumewa[[i]],#[[i]]},{i,3,Length[watercompressedLiquidData[[2;;All,3]]]}&/@{watercompressedLiquidData[[2;;All,1]],watercompressedLiquidData[[2;;All,4]],watercompressedLiquidData[[2;;All,5]],watercompressedLiquidData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePVcompressedliquidwa,functionInternalEnergyPVcompressedliquidwa,functionEnthalpyPVcompressedliquidwa,functionEntropyPVcompressedliquidwa}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePVcompressedliquidwa,listInternalEnergyPVcompressedliquidwa,listEnthalpyPVcompressedliquidwa,listEntropyPVcompressedliquidwa}
```

### Pressão vs entalpia

```
pressureVsEnthalpywa=Table[{watercompressedLiquidData[[2;;All,5]][[i]],watercompressedLiquidData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[watercompressedLiquidData[[2;;All,5]]]};{listTemperaturePhcompressedliquidwa,listVolumePhcompressedliquidwa,listInternalEnergyPhcompressedliquidwa,listEntropyPhcompressedliquidwa}=Table[{pressureVsEnthalpywa[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[watercompressedLiquidData[[2;;All,5]]]}&/@{watercompressedLiquidData[[2;;All,1]],watercompressedLiquidData[[2;;All,3]],watercompressedLiquidData[[2;;All,4]],watercompressedLiquidData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePhcompressedliquidwa,functionVolumePhcompressedliquidwa,functionInternalEnergyPhcompressedliquidwa,functionEntropyPhcompressedliquidwa}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePhcompressedliquidwa,listVolumePhcompressedliquidwa,listInternalEnergyPhcompressedliquidwa,listEntropyPhcompressedliquidwa}
```

**\*\*\*\*\*Célula 7\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - H2O (Steam liquid) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados**

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
F=Import["tabelaliquidovaporWater.xlsx"][[1]];
WPontoCrítico={{F[[Length[F],3]],F[[Length[F],2]]}}
WpXv=Union[Table[{F[[i,3]],F[[i,2]]},{i,10,Length[F]1}],WPontoCrítico,Table[{F[[i,4]],F[[i,2]]},{i,2,Length[F]-1}]];
WP=Interpolation[WpXv,InterpolationOrder->1](*bar*);
```

**Interpolação de tabelas - Temperatura em função dos valores de pressão (Líquido-Vapor)**

```
WDataTxP=Table[{F[[i,1]],F[[i,2]]},{i,2,Length[F]}];
WP=Interpolation[WDataTxP,InterpolationOrder->1](*\[Degree]C*)
```

**Interpolação de Tabelas - Propriedades em função dos valores de temperatura (Líquido-vapor) / Volume específico no estado de vapor saturado (m<sup>3</sup>/Kg)**

```
WDataVlxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,3]]},{i,2,Length[F]}];
Wvl=Interpolation[WDataVlxT,InterpolationOrder->1](*m3/kg*)
```

**Volume específico no estado de líquido saturado (m<sup>3</sup>/Kg)**

```
WDataVlxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,3]]},{i,2,Length[F]}];
Wvl=Interpolation[WDataVlxT,InterpolationOrder->1](*m3/kg*)
```

**Volume específico no estado de líquido-vapor (m<sup>3</sup>/Kg)**

```
WDataVvxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,4]]},{i,2,Length[F]}];
Wvv=Interpolation[WDataVvxT,InterpolationOrder->1](*m3/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de volume específico**

```
Wxv[WTemp_,Wv_]:= (Wv-Wvl[WTemp]) / (Wvv[WTemp]-Wvl[WTemp]);
```

**Energia interna (kJ/kg)**

**Energia interna no estado de líquido saturado (kJ/kg)**

```
WDataulxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,5]]},{i,2,Length[F]}];
Wul=Interpolation[WDataulxT,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Energia interna no estado de vapor saturado (kJ/kg)**

```
WDatauvxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,6]]},{i,2,Length[F]}];
Wuv=Interpolation[WDatauvxT,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de energia específica**

```
Wxu[WTemp_,u_]:= (Wu-Wul[WTemp]) / (Wuv[WTemp]-Wul[WTemp]);
```

**Entalpia no estado de líquido saturado (kJ/kg)**

```
WDatahlxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,7]]},{i,2,Length[F]}];
Whl=Interpolation[WDatahlxT,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Entalpia interna no estado de líquido-vapor(kJ/kg)**

```
WDatahvxt=Table[{F[[i,1]],F[[i,8]]},{i,2,Length[F]}];
Whv=Interpolation[WDatahvxt,InterpolationOrder->1](*kJ/kg*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de entalpia específica**

```
Wxh[WTemp_,Wh_]:= (Wh-Whl[WTemp]) / (Whv[WTemp]-Whl[WTemp]);
```

**Entropia (kJ/kg.K)**

**Entropia no estado de líquido saturado (kJ/kg.K)**

```
WDataSlxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,9]]},{i,2,Length[F]}];
Wsl=Interpolation[WDataSlxT,InterpolationOrder->1](*kJ/kg.K*)
```

**Entropia no estado de vapor saturado (kJ/kg.K)**

```
WData svxT=Table[{F[[i,1]],F[[i,10]]},{i,2,Length[F]}];
Wsv=Interpolation[WData svxT,InterpolationOrder>1](*kJ/kg.K*)
```

**Cálculo do título (qualidade) por meio dos valores de entropia**

```
Wxs[WTemp_,Ws_]:= (Ws-Wsl[WTemp]) / (Wsv[WTemp]-Wsl[WTemp]);
```

**\*\*\*\*\*Célula 8\*\*\*\*\*Propriedades Gerais - H2O (vapor superaquecido) - importação da tabela de dados gerada no EES e interpolação dos dados**

**Vapor superaquecido**

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
watersuperHeatedData=Import["tabelavaporsuperaquecidoWater.xlsx"][[1]];
```

**Temperatura vs Pressão**

```
temperatureVspressureea=Table[{watersuperHeatedData[[1;;All,2]][[i]],watersuperHeatedData[[1;;All,1]][[i]]},{i,Length[watersuperHeatedData[[1;;All,2]]]};{listVolumeTPsuperheatedwa,listInternalEnergyTPsuperheatedwa,listEnthalpyTPsuperheatedwa,listEntropyTPsuperheatedwa}=Table[{temperatureVspressureewa[[i]],#[[i]]},{i,2,Length[watersuperHeatedData[[1;;All,2]]]}]&/@Table[watersuperHeatedData[[1;;All,i]},{i,3,6}];{functionVolumeTPsuperheatedwa,functionInternalEnergyTPsuperheatedwa,functionEnthalpyTPsuperheatedwa,functionEntropyTPsuperheatedwa}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listVolumeTPsuperheatedwa,listInternalEnergyTPsuperheatedwa,listEnthalpyTPsuperheatedwa,listEntropyTPsuperheatedwa}
```

**Pressão vs entalpia**

```
pressureVsEnthalpywa=Table[{watersuperHeatedData[[2;;All,5]][[i]],watersuperHeatedData[[2;;All,2]][[i]]},{i,Length[watersuperHeatedData[[2;;All,5]]]};{listTemperaturePhsuperheatedwa,listVolumePhsuperheatedDatawa,listInternalEnergyPhsuperheatedwa,listEntropyPhsuperheatedwa}=Table[{pressureVsEnthalpywa[[i]],#[[i]]},{i,5,Length[watersuperHeatedData[[2;;All,5]]]}]&/@{watersuperHeatedData[[2;;All,1]],watersuperHeatedData[[2;;All,3]],watersuperHeatedData[[2;;All,4]],watersuperHeatedData[[2;;All,6]]};{functionTemperaturePhsuperheatedwa,functionVolumePhsuperheatedwa,functionInternalEnergyPhsuperheatedwa,functionEntropyPhsuperheatedwa}=Interpolation[#,InterpolationOrder>1]&/@{listTemperaturePhsuperheatedwa,listVolumePhsuperheatedDatawa,listInternalEnergyPhsuperheatedwa,listEntropyPhsuperheatedwa}
```

**\*\*\*\*\*Célula 9\*\*\*\*\*****Estado 1 - Bomba 1 entrando (líquido-vapor)**

```
(*Entradas*)
p1=249.6
x1=0
(*Saídas*)
T1=T[p1](*\[Degree]C*)
h1=h1[T[p1]](*kJ/kg*)
s1=s1[T[p1]](*kJ/kg.K*)
v1=v1[T[p1]]
```

**\*\*\*\*\*Célula 10\*\*\*\*\*****Estado 2 - Entrando no Regenerador e saindo da Bomba 1 (líquido comprimido)**

```
(*Entradas*)
nb=0.75
p2=1600
wb1=(v1*(p2-p1))/(nb)
h2=(wb1)+h1
(*Saídas*)
T2=functionTemperaturePhcompressedliquid[h2,p2]
s2=functionEntropyPhcompressedliquid[h2,p2]
v2=functionVolumePhcompressedliquid[h2,p2]
```

**\*\*\*\*\*Célula 11\*\*\*\*\*****Estado 3 - Saindo do Evaporador e entrando na Turbina (líquido superaquecido)**

```

(*Entradas*)
p3=p2
T3=120
(*Saídas*)
h3=functionEnthalpyTPsuperheated[ p3,T3]
s3=functionEntropyTPsuperheated[p3,T3]
v3=functionVolumeTPsuperheated[ p3,T3]
*****Célula 12*****
Estado 4 - Saindo da Turbina (líquido superaquecido)
(*Entradas*)
p4=p1
s4s=s3
nt=0.75
(*Saídas*)
h4s = functionEnthalpyPssuperheated[s4s,p4]
wt=(nt) * (h3-h4s)
h4=h3-(wt)
s4=functionEntropyPhsuperheated[h4,p4]
T4=functionTemperaturePhsuperheated[h4,p4]
v4=functionVolumePhsuperheated[h4,p4]
*****Célula 13*****
Estado 4a - Entrando no Condensador (líquido superaquecido)
(*Entradas*)
u=5;
p4a=p1
T4a=T2+u
(*Saídas*)
h4a=functionEnthalpyTPsuperheated[p4a,T4a]
s4a=functionEntropyTPsuperheated[p4a,T4a]
v4a=functionVolumeTPsuperheated[p4a,T4a]
*****Célula 13*****
Estado 2a - Entrando no Evaporador (líquido comprimido)
(*Entradas*)
p2a=1600 (*kPa*)
h2a=h2+h4-h4a (*kJ/kg*)
(*Saídas*)
T2a =functionTemperaturePhcompressedliquid[h2a,p2a]
v2a =functionVolumePhcompressedliquid[h2a,p2a]
s2a =functionEntropyPhcompressedliquid[h2a,p2a]
*****Célula 14*****
Psat 5,6,13 - Pressão de saturação Downtherm A
(*Entradas*)
T5=200
(*Saídas*)
pv6= PDA[T5]
p6= pv6
p5= p6
p13=p6
*****Célula 15*****
Estado 5 - Saindo da Caldeira (líquido superaquecido)
(*Entradas*)
T5=200
(*Saídas*)
p5= p6
h5=h1DA[T5] (*kJ/kg*)
s5=s1DA[T5] (*kJ/kg.K*)
*****Célula 16*****
Estado 6 - Entrando na Bomba 2 (líquido superaquecido)
(*Entradas*)
p6=pv6
T6=(T2a + 10)
(*Saídas*)
h6=functionEnthalpyTPsuperheatedda[p6,T6]

```



```

s6=functionEntropyTPsuperheatedda [p6,T6]
*****Célula 17*****
Estado 13 - Saindo da Bomba 2 (líquido superaquecido)
(*Entradas*)
p13=p6
T13=(T6 + 0.5)
(*Saídas*)
h13=functionEnthalpyTPsuperheatedda [p13,T13]
s13=functionEntropyTPsuperheatedda [p13, T13]
*****Célula 18*****
Estado 7 - Entrando no condensador (líquido-vapor)
(*Entradas*)
T7=20
x7=0
(*Saídas*)
p7= WP[T7]
h7=Whl [T7] (*kJ/kg*)
s7=Wsl [T7] (*kJ/kg.K*)
*****Célula 19*****
Estado 8 - Saindo do condensador (líquido-vapor)
(*Entradas*)
x8=0
T8=(T4a - 5)
p8= p7
(*Saídas*)
s8=Wsl [T8]
h8=Whl [T8] (*kJ/kg*)
*****Célula 20*****
Todos os estados

```

```

DadosCompilados=Tabela=Grid[{"Estados","Pressão - p","Temperatura - T","Entalpia - h","Entropia - s"}, {"", "(bar)", "(\\Degree)C", "(kJ/kg)", "(kJ/kg.K)"}, {"Estado 1",p1,T1,h1,s1}, {"Estado 2",p2,T2,h2,s2}, {"Estado 2a",p2a,T2a,h2a,s2a}, {"Estado 3",p3,T3,h3,s3}, {"Estado 4",p4,T4,h4,s4}, {"Estado 4a",p4a,T4a,h4a,s4a}, {"Estado 5",p5,T5,h5,s5}, {"Estado 6",p6,T6,h6,s6}, {"Estado13",p13,T13,h13,s13}, {"Estado 7",p7,T7,h7,s7}, {"Estado 8",p8,T8,h8,s8}}, Frame->All, Alignment->Center]

```

```

T4aK=T4a+273.15
T5K=T5+273.15
Eficiência de Carnot=1-(T4aK/T5K)

```

```
*****Célula 21*****
```

```
Componente por componente [Calor e Trabalho]
```

```
(*DADOS DA BIOMASSA NA CALDEIRA*)
```

```

T=39993000; (*Quantidade total de açaí manipulado no ano de 2016 (kg)*)
QT=T-(T*0.15); (*Quantidade do caroço de açaí, restante do manipulado, disponível como biomassa para produção de energia (kg)*)
h=8*3600*360; (*Quantidade de horas em funcionamento da usina por dia (h)*)
mc=((QT)/(h)) ; (*Vazão mássica da biomassa (kg/s)*)
Tq=900; (*temperatura da queima do caroço do açaí*)
Tfq=200; (*Temperatura da Fonte quente*)
Tl=30 ; (*Temperatura do logradouro*)
(*CALOR NA CALDEIRA -no código EES Qe é o mesmo Qcal no relatório*)
pci=15501.72; (*Poder calorífico inferior do açaí (kJ/kg)*)
eficeva=0.85; (*Eficiência do evaporador*)
Qcal=(QT)/(h) *(pci) *(eficeva); (*Quantidade de Calor fornecida ao ciclo (kW) pela caldeira*)
(*no código EES Qe é o mesmo Qcal no relatório*)

```

```
(*TRABALHO DA BOMBA 1*)
```

```
nb=0.75; (*eficiência isentrópica da bomba*)
```

```
wb1=(v1*(p2-p1))/(nb);
```

```
(*CALOR NO EVAPORADOR*)
```

```
qe=h3-h2a; (*calor gerado pelo evaporador*)
```

```
mdot=Qcal/qe; (*vazão mássica do fluido de trabalho:R245fa*)
```

```

Wb1=mdot*wb1 ;
(*Potência consumida pela Bomba 1*)
(*CALOR NO REGENERADOR*)
Tmr =(T2a+T2)/2 ;(*temperatura média pontos 2 e 2a*)
Cpf=ThermodynamicData["R245fa","IsobaricHeatCapacity",Association["Temperature
"->Quantity[Tmr,"DegreesCelsius"],"Pressure"->Quantity[p2,"Kilopascals"]]];
(*Calor específico do R-245fa*)
b=(Quantity[QuantityMagnitude[Cpf*(T2a-T2)],"Kilojoule/ Kilogram"]);
Qr=mdot*b(*calor Regenerador*);
(*TRABALHO NA TURBINA*)
nt=0.75;(*eficiência isentrópica na turbina*)
wt=(nt)*(h3-h4s);(*Trabalho específico da turbina (kJ/kg)*)
Wt=(mdot)*(wt);
(*Potência Gerada pela Turbina*)
(*Calor Rejeitado pelo Sistema[KJ/Kg]*)
qc=Quantity[(h4a-h1),"Kilojoule/ Kilogram"];(*calor rejeitado pelo sistema*)
(*CALOR NO CONDENSADOR[KJ/Kg]*)
Qc=Quantity[(mdot*qc),"Kilowatts"] ;(*calor rejeitado pelo condesador*)
(*Trabalho líquido=Wl=Wt[t1_,p3_,t3_]-Wb1[t1]*)
Wl=(Wt-Wb1);
Tmd= (T5 + T6)/2
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
CalorespecificoDowthermA=Import["CalorespecificodowthermA.xlsx"][[1]];
(*CalorespecificoDowthermA//Grid*)
Cp =CalorespecificoDowthermA[[135,2]]
(*Trabalho na Bomba 2*)
mot=Qcal/(Cp*(T5-T6)) ;(*Vazão mássica do óleo térmico*)
wb2=h13-h6; (*Trabalho específico da bomba2 (kJ/kg)*)
(*Potência consumida pela Bomba 2*)
Wb2=mot*wb2;
(*Segundo Trabalho líquido=Wl=Wt[t1_,p3_,t3_]-Wb1[t1]*)
Wl2=(Wt-Wb2);

*****Célula 22*****
(*Eficiência Global do Sistema*)
Effglobal=(Wt-((Qcal/(Cp*(T5-
T6)))*((functionEnthalpyTPsuperheatedda[p13,T13])-
(functionEnthalpyTPsuperheatedda[p6,T6]))))/Qcal

*****Célula 23*****
Função Objetivo da Eficiência Térmica Global (Nmaximize)
Clear[T5,p13,T13]
FunçãoObjetivo1[T5_,p13_,T13_]:= (Wt-((Qcal/(Cp*(T5-
T6)))*((functionEnthalpyTPsuperheatedda[p13,T13])-
(functionEnthalpyTPsuperheatedda[p6,T6]))))/Qcal
Solução1=NMaximize[{FunçãoObjetivo1[T5,p13,T13],200<T5<225&&25.7986<p13<1250&&
70.589<T13<225},{T5,p13,T13},Method->"DifferentialEvolution"]
Effglobalótimo1=Solução1[[1]]
T5ótimo1={T5/.Solução1[[2,1]]}[[1]]
p13ótimo1={p13/.Solução1[[2,2]]}[[1]]
T13ótimo1={T13/.Solução1[[2,3]]}[[1]]

```