



**MARCOS VINÍCIUS DA PURIFICAÇÃO FERREIRA**

**AVALIAÇÃO DE CICLOS TERMODINÂMICOS PARA  
REPOTENCIAÇÃO DE USINAS TERMELÉTRICAS: ESTUDO  
DE CASO TERMELÉTRICA VIANA S.A.**

**LAVRAS – MG  
2023**

**MARCOS VINÍCIUS DA PURIFICAÇÃO FERREIRA**

**AVALIAÇÃO DE CICLOS TERMODINÂMICOS PARA REPOTENCIAÇÃO DE  
USINAS TERMELÉTRICAS: ESTUDO DE CASO TERMELÉTRICA VIANA S.A.**

Artigo apresentado à Universidade Federal de  
Lavras, como parte das exigências do Curso  
de Engenharia Mecânica, para a obtenção do  
título de Bacharel.

Prof. Dr. Dimas José Rúa Orozco  
Orientador

**LAVRAS – MG  
2023**

**MARCOS VINÍCIUS DA PURIFICAÇÃO FERREIRA**

**AVALIAÇÃO DE CICLOS TERMODINÂMICOS PARA REPOTENCIAÇÃO DE  
USINAS TERMELÉTRICAS: ESTUDO DE CASO TERMELÉTRICA VIANA S.A.**

**EVALUATION OF THERMODYNAMIC CYCLES FOR THE RETROFIT OF  
THERMAL POWER PLANTS: CASE STUDY TERMELÉTRICA VIANA S.A.**

Artigo apresentado à Universidade Federal de  
Lavras, como parte das exigências do Curso  
de Engenharia Mecânica, para a obtenção do  
título de Bacharel.

APROVADO em 24 de outubro de 2023.

Prof. Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez	UFLA
Prof. Dr. Henrique Leandro Silveira	UFLA
Prof. Dr. Márcio Montagnana Vicente Leme	UFLA

Prof. Dr. Dimas José Rúa Orozco  
Orientador

**LAVRAS – MG  
2023**

*Dedico este trabalho aos pilares da minha vida,  
Aos meus pais, Ana Maria e Júlio Marcos, que sempre me apoiaram incondicionalmente.  
À minha namorada, Amanda, cujo amor e incentivo são minha força motriz.  
À minha avó, Maria, cuja presença constante e amor incondicional sempre me sustentaram.  
E aos meus padrinhos, Maria Cristina e Antônio Carlos, cujo apoio constante é inestimável.  
Este trabalho é uma expressão da gratidão que sinto por cada um de vocês.*

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador, Prof. Dr. Dimas José Rúa Orozco, pela orientação, apoio e incentivo inestimáveis ao longo desta jornada.

Aos professores Belisário, Carlos, Francisco, Henrique, Márcio, Maurício e Wander, pelos momentos de café compartilhados, pelos conselhos valiosos e pelos preciosos ensinamentos que moldaram minha trajetória acadêmica.

Aos colegas do Laboratório de Mecânica Aplicada, em especial aos amigos Rafaela e Luiz, pelas boas conversas, discussões enriquecedoras e pelo inestimável companheirismo ao longo deste percurso.

À Universidade Federal de Lavras (UFLA), pelo apoio financeiro proporcionado por meio do Programa de Monitoria.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), pelo apoio financeiro concedido por meio do Programa de Bolsas, sob o processo APQ-02098-21.

Muito obrigado!

## RESUMO

A crescente demanda por energia elétrica tem feito com que as usinas termelétricas brasileiras, em sua maioria projetadas e concebidas com baixo custo e baixa eficiência, operem com maior frequência. Estas usinas descartam grande parte do calor residual que pode ser aproveitado para repotenciação e aumento da eficiência dessas instalações, sem consumo adicional de combustível. No contexto das usinas termelétricas que utilizam motores de combustão interna, a repotenciação é geralmente realizada de duas formas: reaproveitamento do calor residual para (1) geração de potência adicional em ciclos bottoming ou (2) resfriamento do ar de admissão dos motores através de chillers de absorção, aumentando a potência gerada pelo próprio motor e reduzindo o consumo específico de combustível. O ciclo Goswami se apresenta como uma importante alternativa, pois, sendo um ciclo de cogeração, pode atuar nas duas vertentes de repotenciação citadas, aumentando a eficiência da planta. Neste trabalho, é realizada uma avaliação termodinâmica e econômica de um ciclo Goswami como alternativa de repotenciação da Usina Termelétrica Viana (Espírito Santo, Brasil), comparando-o com os ciclos comerciais Kalina e Rankine orgânico. A análise termodinâmica é baseada na Primeira e Segunda Lei da termodinâmica com a finalidade de avaliar qual alternativa fornece maior potência líquida adicional e maior eficiência quando incorporada à usina. Além disso, os ciclos Goswami e Kalina foram otimizados pelo método de algoritmos genéticos, enquanto o ciclo Rankine orgânico foi otimizado utilizando o método de busca da seção áurea, com o intuito de identificar os parâmetros que maximizam o desempenho dos ciclos. O modelo econômico adotado para estimar o custo de investimento para cada alternativa é o de custo modular. Os resultados revelaram um considerável potencial do ciclo Goswami para geração de efeito de refrigeração. Entretanto, sua eficiência na maximização da potência elétrica gerada foi limitada, sendo a pior opção dentre as alternativas analisadas neste estudo. Por outro lado, constatou-se um potencial de geração de energia adicional de até 6,93 MW através de um ciclo ORC, aumentando a geração de energia líquida em 3,97% da capacidade instalada. A avaliação econômica apresentou um custo de investimento de US\$ 2.783.897 para o ciclo ORC a um custo de capital específico de 6.030 US\$ kW<sup>-1</sup>.

**Palavras-chave:** Ciclo Goswami. Ciclo Kalina. Ciclo Rankine Orgânico. Recuperação de Calor Residual. Usinas Termelétricas de Motores de Combustão Interna.

## ABSTRACT

The growing demand for electrical energy has led the Brazilian thermoelectric power plants, mostly designed and built with low cost and reduced efficiency, to operate more frequently. These plants eliminate a large part of the residual heat that could be used for repowering and increasing the efficiency of these installations, without additional fuel consumption. In the context of thermoelectric plants that use internal combustion engines, repowering is usually done in two ways: reuse of residual heat for (1) additional power generation in bottoming cycles or (2) cooling the engine intake air through absorption chillers, increasing the power generated by the engine itself and reducing specific fuel consumption. The Goswami cycle presents itself as an important alternative, as a cogeneration cycle that can act on both repowering strands, increasing plant efficiency. In this work, a thermodynamic and economic evaluation of a Goswami cycle as a repowering alternative for the Viana Thermal Power Plant (Espírito Santo, Brazil) is carried out, comparing it with the commercial Kalina and organic Rankine cycles. The thermodynamic analysis is based on the First and Second Laws of thermodynamics to evaluate which alternative provides greater additional net power and greater efficiency when incorporated into the plant. Furthermore, the Goswami and Kalina cycles were optimized using genetic algorithms, while the organic Rankine cycle was optimized using the golden section search method, aiming to identify the parameters that maximize the performance of the cycles. The economic model adopted to estimate the investment cost for each alternative is the modular cost. The results revealed a significant potential for the Goswami cycle in generating refrigeration effects. However, its efficiency in maximizing generated electrical power was limited, making it the least favorable option among those analyzed in this study. On the other hand, a potential for additional energy generation of up to 6.93 MW was found through a ORC cycle, increasing net power generation by 3.97% of installed capacity. The economic evaluation presented an investment cost of US\$ 2,783,897 for the ORC cycle at a specific capital cost of 6,030 US\$ kW<sup>-1</sup>.

**Keywords:** Goswami Cycle. Internal Combustion Engine Power Plants. Kalina Cycle. Organic Rankine Cycle. Waste Heat Recovery.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Diagrama esquemático do ciclo Goswami. . . . .	5
Figura 3.2 - Diagrama esquemático do ciclo Kalina. . . . .	7
Figura 3.3 - Diagrama esquemático do ciclo Rankine orgânico. . . . .	8
Figura 4.1 - Diagrama esquemático da UG e disposição da alternativa de repotencia- ção. . . . .	18
Figura 4.2 - Fluxograma esquemático do processo de otimização paramétrica utili- zando o método de algoritmos genéticos. . . . .	21
Figura 4.3 - Diagrama T-s para fluidos (a) úmido, (b) isentrópico e (c) seco. . . . .	23
Figura 4.4 - Limite superior de pressão do ciclo ORC. . . . .	24
Figura 4.5 - Fluxograma esquemático do processo de otimização paramétrica utili- zando o método de busca da seção áurea. . . . .	25
Figura 5.1 - Balanço energético do motor. . . . .	26
Figura 5.2 - Balanço exergético do motor. . . . .	26
Figura 5.3 - Produtos gerados pelos sistemas. . . . .	30
Figura 5.4 - Eficiência das alternativas de repotenciação. . . . .	31
Figura 5.5 - Custo dos componentes das alternativas. . . . .	33
Figura 5.6 - Índice de Potência Líquida (NPI). . . . .	33
Figura A.1 - Diagrama esquemático de um ciclo Goswami (GWC). . . . .	39
Figura A.2 - Diagrama esquemático do processo de separação e retificação. . . . .	41
Figura A.3 - Diagrama esquemático de um ciclo Kalina (KC). . . . .	45
Figura A.4 - Diagrama esquemático de um ciclo Rankine orgânico (ORC). . . . .	49



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Composição do combustível OCB-1 em base molar. . . . .	3
Tabela 2.2 - Composição dos gases de exaustão em base molar. . . . .	4
Tabela 4.1 - Balanços de massa e energia para os principais componentes do ciclo Goswami. . . . .	9
Tabela 4.2 - Balanços de massa e energia para os principais componentes do ciclo Kalina. . . . .	10
Tabela 4.3 - Balanços de massa e energia para os principais componentes do ciclo ORC. . . . .	10
Tabela 4.4 - Coeficientes Globais de Transferência de Calor para os trocadores de calor. . . . .	12
Tabela 4.5 - Coeficientes para análise de custos das alternativas de repotenciação. . .	13
Tabela 4.6 - Condições de operação para validação do ciclo Goswami (GWC). . . .	15
Tabela 4.7 - Comparação entre os resultados obtidos para a validação do ciclo Goswami. . . . .	15
Tabela 4.8 - Condições de operação para validação do ciclo Kalina (KC). . . . .	16
Tabela 4.9 - Comparação entre os resultados obtidos para a validação do ciclo Kalina.	16
Tabela 4.10 - Condições de operação para validação do ciclo Rankine orgânico (ORC).	17
Tabela 4.11 - Comparação entre os resultados obtidos para a validação do ciclo ORC.	17
Tabela 4.12 - Propriedades termofísicas, ambientais e de segurança dos refrigerantes.	19
Tabela 4.13 - Condições de operação dos sistemas avaliados para a UTE Viana. . . .	20
Tabela 4.14 - Limites das variáveis independentes utilizadas na otimização para o ciclo Goswami. . . . .	21
Tabela 4.15 - Limites das variáveis independentes utilizadas na otimização para o ciclo Kalina. . . . .	22
Tabela 4.16 - Limites das variáveis independentes utilizadas na otimização para o ciclo ORC. . . . .	25
Tabela 5.1 - Resultados da otimização paramétrica para as alternativas de repotenciação. . . . .	27
Tabela 5.2 - Principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo Goswami. . . . .	28
Tabela 5.3 - Principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo Kalina. . . . .	29
Tabela 5.4 - Principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo ORC. . . . .	29
Tabela 5.5 - Taxa de calor trocado e área de transferência dos trocadores de calor. . .	32
Tabela 5.6 - Principais parâmetros obtidos para a análise de custos. . . . .	32
Tabela 5.7 - LCOE das alternativas de repotenciação. . . . .	34
Tabela A.1 - Condições de contorno para validação do ciclo Goswami (GWC). . . .	44
Tabela A.2 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Goswami (GWC) via EES. . . . .	44
Tabela A.3 - Comparação entre os resultados obtidos com base nas propriedades via EES. . . . .	45
Tabela A.4 - Condições de contorno para validação do ciclo Kalina (KC). . . . .	48
Tabela A.5 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Kalina (KC) via EES.	48
Tabela A.6 - Comparação entre os resultados obtidos. . . . .	49

Tabela A.7 - Condições de contorno para validação do ciclo Rankine orgânico (ORC).	51
Tabela A.8 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo ORC via EES. . . . .	51
Tabela A.9 - Comparação entre os resultados obtidos. . . . .	51
Tabela B.1 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Goswami (GWC-P).	52
Tabela B.2 - Resultados obtidos através da simulação do ciclo GWC-P. . . . .	52
Tabela B.3 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Goswami (GWC-R).	53
Tabela B.4 - Resultados obtidos através da simulação do ciclo GWC-R. . . . .	53
Tabela B.5 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Kalina (KC). . . . .	54
Tabela B.6 - Resultados obtidos através da simulação do ciclo KC. . . . .	54
Tabela B.7 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Rankine orgânico (ORC - R245fa). . . . .	55
Tabela B.8 - Resultados obtidos através da simulação do ciclo ORC - R245fa. . . . .	55
Tabela B.9 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Rankine orgânico (ORC - R1233zd(E)). . . . .	56
Tabela B.10 - Resultados obtidos através da simulação do ciclo ORC - R1233zd(E). . . . .	56
Tabela B.11 - Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Rankine orgânico (ORC - R1224yd(Z)). . . . .	57
Tabela B.12 - Resultados obtidos através da simulação do ciclo ORC - R1224yd(Z). . . . .	57

## **LISTA DE ABREVIATURAS**

C	Carbono
H	Hidrogênio
N	Nitrogênio
O	Oxigênio
S	Enxofre

## LISTA DE SIGLAS

CEPCI	Índice de Custo de Plantas de Engenharia Química ( <i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i> )
FUE	Fator de Utilização de Energia
GWC	Ciclo Goswami ( <i>Goswami Cycle</i> )
GWC-P	Ciclo Goswami otimizado para geração de Potência
GWC-R	Ciclo Goswami otimizado para Refrigeração
KC	Ciclo Kalina ( <i>Kalina Cycle</i> )
LCOE	Custo Nivelado de Energia ( <i>Levelized Cost of Energy</i> )
NPI	Índice de Potência Líquida ( <i>Net Power Index</i> )
ORC	Ciclo Rankine Orgânico ( <i>Organic Rankine Cycle</i> )
PCI	Poder Calorífico Inferior
UG	Unidade Geradora
UTE	Usina Termelétrica

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Químicos

CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
H <sub>2</sub> O	Água
N <sub>2</sub>	Nitrogênio
O <sub>2</sub>	Oxigênio
Ar	Argônio
SO <sub>2</sub>	Dióxido de enxofre
NH <sub>3</sub>	Amônia
H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	Ácido sulfúrico

### Símbolos Latinos

$\dot{m}$	Fluxo de massa [kg/s]
$x$	Fração mássica
$\dot{W}$	Potência [kW]
$h$	Entalpia específica [kJ/kg]
$\dot{Q}$	Taxa de calor [kW]
$s$	Entropia específica [kJ/kg·K]
$T$	Temperatura [°C ou K]
$C$	Custo [US\$]
$A$	Área [m <sup>2</sup> ]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor [kW/m <sup>2</sup> ·K]
$F$	Fator multiplicador
$P$	Pressão [bar]
$i$	Taxa de juros
$t$	Tempo de vida útil da planta
$O\&M$	Custo de operação e manutenção
$H$	Horas de operação

### Símbolos Gregos

$\eta$	Eficiência
$\dot{\psi}$	Taxa de exergia [kW]
$\beta$	Fator de exergia do combustível

## **Coefficientes**

<i>K</i>	Coefficiente de tipo de equipamento
<i>B</i>	Coefficiente de fator de módulo básico
<i>C</i>	Coefficiente de fator de pressão

## **Subscritos**

<i>ent</i>	Entrada
<i>sai</i>	Saída
<i>i,1,2,3,...</i>	Pontos de estado
<i>B</i>	Bomba
<i>E</i>	Evaporador
<i>TV</i>	Turbina a vapor
<i>TCR</i>	Trocador de calor de refrigeração
<i>ABS</i>	Absorvedor
<i>liq</i>	Líquida
<i>elet</i>	Elétrica
<i>COND</i>	Condensador
<i>energ</i>	Energética
<i>motor</i>	Unidade Geradora
<i>comb</i>	Combustível
<i>0</i>	Estado de referência
<i>exerg</i>	Exergética
<i>ge</i>	Gases de exaustão
<i>C</i>	Carbono
<i>H</i>	Hidrogênio
<i>O</i>	Oxigênio
<i>S</i>	Enxofre
<i>TC</i>	Transferência de calor
<i>Mod</i>	Modular
<i>M</i>	Material
<i>P</i>	Pressão
<i>equip</i>	Equipamento
<i>ref</i>	Ano de referência

<i>IA</i>	Investimento anual
<i>A</i>	Anual
<i>PP</i>	Pinch Point
<i>mec</i>	Mecânica
<i>G</i>	Gerador elétrico
<i>rec</i>	Recuperador de calor

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>ESTUDO DE CASO</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS</b>	<b>4</b>
<b>3.1</b>	<b>Ciclo Goswami</b>	<b>4</b>
<b>3.2</b>	<b>Ciclo Kalina</b>	<b>6</b>
<b>3.3</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico</b>	<b>7</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>8</b>
<b>4.1</b>	<b>Metodologia de Análise Termodinâmica</b>	<b>9</b>
<b>4.1.1</b>	<b>Ciclos Goswami e Kalina</b>	<b>9</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico</b>	<b>10</b>
<b>4.1.3</b>	<b>Eficiência Energética e Exergética dos Ciclos e do Sistema Global</b>	<b>10</b>
<b>4.2</b>	<b>Metodologia de Análise de Custos</b>	<b>12</b>
<b>4.3</b>	<b>Validação dos Modelos Termodinâmicos</b>	<b>14</b>
<b>4.3.1</b>	<b>Ciclo Goswami</b>	<b>14</b>
<b>4.3.2</b>	<b>Ciclo Kalina</b>	<b>15</b>
<b>4.3.3</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico</b>	<b>16</b>
<b>4.4</b>	<b>Condições de Operação para as Simulações e Otimização Paramétrica dos Modelos</b>	<b>17</b>
<b>4.4.1</b>	<b>Fluidos de Trabalho</b>	<b>18</b>
<b>4.4.2</b>	<b>Condições de Operação</b>	<b>19</b>
<b>4.4.3</b>	<b>Otimização Paramétrica dos Modelos</b>	<b>20</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>26</b>
<b>5.1</b>	<b>Resultados da Análise Termodinâmica</b>	<b>26</b>
<b>5.1.1</b>	<b>Ciclo Goswami</b>	<b>27</b>
<b>5.1.2</b>	<b>Ciclo Kalina</b>	<b>28</b>
<b>5.1.3</b>	<b>Ciclo ORC</b>	<b>29</b>
<b>5.1.4</b>	<b>Análise das Alternativas de Repotenciação</b>	<b>30</b>
<b>5.2</b>	<b>Resultados da Análise de Custos</b>	<b>32</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>34</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>36</b>
	<b>APÊNDICES</b>	<b>38</b>
	<b>APÊNDICE A MODELAGEM TERMODINÂMICA E VALIDAÇÃO DOS MODELOS</b>	<b>39</b>
<b>A.1</b>	<b>Modelagem Termodinâmica e Validação do Ciclo Goswami</b>	<b>39</b>
<b>A.2</b>	<b>Modelagem Termodinâmica e Validação do Ciclo Kalina</b>	<b>45</b>



<b>A.3</b>	<b>Modelagem Termodinâmica e Validação do Ciclo ORC . . . . .</b>	<b>49</b>
<b>APÊNDICE B PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E PRINCIPAIS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES . . . . .</b>		
		<b>52</b>
<b>B.1</b>	<b>Ciclo Goswami Otimizado para Geração de Potência (GWC-P) . . . . .</b>	<b>52</b>
<b>B.2</b>	<b>Ciclo Goswami Otimizado para Geração de Efeito de Refrigeração (GWC-R)</b>	<b>53</b>
<b>B.3</b>	<b>Ciclo Kalina . . . . .</b>	<b>54</b>
<b>B.4</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico (ORC - R245fa) . . . . .</b>	<b>55</b>
<b>B.5</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico (ORC - R1233zd(E)) . . . . .</b>	<b>56</b>
<b>B.6</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico (ORC - R1224yd(Z)) . . . . .</b>	<b>57</b>
<b>APÊNDICE C MODELAGEM COMPUTACIONAL . . . . .</b>		
		<b>58</b>
<b>C.1</b>	<b>Ciclo Goswami . . . . .</b>	<b>58</b>
<b>C.2</b>	<b>Ciclo Kalina . . . . .</b>	<b>70</b>
<b>C.3</b>	<b>Ciclo Rankine Orgânico . . . . .</b>	<b>79</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O mundo enfrenta uma crise energética significativa devido ao consumo excessivo de recursos naturais, à dependência geopolítica dos países consumidores e à obsolescência das instalações de geração de eletricidade (MEANA-FERNÁNDEZ *et al.*, 2022).

No período de 2011 a 2021, houve um aumento de 14,25% no consumo de energia primária, com os combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás natural) mantendo-se como os recursos mais utilizados, representando 82,27% do consumo total em 2021. Durante essa mesma década, a geração de eletricidade aumentou em 27,83%, com os combustíveis fósseis contribuindo com 61,41% da energia gerada em 2021. O consumo de energia proveniente de fontes renováveis apresentou um aumento de 228,75% no mesmo período, no entanto, em 2021, a geração de eletricidade por meio dessas fontes representou apenas 12,85% do total (BP, 2022).

Apesar do aumento expressivo na taxa de produção de energia renovável, a transição energética necessária requer um aumento na eficiência dos sistemas térmicos utilizados para a geração de energia, devido à escassez de recursos naturais (MEANA-FERNÁNDEZ *et al.*, 2022).

No Brasil, a matriz elétrica é predominantemente composta por hidrelétricas, que representam 53,67% da potência fiscalizada, com um total de 215 usinas em operação. As termelétricas compõem 24,02% do total, com 3.022 usinas operando em maio de 2023. Dessas, 64,23% utilizam combustíveis fósseis, sendo que 2.120 unidades funcionam com óleo diesel e 44 com óleo combustível (ANEEL, 2023).

As termelétricas brasileiras foram originalmente concebidas com o objetivo de fornecer uma reserva de segurança para a rede elétrica, sendo projetadas e construídas com foco em custos de investimento reduzidos e eficiências relativamente baixas. No entanto, devido às atuais condições do sistema elétrico, essas usinas têm sido acionadas com maior frequência nos últimos anos.

Com a crescente demanda por energia elétrica e a necessidade de aumentar a eficiência energética, a repotenciação das termelétricas torna-se uma alternativa cada vez mais importante, pois, devido à sua concepção simples, essas usinas geram uma grande quantidade de calor residual que pode ser aproveitado para o aumento da eficiência dessas instalações.

A Empresa de Pesquisa Energética (EPE), define repotenciação como a "promoção de intervenções no maquinário das usinas que resultem em aumento de potência instalada e/ou aumento na eficiência das máquinas" (EPE, 2019).

Morawski *et al.* (2017) realizaram uma avaliação técnica e econômica de alternativas de repotenciação para a Usina Termelétrica Viana (UTE Viana - Espírito Santo, Brasil) recuperando parte do calor residual emitido pelos motores. As alternativas consideradas foram os ciclos: Kalina (KC), Rankine convencional e Rankine orgânico (ORC), alcançando um poten-

cial de geração de energia adicional de 12,2 MW através de um ciclo ORC, valor que representa 7% da capacidade instalada sob um custo específico de capital de 2.443 US\$ kW<sup>-1</sup>. Realizando uma otimização estrutural e paramétrica das mesmas alternativas, Morawski *et al.* (2021) destacam ainda o ORC como a melhor alternativa ao apresentar taxa de lucro bruta 20% superior às demais alternativas e potencial de geração de 14,3 MW de energia líquida adicional (8,2% da capacidade instalada).

Chun *et al.* (2021) avaliaram para a UTE Viana a aplicação de um sistema de refrigeração por absorção para repotenciação dos motores ao resfriar o ar de admissão dos mesmos, alcançando uma potência adicional de 45,142 kW por motor (0,517% da potência líquida gerada por cada motor), reduzindo o consumo específico de combustível em 1,282 g kWh<sup>-1</sup> (redução de 0,646%) a um custo de investimento de US\$ 588.252.

Chun *et al.* (2023) desenvolveram e otimizaram uma superestrutura baseada em sistemas de absorção integrados a um motor Wäertsilä W20V32 na Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM - Espírito Santo, Brasil). Nesse estudo, um chiller de simples efeito contribuiu para gerar 1,47 MW de energia elétrica adicional, representando 17,2% da potência produzida pelo conjunto motor-gerador. O consumo específico de combustível foi reduzido em 2,4 g kWh<sup>-1</sup>, o que equivale a uma redução de 1,44%, sob um custo total de investimento de US\$ 899.911.

Diante destes estudos, o ciclo Goswami (GWC) se apresenta como uma potencial alternativa de repotenciação, que por se tratar de um ciclo de cogeração de potência e refrigeração, pode atuar nas duas vertentes de repotenciação supracitadas: (1) recuperação do calor residual e (2) resfriamento do ar de admissão de motores de combustão interna.

Proposto por Yogi Goswami (1998), o ciclo Goswami utiliza uma mistura binária água-amônia como fluido de trabalho que, além de reduzir as irreversibilidades de transferência de calor, apresenta baixo impacto ambiental. O ciclo usa uma alta concentração de amônia na turbina, podendo ser expandida até uma temperatura muito baixa sem condensação, a qual fornece o efeito de refrigeração. A amônia a baixa temperatura pode ser condensada através de um processo de condensação por absorção, reduzindo a temperatura efetiva do dissipador de calor (XU *et al.*, 2000).

Sayyaadi *et al.* (2020) compararam os ciclos Kalina, ORC, Goswami e TFC (*Trilateral Flash Cycle*) como alternativas de recuperação de calor residual em uma planta de potência a gás localizada no Irã, destacando o ciclo Goswami como a melhor alternativa ao proporcionar um aumento na geração de potência de 25,7% e um aumento de 8,4% e 13,5% nas eficiências de primeira e segunda lei da planta, respectivamente. Quando analisaram apenas o efeito do sistema de refrigeração por absorção como alternativa de repotenciação para a planta, constataram um aumento de 0,5% na eficiência térmica e 1,3 MW de potência adicional em média anual, o que

corresponde a um aumento de 6% na potência gerada.

Leveni e Cozzolino (2021) compararam um ciclo Goswami e um ciclo ORC em cascata com um ciclo de refrigeração por absorção a partir de uma fonte geotérmica, constatando que o ciclo Goswami, para as condições avaliadas, apresentou uma eficiência 2,76% superior ao ciclo em cascata a um custo de investimento 2,8 M€ menor.

Neste trabalho é feita a avaliação do ciclo Goswami como alternativa de repotenciação de termelétricas de motores de combustão interna através da recuperação do calor residual destes motores, utilizando a UTE Viana como estudo de caso. O ciclo Goswami será comparado com alternativas comerciais Kalina e ORC, com a finalidade de apresentar mais uma alternativa para a repotenciação das termelétricas de motores de combustão interna que compõem a matriz energética brasileira.

Este artigo está organizado da seguinte forma: a Seção 2 apresenta em detalhes o estudo de caso; a Seção 3 apresenta a descrição do sistema proposto e dos sistemas que serão comparados; a modelagem termodinâmica, modelagem econômica de estimativa de custos dos componentes, validação e condições de operação e otimização dos sistemas são estabelecidas na Seção 4; finalmente, os resultados, comparação das alternativas e as considerações finais são discutidos na Seção 5 e Seção 6, respectivamente.

## 2 ESTUDO DE CASO

Localizada no estado do Espírito Santo, Brasil, a Usina Termelétrica Viana S.A. (UTE Viana) é uma usina brasileira equipada com vinte motores marinhos movidos a diesel Wärtsilä W20V32 com capacidade de geração de 9.000 kW de potência mecânica, acoplados a geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA, sendo configurados para produzir 8.730 kW de potência elétrica sob um consumo de  $0,5 \text{ kg s}^{-1}$  de combustível, totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW (CHUN *et al.* (2021); MORAWSKI *et al.* (2021)). O combustível utilizado na usina é o óleo pesado OCB-1, cujo poder calorífico inferior (PCI) é de  $40.785 \text{ kJ kg}^{-1}$  e composição química conforme a descrita na Tab. 2.1, estipulada por Morawski (2016).

Tabela 2.1 – Composição do combustível OCB-1 em base molar.

Componentes	Composição Molar (%)
C	40,35
H	59,22
O	0,26
S	0,17

Fonte: Morawski (2016).

O calor residual disponível na usina provém dos gases de exaustão e do circuito de água de resfriamento do motor. Os gases de exaustão estão disponíveis apenas a partir de quinze motores, pois os gases de escape dos outros cinco são utilizados em caldeiras de recuperação para produzir vapor, utilizado em processos internos. Os gases de exaustão apresentam vazão mássica de  $16,7 \text{ kg s}^{-1}$ , temperatura de  $345 \text{ }^\circ\text{C}$  e composição química conforme a descrita na Tab. 2.2, estipulada através de um modelo de combustão completa por Morawski (2016). O circuito de água de arrefecimento do motor apresenta vazão mássica de  $27,02 \text{ kg s}^{-1}$  e uma temperatura de saída de  $78,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , entretanto, deve retornar aos motores com temperatura mínima de  $41,4 \text{ }^\circ\text{C}$  devido a problemas de controle do motor, portanto,  $41,4 \text{ }^\circ\text{C}$  é a temperatura mínima possível para recuperação (MORAWSKI *et al.*, 2021).

Tabela 2.2 – Composição dos gases de exaustão em base molar.

Componentes	Composição Molar (%)
CO <sub>2</sub>	6,36
H <sub>2</sub> O	5,58
N <sub>2</sub>	75,53
O <sub>2</sub>	11,6
Ar	0,90
SO <sub>2</sub>	0,03

Fonte: Morawski (2016).

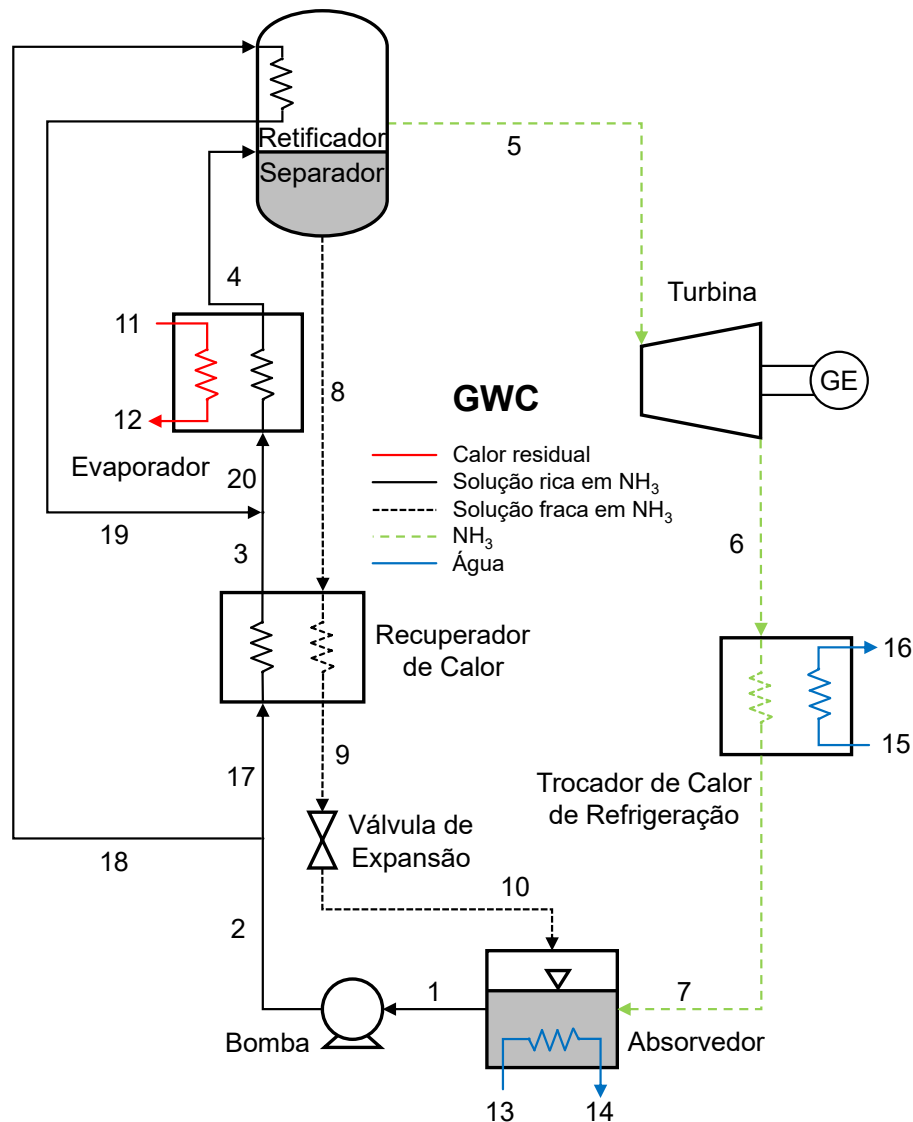
### 3 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS

Nesta seção são descritos os detalhes do sistema proposto para repotenciação da térmica Viana, bem como os sistemas já estudados para repotenciação da mesma e que serão utilizados para comparação.

#### 3.1 Ciclo Goswami

Os principais componentes do ciclo de Goswami (GWC) são: absorvedor, bomba, recuperador de calor, evaporador, separador/retificador, turbina, válvula de expansão e trocador de calor de refrigeração, conforme mostrado na Fig. 3.1.

Figura 3.1 – Diagrama esquemático do ciclo Goswami.



Fonte: Do autor (2023).

A concentração de amônia varia ao longo do ciclo, tal que no estado 1, o fluxo de solução forte (mistura rica em amônia) sai do absorvedor como líquido saturado a baixa pressão, sendo bombeado até a alta pressão do ciclo (estado 2) e pré-aquecido através de um recuperador. Ao entrar no evaporador, a mistura é parcialmente evaporada ao trocar calor com a fonte de calor residual (estados 11 e 12), gerando uma mistura bifásica (estado 4): um líquido relativamente pobre em amônia e um vapor rico em amônia. No retificador uma corrente fria resfria o vapor rico em amônia saturada para condensar qualquer água remanescente, permitindo que a concentração de vapor rico em amônia aumente, gerando vapor de amônia quase puro (estado 5). Em sequência, o vapor de amônia se expande na turbina gerando potência ao mesmo tempo que estrangula o fluido para a baixa pressão do sistema (estado 6). Posteriormente, sob algumas condições operacionais, a temperatura do fluido que sai da turbina no estado 6 pode ser signi-

ficativamente mais baixa do que a temperatura ambiente, de forma que o resfriamento da água (estados 15 e 16) pode ser obtido pelo aquecimento sensível do fluxo de exaustão do expensor através de um trocador de calor de refrigeração (estado 7). O líquido residual no separador (estado 8), também chamado de solução fraca (menor concentração de amônia), é utilizado para pré-aquecer a solução forte no recuperador. O recuperador pré-aquece a solução forte e também garante o resfriamento da solução fraca até a condição de saturação para atender aos requisitos de título zero de vapor. Após deixar o recuperador, o fluxo de solução fraca (estado 9) é estrangulado para a baixa pressão do sistema e pulverizado no absorvedor (estado 10). Finalmente, o vapor de amônia se reúne à solução fraca no absorvedor onde é absorvido, rejeitando o calor para o ambiente ao trocar calor com a água de resfriamento do ciclo (estados 13 e 14).

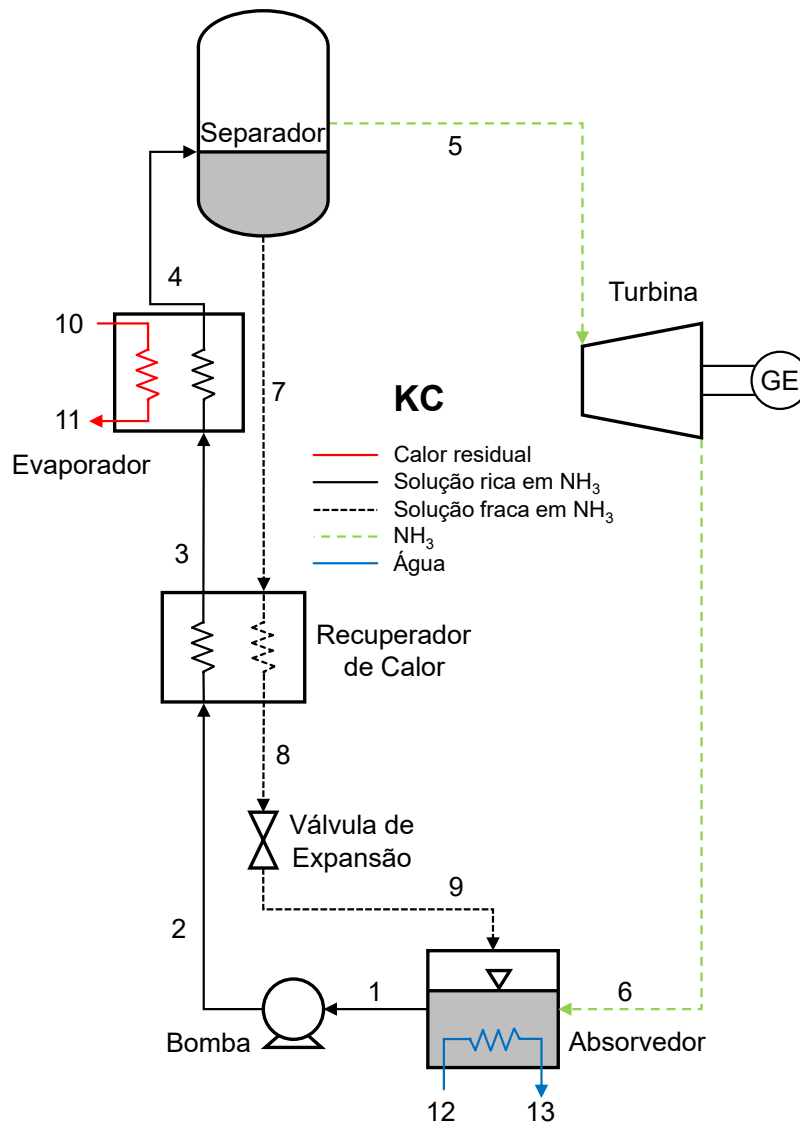
### 3.2 Ciclo Kalina

Os principais componentes que compõem o ciclo Kalina (KC) são: absorvedor, bomba, recuperador de calor, evaporador, separador, turbina e válvula de expansão, conforme apresentado na Fig. 3.2.

Nota-se que o ciclo Kalina é composto por praticamente os mesmos componentes que o ciclo Goswami, com exceção do trocador de calor de refrigeração após a turbina. Dessa forma, seu princípio de operação segue basicamente o mesmo supracitado.

Assim como no ciclo Goswami, a concentração de amônia apresenta variações ao longo do ciclo. No estado 1, o fluxo de solução forte (com alta concentração de amônia) sai do absorvedor como líquido saturado a baixa pressão e é bombeado para a alta pressão do ciclo (estado 2), sendo pré-aquecido por meio do recuperador de calor. Ao entrar no evaporador, ocorre uma evaporação parcial da mistura ao trocar calor com a fonte de calor residual (estados 10 e 11), resultando em uma mistura bifásica (estado 4): um líquido com baixa concentração de amônia e um vapor com alta concentração de amônia. No separador, a água, mais densa do que a amônia, se acumula na parte inferior do equipamento, enquanto o vapor saturado, rico em amônia, se concentra na parte superior. Essa segregação possibilita o aumento da concentração de amônia no vapor, resultando em um vapor de amônia praticamente puro (estado 5). Em seguida, o vapor de amônia expande-se na turbina, gerando energia e ao mesmo tempo estrangula o fluido para a baixa pressão do sistema (estado 6). O líquido residual no separador (estado 7), também conhecido como solução fraca (com menor concentração de amônia), é utilizado para pré-aquecer a solução forte no recuperador. O recuperador pré-aquece a solução forte e também resfria a solução fraca até atingir a condição de saturação, a fim de atender aos requisitos de título zero de vapor. Após deixar o recuperador, o fluxo de solução fraca (estado 8) é estrangulado para a baixa pressão do sistema e pulverizado no absorvedor (estado 9). Por fim, o vapor de amônia se encontra com a solução fraca no absorvedor, onde é absorvido, liberando calor para o ambiente

Figura 3.2 – Diagrama esquemático do ciclo Kalina.



Fonte: Do autor (2023).

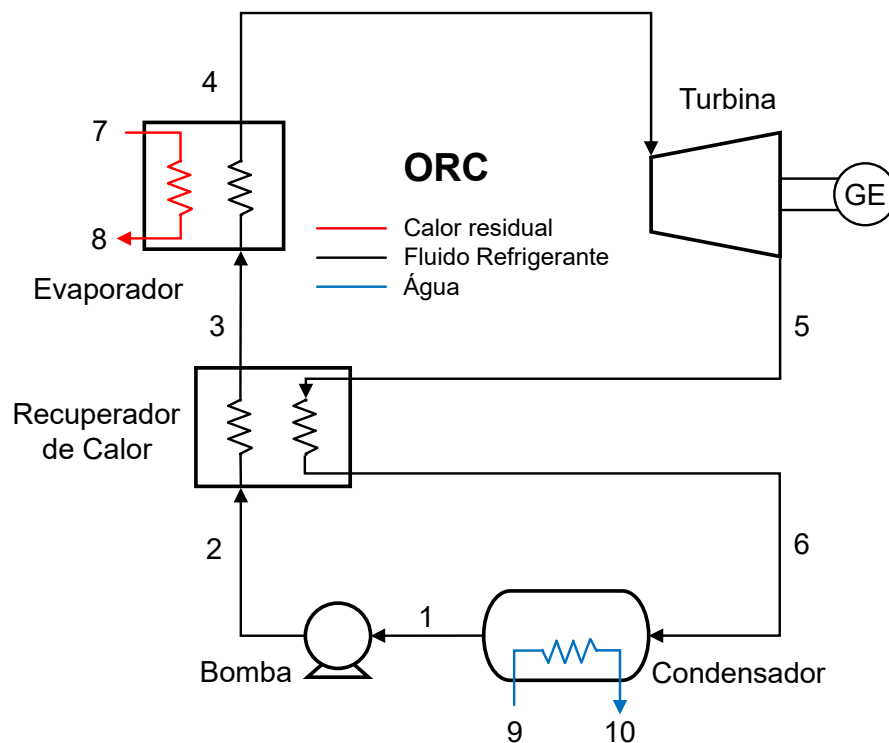
ao trocar calor com a água de resfriamento do ciclo (estados 12 e 13).

### 3.3 Ciclo Rankine Orgânico

O ciclo Rankine orgânico (ORC) em sua configuração com recuperação é composto essencialmente por cinco componentes, sendo eles: bomba, recuperador de calor, evaporador, turbina e condensador, conforme mostrado na Fig. 3.3.



Figura 3.3 – Diagrama esquemático do ciclo Rankine orgânico.



Fonte: Do autor (2023).

O fluido orgânico sai do condensador na condição de líquido saturado (estado 1), sendo comprimido pela bomba até a alta pressão do ciclo (estado 2). O recuperador tem a função de aproveitar o calor remanescente no fluido após a expansão na turbina (estado 5) para pré-aquecer o fluido na entrada do evaporador (estado 3), aumentando a eficiência do ciclo. Em contato com a fonte de calor, o fluido é evaporado na caldeira ao trocar calor com a fonte de calor residual (estados 7 e 8), saindo na condição de vapor saturado (estado 4), sendo então expandido na turbina. Após trocar calor com o fluxo que sai da bomba através do recuperador, o fluido entra no condensador (estado 6), onde será condensado rejeitando calor para o ambiente ao trocar calor com a água de resfriamento do ciclo (estados 9 e 10).

#### 4 METODOLOGIA

Nesta seção são apresentados os modelos desenvolvidos para as análises termodinâmica e econômica. Primeiramente, as análises de energia foram realizadas, seguidas da análise de custos para as alternativas de repotenciação.

As hipóteses tomadas para os modelos termodinâmicos são:

1. Os sistemas operam em regime permanente;
2. As quedas de pressão são negligenciáveis;

3. A mistura no absorvedor e o fluido orgânico no condensador encontram-se em uma condição de saturação;
4. Os componentes operam sem perdas de calor para o ambiente;
5. O fluido refrigerado no trocador de calor de refrigeração, no absorvedor e condensador é a água.

#### 4.1 Metodologia de Análise Termodinâmica

Os princípios de conservação de massa, primeira e segunda lei da termodinâmica são aplicados para cada componente do sistema e as equações desenvolvidas serão descritas a seguir.

##### 4.1.1 Ciclos Goswami e Kalina

Os balanços dos fluxos de massa e concentração de solução para cada componente do ciclo são aplicados partindo das Eq. 4.1 e 4.2.

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sai} \quad (4.1)$$

$$\sum \dot{m}_{ent} \cdot x_{ent} = \sum \dot{m}_{sai} \cdot x_{sai} \quad (4.2)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa e  $x$  é a concentração de amônia na solução em kg de  $\text{NH}_3$  / kg de solução. Os balanços de massa e energia desenvolvidos são mostrados na Tab. 4.1 para o ciclo Goswami e na Tab. 4.2 para o ciclo Kalina.

Tabela 4.1 – Balanços de massa e energia para os principais componentes do ciclo Goswami.

Componente	Balanço de Massa	Balanço de Energia
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_B = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1)$
Evaporador	$\dot{m}_{20} = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{20} \cdot (h_4 - h_{20})$
Turbina a vapor	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6)$
Trocador de calor de refrigeração	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_{TCR} = \dot{m}_7 \cdot (h_6 - h_7)$
Absorvedor	$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{10}$	$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_1 \cdot h_1$
Potência líquida	–	$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{elet,TV} - \dot{W}_{elet,B}$

Fonte: Do autor (2023).

Tabela 4.2 – Balanços de massa e energia para os principais componentes do ciclo Kalina.

Componente	Balanço de Massa	Balanço de Energia
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_B = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1)$
Evaporador	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{17} \cdot (h_4 - h_{17})$
Turbina a vapor	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6)$
Absorvedor	$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_9$	$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_1 \cdot h_1$
Potência líquida	–	$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{elet,TV} - \dot{W}_{elet,B}$

Fonte: Do autor (2023).

#### 4.1.2 Ciclo Rankine Orgânico

Neste artigo serão considerados fluidos puros como fluido de trabalho para o ciclo ORC, logo, não é necessário realizar o balanço de concentração. Os balanços de massa e energia desenvolvidos são mostrados na Tab. 4.3.

Tabela 4.3 – Balanços de massa e energia para os principais componentes do ciclo ORC.

Componente	Balanço de Massa	Balanço de Energia
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_B = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1)$
Evaporador	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3)$
Turbina a vapor	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_5)$
Condensador	$\dot{m}_6 = \dot{m}_1$	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_1)$
Potência líquida	–	$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{elet,TV} - \dot{W}_{elet,B}$

Fonte: Do autor (2023).

#### 4.1.3 Eficiência Energética e Exergética dos Ciclos e do Sistema Global

A eficiência energética de ciclos termodinâmicos de potência é definida como a razão entre a potência líquida gerada e o calor consumido pelo ciclo, conforme descrito na Eq. 4.3.

$$\eta_{ciclo}^{energ} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_E} \quad (4.3)$$

No entanto, por se tratar de um ciclo de cogeração de potência e refrigeração, a expressão que melhor representa a eficiência do ciclo Goswami é o Fator de Utilização de Energia, o qual leva em conta os produtos gerados e os insumos consumidos pelo ciclo, conforme descrito na Eq. 4.4.

$$FUE = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{Q}_{TCR}}{\dot{Q}_E} \quad (4.4)$$

A eficiência global do sistema, considerando a repotenciação dos ciclos é dada pela Eq.

4.5, sendo a energia fornecida pelo combustível dada pela Eq. 4.6.

$$\eta_{energ}^{global} = \frac{\dot{W}_{motor} + \dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (4.6)$$

A eficiência exergética segue o mesmo princípio da energética, no entanto, leva em consideração a exergia dos processos. A exergia de sistemas reativos é composta por suas parcelas física e química, enquanto a exergia de sistemas não reativos é composta apenas por sua parcela física. Como os gases de exaustão não sofrerão uma reação química no evaporador, sua exergia, assim como a dos demais fluxos dos sistemas, pode ser expressa conforme a Eq. 4.7.

$$\dot{\psi}_i = \dot{m}_i \cdot [(h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)] \quad (4.7)$$

sendo  $h_0$ ,  $T_0$  e  $s_0$  a entalpia, temperatura e entropia do fluido no estado de referência.

Logo, a eficiência exergética dos ciclos Kalina e ORC podem ser calculadas conforme a Eq. 4.8 e do ciclo Goswami conforme a Eq. 4.9.

$$\eta_{exerg}^{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{\psi}_{ge,ent} - \dot{\psi}_{ge,sai}} \quad (4.8)$$

$$\eta_{exerg}^{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{\psi}_{16} - \dot{\psi}_{15})}{\dot{\psi}_{ge,ent} - \dot{\psi}_{ge,sai}} \quad (4.9)$$

A exergia do combustível é calculada em função do seu PCI, introduzindo um fator  $\beta$  que é função das frações mássicas dos seus componentes, conforme a Eq. 4.10. O fator  $\beta$  para combustíveis líquidos pode ser calculado conforme a Eq. 4.11 (KOTAS, 2012).

$$\dot{\psi}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot \beta \quad (4.10)$$

$$\beta = 1,0401 + 0,1728 \cdot \frac{x_H}{x_C} + 0,0432 \cdot \frac{x_O}{x_C} + 0,2169 \cdot \frac{x_S}{x_C} \cdot \left(1 - 2,0628 \cdot \frac{x_H}{x_C}\right) \quad (4.11)$$

A eficiência exergética global do sistema, considerando a repotenciação dos ciclos é dada pela Eq. 4.12.

$$\eta_{exerg}^{global} = \frac{\dot{W}_{motor} + \dot{W}_{liq}}{\dot{\psi}_{comb}} \quad (4.12)$$

## 4.2 Metodologia de Análise de Custos

Visando comparar as tecnologias de repotenciação, será utilizado o *NPI* (*Net Power Index*) ou Índice de Potência Líquida em tradução livre, sendo este a razão entre o custo de investimento total pela potência líquida produzida pelo ciclo, conforme apresentado na Eq. 4.13.

$$NPI = \frac{C_{total}}{\dot{W}_{liq}} \quad [US\$/kW] \quad (4.13)$$

A análise de custos empregada neste trabalho é baseada na técnica de custo modular. Para realizar a análise, é necessário calcular a área dos trocadores de calor que compõem o sistema. Para isso, é aplicado o método da diferença média logarítmica de temperaturas ( $\Delta T_{ml}$ ), conforme descrito na Eq. 4.14.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_q - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_q}{\Delta T_f}} \quad (4.14)$$

Sendo  $\Delta T_q$  a diferença de temperaturas entre as correntes do lado quente e  $\Delta T_f$  a diferença de temperaturas entre as correntes do lado frio do trocador de calor. De posse deste parâmetro, é possível avaliar a área dos trocadores de calor, conforme a Eq. 4.15.

$$A_{TC} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.15)$$

sendo  $\dot{Q}$  os valores da energia térmica trocada entre os fluidos, obtidos através da análise termodinâmica realizada e  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor, tomados na literatura conforme disposto na Tab. 4.4.

Tabela 4.4 – Coeficientes Globais de Transferência de Calor para os trocadores de calor.

Trocador de Calor	U [kW/m <sup>2</sup> ·K]		
	GWC	KC	ORC
Trocador de calor de recuperação	0,99 <sup>1</sup>	0,99 <sup>1</sup>	0,04 <sup>3</sup>
Evaporador	0,04 <sup>2</sup>	0,04 <sup>2</sup>	0,02 <sup>3</sup>
Retificador	1,00 <sup>1</sup>	-	-
Trocador de calor de refrigeração	1,34 <sup>1</sup>	-	-
Absorvedor/Condensador	0,91 <sup>1</sup>	0,91 <sup>1</sup>	0,90 <sup>3</sup>

Fonte: <sup>1</sup>Leveni e Cozzolino (2021); <sup>2</sup>Larsen *et al.* (2014); <sup>3</sup>Uusitalo *et al.* (2014).

As etapas seguintes se constituem do cálculo do custo base ( $C_B^0$ ) e custo modular do equipamento ( $C_{Mod}$ ), no qual este último integrará o custo total. O custo base para os trocadores de calor é obtido através da Eq. 4.16, enquanto para a bomba e turbina são obtidos através da mesma equação trocando-se o termo  $A_{TC}$  de área de transferência de calor pelo termo  $\dot{W}$  de

potência.

$$\log_{10}(C_B^0) = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(A_{TC}) + K_3 \cdot (\log_{10}(A_{TC}))^2 \quad (4.16)$$

O custo modular dos equipamentos pode ser calculado através da Eq. 4.17. Para alguns equipamentos, tais como a turbina, o  $F_{Mod}$  é tabelado, enquanto para outros, este fator é calculado utilizando os coeficientes  $B_1$  e  $B_2$ , e os fatores  $F_M$  e  $F_P$ , sendo estes o fator de material e pressão, respectivamente.

$$C_{Mod} = C_B^0 \cdot F_{Mod} = C_B^0 \cdot (B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P) \quad [US\$] \quad (4.17)$$

Para utilizar a Equação 4.17, resta ainda calcular o fator de pressão  $F_P$ , conforme a Eq. 4.18.

$$\log_{10}(F_P) = C_1 + C_2 \cdot \log_{10}(P) + C_3 \cdot (\log_{10}(P))^2 \quad (4.18)$$

Finalmente, os custos de aquisição dos componentes são atualizados para contabilizar a inflação para o ano de 2022 por meio da Eq. 4.19, utilizando o CEPCI (*Chemical Engineering Plant Cost Index*).

$$C_{total,2022} = \frac{CEPCI_{2022}}{CEPCI_{ref}} \cdot \sum C_{equip,ref} \quad [US\$] \quad (4.19)$$

Sendo o valor do  $CEPCI_{2022}$  de 832,6 (ZHAO *et al.*, 2023) e o  $CEPCI_{ref}$  de 397 para o ano de 2001 (TURTON *et al.*, 2018). Os coeficientes utilizados para alimentar as equações descritas nesta seção são mostrados na Tab. 4.5. Os custos relacionados aos equipamentos auxiliares foram considerados como sendo 10% do custo modular dos equipamentos que compõem o sistema.

Tabela 4.5 – Coeficientes para análise de custos das alternativas de repotenciação.

Equipamento	Descrição	Capacidade	$K_1$ $K_2$ $K_3$	$B_1$ $B_2$	Material	$F_M$	$C_1$ $C_2$ $C_3$	$F_{Mod}$
Trocadores de Calor	Casca e tubo de tubo fixo	10 - 1.000 [m <sup>2</sup> ]	4,3247	1,63	Aço Carbono	1,00	0,03881	-
			-0,3030	1,66			-0,11272	
			0,1634				0,08183	
Trocadores de Calor	Tubo duplo	1 - 10 [m <sup>2</sup> ]	3,3444	1,74	Aço Carbono	1,00	0,6072	-
			0,2745	1,55			-0,9120	
			-0,0472				0,3327	
Bomba	Centrífuga	1 - 300 [kW]	3,3892	1,89	Aço Carbono	1,55	-0,3935	-
			0,0536	1,35			0,3957	
			0,1538				-0,00226	
Turbina	Axial	100 - 4.000 [kW]	2,7051 1,4398 -0,1776	-	Aço Carbono	-	-	3,50

Fonte: Adaptado de Turton *et al.* (2018).

De modo a complementar a análise de custos, será calculado o Custo Nivelado de Energia (*Levelized Cost of Energy* – LCOE), que permite estimar o valor mínimo pelo qual a eletricidade adicional será vendida, garantindo o retorno econômico do investimento.

Para o cálculo do LCOE é necessário estimar o custo de investimento anual ( $C_{IA}$ ), considerando diferentes taxas de juros ( $i$ ) e o tempo de vida útil da planta ( $t$ ), conforme demonstrado na Eq. 4.20.

$$C_{IA} = \frac{i \cdot (1 + i)^t}{(1 + i)^t - 1} \cdot C_{total,2022} \quad (4.20)$$

Neste trabalho serão considerados valores de taxa de juros variando de 2% a 14%, e o tempo de vida útil da planta será de 25 anos (SILVA, 2016). De posse deste parâmetro, o LCOE pode ser calculado a partir da Eq. 4.21. Adicionalmente, serão considerados os custos anuais de operação e manutenção ( $O\&M_A$ ) como sendo 3% do custo de investimento anual (QUOILIN *et al.*, 2011) e a quantidade de horas anuais de operação ( $H_A$ ) será de 8.000 horas.

$$LCOE = \frac{C_{IA} + O\&M_A}{\dot{W}_{liq} \cdot H_A} \quad (4.21)$$

### 4.3 Validação dos Modelos Termodinâmicos

As simulações para as análises termodinâmica e econômica foram desenvolvidas no software EES (*Engineering Equation Solver*) da empresa F-Chart (2020) utilizando uma licença acadêmica. As propriedades termodinâmicas da mistura binária água-amônia e dos fluidos orgânicos foram obtidas através da biblioteca interna do software.

Os modelos foram previamente validados com base em trabalhos anteriores, demonstrando boa concordância, como será detalhado nas seções a seguir.

#### 4.3.1 Ciclo Goswami

O modelo termodinâmico do ciclo Goswami foi validado com base no trabalho de Leveni e Cozzolino (2021), tomando como condições de operação para validação os dados dispostos na Tab. 4.6.

Tabela 4.6 – Condições de operação para validação do ciclo Goswami (GWC).

Parâmetro	Variável	Valor
Fluido da fonte térmica (-)	-	Água
Temperatura da fonte térmica (°C)	$T_{11}$	140
Pressão da fonte térmica (bar)	$P_{11}$	44
Temperatura na saída do condensador (°C)	$T_1$	30
Pressão de condensação (bar)	$P_1$	3,09
Fração mássica de amônia no fluido de trabalho (kg NH <sub>3</sub> /kg água)	$x_1$	0,4632
Fluxo de massa do fluido de trabalho (kg/s)	$\dot{m}_1$	82
Pressão de evaporação (bar)	$P_4$	15,45
Temperatura de retificação (°C)	$T_5$	70
Pinch Point no evaporador (°C)	$\Delta T_{PP_E}$	10
Pinch Point no trocador de calor de refrigeração (°C)	$\Delta T_{PP_{TCR}}$	10
Pinch Point no recuperador de calor (°C)	$\Delta T_{PP_{REC}}$	15
Pinch Point no absorvedor (°C)	$\Delta T_{PP_{ABS}}$	12
Eficiência isentrópica da bomba (%)	$\eta_B$	85
Eficiência isentrópica da turbina (%)	$\eta_{TV}$	85

Fonte: Do autor (2023).

Os resultados obtidos revelaram uma boa correlação, apesar das propriedades termodinâmicas utilizadas pelos autores do estudo supracitado serem derivadas de correlações empíricas diferentes da referência empregada na biblioteca interna do EES. A maior diferença absoluta foi observada na eficiência (5,14%), conforme detalhado na Tab. 4.7.

Tabela 4.7 – Comparação entre os resultados obtidos para a validação do ciclo Goswami.

Parâmetro	Leveni e Cozzolino (2021)	Presente	Diferença (%)
Calor admitido através do evaporador (MW)	35,55	33,97	4,42
Calor rejeitado através do absorvedor (MW)	33,90	32,39	4,48
Calor rejeitado através do retificador (MW)	19,53	19,06	2,38
Calor admitido através do TC de refrigeração (MW)	1,51	1,55	2,32
Potência líquida (MW)	3,15	3,14	0,47
Eficiência térmica (%)	13,12	13,79	5,14

Fonte: Do autor (2023).

### 4.3.2 Ciclo Kalina

O modelo termodinâmico do ciclo Kalina foi validado com base no trabalho de Li *et al.* (2013), assumindo como condições de operação para validação os dados dispostos na Tab. 4.8.



Tabela 4.8 – Condições de operação para validação do ciclo Kalina (KC).

Parâmetro	Variável	Valor
Fluido da fonte térmica (-)	-	Água
Temperatura de entrada da fonte térmica (°C)	$T_{10}$	110
Fluxo de massa do fluido de trabalho (kg/s)	$\dot{m}_1$	0,24
Fração mássica de amônia no fluido de trabalho (kg NH <sub>3</sub> /kg água)	$x_1$	0,606
Temperatura de condensação (°C)	$T_1$	35
Pressão de evaporação (bar)	$P_4$	15,5
Pinch Point no evaporador (°C)	$\Delta T_{PP_{evap}}$	5
Pinch Point no recuperador de calor (°C)	$\Delta T_{PP_{rec}}$	10
Eficiência isentrópica da bomba (%)	$\eta_B$	100
Eficiência isentrópica da turbina (%)	$\eta_{TV}$	100

Fonte: Do autor (2023).

Conforme pode ser observado na Tabela 4.9, os resultados obtidos apresentaram uma boa correlação entre os modelos ao apresentar diferenças absolutas menores que 5%. A maior diferença absoluta foi observada para o calor trocado no recuperador de calor (3,98%).

Tabela 4.9 – Comparação entre os resultados obtidos para a validação do ciclo Kalina.

Parâmetro	Li <i>et al.</i> (2013)	Presente	Diferença (%)
Temperatura na saída da fonte térmica (°C)	70,98	71,46	0,68
Temperatura do fluido de trabalho na entrada do evaporador (°C)	65,98	66,46	0,73
Temperatura na saída da turbina (°C)	71,20	70,16	1,46
Temperatura na saída do regenerador (°C)	45,10	45,10	0,00
Calor admitido através da fonte térmica (kW)	164,15	157,80	3,87
Calor rejeitado através do condensador (kW)	151,38	145,36	3,69
Calor trocado no recuperador de calor (kW)	40,67	39,17	3,98
Potência gerada pela turbina a vapor (kW)	13,04	12,71	2,53
Potência consumida pela bomba (kW)	0,27	0,27	0,00
Potência líquida (kW)	12,77	12,44	2,58
Eficiência térmica (%)	7,78	7,88	1,29

Fonte: Do autor (2023).

### 4.3.3 Ciclo Rankine Orgânico

O modelo termodinâmico do ciclo ORC foi validado com base no trabalho de Wang e Zhao (2009). Foram utilizados os dados apresentados na Tabela 4.10 como condições de operação para a validação.

Tabela 4.10 – Condições de operação para validação do ciclo Rankine orgânico (ORC).

Parâmetro	Variável	Valor
Fluido de trabalho (-)	-	R245fa
Fluxo de massa do fluido de trabalho (kg/s)	$\dot{m}_1$	1
Temperatura na saída do condensador (°C)	$T_1$	25
Temperatura na entrada da turbina (°C)	$T_4$	85
Superaquecimento (°C)	$\Delta T_{sup}$	5
Pinch Point no recuperador de calor (°C)	$\Delta T_{PP_{rec}}$	0
Eficiência isentrópica da bomba (%)	$\eta_B$	100
Eficiência isentrópica da turbina (%)	$\eta_{TV}$	80

Fonte: Do autor (2023).

Da mesma forma que para os demais ciclos, o modelo termodinâmico do ciclo ORC demonstrou boa correlação com o modelo comparado, sendo que a maior diferença absoluta foi observada na potência consumida pela bomba (4,00%). Os resultados estão detalhados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Comparação entre os resultados obtidos para a validação do ciclo ORC.

Parâmetro	Wang e Zhao (2009)	Presente	Diferença (%)
Calor admitido através do evaporador (kW)	215,90	215,17	0,34
Calor rejeitado através do condensador (kW)	191,10	190,55	0,29
Potência gerada pela turbina a vapor (kW)	25,28	25,10	0,71
Potência consumida pela bomba (kW)	0,50	0,48	4,00
Potência líquida (kW)	24,78	24,62	0,65
Eficiência térmica (%)	11,478	11,442	0,31

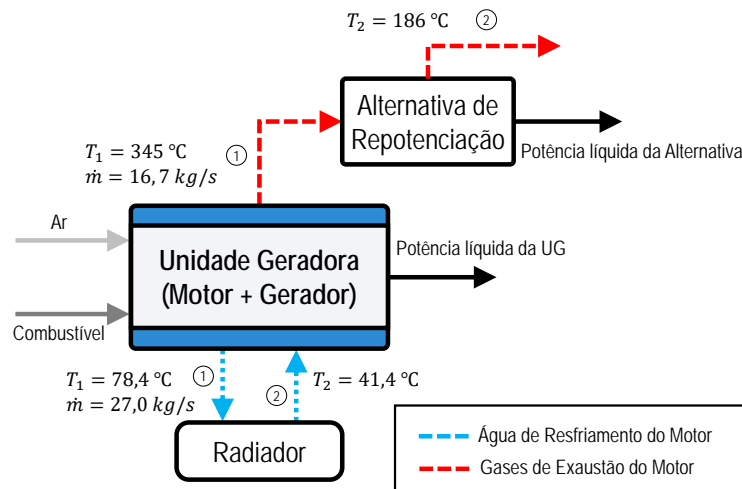
Fonte: Do autor (2023).

Maiores informações sobre a validação dos modelos e a modelagem termodinâmica utilizada são detalhadas no Apêndice A.

#### 4.4 Condições de Operação para as Simulações e Otimização Paramétrica dos Modelos

A Figura 4.1 apresenta um diagrama esquemático da disposição das alternativas de repotenciação em relação à unidade geradora (UG). Observa-se que a opção de repotenciação está configurada apenas para os gases de exaustão, devido à exclusão da utilização da água de resfriamento após uma análise preliminar, a qual será discutida na Seção 5.

Figura 4.1 – Diagrama esquemático da UG e disposição da alternativa de repotenciação.



Fonte: Do autor (2023).

#### 4.4.1 Fluidos de Trabalho

A mistura binária água-amônia é o fluido de trabalho utilizado tanto para o ciclo Goswami quanto para o ciclo Kalina. A amônia é um composto químico relativamente abundante no meio ambiente terrestre, o que torna essa combinação um fluido de trabalho de baixo custo. Além disso, a amônia é um fluido bem estabelecido, o que resulta em uma experiência consolidada em seu manuseio e manipulação, reduzindo os riscos associados ao uso desse fluido.

No ciclo ORC, são utilizados fluidos refrigerantes halogenados, que podem acarretar custos consideráveis, dependendo da vigência de patentes. Além disso, alguns desses fluidos apresentam um elevado potencial de aquecimento global (*Global Warming Potential - GWP*), contribuindo para o aquecimento do planeta. Outra preocupação é que alguns desses fluidos também apresentam potencial de destruição da camada de ozônio (*Ozone Depletion Potential - ODP*), um fenômeno que tem impactos significativos na proteção contra a radiação ultravioleta do sol. Além dos problemas ambientais, alguns desses fluidos também podem ser inflamáveis e representar riscos à saúde, especialmente em caso de vazamentos ou acidentes.

Diante dos acordos climáticos e das proibições recentes do uso de certos fluidos refrigerantes em novos produtos, como o R22 vigente a partir de 2020 e o R134a que entrará em vigor a partir de 2024, estão sendo desenvolvidos novos fluidos com baixos ou nulos potenciais de aquecimento global e de destruição da camada de ozônio. Avaliar o desempenho desses novos fluidos é fundamental para reduzir os impactos ambientais, encontrando possíveis substitutos para os refrigerantes comerciais sujeitos a proibições nos próximos anos.

Dawo *et al.* (2021) avaliou os fluidos refrigerantes R1224yd(Z), R1233zd(E) e

R1336mzz(Z) como possíveis substitutos para o refrigerante R245fa. Através de resultados experimentais, constataram que o R1224yd(Z) e o R1233zd(E) são alternativas muito adequadas de baixo GWP para o R245fa e podem ser utilizados como substitutos diretos. Embora o R245fa tenha alcançado a maior potência gerada e eficiência do sistema, as outras alternativas apresentaram quantidades ligeiramente menores.

Dessa forma, foi avaliado neste estudo o ciclo ORC operando com os fluidos R245fa, R1224yd(Z) e o R1233zd(E). A Tabela 4.12 apresenta propriedades termofísicas, ambientais e de segurança dos refrigerantes utilizados.

Tabela 4.12 – Propriedades termofísicas, ambientais e de segurança dos refrigerantes.

Propriedade	R245fa	R1233zd(E)	R1224yd(Z)
Estrutura molecular	$C_3H_3F_5$	$C_3ClH_2F_3$	$C_3ClHF_4$
Massa molecular [kg/kmol]	134	130,5	148,5
Temperatura crítica [°C]	153,9	166,5	155,5
Pressão crítica [bar]	36,5	36,2	33,4
Entalpia de vaporização a 20 °C [kJ/kg]	194,04	193,73	166,35
Ponto de ebulição normal [°C]	15	18	15
Inclinação ds/dT	positiva	positiva	positiva
ODP	0	0,00024	0,00023
GWP <sub>100</sub>	1.030	1	0,88
Tempo de vida atmosférica	7,7 anos	26 dias	20 dias
Classificação de segurança ASHRAE	B1	A1	A1
Limite de exposição ocupacional [ppm]	300	800	1000

Fonte: Adaptado de Dawo *et al.* (2021).

#### 4.4.2 Condições de Operação

As condições de operação consideradas nas simulações para a UTE Viana são mostradas na Tab. 4.13. No caso do ciclo Goswami, o fluido utilizado no trocador de calor de refrigeração é a água, a fim de estimar a capacidade de refrigeração e avaliar se a água é capaz de ser resfriada a uma temperatura suficiente para refrigerar o ar de admissão dos motores.

Tabela 4.13 – Condições de operação dos sistemas avaliados para a UTE Viana.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
$P_0$ [bar]	1,01325
$T_0$ [°C]	25
$T_{ge,ent}$ [°C]	345 <sup>1</sup>
$T_{ge,sai}$ [°C]	186 <sup>1</sup>
$\dot{m}_{ge}$ [kg s <sup>-1</sup> ]	16,7 <sup>1</sup>
$\eta_{TV}, \eta_B$ [%]	85 <sup>2</sup>
$\eta_{mec,B}$ [%]	95 <sup>1</sup>
$\eta_G$ [%]	98 <sup>3</sup>
$T_1$ [°C]	30
$\Delta T_{PP,rec}$ [°C]	15

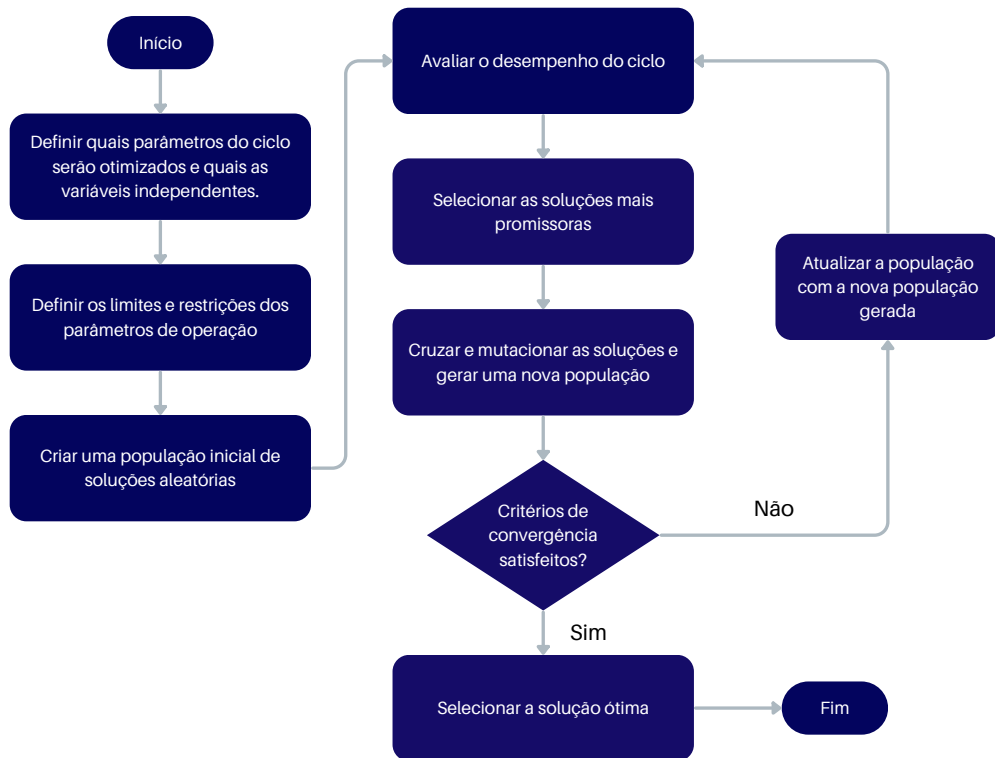
Fonte: <sup>1</sup>Morawski *et al.* (2017), <sup>2</sup>Leveni e Cozzolino (2021) e <sup>3</sup>Torres *et al.* (2019).

Devido a presença de enxofre nos gases de exaustão, a temperatura mínima na saída do evaporador será de 186 °C para evitar a formação de H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> (MORAWSKI, 2016).

#### 4.4.3 Otimização Paramétrica dos Modelos

O ciclo Goswami foi otimizado utilizando algoritmos genéticos (*Genetic method*) no EES. Os algoritmos genéticos são uma poderosa ferramenta para a otimização paramétrica, permitindo encontrar os valores ideais para uma série de parâmetros de um sistema. Eles iniciam com uma população inicial de soluções aleatórias, onde cada solução representa uma combinação de valores para os parâmetros do problema. Em seguida, é realizada a avaliação de cada solução com base em uma função objetivo que quantifica o desempenho do sistema. As soluções mais aptas são selecionadas para reprodução, através de cruzamento (recombinação) e mutação, gerando novas soluções com características promissoras. O processo é repetido por várias gerações, permitindo a evolução das soluções em direção a uma solução ótima. Ao final, a melhor solução representa os parâmetros otimizados buscando maximizar ou minimizar a função objetivo, de acordo com a natureza do problema. A Figura 4.2 apresenta um fluxograma esquemático deste processo de otimização.

Figura 4.2 – Fluxograma esquemático do processo de otimização paramétrica utilizando o método de algoritmos genéticos.



Fonte: Do autor (2023).

Tratando-se de um ciclo de cogeração, o ciclo Goswami apresenta a versatilidade de ser otimizado para geração de potência e refrigeração, resultando em duas funções objetivo distintas. Denominamos como GWC-P o ciclo otimizado para maximizar a potência líquida gerada e como GWC-R o ciclo otimizado para maximizar o efeito de refrigeração. Os valores limites utilizados para os parâmetros são detalhados na Tab. 4.14. Além destes parâmetros, foram impostas as restrições de o título na saída da turbina não ser inferior a 90% e a carga térmica de refrigeração não ser inferior a 0 kW.

Tabela 4.14 – Limites das variáveis independentes utilizadas na otimização para o ciclo Goswami.

Variáveis Independentes	Descrição	Limites
$P_2$ [bar]	Pressão de evaporação	15 - 100
$T_4$ [°C]	Temperatura na saída da caldeira	120 - 150
$T_5$ [°C]	Temperatura na entrada da turbina	70 - 130
$x_1$ [kg NH <sub>3</sub> /kg solução]	Concentração de amônia na solução	0,2 - 0,6

Fonte: Do autor (2023).

O ciclo Kalina também passou por otimização utilizando o mesmo método, onde a potência líquida gerada foi estabelecida como função objetivo, mantendo a restrição do título na saída da turbina em 90%. Os limites para os parâmetros do ciclo Kalina podem ser encontrados na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Limites das variáveis independentes utilizadas na otimização para o ciclo Kalina.

<b>Variáveis Independentes</b>	<b>Descrição</b>	<b>Limites</b>
$P_2$ [bar]	Pressão de evaporação	15 - 100
$T_4$ [°C]	Temperatura na saída da caldeira	100 - 130
$x_1$ [kg NH <sub>3</sub> /kg solução]	Concentração de amônia na solução	0,2 - 0,6

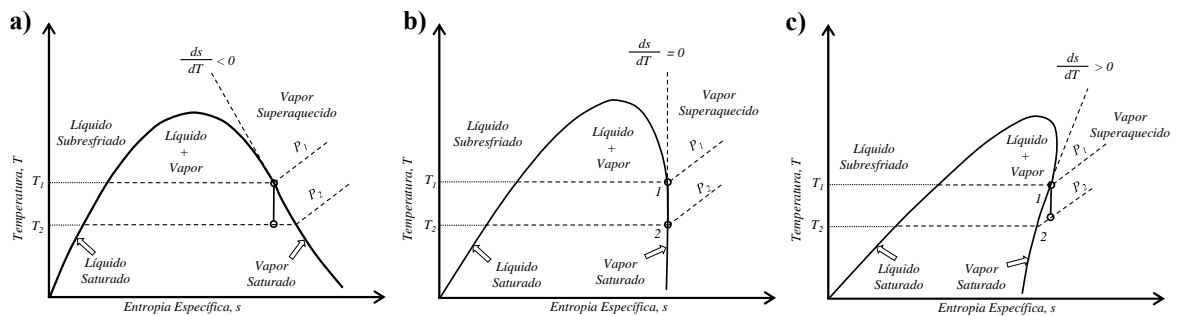
Fonte: Do autor (2023).

No ciclo ORC, foi seguida uma abordagem distinta em função dos fluidos de trabalho utilizados. Esses fluidos podem ser classificados de acordo com a curva de vapor saturado, a qual afeta diversos fatores, como a aplicabilidade do fluido, a eficiência do ciclo e o arranjo dos equipamentos no sistema de geração de energia (Wang, 2009).

No diagrama temperatura-entropia (T-s), três tipos de curvas de vapor saturado são geralmente encontradas. Primeiro, têm-se o fluido úmido, que apresenta uma inclinação negativa na curva. Em seguida, há o fluido isentrópico, cuja inclinação tende ao infinito. Por último, temos o fluido seco, caracterizado por uma inclinação positiva. A Figura 4.3 ilustra esses três tipos de curvas, respectivamente.

A partir desse diagrama T-s, pode-se concluir algumas características importantes para cada tipo de fluido. No caso do fluido úmido, é necessário utilizar um superaquecedor para evitar a formação de condensados durante a expansão na turbina. Já para os fluidos secos, o vapor já se encontra em estado superaquecido durante a expansão isentrópica. Quanto aos fluidos isentrópicos, devido à inclinação da curva de vapor saturado, durante a expansão, o fluido permanece na condição de saturação sem que ocorra condensação. Essa característica, aliada ao fato de não ser necessário um regenerador, torna os fluidos isentrópicos ideais para os ciclos ORC (Wang, 2009).

Figura 4.3 – Diagrama T-s para fluidos (a) úmido, (b) isentrópico e (c) seco.



Fonte: Adaptado de Badr *et al.* (1985).

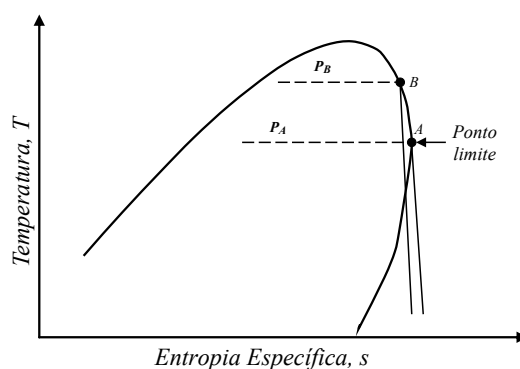
No ciclo ORC, os fluidos de trabalho utilizados são todos classificados como isentrópicos (SILVA, 2016). Para obter a máxima potência gerada por meio do ciclo ORC, é possível aumentar a pressão de evaporação ou reduzir a pressão de condensação. No entanto, é importante que a pressão de condensação seja mantida acima da pressão atmosférica para evitar possíveis vazamentos.

Uma questão que surge para os fluidos isentrópicos é a leve variação na inclinação da curva de vapor saturado. Essa variação pode levar à formação de condensados indesejáveis durante a expansão do fluido. Para contornar esse problema, Rayegan e Tao (2011) propuseram uma metodologia para escolher a pressão que otimiza a eficiência do ciclo e evita a formação de condensados, especialmente para fluidos classificados como secos e isentrópicos. Dessa forma, é possível maximizar o desempenho do ciclo ORC e garantir seu funcionamento adequado com esses tipos de fluidos.

De acordo com Rayegan e Tao (2011), para escolher a pressão de evaporação no ciclo ORC é necessário identificar o ponto limite "A" na curva de vapor saturado, conforme ilustrado na Figura 4.4. Esse ponto representa a pressão na qual a entropia é máxima. Optar por uma pressão de evaporação superior a esse ponto, representado pelo ponto "B", fará com que o fluido passe pelo domo de mistura durante a expansão, o que resultará na formação de condensado.



Figura 4.4 – Limite superior de pressão do ciclo ORC.



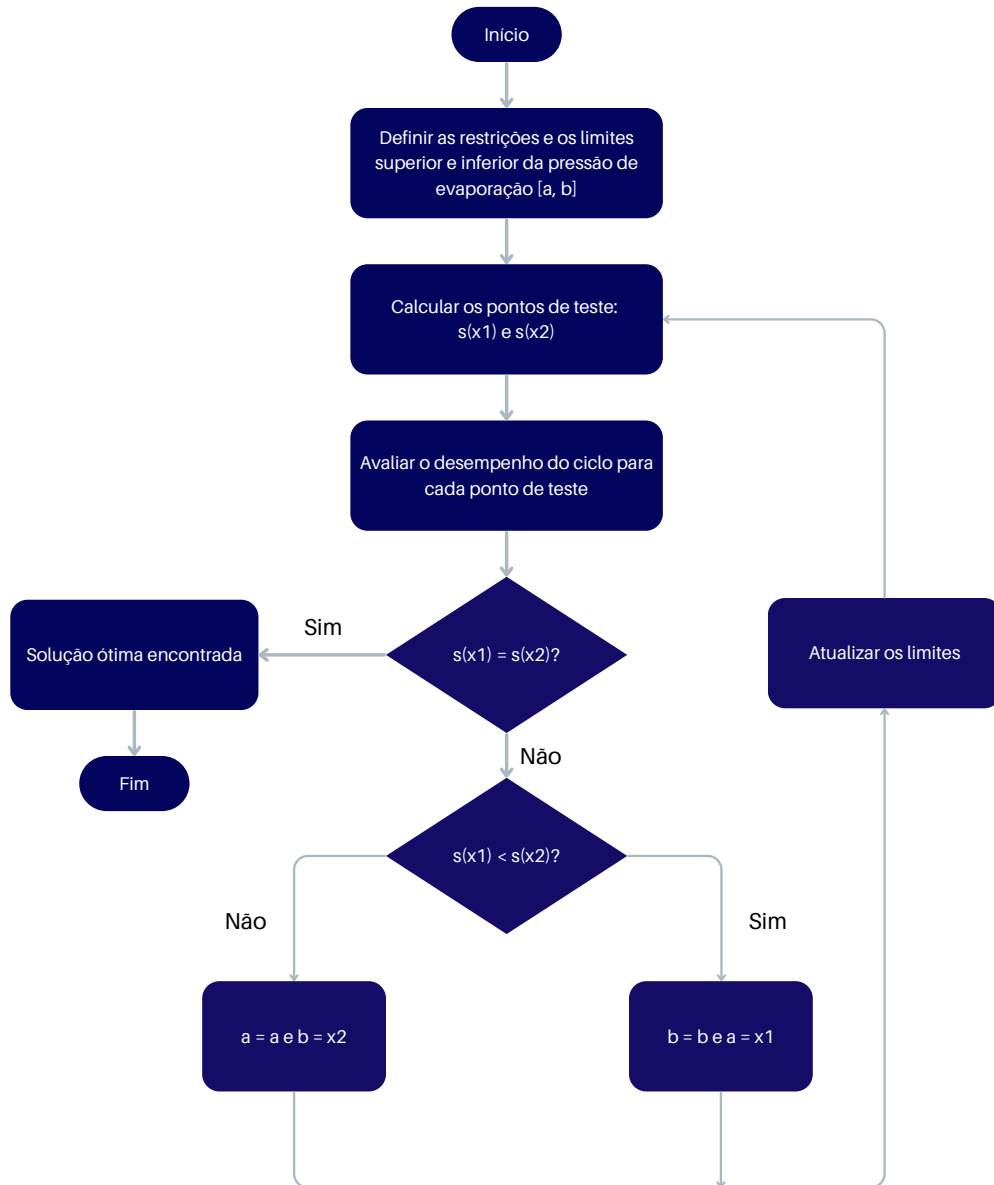
Fonte: Adaptado de Rayegan e Tao (2011).

Para encontrar a pressão de evaporação que corresponde à máxima entropia foi utilizado o método de otimização de busca da seção áurea (*Golden Section search method*), que é um dos métodos disponíveis no EES quando se tem apenas um grau de liberdade. O método da busca da seção áurea é baseado em dividir iterativamente o intervalo de busca  $[a, b]$  em segmentos menores, de forma a explorar as regiões da função que potencialmente contêm o valor ótimo. Para fazer isso, o algoritmo divide o intervalo inicial em dois pontos internos usando a proporção áurea ( $\phi$ ), que é aproximadamente igual a 1.61803.

Em cada iteração, são selecionados dois novos pontos internos do intervalo, um mais próximo de um dos extremos e outro mais próximo do outro extremo. Esses pontos são escolhidos de maneira que o segmento menor tenha o tamanho proporcional ao segmento maior pela razão áurea. Em seguida, a função é avaliada nos dois pontos internos ( $x_1$  e  $x_2$ ) e o segmento que contém o valor ótimo é mantido para a próxima iteração.

Esse processo continua até que um critério de convergência seja atingido, ou seja, até que o intervalo seja suficientemente pequeno. O valor final dos pontos internos representa a estimativa do valor ótimo da função dentro do intervalo especificado. Um fluxograma esquemático deste processo de otimização é apresentado na Fig. 4.5.

Figura 4.5 – Fluxograma esquemático do processo de otimização paramétrica utilizando o método de busca da seção áurea.



Fonte: Do autor (2023).

Conforme mencionado, a função objetivo é a entropia na entrada da turbina e os limites inferior e superior assumidos para a pressão são descritos na Tab. 4.16.

Tabela 4.16 – Limites das variáveis independentes utilizadas na otimização para o ciclo ORC.

Variáveis Independentes	Descrição	Limites
$P_2$ [bar]	Pressão de evaporação	0 - 40

Fonte: Do autor (2023).

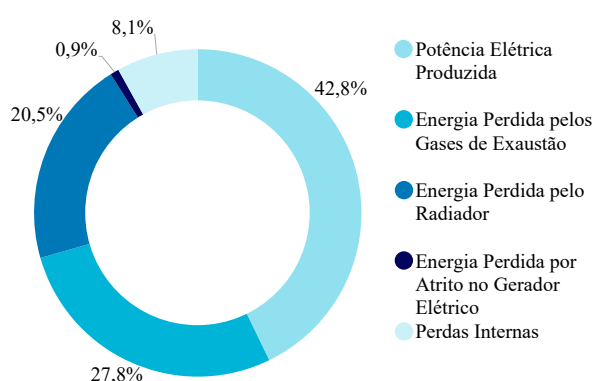
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A avaliação termodinâmica das alternativas de repotenciação foi realizada com base nos cálculos da energia e da exergia para garantir uma base sólida para as análises. A eficiência energética representa a relação entre a energia útil produzida e a energia fornecida a um dispositivo, ignorando as perdas devido às irreversibilidades. A eficiência exérgica, por outro lado, mede a relação entre o trabalho útil produzido e o trabalho máximo teórico possível nas mesmas condições. A avaliação exérgica permite uma análise mais abrangente da recuperação do calor residual, pois leva em conta a exergia presente neste rejeito térmico.

### 5.1 Resultados da Análise Termodinâmica

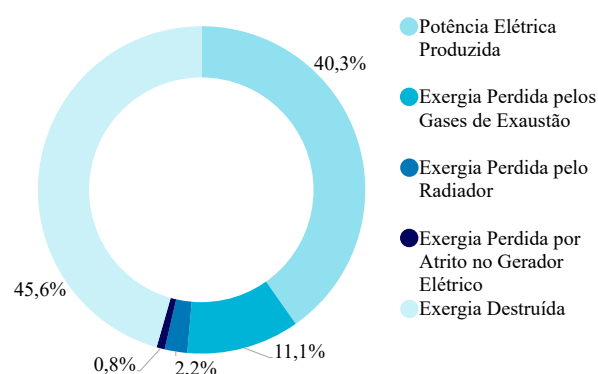
As Figuras 5.1 e 5.2 mostram os resultados de um balanço energético e exérgico realizado em uma única unidade geradora. De acordo com os dados apresentados, 42,8% da energia fornecida pelo combustível (20.393 kW) é convertida em potência elétrica, enquanto 48,3% fica disponível para repotenciação, sendo 5.659 kW (27,8%) proveniente dos gases de exaustão e 4.185 kW (20,5%) do sistema de arrefecimento do motor. Entretanto, devido à limitação técnica da temperatura na saída do evaporador não ser inferior a 186 °C, apenas 2.862 kW desta energia podem ser aproveitados. As análises energética e exérgica da água de resfriamento do motor foram realizadas considerando as temperaturas de 78,4 °C e 41,4 °C.

Figura 5.1 – Balanço energético do motor.



Fonte: Do autor (2023).

Figura 5.2 – Balanço exérgico do motor.



Fonte: Do autor (2023).

Em termos de exergia, 40,3% da exergia disponível no combustível (21.689 kW) é convertida em eletricidade, enquanto 13,3% é recuperável na forma de calor residual, sendo 2.418 kW (11,1%) dos gases de exaustão e 484 kW (2,2%) do sistema de arrefecimento do motor. Contudo, apenas 1.267 kW dos gases de exaustão podem ser aproveitados, devido a restrições

técnicas.

Os resultados obtidos indicam que, se considerarmos somente a análise energética e levarmos em conta apenas o calor realmente aproveitável dos gases de exaustão, o sistema de arrefecimento seria a alternativa com maior disponibilidade de calor para ser reaproveitado. Contudo, quando analisamos sob a perspectiva da exergia, verificamos que o calor disponível do sistema de arrefecimento apresenta baixa qualidade, enquanto que o dos gases de exaustão apresenta o melhor potencial de reaproveitamento.

A Tabela 5.1 exibe os parâmetros derivados do processo de otimização para os ciclos propostos, considerando a recuperação do calor residual dos gases de exaustão. As propriedades termodinâmicas resultantes das simulações, juntamente com os principais resultados dos parâmetros das alternativas de repotenciação para a UTE Viana são mostrados em detalhes no Apêndice B.

Tabela 5.1 – Resultados da otimização paramétrica para as alternativas de repotenciação.

Variáveis Independentes	GWC-P	GWC-R	KC	ORC R245fa	ORC R1233zd(E)	ORC R1224yd(Z)
$P_2$ [bar]	15,35	32,90	15,00	23,03	19,26	20,34
$T_4$ [°C]	142,20	123,20	130,00	129,20	130,50	127,90
$T_5$ [°C]	95,76	87,53	-	-	-	-
$x_1$ [kg NH <sub>3</sub> /kg solução]	0,3585	0,5722	0,3335	-	-	-

Fonte: Do autor (2023).

### 5.1.1 Ciclo Goswami

A Tabela 5.2 apresenta os principais parâmetros obtidos por meio da análise termodinâmica do ciclo Goswami otimizado para potência e refrigeração. Pode-se observar que o ciclo GWC-P gerou uma potência elétrica líquida de 337,95 kW, o que representa um aumento de 3,87% na potência gerada pelo motor. Além disso, o ciclo GWC-P produziu um efeito de refrigeração de 50,46 kW (equivalente a 14,35 TR). Por outro lado, o ciclo GWC-R gerou uma potência elétrica líquida de 269,36 kW, apresentando um aumento de 3,09% na potência gerada pelo motor. Adicionalmente, o ciclo GWC-R produziu um efeito de refrigeração de 186,77 kW (equivalente a 53,11 TR).

Em termos de eficiência, o ciclo GWC-P demonstra uma eficiência térmica de 11,81% e uma eficiência exergética de 26,76%, enquanto o ciclo GWC-R apresenta eficiências de primeira e segunda lei de 9,41% e 21,61%, respectivamente. No entanto, quando avaliamos o fator de utilização de energia, o ciclo GWC-R exibe um fator de 15,94%, superando o ciclo GWC-P, que possui um fator de 13,57%. Isso significa que o ciclo GWC-R utiliza a energia de forma mais eficiente em relação aos produtos gerados (potência e refrigeração).

Tabela 5.2 – Principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo Goswami.

<b>Parâmetro</b>	<b>GWC-P</b>	<b>GWC-R</b>
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36	2.862,36
Calor rejeitado através do absorvedor (kW)	2.566,85	2.771,33
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	2.792,61	2.909,69
Calor rejeitado através do retificador (kW)	1.486,85	539,61
Carga térmica de refrigeração (kW)	50,46	186,77
Potência líquida (kW)	337,95	269,36
Eficiência térmica (%)	11,81	9,41
Fator de utilização de energia (%)	13,57	15,94
Eficiência de segunda lei (%)	26,76	21,61

Fonte: Do autor (2023).

De acordo com Morawski (2016), para resfriar o ar do motor em 15 °C, partindo de uma condição ISO de 25 °C, 1 atm e 30% de umidade relativa, é necessária uma capacidade de refrigeração de 45,4 TR, o que resulta em uma potência adicional gerada pelo motor de 48,3 kW. O sistema de resfriamento proposto, um chiller de absorção, requer eletricidade para alimentar a torre de resfriamento e equipamentos auxiliares, resultando em uma potência elétrica líquida adicional de 29,2 kW por motor.

Portanto, embora o ciclo GWC-R possa suprir toda a carga térmica necessária, quando somadas a potência adicional gerada pelo motor (48,3 kW) e a potência gerada pelo ciclo (269,36 kW), a potência adicional gerada (317,66 kW) é inferior à produzida pelo ciclo GWC-P, de forma com que o uso desta configuração visando a potência adicional gerada não é justificável do ponto de vista do aumento de potência.

Por outro lado, apesar de não suprir toda a carga térmica necessária para resfriar o ar de admissão do motor, o ciclo GWC-P gera uma potência adicional aproximadamente 7 vezes maior do que a obtida através do efeito de resfriamento proporcionado pelo sistema de refrigeração por absorção. Além disso, o ciclo GWC-P produz água gelada em uma capacidade frigorífica considerável, que pode ser utilizada internamente na UTE para condicionamento de ar ou borrifada sobre os radiadores para melhorar a troca térmica e reduzir o consumo de potência dos ventiladores auxiliares.

### 5.1.2 Ciclo Kalina

Os principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo Kalina são apresentados na Tabela 5.3. Nota-se que o ciclo gerou uma potência elétrica líquida de 348,68 kW, o que representa um aumento de 3,99% na potência gerada pelo motor. Quanto à eficiência, o ciclo Kalina demonstra valores de 12,18% para eficiência térmica e 27,51% para eficiência

exergética.

Tabela 5.3 – Principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo Kalina.

<b>Parâmetro</b>	<b>KC</b>
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do absorvedor (kW)	2.505,22
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	3.271,20
Potência líquida (kW)	348,68
Eficiência térmica (%)	12,18
Eficiência de segunda lei (%)	27,51

Fonte: Do autor (2023).

### 5.1.3 Ciclo ORC

A Tabela 5.4 apresenta os principais resultados obtidos por meio da análise termodinâmica para o ciclo ORC, utilizando os fluidos R245fa, R1233zd(E) e R1224yd(Z) como fluido de trabalho.

Destaca-se que o ciclo utilizando o refrigerante R1233zd(E) obteve a maior potência líquida gerada, alcançando 461,68 kW de potência elétrica adicional, correspondendo a 5,29% da potência gerada pelo motor. O ciclo utilizando R245fa teve o segundo melhor desempenho, gerando uma potência adicional de 448,33 kW, seguido pelo ciclo utilizando R1224yd(Z) com uma potência adicional de 448,02 kW.

No que se refere às eficiências de primeira e segunda lei, o ciclo utilizando R1233zd(E) demonstrou eficiências de 16,12% e 36,43%, respectivamente. Enquanto isso, o ciclo utilizando R245fa e R1224yd(Z) alcançaram eficiências de cerca de 15,66% e 35,37%, respectivamente.

Tabela 5.4 – Principais parâmetros obtidos através da análise termodinâmica do ciclo ORC.

<b>Parâmetro</b>	<b>R245fa</b>	<b>R1233zd(E)</b>	<b>R1224yd(Z)</b>
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36	2.862,36	2.862,36
Calor rejeitado através do condensador (kW)	2.403,19	2.389,77	2.403,51
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	131,76	104,30	145,65
Potência líquida (kW)	448,33	461,68	448,02
Eficiência térmica (%)	15,66	16,13	15,65
Eficiência de segunda lei (%)	35,38	36,43	35,35

Fonte: Do autor (2023).

Os resultados obtidos para o ciclo utilizando os fluidos R245fa e R1224yd(Z) são notavelmente próximos em termos de desempenho termodinâmico. No entanto, é importante destacar que o R1224yd(Z) possui um potencial de aquecimento global (GWP) cerca de 1.170 vezes

menor em comparação ao R245fa. Essa característica torna o R1224yd(Z) uma opção não só equiparável em desempenho, mas também uma escolha ambientalmente mais favorável.

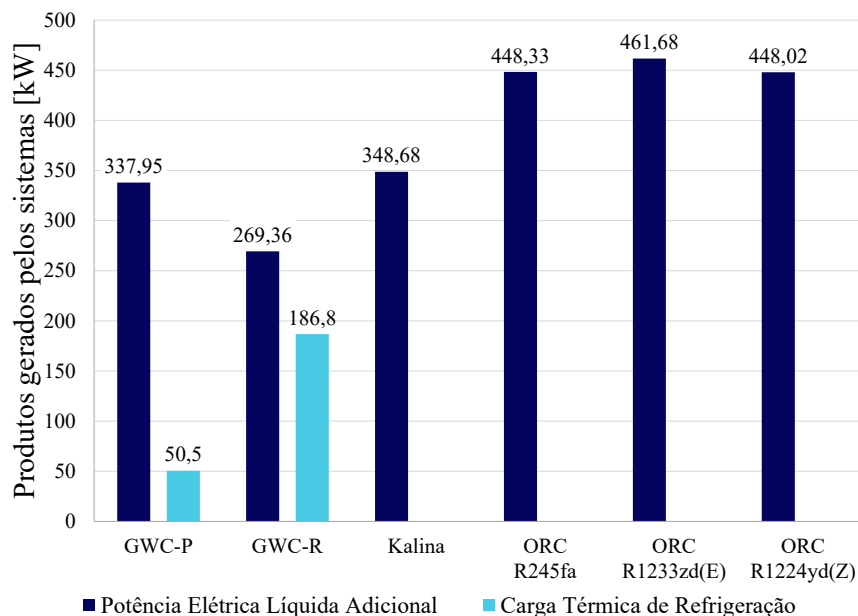
#### 5.1.4 Análise das Alternativas de Repotenciação

A Figura 5.3 apresenta os resultados da análise termodinâmica das alternativas em termos de potência elétrica adicional e capacidade de refrigeração. O ciclo ORC utilizando R1233zd(E) como fluido de trabalho obteve a maior potência elétrica adicional, com 461,68 kW, seguido pelos ciclos ORC utilizando R245fa e R1224yd(Z) com 448,33 kW e 448,02 kW, respectivamente.

O ciclo Kalina superou o ciclo Goswami otimizado para geração de potência (GWC-P), com um ganho de 10,73 kW (348,68 kW) em relação a este, que além de gerar uma potência líquida adicional de 337,95 kW, gerou um efeito de refrigeração de 50,46 kW (14,35 TR).

Por outro lado, o ciclo Goswami otimizado para capacidade de refrigeração (GWC-R) gerou a menor potência elétrica líquida adicional (269,36 kW), mas apresentou o maior efeito frigorífico, com 186,77 kW (53,11 TR).

Figura 5.3 – Produtos gerados pelos sistemas.

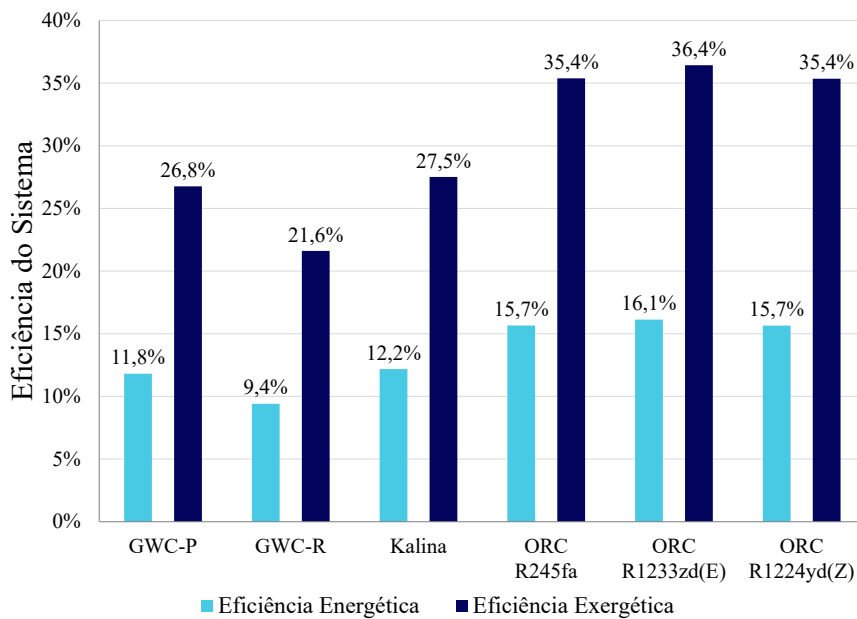


Fonte: Do autor (2023).

A Figura 5.4 ilustra as eficiências das alternativas de repotenciação que foram avaliadas. Embora o ciclo Goswami na configuração GWC-P tenha uma eficiência energética ligeiramente inferior ao ciclo Kalina, seu fator de utilização de energia é de 13,57%, o que indica que uma proporção maior da energia consumida é realmente convertida em energia útil na forma de po-

tência elétrica e água gelada. Isso significa que, apesar da aparente menor eficiência, o ciclo Goswami pode proporcionar uma utilização mais eficiente da energia disponível para o fornecimento de eletricidade e água gelada.

Figura 5.4 – Eficiência das alternativas de repotenciação.



Fonte: Do autor (2023).

Assim, a análise baseada exclusivamente na eficiência energética pode não ser suficiente para determinar qual sistema é mais eficiente, uma vez que não leva em consideração as irreversibilidades do processo. A eficiência exérgica, por sua vez, considera essas perdas e permite uma análise mais abrangente e precisa. Nesse contexto, a análise exérgica revela que o ciclo ORC (R1233zd(E)) é o mais vantajoso do ponto de vista termodinâmico, convertendo 36,4% da exergia fornecida pelos gases de exaustão em potência elétrica. Se implementado na UG, o sistema permitiria aproveitar 42,38% da exergia disponível no combustível para geração de eletricidade, um aumento de 2,13% em relação à UG sem repotenciação.

Diante dessa avaliação termodinâmica, o uso do ciclo Goswami otimizado para efeito de refrigeração não se mostra justificável do ponto de vista do aumento de potência. Portanto, o próximo passo será a análise de custos, na qual serão avaliados o ciclo GWC-P, Kalina e ORC (R1233zd(E)), com foco no último, que apresentou o melhor desempenho entre os fluidos avaliados. Essa análise de custos permitirá uma decisão mais embasada sobre qual é a melhor alternativa considerando os aspectos financeiros e de eficiência energética.



## 5.2 Resultados da Análise de Custos

A Tabela 5.5 apresenta a área de transferência de calor calculada para cada um dos trocadores de calor que compõem os sistemas.

Tabela 5.5 – Taxa de calor trocado e área de transferência dos trocadores de calor.

Alternativas de Repotenciação	GWC-P		KC		ORC - R1233zd(E)	
	$\dot{Q}$ [kW]	A [m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}$ [kW]	A [m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}$ [kW]	A [m <sup>2</sup> ]
Absorvedor/Condensador	2.566,85	334,2	2.505,22	391,8	2.389,77	489,3
Evaporador	2.862,36	589,5	2.862,36	521,7	2.862,36	798,2
Trocador de Calor de Refrigeração	50,46	5,2	-	-	-	-
Retificador	1.486,85	50,3	-	-	-	-
Recuperador de Calor	2.792,61	158,0	3.271,20	169,3	104,30	226,5

A Tabela 5.6 apresenta o custo dos componentes para as melhores configurações de cada alternativa de repotenciação. O ciclo Kalina teve o menor custo entre as opções, sendo este de US\$ 2.372.716, seguido pelo ciclo Goswami, cujo custo é de US\$ 2.512.532. No entanto, o ciclo ORC produz cerca de 32,41% de potência a mais que o ciclo Kalina, a um custo cerca de 17,33% maior.

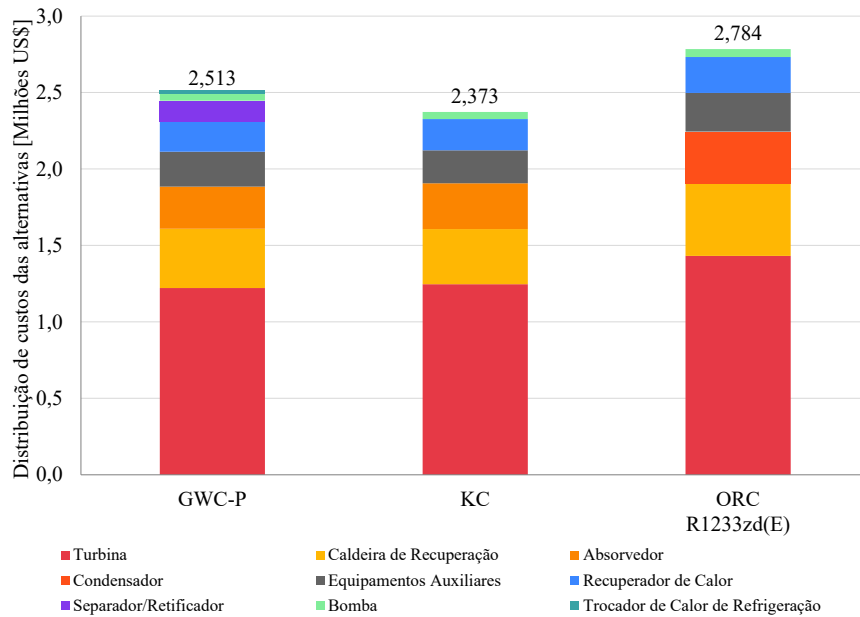
Tabela 5.6 – Principais parâmetros obtidos para a análise de custos.

Parâmetros	GWC-P	KC	ORC R1233zd(E)
Potência Líquida Adicional [kW]	337,95	348,68	461,68
Custo do Absorvedor/Condensador [US\$]	275.245	299.603	339.309
Custo do Evaporador [US\$]	387.785	360.295	473.480
Custo do Trocador de Calor de Refrigeração [US\$]	22.695	-	-
Custo do Retificador [US\$]	135.322	-	-
Custo do Recuperador de Calor [US\$]	198.432	204.043	235.051
Custo da Bomba [US\$]	43.344	46.613	51.727
Custo da Turbina [US\$]	1.221.297	1.246.460	1.431.249
Equipamentos Auxiliares [US\$]	228.412	215.701	253.082
Custo Total [US\$]	2.512.532	2.372.716	2.783.897
NPI [US\$/kW]	7.435	6.805	6.030

Fonte: Do autor (2023).

A Figura 5.5 apresenta a distribuição dos custos dos componentes das alternativas de repotenciação. A turbina é o componente que corresponde à maior parcela do custo total do sistema, representando de 48,61% a 52,53% dos custos totais. Em segundo lugar, encontra-se o evaporador, com custos que variam entre 15,18% a 17,01%.

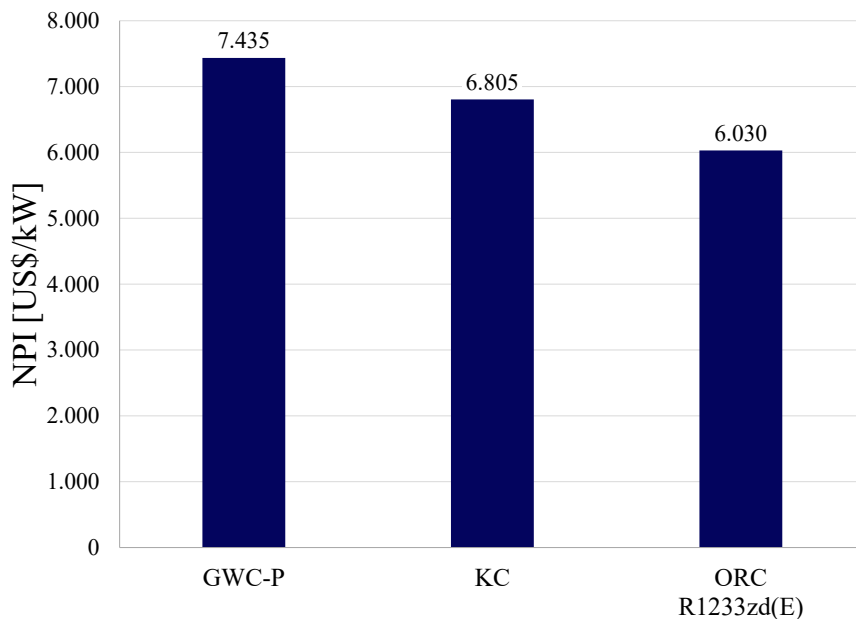
Figura 5.5 – Custo dos componentes das alternativas.



Fonte: Do autor (2023).

De acordo com a Figura 5.6, o ciclo ORC operando com R1233zd(E) é a melhor opção de repotenciação do ponto de vista econômico, devido ao seu menor Índice de Potência Líquida ( $6.030 \text{ US\$ kW}^{-1}$ ), representando que este ciclo tem a melhor relação entre custo e potência líquida gerada. Embora apresente o menor custo de investimento, o ciclo Kalina é a segunda melhor opção com um NPI de  $6.805 \text{ US\$ kW}^{-1}$ .

Figura 5.6 – Índice de Potência Líquida (NPI).



Fonte: Do autor (2023).

A Tabela 5.7 apresenta os valores de Custo Nivelado de Energia (LCOE) para diferentes cenários com taxas de juros de 2%, 6%, 10% e 14% para cada sistema analisado. No caso do ciclo ORC, o LCOE é de 0,040 US\$/kWh para uma taxa de juros de 2% e aumenta para 0,113 US\$/kWh quando a taxa de juros é de 14%. Os ciclos Kalina e Goswami apresentam LCOE de 0,045 US\$/kWh e 0,049 US\$/kWh para uma taxa de juros de 2% e de 0,128 US\$/kWh e 0,139 US\$/kWh para uma taxa de juros de 14%, respectivamente.

Tabela 5.7 – LCOE das alternativas de repotenciação.

Sistema	LCOE mínimo (US\$/kWh)			
	$i = 2\%$	$i = 6\%$	$i = 10\%$	$i = 14\%$
GWC-P	0,0490	0,0749	0,1055	0,1393
KC	0,0449	0,0685	0,0965	0,1275
ORC R1233zd(E)	0,0398	0,0607	0,0855	0,1130

Fonte: Do autor (2023).

Para todos os cenários, o ciclo ORC se apresenta como a alternativa com menor valor de LCOE, o que torna a energia produzida por este ciclo mais competitiva em termos de custo.

O ciclo Goswami é complexo e requer vários equipamentos, o que aumenta o custo de implementação. No entanto, ele possui um efeito de refrigeração que pode resultar em economias para outros equipamentos da UTE. Por exemplo, ao utilizar um chiller de absorção para repotenciação, o ciclo Goswami pode ajudar a atender parte da demanda de carga térmica. Isso permite a compra de um sistema de refrigeração menor, resultando em um investimento reduzido.

## 6 CONCLUSÕES

Este estudo avaliou o uso do ciclo Goswami como uma alternativa de repotenciação para termelétricas de motores de combustão interna, usando a UTE Viana como estudo de caso e comparando-o com tecnologias já consolidadas no mercado. A avaliação termodinâmica das opções de repotenciação foi realizada por meio de cálculos de energia e exergia, garantindo análises mais precisas. A análise de custos foi baseada na literatura e estimou o potencial de geração de potência adicional e os custos associados a cada tecnologia, bem como o potencial de aumento da eficiência global da usina após a repotenciação.

A configuração do ciclo Goswami otimizada para efeito de refrigeração não foi justificável, visto que a configuração otimizada para geração de potência gerou uma potência elétrica líquida superior à potência gerada pelo ciclo GWC-R e pelo efeito de resfriamento do ar de admissão dos motores. Portanto, sob a óptica de aumento efetivo da potência da unidade geradora, a configuração GWC-P se mostrou a mais plausível dentre as avaliadas para o ciclo Goswami.

O ciclo Goswami foi capaz de gerar uma potência cerca de 3,17% inferior ao ciclo Kalina, revelando um grande potencial para este ciclo. Enquanto a temperatura de retificação deve ser minimizada para obter o efeito de refrigeração no ciclo Goswami, o ciclo Kalina não possui essa limitação técnica, o que permite com que este gere maiores valores de potência. Além de gerar uma potência relativamente próxima dessa alternativa comercial, o ciclo Goswami foi capaz de produzir um efeito de refrigeração de 14,35 TR que pode ser utilizado internamente na UTE, reduzindo a carga térmica demandada por sistemas de condicionamento de ar e resfriamento dos motores.

Os resultados mostraram que, dentre os fluidos avaliados para o ciclo ORC, o fluido R1233zd(E) foi capaz de gerar a maior potência elétrica líquida entre os sistemas avaliados, enquanto os fluidos R245fa e R1224yd(Z) geraram potências equiparáveis. Do ponto de vista ambiental, isso é um ótimo resultado, pois temos duas alternativas que são substitutas diretas ao R245fa e que não só apresentam um menor potencial de ODP e GWP, mas também são capazes de gerar potências iguais ou maiores que esse fluido, o que pode incentivar seu uso em novos projetos.

O ciclo ORC, ao recuperar o calor residual das 15 unidades geradoras sem evaporador, seria capaz de produzir até 6.925 kW, o que representa um aumento de 3,97% da capacidade instalada na usina sem consumo adicional de combustível. Além disso, esse ciclo permitiria uma eficiência exergética global de 42,38%, representando um aumento de 2,13% em relação às eficiências atuais da UTE.

A análise de custos mostrou que o ciclo ORC possui a menor relação entre custo de investimento e potência gerada, com um custo total de US\$ 2.783.897. O ciclo ainda se apresenta como a alternativa com menor valor de LCOE, tornando a energia produzida por ele mais competitiva em termos de custo. É importante destacar que as estimativas de custo foram baseadas em coeficientes da literatura e não em pesquisas reais de preços de mercado.

## REFERÊNCIAS

- ANEEL. Sistema de Informações de Geração da ANEEL - SIGA. 2023. Disponível em: <https://bit.ly/2IGf4Q0>
- BADR, O.; PROBERT, S. e O'CALLAGHAN, P. Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine. **Applied Energy**, v. 21, 1–42, 1 1985.
- BP. Statistical Review of World Energy. 2022. Disponível em: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2022-full-report.pdf>
- CHUN, A.; DONATELLI, J.L.M.; SANTOS, J.J.C.S.; ZABEU, C.B. e CARVALHO, M. Superstructure optimization of absorption chillers integrated with a large internal combustion engine for waste heat recovery and repowering applications: Thermodynamic and economic assessments. **Energy**, v. 263, 125970, 1 2023.
- CHUN, A.; MORAWSKI, A.P.; BARONE, M.A.; CUNHA, C.C.M.; DONATELLI, J.L.M. e SANTOS, J.J.C.S. Superstructures optimization of absorption chiller for WHR of ICE aiming power plant repowering and air conditioning. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 43, 135, 3 2021.
- DAWO, F.; FLEISCHMANN, J.; KAUFMANN, F.; SCHIFFLECHNER, C.; EYERER, S.; WIELAND, C. e SPLIETHOFF, H. R1224yd(z), R1233zd(e) and R1336mzz(z) as replacements for R245fa: Experimental performance, interaction with lubricants and environmental impact. **Applied Energy**, v. 288, 116661, 4 2021.
- EPE. Repotênciação e Modernização de Usinas Hidrelétricas. 2019. Disponível em: <http://bit.ly/3sqE9ZJ>
- F-CHART. Engineering Equation Solver (EES). 2020. Disponível em: <https://fchartsoftware.com/>
- KOTAS, T. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Exergon Publishing Company, 2012. ISBN 9781908341891.
- LARSEN, U.; NGUYEN, T.V.; KNUDSEN, T. e HAGLIND, F. System analysis and optimisation of a Kalina split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines. **Energy**, v. 64, 484–494, 1 2014.
- LEVENI, M. e COZZOLINO, R. Energy, exergy, and cost comparison of Goswami cycle and cascade organic Rankine cycle/absorption chiller system for geothermal application. **Energy Conversion and Management**, v. 227, 113598, 1 2021.
- LI, X.; ZHANG, Q. e LI, X. A Kalina cycle with ejector. **Energy**, v. 54, 212–219, 6 2013.
- MEANA-FERNÁNDEZ, A.; GONZÁLEZ-CABALLÍN, J.M.; MARTÍNEZ-PÉREZ, R.; RUBIO-SERRANO, F.J. e GUTIÉRREZ-TRASHORRAS, A.J. Power Plant Cycles: Evolution towards More Sustainable and Environmentally Friendly Technologies. **Energies**, v. 15, 8982, 11 2022.

MORAWSKI, A.; ARAUJO, L.; SCHIAFFINO, M.; OLIVEIRA, R.; DONATELLI, J.; SANTOS, J. e CUNHA, C. Comparison of the Repowering Alternatives Technologies for Waste Heat Recovery in a Diesel Engine Power Plant. In **Proceedings of ECOS 2017 - the 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, v. 1. California, USA, 2017.

MORAWSKI, A.; DE ARAÚJO, L.R.; SCHIAFFINO, M.S.; DE OLIVEIRA, R.C.; CHUN, A.; RIBEIRO, L.C.; SANTOS, J.J.C.S.; DONATELLI, J.L.M. e CUNHA, C.C.M. On the suitable superstructure thermoeconomic optimization of a waste heat recovery system for a Brazilian diesel engine power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 234, 113947, 4 2021.

MORAWSKI, A.P. **Avaliação da repotenciação de uma termelétrica equipada com motores de combustão interna diesel por meio da recuperação de calor residual**. 2016. Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Espírito Santo.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; TCHANICHE, B.F. e LEMORT, V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, 2885–2893, 10 2011.

RAYEGAN, R. e TAO, Y. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). **Renewable Energy**, v. 36, 659–670, 2 2011.

SAYYAADI, H.; KHOSRAVANIFARD, Y. e SOHANI, A. Solutions for thermal energy exploitation from the exhaust of an industrial gas turbine using optimized bottoming cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 207, 112523, 3 2020.

SILVA, D.L.I. **Recuperação de Calor Residual de Baixa Qualidade em Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado**. 2016. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajubá.

TORRES, P.J.P.; JOSÉ VENTURINI, O.; PALACIO, J.C.E.; COSTA SILVA, R.A. e GRILLO RENÓ, M.L. Biomass based Rankine cycle, ORC and gasification system for electricity generation for isolated communities in Bonfim city, Brazil. **IET Renewable Power Generation**, v. 13, n. 5, 737–743, 2019.

TURTON, R.; SHAEIWITZ, J.; BHATTACHARYYA, D. e WHITING, W. **Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes**. Prentice-Hall international series in the physical and chemical engineering sciences. Prentice Hall, 2018. ISBN 9780134177403.

UUSITALO, A.; HONKATUKIA, J.; TURUNEN-SAARESTI, T. e LARJOLA, J. A thermodynamic analysis of waste heat recovery from reciprocating engine power plants by means of Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, 33–41, 9 2014.

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

XU, F.; GOSWAMI, D.Y. e BHAGWAT, S.S. A combined power/cooling cycle. **Energy**, v. 25, 233–246, 3 2000.

ZHAO, X.; HUANG, S.; XIE, N.; WANG, L. e LI, H. Simultaneous optimization of working fluid and temperature matching for heat pump assisted geothermal cascade heating system. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 41, 102685, 1 2023.

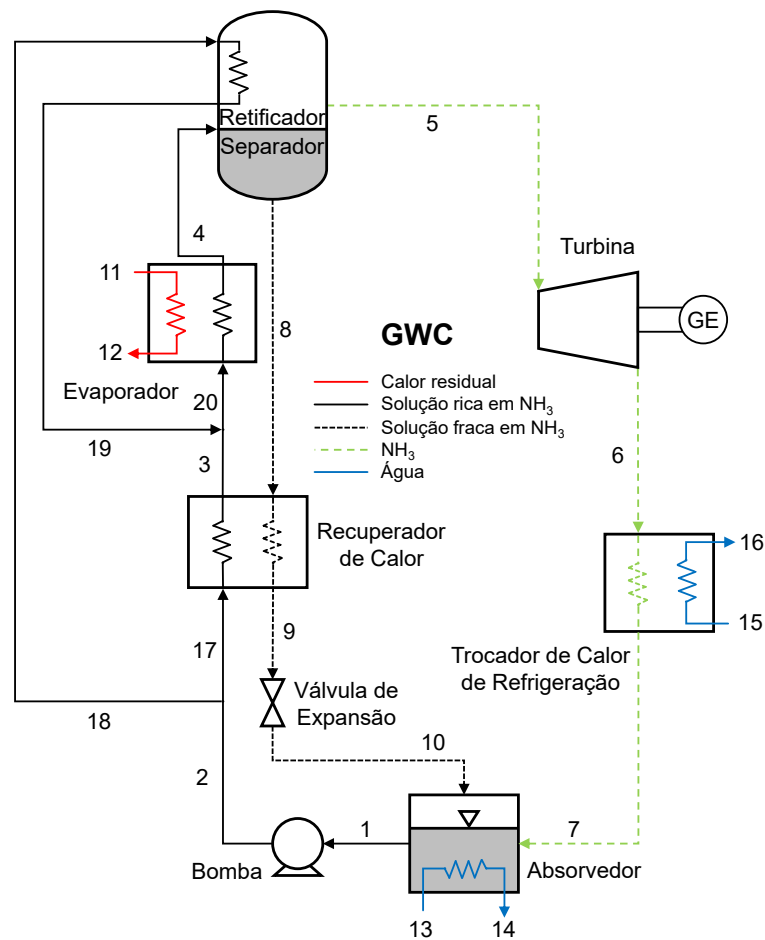
## **APÊNDICES**

## APÊNDICE A MODELAGEM TERMODINÂMICA E VALIDAÇÃO DOS MODELOS

Neste apêndice, serão apresentadas as modelagens termodinâmicas dos ciclos propostos. Serão abordados os balanços de massa, energia e concentração, quando aplicável, bem como a validação dos modelos com base em outros trabalhos.

### A.1 Modelagem Termodinâmica e Validação do Ciclo Goswami

Figura A.1 – Diagrama esquemático de um ciclo Goswami (GWC).



Fonte: Do autor (2023).

#### Considerações:

- O sistema opera em regime permanente;
- As quedas de pressão são negligenciáveis;
- A mistura no absorvedor se encontra em uma condição de saturação;
- Os componentes operam sem perda de calor para o ambiente;
- O fluido refrigerado no trocador de calor de refrigeração e absorvedor é água.

#### Balanços de Massa e Energia dos Dispositivos que Compõem o Ciclo



Os cálculos a seguir, referem-se aos balanços de massa, concentração de amônia e energia de cada dispositivo que compõe o ciclo Goswami para obtenção de dados implícitos necessários para a determinação da potência e eficiência do ciclo nas condições estabelecidas.

### ***Bomba***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{A.1})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_1 = x_2 \quad (\text{A.2})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{W}_B + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (\text{A.3})$$

**Eficiência isentrópica:**

$$\eta_{isent,B} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{A.4})$$

### ***Câmara de Mistura 1***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{18} \quad (\text{A.5})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_2 = x_{17} = x_{18} \quad (\text{A.6})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (\text{A.7})$$

### ***Recuperador de Calor***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_3 \quad (\text{A.8})$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (\text{A.9})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_{17} = x_3 \quad (\text{A.10})$$

$$x_8 = x_9 \quad (\text{A.11})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (\text{A.12})$$

### ***Câmara de Mistura 2***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_3 + \dot{m}_{19} \quad (\text{A.13})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_{20} = x_3 = x_{19} \quad (\text{A.14})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_{20} \cdot h_{20} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} \quad (\text{A.15})$$

### *Evaporador*

**Balço de massa:**

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_4 \quad (\text{A.16})$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (\text{A.17})$$

**Balço de concentraço:**

$$x_{20} = x_4 \quad (\text{A.18})$$

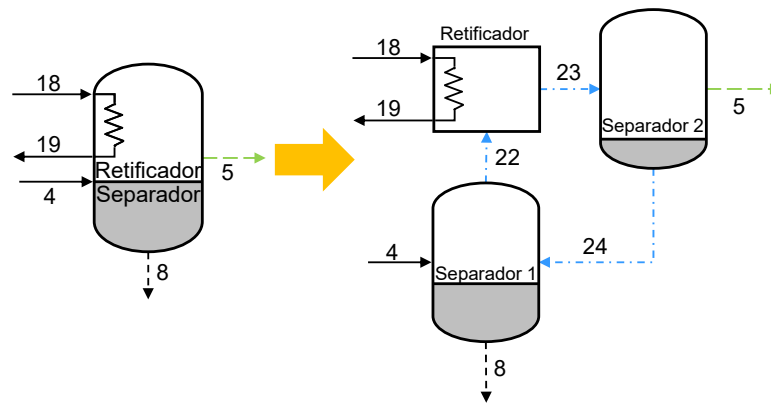
**Balço de energia:**

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (\text{A.19})$$

$$\dot{Q}_E + \dot{m}_{20} \cdot h_{20} = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (\text{A.20})$$

### *Separador + Retificador*

Figura A.2 – Diagrama esquemático do processo de separação e retificaço.



Fonte: Do autor (2023).

### *Separador 1*

**Balço de massa:**

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{24} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{22} \quad (\text{A.21})$$

**Balço de concentraço:**

$$\dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_{24} \cdot x_{24} = \dot{m}_8 \cdot x_8 + \dot{m}_{22} \cdot x_{22} \quad (\text{A.22})$$

**Balço de energia:**

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{24} \cdot h_{24} = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_{22} \cdot h_{22} \quad (\text{A.23})$$

### *Retificador*

**Balço de massa:**

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} \quad (\text{A.24})$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (\text{A.25})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_{18} = x_{19} \quad (\text{A.26})$$

$$x_{22} = x_{23} \quad (\text{A.27})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{m}_{22} \cdot h_{22} = \dot{m}_{19} \cdot h_{19} + \dot{m}_{23} \cdot h_{23} \quad (\text{A.28})$$

### *Separador 2*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_5 + \dot{m}_{24} \quad (\text{A.29})$$

**Balanco de concentração:**

$$\dot{m}_{23} \cdot x_{23} = \dot{m}_5 \cdot x_5 + \dot{m}_{24} \cdot x_{24} \quad (\text{A.30})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_{23} \cdot h_{23} = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_{24} \cdot h_{24} \quad (\text{A.31})$$

### *Válvula de Expansão*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (\text{A.32})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_9 = x_{10} \quad (\text{A.33})$$

**Balanco de energia:**

$$h_9 = h_{10} \quad (\text{A.34})$$

### *Turbina a Vapor*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{A.35})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_5 = x_6 \quad (\text{A.36})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{W}_{TV} \quad (\text{A.37})$$

**Eficiência isentrópica:**

$$\eta_{isent,TV} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (\text{A.38})$$

### *Trocador de Calor de Refrigeração*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (\text{A.39})$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (\text{A.40})$$

**Balço de concentraço:**

$$x_6 = x_7 \quad (\text{A.41})$$

**Balço de energia:**

$$\dot{Q}_{TCR} = \dot{m}_{15} \cdot (h_{15} - h_{16}) \quad (\text{A.42})$$

$$\dot{Q}_{TCR} + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (\text{A.43})$$

### ***Absorvedor***

**Balço de massa:**

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (\text{A.44})$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (\text{A.45})$$

**Balço de concentraço:**

$$\dot{m}_7 \cdot x_7 + \dot{m}_{10} \cdot x_{10} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \quad (\text{A.46})$$

**Balço de energia:**

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{14} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (\text{A.47})$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{ABS} \quad (\text{A.48})$$

### ***Potência Líquida***

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_B + \dot{W}_{LIQ} \quad (\text{A.49})$$

### ***Fator de Utilização de Energia***

$$FUE = \frac{\dot{W}_{LIQ} + \dot{Q}_{TCR}}{\dot{Q}_E} \quad (\text{A.50})$$

Tabela A.1 – Condições de contorno para validação do ciclo Goswami (GWC).

Parâmetro	Variável	Valor
Fluido da fonte térmica (-)	-	Água
Temperatura da fonte térmica (°C)	$T_{11}$	140
Pressão da fonte térmica (bar)	$P_{11}$	44
Temperatura na saída do condensador (°C)	$T_1$	30
Pressão de condensação (bar)	$P_1$	3,09
Fração mássica de amônia no fluido de trabalho (kg NH <sub>3</sub> /kg água)	$x_1$	0,4632
Fluxo de massa do fluido de trabalho (kg/s)	$\dot{m}_1$	82
Pressão de evaporação (bar)	$P_4$	15,45
Temperatura de retificação (°C)	$T_5$	70
Pinch Point no evaporador (°C)	$\Delta T_{PP_E}$	10
Pinch Point no trocador de calor de refrigeração (°C)	$\Delta T_{PP_{TCR}}$	10
Pinch Point no recuperador de calor (°C)	$\Delta T_{PP_{REC}}$	15
Pinch Point no absorvedor (°C)	$\Delta T_{PP_{ABS}}$	12
Eficiência isentrópica da bomba (%)	$\eta_B$	85
Eficiência isentrópica da turbina (%)	$\eta_{TV}$	85

Tabela A.2 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Goswami (GWC) via EES.

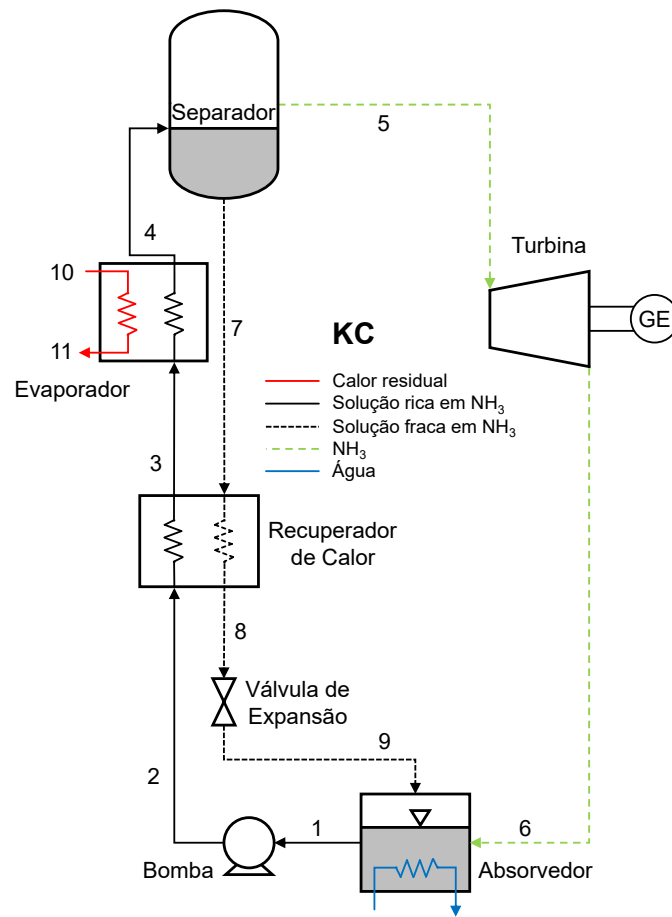
Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	$x$ [kg NH <sub>3</sub> /kg sol.]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]
1	30,0	3,09	-104,38	0,298	0,4632	Subresfriado	82,00
2	30,1	15,45	-102,65	0,299	0,4632	Subresfriado	82,00
3	95,9	15,45	291,63	1,449	0,4632	0,07199	57,00
4	130,0	15,45	818,22	2,807	0,4632	0,326	82,00
5	70,0	15,45	1392,59	4,473	0,9938	1	18,29
6	-4,6	3,09	1213,20	4,591	0,9938	0,9608	18,29
7	15,0	3,09	1297,80	4,896	0,9938	0,9876	18,29
8	121,6	15,45	354,07	1,56	0,3109	0,008216	63,71
9	45,1	15,45	1,32	0,572	0,3109	Subresfriado	63,71
10	45,4	3,09	1,32	0,572	0,3109	Subresfriado	63,71
11	140,0	44	591,87	1,735	0	Subresfriado	296,31
12	113,0	44	477,21	1,448	0	Subresfriado	296,31
13	25,0	1,01	105,05	0,368	0	Subresfriado	645,12
14	37,0	1,01	155,25	0,533	0	Subresfriado	645,12
15	25,0	1,01	105,05	0,368	0	Subresfriado	18,82
16	5,4	1,01	22,80	0,082	0	Subresfriado	18,82
17	30,1	15,45	-102,65	0,299	0,4632	Subresfriado	57,00
18	30,1	15,45	-102,65	0,299	0,4632	Subresfriado	25,00
19	120,0	15,45	659,88	2,411	0,4632	0,2535	25,00
20	103,0	15,45	403,90	1,749	0,4632	0,1302	82,00
21	-	-	-	-	-	-	-
22	130,0	15,45	1693,83	5,224	0,8612	1	26,73
23	70,0	15,45	980,59	3,334	0,8612	0,6844	26,73
24	70,0	15,45	87,32	0,863	0,5736	0	8,44

Tabela A.3 – Comparação entre os resultados obtidos com base nas propriedades via EES.

Parâmetro	Leveni e Cozzolino (2021)	Presente	Diferença (%)
Calor admitido através do evaporador (MW)	35,55	33,97	4,42
Calor rejeitado através do absorvedor (MW)	33,90	32,39	4,48
Calor rejeitado através do retificador (MW)	19,53	19,06	2,38
Calor admitido através do TC de refrigeração (MW)	1,51	1,55	2,32
Potência líquida (MW)	3,15	3,14	0,47
Eficiência térmica (%)	13,12	13,79	5,14

## A.2 Modelagem Termodinâmica e Validação do Ciclo Kalina

Figura A.3 – Diagrama esquemático de um ciclo Kalina (KC).



Fonte: Do autor (2023).

### Considerações:

- O sistema opera em regime permanente;
- As quedas de pressão são negligenciáveis;
- A mistura se encontra em uma condição de saturação na saída do absorvedor;
- Os componentes operam sem perda de calor para o ambiente.

### Balances de Massa e Energia dos Dispositivos que Compõem o Ciclo

Os cálculos a seguir, referem-se aos balances de massa, concentração de amônia e energia de cada dispositivo que compõe o ciclo Kalina para obtenção de dados implícitos necessários para a determinação da potência e eficiência do ciclo nas condições estabelecidas.

#### *Bomba*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{A.51})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_1 = x_2 \quad (\text{A.52})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{W}_B + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (\text{A.53})$$

**Eficiência isentrópica:**

$$\eta_{isent,B} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{A.54})$$

#### *Recuperador de Calor*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{A.55})$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (\text{A.56})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_2 = x_3 \quad (\text{A.57})$$

$$x_7 = x_8 \quad (\text{A.58})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (\text{A.59})$$

#### *Evaporador*

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (\text{A.60})$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (\text{A.61})$$

**Balanco de concentração:**

$$x_3 = x_4 \quad (\text{A.62})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (\text{A.63})$$

$$\dot{Q}_E + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (\text{A.64})$$

**Separador****Balço de massa:**

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7 \quad (\text{A.65})$$

**Balço de concentraço:**

$$\dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_5 \cdot x_5 + \dot{m}_7 \cdot x_7 \quad (\text{A.66})$$

**Balço de energia:**

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (\text{A.67})$$

**Válvula de Expansão****Balço de massa:**

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (\text{A.68})$$

**Balço de concentraço:**

$$x_8 = x_9 \quad (\text{A.69})$$

**Balço de energia:**

$$h_8 = h_9 \quad (\text{A.70})$$

**Turbina a Vapor****Balço de massa:**

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{A.71})$$

**Balço de concentraço:**

$$x_5 = x_6 \quad (\text{A.72})$$

**Balço de energia:**

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{W}_{TV} \quad (\text{A.73})$$

**Eficiência isentrópica:**

$$\eta_{isent,TV} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (\text{A.74})$$

**Absorvedor****Balço de massa:**

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_9 = \dot{m}_1 \quad (\text{A.75})$$

**Balço de concentraço:**

$$\dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_9 \cdot x_9 = \dot{m}_1 \cdot x_1 \quad (\text{A.76})$$

**Balço de energia:**

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{ABS} \quad (\text{A.77})$$

**Potência Líquida**

$$\dot{W}_{LIQ} = \dot{W}_{TV} + \dot{W}_B \quad (\text{A.78})$$



**Eficiência de Primeira Lei**

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{LIQ}}{\dot{Q}_E} \quad (\text{A.79})$$

Tabela A.4 – Condições de contorno para validação do ciclo Kalina (KC).

Parâmetro	Variável	Valor
Fluido da fonte térmica (-)	-	Água
Temperatura de entrada da fonte térmica (°C)	$T_{10}$	110
Fluxo de massa do fluido de trabalho (kg/s)	$\dot{m}_1$	0,24
Fração mássica de amônia no fluido de trabalho (kg NH <sub>3</sub> /kg água)	$x_1$	0,606
Temperatura de condensação (°C)	$T_1$	35
Pressão de evaporação (bar)	$P_4$	15,5
Pinch Point no evaporador (°C)	$\Delta T_{PP_{evap}}$	5
Pinch Point no recuperador de calor (°C)	$\Delta T_{PP_{rec}}$	10
Eficiência isentrópica da bomba (%)	$\eta_B$	100
Eficiência isentrópica da turbina (%)	$\eta_{TV}$	100

Tabela A.5 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Kalina (KC) via EES.

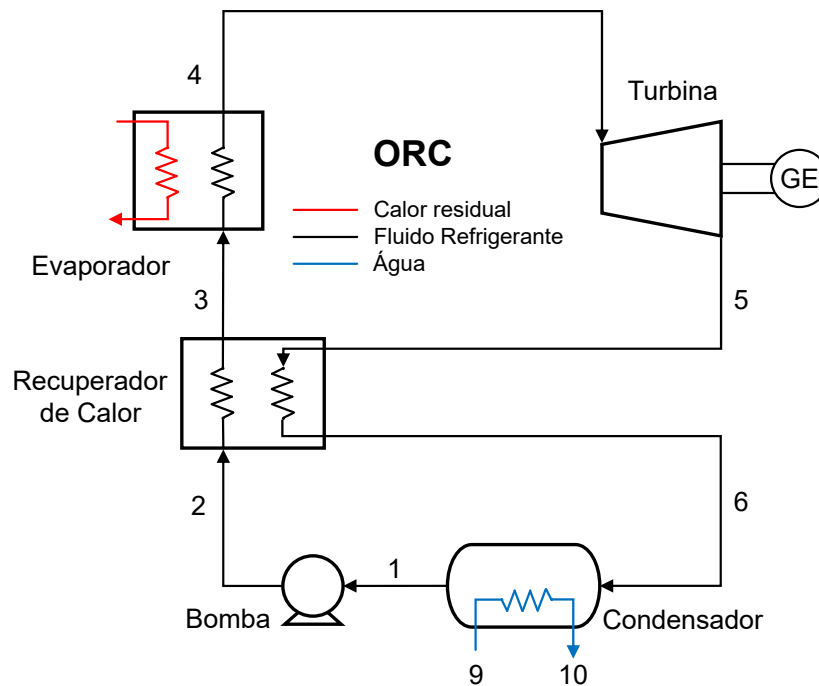
Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	$x$ [kg NH <sub>3</sub> /kg sol.]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]
1	35,0	6,8	-67,43	0,3752	0,606	0	0,2400
2	35,1	15,5	-66,31	0,3752	0,606	Subresfriado	0,2400
3	66,5	15,5	96,89	0,8764	0,606	0,0148	0,2400
4	105,0	15,5	754,37	2,7107	0,606	0,3947	0,2400
5	105,0	15,5	1532,54	4,8547	0,951	1	0,0947
6	70,2	6,8	1398,37	4,8547	0,951	0,9596	0,0947
7	105,0	15,5	247,03	1,3129	0,381	Subresfriado	0,1453
8	45,1	15,5	-22,57	0,5375	0,381	Subresfriado	0,1453
9	45,3	6,8	-22,57	0,5407	0,381	Subresfriado	0,1453
10	110,0	1,0	2696,34	7,4155	-	Superaquecido	0,0658
11	71,5	1,0	299,25	8,2145	-	Subresfriado	0,0658

Tabela A.6 – Comparação entre os resultados obtidos.

Parâmetro	Li <i>et al.</i> (2013)	Presente	Diferença (%)
Temperatura na saída da fonte térmica (°C)	70,98	71,46	0,68
Temperatura do fluido de trabalho na entrada do evaporador (°C)	65,98	66,46	0,73
Temperatura na saída da turbina (°C)	71,20	70,16	1,46
Temperatura na saída do regenerador (°C)	45,10	45,10	0,00
Calor admitido através da fonte térmica (kW)	164,15	157,80	3,87
Calor rejeitado através do condensador (kW)	151,38	145,36	3,69
Calor trocado no recuperador de calor (kW)	40,67	39,17	3,98
Potência gerada pela turbina a vapor (kW)	13,04	12,71	2,53
Potência consumida pela bomba (kW)	0,27	0,27	0,00
Potência líquida (kW)	12,77	12,44	2,58
Eficiência térmica (%)	7,78	7,88	1,29

### A.3 Modelagem Termodinâmica e Validação do Ciclo ORC

Figura A.4 – Diagrama esquemático de um ciclo Rankine orgânico (ORC).



Fonte: Do autor (2023).

#### Considerações:

- O sistema opera em regime permanente;
- As quedas de pressão são negligenciáveis;
- O fluido de trabalho se encontra em uma condição de saturação na saída do condensador;
- A pressão de evaporação é definida baseada na temperatura resultante da diferença entre a temperatura na entrada da turbina e o grau de superaquecimento na condição de saturação;
- Os componentes operam sem perda de calor para o ambiente.

### Balances de Massa e Energia dos Dispositivos que Compõem o Ciclo

Os cálculos a seguir, referem-se aos balanços de massa e energia de cada dispositivo que compõe o ciclo Rankine orgânico para obtenção de dados implícitos necessários para a determinação da potência e eficiência do ciclo nas condições estabelecidas.

#### ***Bomba***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{A.80})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{W}_B + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (\text{A.81})$$

**Eficiência isentrópica:**

$$\eta_{isent,B} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{A.82})$$

#### ***Recuperador de Calor***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{A.83})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (\text{A.84})$$

#### ***Evaporador***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (\text{A.85})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{Q}_E + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (\text{A.86})$$

#### ***Turbina a Vapor***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (\text{A.87})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{W}_{TV} \quad (\text{A.88})$$

**Eficiência isentrópica:**

$$\eta_{isent,TV} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (\text{A.89})$$

#### ***Condensador***

**Balanco de massa:**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (\text{A.90})$$

**Balanco de energia:**

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{COND} \quad (\text{A.91})$$

**Potência Líquida**

$$\dot{W}_{LIQ} = \dot{W}_{TV} + \dot{W}_B \quad (\text{A.92})$$

**Eficiência de Primeira Lei**

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{LIQ}}{\dot{Q}_E} \quad (\text{A.93})$$

Tabela A.7 – Condições de contorno para validação do ciclo Rankine orgânico (ORC).

Parâmetro	Variável	Valor
Fluido de trabalho (-)	-	R245fa
Fluxo de massa do fluido de trabalho (kg/s)	$\dot{m}_1$	1
Temperatura na saída do condensador (°C)	$T_1$	25
Temperatura na entrada da turbina (°C)	$T_4$	85
Superaquecimento (°C)	$\Delta T_{sup}$	5
Pinch Point no recuperador de calor (°C)	$\Delta T_{PPrec}$	0
Eficiência isentrópica da bomba (%)	$\eta_B$	100
Eficiência isentrópica da turbina (%)	$\eta_{TV}$	80

Tabela A.8 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo ORC via EES.

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]
1	25,0	1,48	232,46	1,1134	0	1,00
2	25,2	7,91	232,94	1,1134	Subresfriado	1,00
3	39,9	7,91	252,50	1,1774	Subresfriado	1,00
4	85,0	7,91	467,67	1,7962	Superaquecido	1,00
5	45,8	1,48	442,57	1,8161	Superaquecido	1,00
6	25,2	1,48	423,01	1,7527	Superaquecido	1,00

Tabela A.9 – Comparação entre os resultados obtidos.

Parâmetro	Wang e Zhao (2009)	Presente	Diferença (%)
Calor admitido através do evaporador (kW)	215,9	215,17	0,34
Calor rejeitado através do condensador (kW)	191,1	190,55	0,29
Potência gerada pela turbina a vapor (kW)	25,28	25,10	0,71
Potência consumida pela bomba (kW)	0,50	0,48	4,00
Potência líquida (kW)	24,78	24,62	0,65
Eficiência térmica (%)	11,478	11,442	0,31

## APÊNDICE B PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E PRINCIPAIS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Neste apêndice, são apresentadas as propriedades termodinâmicas das alternativas de repotenciação, que foram baseadas na otimização paramétrica das condições de operação dos ciclos. Além disso, são apresentados os principais resultados obtidos a partir da análise termodinâmica realizada.

### B.1 Ciclo Goswami Otimizado para Geração de Potência (GWC-P)

Tabela B.1 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Goswami (GWC-P).

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	$x$ [kg NH <sub>3</sub> /kg sol.]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{\psi}$ [kW]
1	30,00	1,57	-83,19	0,3365	0,3585	0	8,12	5,34
2	30,14	15,35	-81,33	0,3375	0,3585	Subresfriado	8,12	18,20
3	116,50	15,35	382,24	1,6550	0,3585	0,05361	6,02	439,74
4	142,20	15,35	797,73	2,6822	0,3585	0,244	8,12	1.480,35
5	95,76	15,35	1.490,08	4,7493	0,9688	1	1,32	513,93
6	6,28	1,57	1.215,97	4,9253	0,9688	0,9393	1,32	83,75
7	15,00	1,57	1.254,28	5,0600	0,9688	0,9495	1,32	81,30
8	137,54	15,35	445,33	1,7403	0,2404	0,002185	6,81	532,37
9	45,14	15,35	35,09	0,6121	0,2404	Subresfriado	6,81	29,54
10	45,41	1,57	35,09	0,6121	0,2404	Subresfriado	6,81	29,54
11	345,00	1,01	-990,00	7,4464	-	-	16,70	1.830,31
12	186,00	1,01	-1.161,40	7,1261	-	-	16,70	563,05
13	25,00	1,01	104,84	0,3669	0	Subresfriado	61,36	0,00
14	35,00	1,01	146,67	0,5049	0	Subresfriado	61,36	42,11
15	25,00	1,01	104,84	0,3669	0	Subresfriado	0,88	0,00
16	11,28	1,01	47,45	0,1698	0	Subresfriado	0,88	1,20
17	30,14	15,35	-81,33	0,3375	0,3585	Subresfriado	6,02	18,20
18	30,14	15,35	-81,33	0,3375	0,3585	Subresfriado	2,10	18,20
19	132,20	15,35	626,61	2,2668	0,3585	0,1668	2,10	283,44
20	120,62	15,35	445,41	1,8154	0,3585	0,08349	8,12	717,67

Fonte: Do autor (2023).

Tabela B.2 – Resultados obtidos através da simulação do ciclo GWC-P.

Parâmetro	Valor
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do absorvedor (kW)	2.566,85
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	2.792,61
Calor rejeitado através do retificador (kW)	1.486,85
Carga térmica de refrigeração (kW)	50,46
Potência líquida (kW)	337,95
Eficiência térmica (%)	11,81
Fator de utilização de energia (%)	13,57
Eficiência de segunda lei (%)	26,76

Fonte: Do autor (2023).

## B.2 Ciclo Goswami Otimizado para Geração de Efeito de Refrigeração (GWC-R)

Tabela B.3 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Goswami (GWC-R).

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	$x$ [kg NH <sub>3</sub> /kg sol.]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{\psi}$ [kW]
1	30,00	5,07	-98,16	0,2938	0,5722	0	9,65	430,54
2	30,40	32,90	-94,04	0,2958	0,5722	Subresfriado	9,65	464,39
3	102,63	32,90	246,27	1,2996	0,5722	Subresfriado	8,55	762,38
4	123,20	32,90	560,24	2,1075	0,5722	0,1933	9,65	1.565,25
5	87,53	32,90	1.356,78	4,0734	0,9952	1	1,64	761,06
6	5,93	5,07	1.163,51	4,1954	0,9952	0,9122	1,64	383,81
7	15,00	5,07	1.277,20	4,5974	0,9952	0,9836	1,64	373,66
8	122,08	32,90	329,34	1,5315	0,4854	0,001911	8,00	674,93
9	45,40	32,90	-34,20	0,5119	0,4854	Subresfriado	8,00	198,42
10	43,20	5,07	-34,20	0,5119	0,4854	Subresfriado	8,00	198,42
11	345,00	1,01	-990,00	7,4464	-	-	16,70	1.830,31
12	186,00	1,01	-1.161,40	7,1261	-	-	16,70	563,05
13	25,00	1,01	104,84	0,3669	0	Subresfriado	66,25	0,00
14	35,00	1,01	146,67	0,5049	0	Subresfriado	66,25	45,46
15	25,00	1,01	104,84	0,3669	0	Subresfriado	3,17	0,00
16	10,93	1,01	45,97	0,1647	0	Subresfriado	3,17	4,55
17	30,40	32,90	-94,04	0,2958	0,5722	Subresfriado	8,55	464,39
18	30,40	32,90	-94,04	0,2958	0,5722	Subresfriado	1,10	464,39
19	113,20	32,90	398,04	1,6951	0,5722	0,09228	1,10	134,89
20	106,05	32,90	263,52	1,3453	0,5722	Subresfriado	9,65	895,13

Fonte: Do autor (2023).

Tabela B.4 – Resultados obtidos através da simulação do ciclo GWC-R.

Parâmetro	Valor
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do absorvedor (kW)	2.771,33
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	2.909,69
Calor rejeitado através do retificador (kW)	539,61
Carga térmica de refrigeração (kW)	186,77
Potência líquida (kW)	269,36
Eficiência térmica (%)	9,41
Fator de utilização de energia (%)	15,94
Eficiência de segunda lei (%)	21,61

Fonte: Do autor (2023).

### B.3 Ciclo Kalina

Tabela B.5 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Kalina (KC).

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	$x$ [kg NH <sub>3</sub> /kg sol.]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{\psi}$ [kW]
1	30,00	1,32	-74,39	0,3497	0,3335	0	9,88	1,37
2	30,13	15,00	-72,57	0,3506	0,3335	Subresfriado	9,88	16,76
3	105,13	15,00	258,62	1,3250	0,3335	Subresfriado	9,88	417,60
4	130,00	15,00	548,42	2,0590	0,3335	0,1161	9,88	1.119,34
5	130,00	15,00	1.700,94	5,2520	0,856	1	1,15	489,48
6	52,40	1,32	1.373,86	5,4300	0,856	0,9093	1,15	53,33
7	130,00	15,00	396,99	1,6390	0,2649	Subresfriado	8,73	597,30
8	45,13	15,00	22,28	0,5976	0,2649	Subresfriado	8,73	37,76
9	43,63	1,32	22,28	0,6024	0,2649	0,004284	8,73	25,39
10	345,00	1,01	-990,00	7,4460	-	-	16,70	1.830,31
11	186,00	1,01	-1.161,40	7,1260	-	-	16,70	563,05
12	25,00	1,01	104,84	0,3669	0	Subresfriado	59,89	0,00
13	35,00	1,01	146,67	0,5049	0	Subresfriado	59,89	41,10

Fonte: Do autor (2023).

Tabela B.6 – Resultados obtidos através da simulação do ciclo KC.

Parâmetro	Valor
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do absorvedor (kW)	2.505,22
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	3.271,20
Potência líquida (kW)	348,68
Eficiência térmica (%)	12,18
Eficiência de segunda lei (%)	27,51

Fonte: Do autor (2023).

#### B.4 Ciclo Rankine Orgânico (ORC - R245fa)

Tabela B.7 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Rankine orgânico (ORC - R245fa).

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{\psi}$ [kW]
1	30,00	1,77	239,10	1,1355	0	12,14	6,75
2	30,97	23,03	240,99	1,1364	Subresfriado	12,14	8,36
3	39,09	23,03	251,84	1,1716	Subresfriado	12,14	8,71
4	129,17	23,03	487,65	1,8003	1	12,14	57,08
5	52,18	1,77	447,94	1,8221	Superaquecido	12,14	10,88
6	40,97	1,77	437,08	1,7881	Superaquecido	12,14	10,14
7	345,00	1,01	-990,00	7,4464	-	16,70	1.830,31
8	186,00	1,01	-1.161,40	7,1261	-	16,70	563,05
9	25,00	1,01	104,84	0,3669	Subresfriado	57,45	0,00
10	35,00	1,01	146,67	0,5049	Subresfriado	57,45	0,69

Fonte: Do autor (2023).

Tabela B.8 – Resultados obtidos através da simulação do ciclo ORC - R245fa.

Parâmetro	Valor
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do condensador (kW)	2.403,19
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	131,76
Potência líquida (kW)	448,33
Eficiência térmica (%)	15,66
Eficiência de segunda lei (%)	35,38

Fonte: Do autor (2023).



### B.5 Ciclo Rankine Orgânico (ORC - R1233zd(E))

Tabela B.9 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Rankine orgânico (ORC - R1233zd(E)).

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{\psi}$ [kW]
1	30,00	1,55	237,12	1,1286	0	12,05	4,54
2	30,88	19,26	238,78	1,1294	Subresfriado	12,05	5,96
3	37,82	19,26	247,43	1,1576	Subresfriado	12,05	6,23
4	130,51	19,26	484,89	1,7866	1	12,05	56,12
5	50,98	1,55	444,02	1,8092	Superaquecido	12,05	8,53
6	40,88	1,55	435,37	1,7821	Superaquecido	12,05	7,97
7	345,00	1,01	-990,00	7,4464	-	16,70	1.830,31
8	186,00	1,01	-1.161,40	7,1261	-	16,70	563,05
9	25,00	1,01	104,84	0,3669	Subresfriado	57,13	0,00
10	35,00	1,01	146,67	0,5049	Subresfriado	57,13	0,69

Fonte: Do autor (2023).

Tabela B.10 – Resultados obtidos através da simulação do ciclo ORC - R1233zd(E).

Parâmetro	Valor
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do condensador (kW)	2.389,77
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	104,30
Potência líquida (kW)	461,68
Eficiência térmica (%)	16,13
Eficiência de segunda lei (%)	36,43

Fonte: Do autor (2023).

## B.6 Ciclo Rankine Orgânico (ORC - R1224yd(Z))

Tabela B.11 – Propriedades termodinâmicas obtidas para o ciclo Rankine orgânico (ORC - R1224yd(Z)).

Pontos	$T$ [°C]	$P$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg·K]	Título	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{\psi}$ [kW]
1	30,00	1,77	233,52	1,1161	0	14,10	6,13
2	30,97	20,34	235,14	1,1169	Subresfriado	14,10	7,51
3	39,93	20,34	245,47	1,1503	Subresfriado	14,10	7,86
4	127,93	20,34	448,50	1,6915	1	14,10	49,55
5	53,41	1,77	414,34	1,7102	Superaquecido	14,10	9,81
6	40,97	1,77	404,01	1,6779	Superaquecido	14,10	9,10
7	345,00	1,01	-990,00	7,4464	-	16,70	1.830,31
8	186,00	1,01	-1.161,40	7,1261	-	16,70	563,05
9	25,00	1,01	104,92	0,3672	Subresfriado	57,50	0,00
10	35,00	1,01	146,72	0,5051	Subresfriado	57,50	0,69

Fonte: Do autor (2023).

Tabela B.12 – Resultados obtidos através da simulação do ciclo ORC - R1224yd(Z).

Parâmetro	Valor
Calor admitido através do evaporador (kW)	2.862,36
Calor rejeitado através do condensador (kW)	2.403,51
Calor trocado através do recuperador de calor (kW)	145,65
Potência líquida (kW)	448,02
Eficiência térmica (%)	15,65
Eficiência de segunda lei (%)	35,35

Fonte: Do autor (2023).

## APÊNDICE C MODELAGEM COMPUTACIONAL

Nesta seção são apresentados os códigos elaborados para modelagem computacional dos ciclos abordados neste estudo no software EES.

### C.1 Ciclo Goswami

\$UnitSystem SI C bar kJ mass deg

"! Goswami Cycle "

{ Functions and Procedures }

Function psi\_NH3H2O(T\_0; P\_0; h; s; x)

{! PSI - This function returns the specific exergy of the fluid in kJ/kg as a function of T [°C] and P [kPa]}

```

T0 := T_0
TK = converttemp(C;K;T0)
P0 := P_0
h0 := enthalpy(NH3H2O;T=T0;P=P0;x=x)
s0 := entropy(NH3H2O;T=T0;P=P0;x=x)
psi_NH3H2O := (h - h0) - TK * (s - s0)

```

End

Function psi\_water(T\_0; P\_0; h; s)

{! PSI - This function returns the specific exergy of the fluid in kJ/kg as a function of T [°C] and P [kPa]}

```

T0 := T_0
TK = converttemp(C;K;T0)
P0 := P_0
h0 := enthalpy(Steam;T=T0;P=P0)
s0 := entropy(Steam;T=T0;P=P0)
psi_water := (h - h0) - TK * (s - s0)

```

End

PROCEDURE props\_exhaustgas(T; P; n\_CO2; n\_H2O; n\_N2; n\_O2; n\_Ar; n\_SO2; h; s) "!" Mass Fraction of Exhaust Gas "

{ Mass of Exhaust Gas Components }

```

m_CO2 := n_CO2 * molarmass(CO2)
m_H2O := n_H2O * molarmass(H2O)
m_N2 := n_N2 * molarmass(N2)
m_O2 := n_O2 * molarmass(O2)
m_Ar := n_Ar * molarmass(Ar)
m_SO2 := n_SO2 * molarmass(SO2)

```

m\_mix := m\_CO2 + m\_H2O + m\_N2 + m\_O2 + m\_Ar + m\_SO2 "!" Apparent Exhaust Gas Mass "

{ Mass Fraction of Exhaust Gas Components }

```

x_CO2 := m_CO2 / m_mix
x_H2O := m_H2O / m_mix
x_N2 := m_N2 / m_mix
x_O2 := m_O2 / m_mix
x_Ar := m_Ar / m_mix
x_SO2 := m_SO2 / m_mix

```

{ Properties of Exhaust Gases }

```

T_eg := T
P_eg := P

```

```

h := x_CO2 * enthalpy(CO2;T=T_eg) + x_H2O * enthalpy(H2O;T=T_eg) + x_N2 *
enthalpy(N2;T=T_eg) + x_O2 * enthalpy(O2;T=T_eg) + x_Ar * enthalpy(Ar;T=T_eg) + x_SO2 *
enthalpy(SO2;T=T_eg)
s := x_CO2 * entropy(CO2;T=T_eg;P=P_eg) + x_H2O * entropy(H2O;T=T_eg;P=P_eg) + x_N2 *
entropy(N2;T=T_eg;P=P_eg) + x_O2 * entropy(O2;T=T_eg;P=P_eg) + x_Ar *
entropy(Ar;T=T_eg;P=P_eg) + x_SO2 * entropy(SO2;T=T_eg;P=P_eg)
End

```

```

PROCEDURE factorbeta_fuel(n_C; n_H; n_O; n_S: beta)

```

```

  "!" Factor Beta "

```

```

  { Mass of Fuel Components }

```

```

  m_C := n_C * molarmass(C)

```

```

  m_H := n_H * molarmass(H)

```

```

  m_O := n_O * molarmass(O)

```

```

  m_S := n_S * molarmass(S)

```

```

  m_fuel_mix = m_C + m_H + m_O + m_S

```

```

  "!" Apparent Fuel Mass "

```

```

  { Mass Fraction of Fuel Components }

```

```

  x_C := m_C / m_fuel_mix

```

```

  x_H := m_H / m_fuel_mix

```

```

  x_O := m_O / m_fuel_mix

```

```

  x_S := m_S / m_fuel_mix

```

```

  { Factor Beta - Kotas (1985) }

```

```

  beta := 1,0401 + 0,1728 * (x_H / x_C) + 0,0432 * (x_O / x_C) + 0,2169 * (x_S / x_C) * (1 - 2,0628 *
(x_H / x_C))

```

```

End

```

```

{ Device Efficiencies }

```

```

eta_isent_ST = 0,85

```

```

"!" Isentropic efficiency of the turbine "

```

```

eta_isent_P = 0,85

```

```

"!" Isentropic efficiency of the pump "

```

```

eta_G = 0,98

```

```

"!" Electrical efficiency of the generator "

```

```

eta_P = 0,95

```

```

"!" Mechanical efficiency of the pump "

```

```

{ Fuel Properties }

```

```

m_fuel = 0,5 [kg/s]

```

```

LHV = 40785 [kJ/kg]

```

```

"!" Lower Heating Value "

```

```

Q_fuel = m_fuel * LHV

```

```

{ Molar Composition of the Fuel }

```

```

n_C = 40,35 / 100

```

```

n_H = 59,22 / 100

```

```

n_O = 0,26 / 100

```

```

n_S = 0,17 / 100

```

```

{ Molar Composition of Exhaust Gases }

```

```

n_CO2 = 6,36 / 100

```

```

n_H2O = 5,58 / 100

```

```

n_N2 = 75,53 / 100

```

```

n_O2 = 11,60 / 100

```

```

n_Ar = 0,90 / 100

```

```

n_SO2 = 0,03 / 100

```

```

{ Reference State }

```

$P_0 = 1,01325 \text{ [bar]}$   
 $T_0 = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$   
 $T_{0K} = \text{converttemp(C;K;T}_0)$

"!" Reference pressure "  
 "!" Reference temperature [°C]"  
 "!" Reference temperature [K]"

{ Mass and Energy Balances in Devices }

{! Pump }

$m[1] = m[2]$   
 $\eta_{\text{isent\_P}} = (h_{2s} - h[1]) / (h[2] - h[1])$   
 $W_P + m[1] * h[1] = m[2] * h[2]$

{! Mixer 1 }

$m[2] = m[18] + m[17]$

{! Recovery Heat Exchanger }

$m[17] = m[3]$   
 $m[8] = m[9]$   
 $m[17] * h[17] + m[8] * h[8] = m[3] * h[3] + m[9] * h[9]$

$Q_{\text{RHE}} = m[8] * (h[8] - h[9])$

{! Mixer 2 }

$m[20] = m[2]$   
 $m[3] * h[3] + m[19] * h[19] = m[20] * h[20]$

{! Boiler }

$m[4] = m[20]$   
 $m[11] = m[12]$   
 $Q_{\text{boiler}} = m[11] * (h[11] - h[12])$   
 $Q_{\text{boiler}} + m[20] * h[20] = m[4] * h[4]$

{! Separator + Rectifier }

{ Separator 1 }

$m[4] + m[24] = m[22] + m[8]$   
 $m[4] * h[4] + m[24] * h[24] = m[22] * h[22] + m[8] * h[8]$

{ Rectifier }

$m[19] = m[18]$   
 $m[23] = m[22]$   
 $m[18] * (h[19] - h[18]) = m[22] * (h[22] - h[23])$   
 $Q_{\text{rect}} = m[22] * (h[22] - h[23])$

{ Separator 2 }

$m[22] = m[4] * q[4]$   
 $m[5] = q[23] * m[23]$   
 $m[23] = m[24] + m[5]$

{! Expansion Valve }

$m[9] = m[10]$

$$h[9] = h[10]$$

{! Steam Turbine }

$$\begin{aligned} m[5] &= m[6] \\ W_{ST} &= m[5] * (h[5] - h[6]) \\ \eta_{isent\_ST} &= (h[5] - h[6]) / (h[5] - h_{6s}) \end{aligned}$$

{! Refrigeration Heat Exchanger }

$$\begin{aligned} m[6] &= m[7] \\ m[15] &= m[16] \\ Q_{cool} &= m[15] * (h[15] - h[16]) \\ Q_{cool} + m[6] * h[6] &= m[7] * h[7] \\ Q_{cool\_TR} &= Q_{cool} / 3,517 \end{aligned}$$

{! Absorber }

$$\begin{aligned} m[13] &= m[14] \\ Q_{abs} &= m[13] * (h[14] - h[13]) \\ m[7] * x[7] + m[10] * x[10] &= m[1] * x[1] \\ m[7] * h[7] + m[10] * h[10] &= m[1] * h[1] + Q_{abs} \end{aligned}$$

{! Electric Generator }

$$\begin{aligned} \eta_G &= W_{elet\_ST} / W_{ST} \\ \eta_P &= W_P / W_{elet\_P} \end{aligned}$$

{! Net Power }

$$W_{net} = W_{elet\_ST} - W_{elet\_P}$$

{ Verification of Energy Conservation }

$$\begin{aligned} E1 &= W_{ST} + Q_{abs} \\ E2 &= Q_{boiler} + W_P + Q_{cool} \\ \Delta E &= E2 - E1 \end{aligned}$$

{ First Law Efficiency of the Cycle }

$$\begin{aligned} \eta_{ll\_cycle} &= W_{net} / Q_{boiler} \\ UF &= (W_{net} + Q_{cool}) / Q_{boiler} \end{aligned}$$

{ Available energy in exhaust gases }

$$Q_{available} = m[11] * (h[11] - h_0)$$

{ Second Law Efficiency of the Cycle }

$$\begin{aligned} \eta_{lll\_cycle} &= (W_{net} + \psi_{Q\_RHE}) / \psi_{eg} \\ \psi_{Q\_RHE} &= \psi[16] - \psi[15] \\ \psi_{eg} &= \psi[11] - \psi[12] \\ \psi_{CR} &= \psi[20] - \psi[4] \end{aligned}$$

{ Overall Energy Efficiency }

$$\begin{aligned} W_{motor} &= 8730 \text{ [kW]} \\ \eta_{ll\_global} &= (W_{net} + W_{motor}) / Q_{fuel} \end{aligned}$$

{ Overall Exergy Efficiency }

$$\eta_{ll\_global} = (W_{net} + W_{motor}) / \psi_{fuel}$$

{ Properties of Exhaust Gases at Reference State }

CALL props\_exhaustgas(T\_0; P\_0; n\_CO2; n\_H2O; n\_N2; n\_O2; n\_Ar; n\_SO2: h\_0; s\_0)

{ Exergy of the Fuel }

CALL factorbeta\_fuel(n\_C; n\_H; n\_O; n\_S: beta)  
 $\psi_{fuel} = m_{fuel} * \beta * LHV$

{ Thermodynamic Properties }

{! Point 1 }

T[1] = 30 [°C]  
P[1] = pressure(NH3H2O;q=q[1];T=T[1];x=x[1])  
x[1] = 0,3585  
h[1] = enthalpy(NH3H2O;P=P[1];T=T[1];x=x[1])  
s[1] = entropy(NH3H2O;P=P[1];T=T[1];x=x[1])  
q[1] = 0  
 $\psi[1] = m[1] * \psi_{NH3H2O}(T_0;P_0;h[1];s[1];x[1])$

"! Ammonia concentration in the mixture "

{! Point 2 }

T[2] = temperature(NH3H2O;h=h[2];P=P[2];x=x[2])  
P[2] = 15,35 [bar]  
x[2] = x[1]  
h\_2s = enthalpy(NH3H2O;s=s[1];P=P[2];x=x[2])  
s[2] = entropy(NH3H2O;h=h[2];P=P[2];x=x[2])  
q[2] = quality(NH3H2O;h=h[2];P=P[2];x=x[2])  
 $\psi[2] = m[2] * \psi_{NH3H2O}(T_0;P_0;h[2];s[2];x[2])$

{! Point 3 }

T[3] = temperature(NH3H2O;h=h[3];P=P[3];x=x[3])  
P[3] = P[2]  
x[3] = x[1]  
s[3] = entropy(NH3H2O;h=h[3];P=P[3];x=x[3])  
q[3] = quality(NH3H2O;h=h[3];P=P[3];x=x[3])  
 $\psi[3] = m[3] * \psi_{NH3H2O}(T_0;P_0;h[3];s[3];x[3])$

{! Point 4 }

T[4] = 142,2 [°C]  
P[4] = P[2]  
x[4] = x[1]  
h[4] = enthalpy(NH3H2O;T=T[4];x=x[4];P=P[4])  
s[4] = entropy(NH3H2O;T=T[4];x=x[4];P=P[4])  
q[4] = quality(NH3H2O;T=T[4];x=x[4];P=P[4])  
 $\psi[4] = m[4] * \psi_{NH3H2O}(T_0;P_0;h[4];s[4];x[4])$

{! Point 5 }

T[5] = 95,76 [°C]  
P[5] = P[2]  
x[5] = massfraction(NH3H2O;T=T[5];P=P[5];q=q[5])  
h[5] = enthalpy(NH3H2O;T=T[5];P=P[5];q=q[5])  
s[5] = entropy(NH3H2O;T=T[5];P=P[5];q=q[5])  
q[5] = 1

"! Temperature of the rich mixture "

"! Pressure of the rich mixture "

"! Ammonia concentration in the rich mixture "

$$\text{psi}[5] = m[5] * \text{psi\_NH3H2O}(T\_0;P\_0;h[5];s[5];x[5])$$

{! Point 6 }

$$\begin{aligned} T[6] &= \text{temperature}(\text{NH3H2O};h=h[6];P=P[6];x=x[6]) \\ P[6] &= P[1] \\ x[6] &= x[5] \\ h\_6s &= \text{enthalpy}(\text{NH3H2O};s=s[5];P=P[6];x=x[6]) \\ s[6] &= \text{entropy}(\text{NH3H2O};h=h[6];P=P[6];x=x[6]) \\ q[6] &= \text{quality}(\text{NH3H2O};h=h[6];P=P[6];x=x[6]) \\ \text{psi}[6] &= m[6] * \text{psi\_NH3H2O}(T\_0;P\_0;h[6];s[6];x[6]) \end{aligned}$$

{! Point 7 }

$$\begin{aligned} T[7] &= T[15] - 10 \\ P[7] &= P[1] \\ x[7] &= x[5] \\ h[7] &= \text{enthalpy}(\text{NH3H2O};T=T[7];P=P[7];x=x[7]) \\ s[7] &= \text{entropy}(\text{NH3H2O};T=T[7];P=P[7];x=x[7]) \\ q[7] &= \text{quality}(\text{NH3H2O};T=T[7];P=P[7];x=x[7]) \\ \text{psi}[7] &= m[7] * \text{psi\_NH3H2O}(T\_0;P\_0;h[7];s[7];x[7]) \end{aligned}$$

"! Pinch Point "

{! Point 8 }

$$\begin{aligned} P[8] &= P[4] \\ h[8] &= \text{enthalpy}(\text{NH3H2O};P=P[8];T=T[8];x=x[8]) \\ s[8] &= \text{entropy}(\text{NH3H2O};P=P[8];T=T[8];x=x[8]) \\ q[8] &= \text{quality}(\text{NH3H2O};P=P[8];T=T[8];x=x[8]) \\ \text{psi}[8] &= m[8] * \text{psi\_NH3H2O}(T\_0;P\_0;h[8];s[8];x[8]) \end{aligned}$$

{! Point 9 }

$$\begin{aligned} T[9] &= T[17] + 15 \\ P[9] &= P[2] \\ x[9] &= x[8] \\ h[9] &= \text{enthalpy}(\text{NH3H2O};T=T[9];P=P[9];x=x[9]) \\ s[9] &= \text{entropy}(\text{NH3H2O};T=T[9];P=P[9];x=x[9]) \\ q[9] &= \text{quality}(\text{NH3H2O};T=T[9];P=P[9];x=x[9]) \\ \text{psi}[9] &= m[9] * \text{psi\_NH3H2O}(T\_0;P\_0;h[9];s[9];x[9]) \end{aligned}$$

"! Pinch Point "

"! Poor mixture pressure "

{! Point 10 }

$$\begin{aligned} T[10] &= \text{temperature}(\text{NH3H2O};h=h[10];P=P[10];x=x[10]) \\ P[10] &= P[1] \\ x[10] &= x[8] \\ s[10] &= \text{entropy}(\text{NH3H2O};h=h[10];P=P[9];x=x[10]) \\ q[10] &= \text{quality}(\text{NH3H2O};h=h[10];P=P[9];x=x[10]) \\ \text{psi}[10] &= m[10] * \text{psi\_NH3H2O}(T\_0;P\_0;h[10];s[10];x[10]) \end{aligned}$$

{! Point 11 }

$$\begin{aligned} T[11] &= 345 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ P[11] &= 1,01325 \text{ [bar]} \\ \text{CALL props\_exhaustgas}(T[11]; P[11]; n\_CO2; n\_H2O; n\_N2; n\_O2; n\_Ar; n\_SO2; h[11]; s[11]) \\ \text{psi}[11] &= m[11] * ((h[11] - h\_0) - T\_0K * (s[11] - s\_0)) \\ m[11] &= 16,7 \text{ [kg/s]} \end{aligned}$$

"! Temperature of Exhaust Gases "

"! Pressure of Exhaust Gases "

{! Point 12 }

$$\begin{aligned} T[12] &= 186 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ P[12] &= P[11] \end{aligned}$$



CALL props\_exhaustgas(T[12]; P[12]; n\_CO2; n\_H2O; n\_N2; n\_O2; n\_Ar; n\_SO2: h[12]; s[12])  
 $\text{psi}[12] = m[12] * ((h[12] - h_0) - T_0K * (s[12] - s_0))$

{! Point 13 }

T[13] = T\_0  
P[13] = P\_0  
x[13] = 0  
h[13] = enthalpy(Steam;T=T[13];P=P[13])  
s[13] = entropy(Steam;T=T[13];P=P[13])  
q[13] = quality(Steam;T=T[13];P=P[13])  
 $\text{psi}[13] = m[13] * \text{psi\_water}(T_0;P_0;h[13];s[13])$

{! Point 14 }

T[14] = T\_0 + 10  
P[14] = P\_0  
x[14] = x[13]  
h[14] = enthalpy(Steam;T=T[14];P=P[14])  
s[14] = entropy(Steam;T=T[14];P=P[14])  
q[14] = quality(Steam;T=T[14];P=P[14])  
 $\text{psi}[14] = m[14] * \text{psi\_water}(T_0;P_0;h[14];s[14])$

"! Pinch Point "

{! Point 15 }

T[15] = T\_0  
P[15] = P\_0  
x[15] = 0  
h[15] = enthalpy(Steam;T=T[15];P=P[15])  
s[15] = entropy(Steam;T=T[15];P=P[15])  
q[15] = quality(Steam;T=T[15];P=P[15])  
 $\text{psi}[15] = m[15] * \text{psi\_water}(T_0;P_0;h[15];s[15])$

{! Point 16 }

T[16] = T[6] + 5  
P[16] = P\_0  
x[16] = x[15]  
h[16] = enthalpy(Steam;T=T[16];P=P[16])  
s[16] = entropy(Steam;T=T[16];P=P[16])  
q[16] = quality(Steam;T=T[16];P=P[16])  
 $\text{psi}[16] = m[16] * \text{psi\_water}(T_0;P_0;h[16];s[16])$

"! Pinch Point "

{! Point 17 }

T[17] = T[2]  
P[17] = P[2]  
x[17] = x[2]  
h[17] = h[2]  
s[17] = s[2]  
q[17] = q[2]  
 $\text{psi}[17] = \text{psi}[2]$

{! Point 18 }

T[18] = T[2]  
P[18] = P[2]  
x[18] = x[2]  
h[18] = h[2]  
s[18] = s[2]

$$q[18] = q[2]$$

$$\text{psi}[18] = \text{psi}[2]$$

{! Point 19 }

$$T[19] = T[4] - 10 \quad \text{"! Pinch Point "}$$

$$P[19] = P[4]$$

$$x[19] = x[1]$$

$$h[19] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[19]; P=P[19]; x=x[19])$$

$$s[19] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[19]; P=P[19]; x=x[19])$$

$$q[19] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[19]; P=P[19]; x=x[19])$$

$$\text{psi}[19] = m[19] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[19]; s[19]; x[19])$$

{! Point 20 }

$$T[20] = \text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[20]; P=P[20]; x=x[20])$$

$$P[20] = P[4]$$

$$x[20] = x[1]$$

$$s[20] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[20]; P=P[20]; x=x[20])$$

$$q[20] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[20]; P=P[20]; x=x[20])$$

$$\text{psi}[20] = m[20] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[20]; s[20]; x[20])$$

{! Point 22 }

$$T[22] = T[4]$$

$$P[22] = P[4]$$

$$x[22] = \text{massfraction}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[22]; P=P[22]; q=q[22])$$

$$h[22] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[22]; P=P[22]; q=q[22])$$

$$s[22] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[22]; P=P[22]; q=q[22])$$

$$q[22] = 1$$

$$\text{psi}[22] = m[22] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[22]; s[22]; x[22])$$

{! Point 23 }

$$T[23] = T[5]$$

$$P[23] = P[22]$$

$$x[23] = x[22]$$

$$h[23] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[23]; P=P[23]; x=x[23])$$

$$s[23] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[23]; P=P[23]; x=x[23])$$

$$q[23] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[23]; P=P[23]; x=x[23])$$

$$\text{psi}[23] = m[23] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[23]; s[23]; x[23])$$

{! Point 24 }

$$T[24] = T[5]$$

$$P[24] = P[22]$$

$$x[24] = \text{massfraction}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[24]; P=P[24]; q=q[24])$$

$$h[24] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[24]; P=P[24]; q=q[24])$$

$$s[24] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[24]; P=P[24]; q=q[24])$$

$$q[24] = 0$$

$$\text{psi}[24] = m[24] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[24]; s[24]; x[24])$$

{! Economic Analysis }

"! Heat Exchange Area "

" Overall Heat Transfer Coefficients "

$$U_{\text{boiler}} = 0,04$$

Boiler [kW/m<sup>2</sup>.°C] "

"! Overall Heat Transfer Coefficient of the

$U_{RHE} = 0,99$  "Overall Heat Transfer Coefficient of the Recovery Heat Exchanger [kW/m<sup>2</sup>.°C] "  
 $U_{RefHE} = 1,34$  "Overall Heat Transfer Coefficient of the Refrigeration Heat Exchanger [kW/m<sup>2</sup>.°C] "  
 $U_{abs} = 0,91$  "Overall Heat Transfer Coefficient of the Absorber [kW/m<sup>2</sup>.°C] "  
 $U_{ret} = 1,00$  "Overall Heat Transfer Coefficient of the Rectifier [kW/m<sup>2</sup>.°C] "

{ Boiler }

$DELTA_{ML\_boiler} = ((T[11] - T[4]) - (T[12] - T[20])) / \ln((T[11] - T[4]) / (T[12] - T[20]))$   
 "Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "  
 $A_{boiler} = Q_{boiler} / (U_{boiler} * DELTA_{ML\_boiler})$  "Boiler Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{ Recovery Heat Exchanger }

$DELTA_{ML\_RHE} = ((T[8] - T[3]) - (T[9] - T[17])) / \ln((T[8] - T[3]) / (T[9] - T[17]))$   
 "Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "  
 $A_{RHE} = Q_{RHE} / (U_{RHE} * DELTA_{ML\_RHE})$  "Recovery Heat Exchanger Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{ Refrigeration Heat Exchanger }

$DELTA_{ML\_RefHE} = ((T[15] - T[7]) - (T[16] - T[6])) / \ln((T[15] - T[7]) / (T[16] - T[6]))$   
 "Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "  
 $A_{RefHE} = Q_{cool} / (U_{RefHE} * DELTA_{ML\_RefHE})$  "Refrigeration Heat Exchanger Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{! Mixer }

$m[26] = m[1]$   
 $m[10] * h[10] + m[7] * h[7] = m[26] * h[26]$   
 $T[26] = \text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[1]; h=h[26]; x=x[1])$

{ Absorber }

$DELTA_{ML\_abs} = ((T[26] - T[14]) - (T[1] - T[13])) / \ln((T[26] - T[14]) / (T[1] - T[13]))$   
 "Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "  
 $A_{abs} = Q_{abs} / (U_{abs} * DELTA_{ML\_abs})$  "Absorber Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{ Rectifier }

$DELTA_{ML\_rect} = ((T[22] - T[19]) - (T[23] - T[18])) / \ln((T[22] - T[19]) / (T[23] - T[18]))$   
 "Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "  
 $A_{rect} = Q_{rect} / (U_{ret} * DELTA_{ML\_rect})$  "Rectifier Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{ Base Cost }

"! Equipment K Coefficients "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber / Rectifier) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (10 - 1.000) m<sup>2</sup> "

$K1_{HE1} = 4,3247$   
 $K2_{HE1} = -0,3030$   
 $K3_{HE1} = 0,1634$

$\log_{10}(CB_{boiler}) = K1_{HE1} + K2_{HE1} * \log_{10}(A_{boiler}) + K3_{HE1} * ((\log_{10}(A_{boiler}))^2)$

$$\log_{10}(\text{CB\_RHE}) = K1\_HE1 + K2\_HE1 * \log_{10}(\text{A\_RHE}) + K3\_HE1 * ((\log_{10}(\text{A\_RHE})) ^ 2)$$

$$\log_{10}(\text{CB\_abs}) = K1\_HE1 + K2\_HE1 * \log_{10}(\text{A\_abs}) + K3\_HE1 * ((\log_{10}(\text{A\_abs})) ^ 2)$$

$$\log_{10}(\text{CB\_rect}) = K1\_HE1 + K2\_HE1 * \log_{10}(\text{A\_rect}) + K3\_HE1 * ((\log_{10}(\text{A\_rect})) ^ 2)$$

{ Heat Exchangers (Refrigeration Heat Exchanger) }

"! Double Pipe Heat Exchangers (1 - 10) m<sup>2</sup> "

$$K1\_HE2 = 3,3444$$

$$K2\_HE2 = 0,2745$$

$$K3\_HE2 = -0,0472$$

$$\log_{10}(\text{CB\_RefHE}) = K1\_HE2 + K2\_HE2 * \log_{10}(\text{A\_RefHE}) + K3\_HE2 * ((\log_{10}(\text{A\_RefHE})) ^ 2)$$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (1 - 300) kW "

$$K1\_P = 3,3892$$

$$K2\_P = 0,0536$$

$$K3\_P = 0,1538$$

$$\log_{10}(\text{CB\_P}) = K1\_P + K2\_P * \log_{10}(\text{W\_elet\_P}) + K3\_P * ((\log_{10}(\text{W\_elet\_P})) ^ 2)$$

{ Steam Turbine }

"! Axial Turbine (100 - 4000) kW "

$$K1\_ST = 2,7051$$

$$K2\_ST = 1,4398$$

$$K3\_ST = -0,1776$$

$$\log_{10}(\text{CB\_ST}) = K1\_ST + K2\_ST * \log_{10}(\text{W\_elet\_ST}) + K3\_ST * ((\log_{10}(\text{W\_elet\_ST})) ^ 2)$$

{ Equipment Module Cost }

"! Coefficients B and FM Factor of the Equipment "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber / Rectifier) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (Carbon Steel) "

$$\text{FM\_HE1} = 1,00$$

$$\text{B1\_HE1} = 1,63$$

$$\text{B2\_HE1} = 1,66$$

$$\text{C\_MOD\_boiler} = \text{CB\_boiler} * (\text{B1\_HE1} + \text{B2\_HE1} * \text{FM\_HE1} * \text{FP\_boiler})$$

$$\text{C\_MOD\_RHE} = \text{CB\_RHE} * (\text{B1\_HE1} + \text{B2\_HE1} * \text{FM\_HE1} * \text{FP\_RHE})$$

$$\text{C\_MOD\_abs} = \text{CB\_abs} * (\text{B1\_HE1} + \text{B2\_HE1} * \text{FM\_HE1} * \text{FP\_abs})$$

$$\text{C\_MOD\_rect} = \text{CB\_rect} * (\text{B1\_HE1} + \text{B2\_HE1} * \text{FM\_HE1} * \text{FP\_rect})$$

{ Heat Exchangers (Refrigeration Heat Exchanger) }

"! Double Pipe Heat Exchangers (Carbon Steel) "

FM\_HE2 = 1,00  
 B1\_HE2 = 1,74  
 B2\_HE2 = 1,55

$C\_MOD\_RefHE = CB\_RefHE * ( B1\_HE2 + B2\_HE2 * FM\_HE2 * FP\_RefHE )$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (Carbon Steel) "

FM\_P = 1,55  
 B1\_P = 1,89  
 B2\_P = 1,35

$C\_MOD\_P = CB\_P * ( B1\_P + B2\_P * FM\_P * FP\_P )$

{ Steam Turbine }

"! Axial Turbine (Carbon Steel) "

F\_MOD\_ST = 3,5

$C\_MOD\_ST = CB\_ST * F\_MOD\_ST$

"! Equipment C Coefficients "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber / Rectifier) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (P < 5) barg "

C1\_HE1 = 0  
 C2\_HE1 = 0  
 C3\_HE1 = 0

$\log_{10}(FP\_abs) = C1\_HE1 + C2\_HE1 * \log_{10}( P[1] ) + C3\_HE1 * (( \log_{10}( P[1] ) ) ^ 2 )$

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (5 < P < 140) barg "

C1\_HE2 = 0,03881  
 C2\_HE2 = -0,11272  
 C3\_HE2 = 0,08183

$\log_{10}(FP\_boiler) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$

$\log_{10}(FP\_RHE) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$

$\log_{10}(FP\_rect) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$

{ Heat Exchangers (Refrigeration Heat Exchanger) }

"! Double Pipe Heat Exchangers (P < 40) barg "

C1\_HE3 = 0  
 C2\_HE3 = 0  
 C3\_HE3 = 0

$\log_{10}(FP\_RefHE) = C1\_HE3 + C2\_HE3 * \log_{10}( P[1] ) + C3\_HE3 * (( \log_{10}( P[1] ) ) ^ 2 )$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (10 < P < 100) barg "

$$\begin{aligned} C1\_P &= -0,39350 \\ C2\_P &= 0,3957 \\ C3\_P &= -0,00226 \end{aligned}$$

$$\log_{10}(FP\_P) = C1\_P + C2\_P * \log_{10}( P[2] ) + C3\_P * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$$

{! Import Cost }

$$F\_import = 0$$

$$C\_import = F\_import * ( CB\_boiler + CB\_abs + CB\_P + CB\_ST + CB\_RHE + CB\_RefHE + CB\_rect )$$

{! Auxiliary Equipment }

$$F\_others = 0,10$$

$$C\_others = F\_others * ( C\_MOD\_P + C\_MOD\_ST + C\_MOD\_boiler + C\_MOD\_abs + C\_MOD\_RHE + C\_MOD\_RefHE + C\_MOD\_rect )$$

{ Total Cost }

$$C\_GWC = C\_MOD\_P + C\_MOD\_ST + C\_MOD\_boiler + C\_MOD\_abs + C\_MOD\_RHE + C\_MOD\_RefHE + C\_MOD\_rect + C\_import + C\_others$$

{! Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI }

$$\begin{aligned} CEPCI\_2001 &= 397 \\ CEPCI\_2022 &= 832,6 \end{aligned}$$

" Zhao et al. 2022 "

$$C\_GWC\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_GWC$$

$$C\_HE\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * ( C\_MOD\_boiler + C\_MOD\_abs + C\_MOD\_RHE + C\_MOD\_RefHE + C\_MOD\_rect )$$

$$A\_HE = A\_abs + A\_boiler + A\_RefHE + A\_rect + A\_RHE$$

$$C\_boiler\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_boiler$$

$$C\_abs\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_abs$$

$$C\_RHE\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_RHE$$

$$C\_RefHE\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_RefHE$$

$$C\_rect\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_rect$$

$$C\_ST\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_ST$$

$$C\_P\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_P$$

$$C\_others\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_others$$

$$NPI = C\_GWC\_2022 / W\_net$$

{ Levelized Cost of Energy - LCOE }

$$O\&M\_A = 3/100$$

"! Annual Operating and Maintenance Cost "

```

H_A = 8000                                "!! Annual Operating Hours "
t_year = 25                                "!! Plant Lifespan (Years) "

LCOE_2 = ( C_IA_2 + ( O&M_A * C_IA_2 )) / ( W_net * H_A )
C_IA_2 = (( 0,02 * (( 1 + 0,02 ) ^ t_year )) / ((( 1 + 0,02 ) ^ t_year ) - 1 )) * C_GWC_2022

LCOE_6 = ( C_IA_6 + ( O&M_A * C_IA_6 )) / ( W_net * H_A )
C_IA_6 = (( 0,06 * (( 1 + 0,06 ) ^ t_year )) / ((( 1 + 0,06 ) ^ t_year ) - 1 )) * C_GWC_2022

LCOE_10 = ( C_IA_10 + ( O&M_A * C_IA_10 )) / ( W_net * H_A )
C_IA_10 = (( 0,1 * (( 1 + 0,1 ) ^ t_year )) / ((( 1 + 0,1 ) ^ t_year ) - 1 )) * C_GWC_2022

LCOE_14 = ( C_IA_14 + ( O&M_A * C_IA_14 )) / ( W_net * H_A )
C_IA_14 = (( 0,14 * (( 1 + 0,14 ) ^ t_year )) / ((( 1 + 0,14 ) ^ t_year ) - 1 )) * C_GWC_2022

```

## C.2 Ciclo Kalina

\$UnitSystem SI C bar kJ mass deg

{! Kalina Cycle }

{ Functions and Procedures }

Function psi\_NH3H2O(T\_0; P\_0; h; s; x)

{! PSI - This function returns the specific exergy of the fluid in kJ/kg as a function of T [°C] and P [kPa] }

```

T0 := T_0
TK = converttemp(C;K;T0)
P0 := P_0
h0 := enthalpy(NH3H2O;T=T0;P=P0;x=x)
s0 := entropy(NH3H2O;T=T0;P=P0;x=x)
psi_NH3H2O := (h - h0) - TK * (s - s0)
End

```

Function psi\_water(T\_0; P\_0; h; s)

{! PSI - This function returns the specific exergy of the fluid in kJ/kg as a function of T [°C] and P [kPa] }

```

T0 := T_0
TK = converttemp(C;K;T0)
P0 := P_0
h0 := enthalpy(Steam;T=T0;P=P0)
s0 := entropy(Steam;T=T0;P=P0)
psi_water := (h - h0) - TK * (s - s0)
End

```

PROCEDURE props\_exhaustgas(T; P; n\_CO2; n\_H2O; n\_N2; n\_O2; n\_Ar; n\_SO2; h; s) "!! Mass Fraction of Exhaust Gas "

{ Mass of Exhaust Gas Components }

```

m_CO2 := n_CO2 * molarmass(CO2)
m_H2O := n_H2O * molarmass(H2O)
m_N2 := n_N2 * molarmass(N2)
m_O2 := n_O2 * molarmass(O2)
m_Ar := n_Ar * molarmass(Ar)
m_SO2 := n_SO2 * molarmass(SO2)

```

m\_mix := m\_CO2 + m\_H2O + m\_N2 + m\_O2 + m\_Ar + m\_SO2 "!! Apparent Exhaust Gas Mass "

{ Mass Fraction of Exhaust Gas Components }

```

x_CO2 := m_CO2 / m_mix
x_H2O := m_H2O / m_mix

```

```

x_N2 := m_N2 / m_mix
x_O2 := m_O2 / m_mix
x_Ar := m_Ar / m_mix
x_SO2 := m_SO2 / m_mix

{ Properties of Exhaust Gases }
T_eg := T
P_eg := P
h := x_CO2 * enthalpy(CO2;T=T_eg) + x_H2O * enthalpy(H2O;T=T_eg) + x_N2 *
enthalpy(N2;T=T_eg) + x_O2 * enthalpy(O2;T=T_eg) + x_Ar * enthalpy(Ar;T=T_eg) + x_SO2 *
enthalpy(SO2;T=T_eg)
s := x_CO2 * entropy(CO2;T=T_eg;P=P_eg) + x_H2O * entropy(H2O;T=T_eg;P=P_eg) + x_N2 *
entropy(N2;T=T_eg;P=P_eg) + x_O2 * entropy(O2;T=T_eg;P=P_eg) + x_Ar *
entropy(Ar;T=T_eg;P=P_eg) + x_SO2 * entropy(SO2;T=T_eg;P=P_eg)
End

PROCEDURE factorbeta_fuel(n_C; n_H; n_O; n_S: beta)
"! Factor Beta"
{ Mass of Fuel Components }
m_C := n_C * molarmass(C)
m_H := n_H * molarmass(H)
m_O := n_O * molarmass(O)
m_S := n_S * molarmass(S)

m_fuel_mix = m_C + m_H + m_O + m_S           "! Apparent Fuel Mass "

{ Mass Fraction of Fuel Components }

x_C := m_C / m_fuel_mix
x_H := m_H / m_fuel_mix
x_O := m_O / m_fuel_mix
x_S := m_S / m_fuel_mix

{ Factor Beta - Kotas (1985) }
beta := 1,0401 + 0,1728 * (x_H / x_C) + 0,0432 * (x_O / x_C) + 0,2169 * (x_S / x_C) * (1 - 2,0628 *
(x_H / x_C))
End

{ Device Efficiencies }
eta_isent_ST = 0,85           "! Isentropic efficiency of the turbine "
eta_isent_P = 0,85          "! Isentropic efficiency of the pump "
eta_G = 0,98                 "! Electrical efficiency of the generator "
eta_P = 0,95                 "! Mechanical efficiency of the pump "

{ Fuel Properties }

m_fuel = 0,5 [kg/s]
LHV = 40785 [kJ/kg]         "! Lower Heating Value "
Q_fuel = m_fuel * LHV

{ Molar Composition of the Fuel }

n_C = 40,35 / 100
n_H = 59,22 / 100
n_O = 0,26 / 100
n_S = 0,17 / 100

{ Molar Composition of Exhaust Gases }

n_CO2 = 6,36 / 100

```



$n_{\text{H}_2\text{O}} = 5,58 / 100$   
 $n_{\text{N}_2} = 75,53 / 100$   
 $n_{\text{O}_2} = 11,60 / 100$   
 $n_{\text{Ar}} = 0,90 / 100$   
 $n_{\text{SO}_2} = 0,03 / 100$

{ Reference State }

$P_0 = 1,01325 \text{ [bar]}$   
 $T_0 = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$   
 $T_{0\text{K}} = \text{converttemp(C;K;T}_0\text{)}$

"!" Reference pressure "  
 "!" Reference temperature [°C]"  
 "!" Reference temperature [K]"

{ Mass and Energy Balances in Devices }

{! Pump }

$m[1] = m[2]$   
 $\text{eta}_{\text{isent}_P} = (h_{2s} - h[1]) / (h[2] - h[1])$   
 $W_P + m[1] * h[1] = m[2] * h[2]$

{! Recovery Heat Exchanger }

$m[2] = m[3]$   
 $m[7] = m[8]$   
 $m[2] * (h[3] - h[2]) = m[7] * (h[7] - h[8])$

$Q_{\text{RHE}} = m[7] * (h[7] - h[8])$

{! Recovery Boiler }

$m[4] = m[3]$   
 $m[10] = m[11]$   
 $Q_{\text{boiler}} = m[10] * (h[10] - h[11])$   
 $Q_{\text{boiler}} = m[3] * (h[4] - h[3])$

{! Separator + Rectifier }

{ Separator 1 }

$m[4] * x[4] + m[24] * x[24] = m[22] * x[22] + m[7] * x[7]$   
 $m[4] + m[24] = m[22] + m[7]$   
 $m[4] * h[4] + m[24] * h[24] = m[22] * h[22] + m[7] * h[7]$

{ Rectifier }

$m[23] = m[22]$   
 $Q_{\text{rect}} = m[22] * (h[22] - h[23])$

{ Separator 2 }

$m[22] = m[4] * q[4]$   
 $m[5] = q[23] * m[23]$   
 $m[23] = m[24] + m[5]$

{! Expansion Valve }

$m[8] = m[9]$   
 $h[8] = h[9]$

{! Steam Turbine }

$$m[5] = m[6]$$

$$W_{ST} = m[5] * (h[5] - h[6])$$

$$\eta_{isent\_ST} = (h[5] - h[6]) / (h[5] - h_{6s})$$

{! Absorber }

$$m[12] = m[13]$$

$$Q_{abs} = m[12] * (h[13] - h[12])$$

$$m[6] * h[6] + m[9] * h[9] = m[1] * h[1] + Q_{abs}$$

{! Electric Generator }

$$\eta_G = W_{elet\_ST} / W_{ST}$$

$$\eta_P = W_P / W_{elet\_P}$$

{! Net Power }

$$W_{net} = W_{elet\_ST} - W_{elet\_P}$$

{ Verification of Energy Conservation }

$$E1 = W_{ST} + Q_{abs}$$

$$E2 = Q_{boiler} + W_P$$

$$\Delta E = E2 - E1$$

{ First Law Efficiency of the Cycle }

$$\eta_{ll\_cycle} = W_{net} / Q_{boiler}$$

{ Available energy in exhaust gases }

$$Q_{available} = m[10] * (h[10] - h_0)$$

{ Second Law Efficiency of the Cycle }

$$\eta_{ll\_cycle} = W_{net} / \psi_{eg}$$

$$\psi_{eg} = \psi[10] - \psi[11]$$

{ Overall Energy Efficiency }

$$W_{motor} = 8730 \text{ [kW]}$$

$$\eta_{ll\_global} = (W_{net} + W_{motor}) / Q_{fuel}$$

{ Overall Exergy Efficiency }

$$\eta_{ll\_global} = (W_{net} + W_{motor}) / \psi_{fuel}$$

{ Properties of Exhaust Gases at Reference State }

$$\text{CALL props\_exhaustgas}(T_0; P_0; n_{CO2}; n_{H2O}; n_{N2}; n_{O2}; n_{Ar}; n_{SO2}; h_0; s_0)$$

{ Exergy of the Fuel }

$$\text{CALL factorbeta\_fuel}(n_C; n_H; n_O; n_S; \beta)$$

$$\psi_{fuel} = m_{fuel} * \beta * \text{LHV}$$

{ Thermodynamic Properties }

{! Point 1 }

$T[1] = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$   
 $P[1] = \text{pressure}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; q=q[1]; T=T[1]; x=x[1])$   
 $x[1] = 0,3335$   
 $h[1] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[1]; T=T[1]; x=x[1])$   
 $s[1] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[1]; T=T[1]; x=x[1])$   
 $q[1] = 0$   
 $\text{psi}[1] = m[1] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[1]; s[1]; x[1])$

"! Ammonia concentration in the mixture "

{! Point 2 }

$T[2] = \text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[2]; P=P[2]; x=x[2])$   
 $P[2] = 15 \text{ [bar]}$   
 $x[2] = x[1]$   
 $h\_2s = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; s=s[1]; P=P[2]; x=x[2])$   
 $s[2] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[2]; P=P[2]; x=x[2])$   
 $q[2] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[2]; P=P[2]; x=x[2])$   
 $\text{psi}[2] = m[2] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[2]; s[2]; x[2])$

{! Point 3 }

$T[3] = \text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[3]; P=P[3]; x=x[3])$   
 $P[3] = P[2]$   
 $x[3] = x[1]$   
 $s[3] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[3]; P=P[3]; x=x[3])$   
 $q[3] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[3]; P=P[3]; x=x[3])$   
 $\text{psi}[3] = m[3] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[3]; s[3]; x[3])$

{! Point 4 }

$T[4] = 130 \text{ [}^\circ\text{C]}$   
 $P[4] = P[2]$   
 $x[4] = x[1]$   
 $h[4] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[4]; x=x[4]; P=P[4])$   
 $s[4] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[4]; x=x[4]; P=P[4])$   
 $q[4] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[4]; x=x[4]; P=P[4])$   
 $\text{psi}[4] = m[4] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[4]; s[4]; x[4])$

{! Point 5 }

$T[5] = T[4]$   
 $P[5] = P[2]$   
 $x[5] = \text{massfraction}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[5]; P=P[5]; q=q[5])$   
 $h[5] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[5]; P=P[5]; q=q[5])$   
 $s[5] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[5]; P=P[5]; q=q[5])$   
 $q[5] = 1$   
 $\text{psi}[5] = m[5] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[5]; s[5]; x[5])$

"! Temperature of the rich mixture "

"! Pressure of the rich mixture "

"! Ammonia concentration in the rich mixture "

{! Point 6 }

$T[6] = \text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[6]; P=P[6]; x=x[6])$   
 $P[6] = P[1]$   
 $x[6] = x[5]$   
 $h\_6s = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; s=s[5]; P=P[6]; x=x[6])$   
 $s[6] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[6]; P=P[6]; x=x[6])$   
 $q[6] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[6]; P=P[6]; x=x[6])$   
 $\text{psi}[6] = m[6] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[6]; s[6]; x[6])$

{! Point 7 }

$P[7] = P[4]$

$h[7] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[7]; T=T[7]; x=x[7])$   
 $s[7] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[7]; T=T[7]; x=x[7])$   
 $q[7] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[7]; T=T[7]; x=x[7])$   
 $\text{psi}[7] = m[7] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[7]; s[7]; x[7])$

{! Point 8 }

$T[8] = T[2] + 15$   
 $P[8] = P[2]$   
 $x[8] = x[7]$   
 $h[8] = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[8]; P=P[8]; x=x[8])$   
 $s[8] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[8]; P=P[8]; x=x[8])$   
 $q[8] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[8]; P=P[8]; x=x[8])$   
 $\text{psi}[8] = m[8] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[8]; s[8]; x[8])$

"! Pinch Point "  
 "! Poor mixture pressure "

{! Point 9 }

$T[9] = \text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[9]; P=P[9]; x=x[9])$   
 $P[9] = P[1]$   
 $x[9] = x[7]$   
 $s[9] = \text{entropy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[9]; P=P[9]; x=x[9])$   
 $q[9] = \text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; h=h[9]; P=P[9]; x=x[9])$   
 $\text{psi}[9] = m[9] * \text{psi\_NH}_3\text{H}_2\text{O}(T\_0; P\_0; h[9]; s[9]; x[9])$

{! Point 10 }

$T[10] = 345 \text{ [}^\circ\text{C]}$   
 $P[10] = 1,01325 \text{ [bar]}$   
 $\text{CALL props\_exhaustgas}(T[10]; P[10]; n\_CO_2; n\_H_2O; n\_N_2; n\_O_2; n\_Ar; n\_SO_2; h[10]; s[10])$   
 $\text{psi}[10] = m[10] * ((h[10] - h_0) - T\_0K * (s[10] - s_0))$   
 $m[10] = 16,7 \text{ [kg/s]}$

"! Temperature of Exhaust Gases "  
 "! Pressure of Exhaust Gases "

{! Point 11 }

$T[11] = 186 \text{ [}^\circ\text{C]}$   
 $P[11] = P[10]$   
 $\text{CALL props\_exhaustgas}(T[11]; P[11]; n\_CO_2; n\_H_2O; n\_N_2; n\_O_2; n\_Ar; n\_SO_2; h[11]; s[11])$   
 $\text{psi}[11] = m[11] * ((h[11] - h_0) - T\_0K * (s[11] - s_0))$

{! Point 12 }

$T[12] = T\_0$   
 $P[12] = P\_0$   
 $x[12] = 0$   
 $h[12] = \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T[12]; P=P[12])$   
 $s[12] = \text{entropy}(\text{Steam}; T=T[12]; P=P[12])$   
 $q[12] = \text{quality}(\text{Steam}; T=T[12]; P=P[12])$   
 $\text{psi}[12] = m[12] * \text{psi\_water}(T\_0; P\_0; h[12]; s[12])$

{! Point 13 }

$T[13] = T\_0 + 10$   
 $P[13] = P\_0$   
 $x[13] = x[12]$   
 $h[13] = \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T[13]; P=P[13])$   
 $s[13] = \text{entropy}(\text{Steam}; T=T[13]; P=P[13])$   
 $q[13] = \text{quality}(\text{Steam}; T=T[13]; P=P[13])$   
 $\text{psi}[13] = m[13] * \text{psi\_water}(T\_0; P\_0; h[13]; s[13])$

"! Pinch Point "

{! Point 22 }

```

T[22] = T[4]
P[22] = P[4]
x[22] = massfraction(NH3H2O;T=T[22];P=P[22];q=q[22])
h[22] = enthalpy(NH3H2O;T=T[22];P=P[22];q=q[22])
s[22] = entropy(NH3H2O;T=T[22];P=P[22];q=q[22])
q[22] = 1
psi[22] = m[22] * psi_NH3H2O(T_0;P_0;h[22];s[22];x[22])

```

{! Point 23 }

```

T[23] = T[5]
P[23] = P[22]
x[23] = x[22]
h[23] = enthalpy(NH3H2O;T=T[23];P=P[23];x=x[23])
s[23] = entropy(NH3H2O;T=T[23];P=P[23];x=x[23])
q[23] = quality(NH3H2O;T=T[23];P=P[23];x=x[23])
psi[23] = m[23] * psi_NH3H2O(T_0;P_0;h[23];s[23];x[23])

```

{! Point 24 }

```

T[24] = T[5]
P[24] = P[22]
x[24] = massfraction(NH3H2O;T=T[24];P=P[24];q=q[24])
h[24] = enthalpy(NH3H2O;T=T[24];P=P[24];q=q[24])
s[24] = entropy(NH3H2O;T=T[24];P=P[24];q=q[24])
q[24] = 0
psi[24] = m[24] * psi_NH3H2O(T_0;P_0;h[24];s[24];x[24])

```

{! Economic Analysis }

"! Heat Exchange Area "

" Overall Heat Transfer Coefficients "

```

U_boiler = 0,04                                "! Overall Heat Transfer Coefficient of the
Boiler [kW/m².°C] "
U_RHE = 0,99                                    "! Overall Heat Transfer Coefficient of the
Recovery Heat Exchanger [kW/m².°C] "
U_abs = 0,91                                    "! Overall Heat Transfer Coefficient of the
Absorber [kW/m².°C] "

```

{ Boiler }

```

DELTAT_ML_boiler = ((T[10] - T[4]) - (T[11] - T[3])) / ln((T[10] - T[4]) / (T[11] - T[3]))
"! Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "
A_boiler = Q_boiler / (U_boiler * DELTAT_ML_boiler)  "! Boiler Heat Exchange Area [m²] "

```

{ Recovery Heat Exchanger }

```

DELTAT_ML_RHE = ((T[7] - T[3]) - (T[8] - T[2])) / ln((T[7] - T[3]) / (T[8] - T[2]))
"! Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "
A_RHE = Q_RHE / (U_RHE * DELTAT_ML_RHE)           "! Recovery Heat Exchanger Heat Exchange
Area [m²] "

```

{! Mixer }

```

m[26] = m[1]
m[9] * h[9] + m[6] * h[6] = m[26] * h[26]
T[26] = temperature(NH3H2O;P=P[1];h=h[26];x=x[1])

```

{ Absorber }

$$\text{DELTA T\_ML\_abs} = ((T[26] - T[13]) - (T[1] - T[12])) / \ln((T[26] - T[13]) / (T[1] - T[12]))$$

"! Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "

$$A\_abs = Q\_abs / (U\_abs * \text{DELTA T\_ML\_abs}) \quad \text{"! Absorber Heat Exchange Area [m²] "}$$

{ Base Cost }

"! Equipment K Coefficients "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (10 - 1.000) m² "

$$K1\_HE1 = 4,3247$$

$$K2\_HE1 = -0,3030$$

$$K3\_HE1 = 0,1634$$

$$\log_{10}(\text{CB\_boiler}) = K1\_HE1 + K2\_HE1 * \log_{10}(A\_boiler) + K3\_HE1 * ((\log_{10}(A\_boiler))^2)$$

$$\log_{10}(\text{CB\_RHE}) = K1\_HE1 + K2\_HE1 * \log_{10}(A\_RHE) + K3\_HE1 * ((\log_{10}(A\_RHE))^2)$$

$$\log_{10}(\text{CB\_abs}) = K1\_HE1 + K2\_HE1 * \log_{10}(A\_abs) + K3\_HE1 * ((\log_{10}(A\_abs))^2)$$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (1 - 300) kW "

$$K1\_P = 3,3892$$

$$K2\_P = 0,0536$$

$$K3\_P = 0,1538$$

$$\log_{10}(\text{CB\_P}) = K1\_P + K2\_P * \log_{10}(W\_elet\_P) + K3\_P * ((\log_{10}(W\_elet\_P))^2)$$

{ Steam Turbine }

"! Axial Turbine (100 - 4000) kW "

$$K1\_ST = 2,7051$$

$$K2\_ST = 1,4398$$

$$K3\_ST = -0,1776$$

$$\log_{10}(\text{CB\_ST}) = K1\_ST + K2\_ST * \log_{10}(W\_elet\_ST) + K3\_ST * ((\log_{10}(W\_elet\_ST))^2)$$

{ Equipment Module Cost }

"! Coefficients B and FM Factor of the Equipment "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (Carbon Steel) "

$$\text{FM\_HE1} = 1,00$$

$$\text{B1\_HE1} = 1,63$$

$$\text{B2\_HE1} = 1,66$$

$$\text{C\_MOD\_boiler} = \text{CB\_boiler} * (\text{B1\_HE1} + \text{B2\_HE1} * \text{FM\_HE1} * \text{FP\_boiler})$$

$$\text{C\_MOD\_RHE} = \text{CB\_RHE} * (\text{B1\_HE1} + \text{B2\_HE1} * \text{FM\_HE1} * \text{FP\_RHE})$$

$$C\_MOD\_abs = CB\_abs * ( B1\_HE1 + B2\_HE1 * FM\_HE1 * FP\_abs )$$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (Carbon Steel) "

$$FM\_P = 1,55 \{2,28\}$$

$$B1\_P = 1,89$$

$$B2\_P = 1,35$$

$$C\_MOD\_P = CB\_P * ( B1\_P + B2\_P * FM\_P * FP\_P )$$

{ Steam Turbine }

"! Axial Turbine (Carbon Steel) "

$$F\_MOD\_ST = 3,5 \{6,12\}$$

$$C\_MOD\_ST = CB\_ST * F\_MOD\_ST$$

"! Equipment C Coefficients "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber / Rectifier) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (P < 5) barg "

$$C1\_HE1 = 0$$

$$C2\_HE1 = 0$$

$$C3\_HE1 = 0$$

$$\log_{10}(FP\_abs) = C1\_HE1 + C2\_HE1 * \log_{10}( P[1] ) + C3\_HE1 * (( \log_{10}( P[1] ) ) ^ 2 )$$

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (5 < P < 140) barg "

$$C1\_HE2 = 0,03881$$

$$C2\_HE2 = -0,11272$$

$$C3\_HE2 = 0,08183$$

$$\log_{10}(FP\_boiler) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$$

$$\log_{10}(FP\_RHE) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (10 < P < 100) barg "

$$C1\_P = -0,39350$$

$$C2\_P = 0,3957$$

$$C3\_P = -0,00226$$

$$\log_{10}(FP\_P) = C1\_P + C2\_P * \log_{10}( P[2] ) + C3\_P * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$$

{! Import Cost }

$$F\_import = 0$$

$$C\_import = F\_import * ( CB\_boiler + CB\_abs + CB\_P + CB\_ST + CB\_RHE )$$

{! Auxiliary Equipment }

$$F_{\text{others}} = 0,10$$

$$C_{\text{others}} = F_{\text{others}} * ( C_{\text{MOD\_P}} + C_{\text{MOD\_ST}} + C_{\text{MOD\_boiler}} + C_{\text{MOD\_abs}} + C_{\text{MOD\_RHE}} )$$

{ Total Cost }

$$C_{\text{KC}} = C_{\text{MOD\_P}} + C_{\text{MOD\_ST}} + C_{\text{MOD\_boiler}} + C_{\text{MOD\_abs}} + C_{\text{MOD\_RHE}} + C_{\text{import}} + C_{\text{others}}$$

{! Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI }

$$CEPCI_{2001} = 397$$

$$CEPCI_{2022} = 832,6$$

" Zhao et al. 2022 "

$$C_{\text{KC}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{KC}}$$

$$C_{\text{HE}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * ( C_{\text{MOD\_boiler}} + C_{\text{MOD\_abs}} + C_{\text{MOD\_RHE}} )$$

$$A_{\text{HE}} = A_{\text{abs}} + A_{\text{boiler}} + A_{\text{RHE}}$$

$$C_{\text{boiler}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{MOD\_boiler}}$$

$$C_{\text{abs}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{MOD\_abs}}$$

$$C_{\text{RHE}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{MOD\_RHE}}$$

$$C_{\text{ST}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{MOD\_ST}}$$

$$C_{\text{P}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{MOD\_P}}$$

$$C_{\text{others}_{2022}} = ( CEPCI_{2022} / CEPCI_{2001} ) * C_{\text{others}}$$

$$NPI = C_{\text{KC}_{2022}} / W_{\text{net}}$$

{ Levelized Cost of Energy - LCOE }

$$O\&M\_A = 3/100$$

$$H\_A = 8000$$

$$t_{\text{year}} = 25$$

"! Annual Operating and Maintenance Cost "

"! Annual Operating Hours "

"! Plant Lifespan (Years) "

$$LCOE\_2 = ( C_{\text{IA}_2} + ( O\&M\_A * C_{\text{IA}_2} ) ) / ( W_{\text{net}} * H\_A )$$

$$C_{\text{IA}_2} = ( ( 0,02 * ( ( 1 + 0,02 ) ^{ t_{\text{year}} } ) ) / ( ( ( 1 + 0,02 ) ^{ t_{\text{year}} } ) - 1 ) ) * C_{\text{KC}_{2022}}$$

$$LCOE\_6 = ( C_{\text{IA}_6} + ( O\&M\_A * C_{\text{IA}_6} ) ) / ( W_{\text{net}} * H\_A )$$

$$C_{\text{IA}_6} = ( ( 0,06 * ( ( 1 + 0,06 ) ^{ t_{\text{year}} } ) ) / ( ( ( 1 + 0,06 ) ^{ t_{\text{year}} } ) - 1 ) ) * C_{\text{KC}_{2022}}$$

$$LCOE_{10} = ( C_{\text{IA}_{10}} + ( O\&M\_A * C_{\text{IA}_{10}} ) ) / ( W_{\text{net}} * H\_A )$$

$$C_{\text{IA}_{10}} = ( ( 0,1 * ( ( 1 + 0,1 ) ^{ t_{\text{year}} } ) ) / ( ( ( 1 + 0,1 ) ^{ t_{\text{year}} } ) - 1 ) ) * C_{\text{KC}_{2022}}$$

$$LCOE_{14} = ( C_{\text{IA}_{14}} + ( O\&M\_A * C_{\text{IA}_{14}} ) ) / ( W_{\text{net}} * H\_A )$$

$$C_{\text{IA}_{14}} = ( ( 0,14 * ( ( 1 + 0,14 ) ^{ t_{\text{year}} } ) ) / ( ( ( 1 + 0,14 ) ^{ t_{\text{year}} } ) - 1 ) ) * C_{\text{KC}_{2022}}$$

### C.3 Ciclo Rankine Orgânico

\$UnitSystem SI C bar kJ mass deg

{ Organic Rankine Cycle with Recuperation }

{ Functions and Procedures }

Function psi\_refrigerant(T\_0; P\_0; R\$; h; s)



```

{! PSI - This function returns the specific exergy of the fluid in kJ/kg as a function of T [°C] and P [kPa]
}
T0 := T_0
TK = converttemp(C;K;T0)
P0 := P_0
h0 := enthalpy(R$;T=T0;P=P0)
s0 := entropy(R$;T=T0;P=P0)
psi_refrigerant := (h - h0) - TK * (s - s0)
End

```

```

Function psi_water(T_0; P_0; h; s)

```

```

{! PSI - This function returns the specific exergy of the fluid in kJ/kg as a function of T [°C] and P [kPa]
}
T0 := T_0
TK = converttemp(C;K;T0)
P0 := P_0
h0 := enthalpy(Steam;T=T0;P=P0)
s0 := entropy(Steam;T=T0;P=P0)
psi_water := (h - h0) - TK * (s - s0)
End

```

```

PROCEDURE props_exhaustgas(T; P; n_CO2; n_H2O; n_N2; n_O2; n_Ar; n_SO2; h; s) "! Mass Fraction of Exhaust Gas "

```

```

{ Mass of Exhaust Gas Components }

```

```

m_CO2 := n_CO2 * molarmass(CO2)
m_H2O := n_H2O * molarmass(H2O)
m_N2 := n_N2 * molarmass(N2)
m_O2 := n_O2 * molarmass(O2)
m_Ar := n_Ar * molarmass(Ar)
m_SO2 := n_SO2 * molarmass(SO2)

```

```

m_mix := m_CO2 + m_H2O + m_N2 + m_O2 + m_Ar + m_SO2 "! Apparent Exhaust Gas Mass "

```

```

{ Mass Fraction of Exhaust Gas Components }

```

```

x_CO2 := m_CO2 / m_mix
x_H2O := m_H2O / m_mix
x_N2 := m_N2 / m_mix
x_O2 := m_O2 / m_mix
x_Ar := m_Ar / m_mix
x_SO2 := m_SO2 / m_mix

```

```

{ Properties of Exhaust Gases }

```

```

T_eg := T
P_eg := P
h := x_CO2 * enthalpy(CO2;T=T_eg) + x_H2O * enthalpy(H2O;T=T_eg) + x_N2 *
enthalpy(N2;T=T_eg) + x_O2 * enthalpy(O2;T=T_eg) + x_Ar * enthalpy(Ar;T=T_eg) + x_SO2 *
enthalpy(SO2;T=T_eg)
s := x_CO2 * entropy(CO2;T=T_eg;P=P_eg) + x_H2O * entropy(H2O;T=T_eg;P=P_eg) + x_N2 *
entropy(N2;T=T_eg;P=P_eg) + x_O2 * entropy(O2;T=T_eg;P=P_eg) + x_Ar *
entropy(Ar;T=T_eg;P=P_eg) + x_SO2 * entropy(SO2;T=T_eg;P=P_eg)
End

```

```

PROCEDURE factorbeta_fuel(n_C; n_H; n_O; n_S; beta)

```

```

"! Factor Beta"

```

```

{ Mass of Fuel Components }

```

```

m_C := n_C * molarmass(C)
m_H := n_H * molarmass(H)
m_O := n_O * molarmass(O)
m_S := n_S * molarmass(S)

```

```

m_fuel_mix = m_C + m_H + m_O + m_S           " ! Apparent Fuel Mass "

{ Mass Fraction of Fuel Components }

x_C := m_C / m_fuel_mix
x_H := m_H / m_fuel_mix
x_O := m_O / m_fuel_mix
x_S := m_S / m_fuel_mix

{ Factor Beta - Kotas (1985) }
beta := 1,0401 + 0,1728 * (x_H / x_C) + 0,0432 * (x_O / x_C) + 0,2169 * (x_S / x_C) * (1 - 2,0628 *
(x_H / x_C))
End

{ Refrigerant }
R$ = 'R1233zd(E)'

{ Device Efficiencies }

eta_isent_ST = 0,85           " ! Isentropic efficiency of the turbine "
eta_isent_P = 0,85           " ! Isentropic efficiency of the pump "
eta_G = 0,98                 " ! Electrical efficiency of the generator "
eta_P = 0,95                 " ! Mechanical efficiency of the pump "

{ Fuel Properties }

m_fuel = 0,5 [kg/s]
LHV = 40785 [kJ/kg]           " ! Lower Heating Value "
Q_fuel = m_fuel * LHV

{ Molar Composition of the Fuel }

n_C = 40,35 / 100
n_H = 59,22 / 100
n_O = 0,26 / 100
n_S = 0,17 / 100

{ Molar Composition of Exhaust Gases }

n_CO2 = 6,36 / 100
n_H2O = 5,58 / 100
n_N2 = 75,53 / 100
n_O2 = 11,60 / 100
n_Ar = 0,90 / 100
n_SO2 = 0,03 / 100

{ Reference State }

P_0 = 1,01325 [bar]           " ! Reference pressure "
T_0 = 25 [°C]                 " ! Reference temperature [°C]"
T_0K = converttemp(C;K;T_0)  " ! Reference temperature [K]"

{ Mass and Energy Balances in Devices }

{! Pump }

m[1] = m[2]
eta_isent_P = (h_2s - h[1]) / (h[2] - h[1])
W_P + m[1] * h[1] = m[2] * h[2]

```

**{! Recovery Heat Exchanger }**

$$\begin{aligned} m[2] &= m[3] \\ m[5] &= m[6] \\ m[2] * h[2] + m[5] * h[5] &= m[3] * h[3] + m[6] * h[6] \end{aligned}$$

$$\text{epsilon} = (T[5] - T[6]) / (T[5] - T[2])$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{RHE}} &= m[3] * (h[3] - h[2]) \\ Q_{\text{rec2}} &= m[6] * (h[5] - h[6]) \end{aligned}$$

**{! Recovery Boiler }**

$$\begin{aligned} m[3] &= m[4] \\ m[7] &= m[8] \\ Q_{\text{boiler}} &= m[7] * (h[7] - h[8]) \\ Q_{\text{boiler}} &= m[3] * (h[4] - h[3]) \end{aligned}$$

**{! Steam Turbine }**

$$\begin{aligned} m[4] &= m[5] \\ W_{\text{ST}} &= m[4] * (h[4] - h[5]) \\ \text{eta}_{\text{isent\_ST}} &= (h[4] - h[5]) / (h[4] - h_{5s}) \end{aligned}$$

**{! Condenser }**

$$\begin{aligned} m[9] &= m[10] \\ Q_{\text{cond}} &= m[9] * (h[10] - h[9]) \\ m[6] * h[6] &= m[1] * h[1] + Q_{\text{cond}} \end{aligned}$$

**{! Electric Generator }**

$$\begin{aligned} \text{eta}_G &= W_{\text{elet\_ST}} / W_{\text{ST}} \\ \text{eta}_P &= W_P / W_{\text{elet\_P}} \end{aligned}$$

**{! Net Power }**

$$W_{\text{net}} = W_{\text{elet\_ST}} - W_{\text{elet\_P}}$$

**{ Verification of Energy Conservation }**

$$\begin{aligned} E1 &= W_{\text{ST}} + Q_{\text{cond}} \\ E2 &= Q_{\text{boiler}} + W_P \\ \text{DELTA}_E &= E2 - E1 \end{aligned}$$

**{ First Law Efficiency of the Cycle }**

$$\text{eta}_{\text{I\_cycle}} = W_{\text{net}} / Q_{\text{boiler}}$$

**{ Available energy in exhaust gases }**

$$Q_{\text{available}} = m[7] * (h[7] - h_0)$$

**{ Second Law Efficiency of the Cycle }**

$$\begin{aligned} \text{eta}_{\text{II\_cycle}} &= W_{\text{net}} / \text{psi}_{\text{eg}} \\ \text{psi}_{\text{eg}} &= \text{psi}[7] - \text{psi}[8] \end{aligned}$$

{ Overall Energy Efficiency }

W\_motor = 8730 [kW]  
 $\eta_{ll\_global} = (W_{net} + W_{motor}) / Q_{fuel}$

{ Overall Exergy Efficiency }

$\eta_{ll\_global} = (W_{net} + W_{motor}) / \psi_{fuel}$

{ Properties of Exhaust Gases at Reference State }

CALL props\_exhaustgas(T\_0; P\_0; n\_CO2; n\_H2O; n\_N2; n\_O2; n\_Ar; n\_SO2: h\_0; s\_0)

{ Exergy of the Fuel }

CALL factorbeta\_fuel(n\_C; n\_H; n\_O; n\_S: beta)  
 $\psi_{fuel} = m_{fuel} * \beta * LHV$

{ Thermodynamic Properties }

{! Point 1 }

T[1] = 30 [°C]  
P[1] = pressure(R\$;T=T[1];x=x[1])  
h[1] = enthalpy(R\$;T=T[1];x=x[1])  
s[1] = entropy(R\$;T=T[1];x=x[1])  
x[1] = 0  
 $\psi[1] = \psi_{refrigerant}(T_0;P_0;R$;h[1];s[1])$

{Call RealThermoProps(R\$;T=T[1];x=x[1] : T[1];P[1];v[1];h[1];s[1];u[1];x[1])}

{! Point 2 }

T[2] = temperature(R\$;P=P[2];h=h[2])  
P[2] = 19,26 [bar] {p\_sat(R\$;T=T[4] - 5)}  
h\_2s = enthalpy(R\$;P=P[2];s=s[1])  
s[2] = entropy(R\$;P=P[2];h=h[2])  
x[2] = quality(R\$;P=P[2];h=h[2])  
 $\psi[2] = \psi_{refrigerant}(T_0;P_0;R$;h[2];s[2])$

{Call RealThermoProps(R\$;P=P[2];h=h[2] : T[2];P[2];v[2];h[2];s[2];u[2];x[2])}

{! Point 3 }

T[3] = temperature(R\$;P=P[3];h=h[3])  
P[3] = P[2]  
s[3] = entropy(R\$;P=P[3];h=h[3])  
x[3] = quality(R\$;P=P[3];h=h[3])  
 $\psi[3] = \psi_{refrigerant}(T_0;P_0;R$;h[3];s[3])$

{Call RealThermoProps(R\$;P=P[3];h=h[3] : T[3];P[3];v[3];h[3];s[3];u[3];x[3])}

{! Point 4 }

T[4] = temperature(R\$;P=P[4];x=x[4])  
P[4] = P[2]  
h[4] = enthalpy(R\$;P=P[4];x=x[4])  
s[4] = entropy(R\$;P=P[4];x=x[4])  
x[4] = 1  
 $\psi[4] = \psi_{refrigerant}(T_0;P_0;R$;h[4];s[4])$

```
{Call RealThermoProps(R$;T=T[4];P=P[4] : T[4];P[4];v[4];h[4];s[4];u[4];x[4])}
```

```
{! Point 5 }
```

```
T[5] = temperature(R$;P=P[5];h=h[5])
P[5] = P[1]
h_5s = enthalpy(R$;P=P[5];s=s[4])
s[5] = entropy(R$;P=P[5];h=h[5])
x[5] = quality(R$;P=P[5];h=h[5])
psi[5] = psi_refrigerant(T_0;P_0;R$;h[5];s[5])
```

```
{Call RealThermoProps(R$;P=P[5];h=h[5] : T[5];P[5];v[5];h[5];s[5];u[5];x[5])}
```

```
{! Point 6 }
```

```
T[6] = T[2] + 10
P[6] = P[1]
h[6] = enthalpy(R$;T=T[6];P=P[6])
s[6] = entropy(R$;T=T[6];P=P[6])
x[6] = quality(R$;T=T[6];P=P[6])
psi[6] = psi_refrigerant(T_0;P_0;R$;h[6];s[6])
```

```
{Call RealThermoProps(R$;T=T[6];P=P[6] : T[6];P[6];v[6];h[6];s[6];u[6];x[6])}
```

```
{! Point 7 }
```

```
T[7] = 345 [°C] "! Temperature of Exhaust Gases "
P[7] = 1,01325 [bar] "! Pressure of Exhaust Gases "
CALL props_exhaustgas(T[7]; P[7]; n_CO2; n_H2O; n_N2; n_O2; n_Ar; n_SO2: h[7]; s[7])
psi[7] = m[7] * ((h[7] - h_0) - T_0K * (s[7] - s_0))
m[7] = 16,7 [kg/s]
```

```
{! Point 8 }
```

```
T[8] = 186 [°C]
P[8] = P[7]
CALL props_exhaustgas(T[8]; P[8]; n_CO2; n_H2O; n_N2; n_O2; n_Ar; n_SO2: h[8]; s[8])
psi[8] = m[8] * ((h[8] - h_0) - T_0K * (s[8] - s_0))
```

```
{! Point 9 }
```

```
T[9] = T_0
P[9] = P_0
h[9] = enthalpy(Steam;T=T[9];P=P[9])
s[9] = entropy(Steam;T=T[9];P=P[9])
x[9] = quality(Steam;T=T[9];P=P[9])
psi[9] = psi_water(T_0;P_0;h[9];s[9])
```

```
{Call RealThermoProps(Steam;T=T[9];P=P[9] : T[9];P[9];v[9];h[9];s[9];u[9];x[9])}
```

```
{! Point 10 }
```

```
T[10] = T[9] + 10
P[10] = P[9]
h[10] = enthalpy(Steam;T=T[10];P=P[10])
s[10] = entropy(Steam;T=T[10];P=P[10])
x[10] = quality(Steam;T=T[10];P=P[10])
psi[10] = psi_water(T_0;P_0;h[10];s[10])
```

```
{Call RealThermoProps(Steam;T=T[10];P=P[10] : T[10];P[10];v[10];h[10];s[10];u[10];x[10])}
```

{! Economic Analysis }

"! Heat Exchange Area "

" Overall Heat Transfer Coefficients "

U\_boiler = 0,02 " Overall Heat Transfer Coefficient of the  
Boiler [kW/m<sup>2</sup>.°C] "

U\_RHE = 0,04 " Overall Heat Transfer Coefficient of the  
Recovery Heat Exchanger [kW/m<sup>2</sup>.°C] "

U\_cond = 0,90 " Overall Heat Transfer Coefficient of the  
Condenser [kW/m<sup>2</sup>.°C] "

{ Boiler }

DELTAT\_ML\_boiler = ((T[7] - T[4]) - (T[8] - T[3])) / ln((T[7] - T[4]) / (T[8] - T[3]))

"! Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "

A\_boiler = Q\_boiler / (U\_boiler \* DELTAT\_ML\_boiler) " Boiler Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{ Recovery Heat Exchanger }

DELTAT\_ML\_RHE = ((T[5] - T[3]) - (T[6] - T[2])) / ln((T[5] - T[3]) / (T[6] - T[2]))

"! Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "

A\_RHE = Q\_RHE / (U\_RHE \* DELTAT\_ML\_RHE) " Recovery Heat Exchanger Heat Exchange  
Area [m<sup>2</sup>] "

{ Condenser }

DELTAT\_ML\_cond = ((T[6] - T[10]) - (T[1] - T[9])) / ln((T[6] - T[10]) / (T[1] - T[9]))

"! Mean Logarithmic Temperature Difference [°C] "

A\_cond = Q\_cond / (U\_cond \* DELTAT\_ML\_cond) " Condenser Heat Exchange Area [m<sup>2</sup>] "

{ Base Cost }

"! Equipment K Coefficients "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Condenser) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (10 - 1.000) m<sup>2</sup> "

K1\_HE = 4,3247

K2\_HE = -0,3030

K3\_HE = 0,1634

log10(CB\_boiler) = K1\_HE + K2\_HE \* log10(A\_boiler) + K3\_HE \* ((log10( A\_boiler)) ^ 2)

log10(CB\_RHE) = K1\_HE + K2\_HE \* log10(A\_RHE) + K3\_HE \* ((log10( A\_RHE)) ^ 2)

log10(CB\_cond) = K1\_HE + K2\_HE \* log10(A\_cond) + K3\_HE \* ((log10( A\_cond)) ^ 2)

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (1 - 300) kW "

K1\_P = 3,3892

K2\_P = 0,0536

K3\_P = 0,1538

log10(CB\_P) = K1\_P + K2\_P \* log10( W\_elet\_P ) + K3\_P \* (( log10( W\_elet\_P )) ^ 2 )

{ Steam Turbine }

"! Axial Turbine (100 - 4000) kW "

K1\_ST = 2,7051  
K2\_ST = 1,4398  
K3\_ST = -0,1776

$\log_{10}(CB\_ST) = K1\_ST + K2\_ST * \log_{10}(W\_elet\_ST) + K3\_ST * ((\log_{10}(W\_elet\_ST))^2)$

{ Equipment Module Cost }

"! Coefficients B and FM Factor of the Equipment "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Condenser) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (Carbon Steel) "

FM\_HE = 1,00 {2,73}  
B1\_HE = 1,63  
B2\_HE = 1,66

$C\_MOD\_boiler = CB\_boiler * (B1\_HE + B2\_HE * FM\_HE * FP\_boiler)$

$C\_MOD\_RHE = CB\_RHE * (B1\_HE + B2\_HE * FM\_HE * FP\_RHE)$

$C\_MOD\_cond = CB\_cond * (B1\_HE + B2\_HE * FM\_HE * FP\_cond)$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (Carbon Steel) "

FM\_P = 1,55  
B1\_P = 1,89  
B2\_P = 1,35

$C\_MOD\_P = CB\_P * (B1\_P + B2\_P * FM\_P * FP\_P)$

{ Steam Turbine }

"! Axial Turbine (Carbon Steel) "

F\_MOD\_ST = 3,5 {6,12}

$C\_MOD\_ST = CB\_ST * F\_MOD\_ST$

"! Equipment C Coefficients "

{ Heat Exchangers (Boiler / Recovery Heat Exchanger / Absorber / Rectifier) }

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (P < 5) barg "

C1\_HE1 = 0  
C2\_HE1 = 0  
C3\_HE1 = 0

$\log_{10}(FP\_cond) = C1\_HE1 + C2\_HE1 * \log_{10}(P[1]) + C3\_HE1 * ((\log_{10}(P[1]))^2)$

"! Shell and Tube Heat Exchangers with Fixed Tubes (5 < P < 140) barg "

C1\_HE2 = 0,03881  
 C2\_HE2 = -0,11272  
 C3\_HE2 = 0,08183

$\log_{10}(\text{FP\_boiler}) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$

$\log_{10}(\text{FP\_RHE}) = C1\_HE2 + C2\_HE2 * \log_{10}( P[2] ) + C3\_HE2 * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$

{ Pump }

"! Centrifugal Pump (10 < P < 100) barg "

C1\_P = -0,39350  
 C2\_P = 0,3957  
 C3\_P = -0,00226

$\log_{10}(\text{FP\_P}) = C1\_P + C2\_P * \log_{10}( P[2] ) + C3\_P * (( \log_{10}( P[2] ) ) ^ 2 )$

{! Import Cost }

F\_import = 0

$C\_import = F\_import * ( CB\_boiler + CB\_cond + CB\_P + CB\_ST + CB\_RHE )$

{! Auxiliary Equipment }

F\_others = 0,10

$C\_others = F\_others * ( C\_MOD\_P + C\_MOD\_ST + C\_MOD\_boiler + C\_MOD\_cond + C\_MOD\_RHE )$

{ Total Cost }

$C\_ORC = C\_MOD\_P + C\_MOD\_ST + C\_MOD\_boiler + C\_MOD\_cond + C\_MOD\_RHE + C\_import + C\_others$

{! Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI }

CEPCI\_2001 = 397  
 CEPCI\_2022 = 832,6

" Zhao et al. 2022 "

$C\_ORC\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_ORC$

$C\_HE\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * ( C\_MOD\_boiler + C\_MOD\_cond + C\_MOD\_RHE )$

$A\_HE = A\_cond + A\_boiler + A\_RHE$

$C\_boiler\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_boiler$

$C\_cond\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_cond$

$C\_RHE\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_RHE$

$C\_ST\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_ST$

$C\_P\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_MOD\_P$

$C\_others\_2022 = ( CEPCI\_2022 / CEPCI\_2001 ) * C\_others$



$$\text{NPI} = \text{C\_ORC\_2022} / \text{W\_net}$$

{ Levelized Cost of Energy - LCOE }

$$\text{O\&M\_A} = 3/100$$

"! Annual Operating and Maintenance Cost "

$$\text{H\_A} = 8000$$

"! Annual Operating Hours "

$$\text{t\_year} = 25$$

"! Plant Lifespan (Years) "

$$\text{LCOE\_2} = (\text{C\_IA\_2} + (\text{O\&M\_A} * \text{C\_IA\_2})) / (\text{W\_net} * \text{H\_A})$$

$$\text{C\_IA\_2} = ((0,02 * ((1 + 0,02) ^ \text{t\_year})) / (((1 + 0,02) ^ \text{t\_year}) - 1)) * \text{C\_ORC\_2022}$$

$$\text{LCOE\_6} = (\text{C\_IA\_6} + (\text{O\&M\_A} * \text{C\_IA\_6})) / (\text{W\_net} * \text{H\_A})$$

$$\text{C\_IA\_6} = ((0,06 * ((1 + 0,06) ^ \text{t\_year})) / (((1 + 0,06) ^ \text{t\_year}) - 1)) * \text{C\_ORC\_2022}$$

$$\text{LCOE\_10} = (\text{C\_IA\_10} + (\text{O\&M\_A} * \text{C\_IA\_10})) / (\text{W\_net} * \text{H\_A})$$

$$\text{C\_IA\_10} = ((0,1 * ((1 + 0,1) ^ \text{t\_year})) / (((1 + 0,1) ^ \text{t\_year}) - 1)) * \text{C\_ORC\_2022}$$

$$\text{LCOE\_14} = (\text{C\_IA\_14} + (\text{O\&M\_A} * \text{C\_IA\_14})) / (\text{W\_net} * \text{H\_A})$$

$$\text{C\_IA\_14} = ((0,14 * ((1 + 0,14) ^ \text{t\_year})) / (((1 + 0,14) ^ \text{t\_year}) - 1)) * \text{C\_ORC\_2022}$$