



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS RODRIGUES SOARES DA SILVA

**ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMOECONÔMICA DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO ACOPLADO A UM CICLO RANKINE CONVENCIONAL OPERANDO
COM A BIOMASSA DO COCO VERDE**

**TERESINA
2025**

LUCAS RODRIGUES SOARES DA SILVA

ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMoeCONÔMICA DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO ACOPLADO A UM CICLO RANKINE CONVENCIONAL OPERANDO
COM A BIOMASSA DO COCO VERDE

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia),
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do curso de Bacharelado
em Engenharia Mecânica do Instituto Federal
de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí,
Campus Teresina Central.

Orientador: Prof. Me. Anderson Felipe
Chaves Fortes.

TERESINA
2025

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Silva, Lucas Rodrigues Soares da
S586a Análise exergética e termoeconômica de um ciclo Rankine orgânico
acoplado a um ciclo Rankine convencional operando com a biomassa de coco
verde / Lucas Rodrigues Soares da Silva. - 2025.
68 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus
Teresina Central, 2025.

Orientador : Prof Me. Anderson Felipe Chaves Fortes..

1. . Biomassa. 2. Termoeconômica. 3. Exergética. 4. Ciclo Rankine
orgânico. I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Tanize Maria Sales CRB 3/1024

LUCAS RODRIGUES SOARES DA SILVA

ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMoeCONÔMICA DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO ACOPLADO A UM CICLO RANKINE CONVENCIONAL OPERANDO
COM A BIOMASSA DO COCO VERDE

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia),
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do curso de Bacharelado
em Engenharia Mecânica do Instituto Federal
de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí,
Campus Teresina Central.

Aprovada em: 17/07/2025.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Anderson Felipe Chaves Fortes (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Janiel Fontineles Silva
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Wênio Fhara Alencar Borges
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Igor Antônio de Oliveira Carvalho
Instituto Federal do Maranhão (IFMA)

RESUMO

A biomassa é um recurso que pode ser utilizado para gerar energia por meio da queima. De acordo com a matriz energética brasileira de 2023 fornecida pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), os principais resíduos de biomassa utilizados são o bagaço da cana de açúcar com 16,8%, resíduos agrícolas com 8,6% e outras fontes, como resíduos industriais, casca do arroz e resíduos de alimento com 7,2%. No presente trabalho é apresentada a casca do coco verde como fonte alternativa de biomassa para aplicação em um ciclo Rankine convencional acoplado a um ciclo Rankine orgânico. O coco verde possui uma área de colheita em território brasileiro de aproximadamente 190.000 hectares e uma produção de mais ou menos 1,8 bilhões de frutos por ano e um baixo índice de reaproveitamento da casca. Dessa forma, a pesquisa visa estudar a aplicação do bagaço da casca do coco verde para gerar energia a uma planta de cogeração. As análises foram realizadas utilizando a capacidade energética da casca do coco encontrada na literatura e três fluidos de trabalho foram aplicados ao ciclo Rankine orgânico, sendo eles o R245fa, R134a e o R123. A comparação do ciclo com os três fluidos foi realizada no intuito de verificar qual fornece melhor eficiência exergética para as condições de operação propostas. Ademais, uma análise termoeconômica foi feita seguindo o modelo de desagregação de exergia UFS. O software utilizado para o estudo foi o MATLAB. Ao examinar os resultados, constatou-se que o bagaço da casca do coco, com um Poder Calorífico Inferior (PCI) de 17.000 kJ/kg, apresenta bom aproveitamento energético, podendo ser utilizado para alimentar um ciclo Rankine. O fluido R134a apresentou o melhor desempenho para a planta proposta, com eficiências energética e exergética de 33,15% e 43%, respectivamente. Já os fluidos R123 e R245fa obtiveram eficiências exergéticas de 34,65% e 35,85%, respectivamente. Além de fornecer a maior eficiência exergética, o R134a também apresentou os menores custos unitários exergéticos e monetários de operação na análise termoeconômica, com valores de 46,99 kW/kW e 142,7 R\$/MWh, respectivamente. Em comparação, o R123 apresentou custo exergético de 424,8 kW/kW e custo monetário de 1.259,5 R\$/MWh, enquanto o R245fa obteve 183,45 kW/kW e 545,88 R\$/MWh.

Palavras-chave: biomassa; termoeconômica; exergética; ciclo Rankine orgânico; coco verde.

ABSTRACT

Biomass is a resource that can be used to generate energy through combustion. According to the 2023 Brazilian energy matrix provided by the Energy Research Company (EPE), the main biomass residues used are: sugarcane bagasse with 16.8%, agricultural residues with 8.6%, and other sources—such as industrial waste, rice husks, and food waste—accounting for 7.2%. In this study, the green coconut husk is presented as an alternative biomass source for application in a conventional Rankine cycle coupled with an organic Rankine cycle. Green coconut is cultivated across approximately 190,000 hectares in Brazil, with an estimated annual production of around 1.8 billion fruits and a low rate of husk reuse. Thus, this research aims to study the application of green coconut husk bagasse for energy generation in a cogeneration plant. The analyses were carried out using the energetic potential of coconut husks reported in the literature, and three working fluids—R245fa, R134a, and R123—were applied to the organic Rankine cycle. The comparison among the cycles using the three fluids was conducted to determine which provides better exergetic efficiency under the proposed operating conditions. Furthermore, a thermoeconomic analysis was performed following the UFS exergy disaggregation model. The software used for the study was MATLAB. Upon examining the results, it was found that green coconut husk bagasse, with a Lower Heating Value (LHV) of 17,000 kJ/kg, demonstrates good energy recovery potential and can be used to supply a Rankine cycle. The R134a fluid showed the best performance for the proposed plant, with energy and exergy efficiencies of 33.15% and 43%, respectively. Meanwhile, the R123 and R245fa fluids reached exergy efficiencies of 34.65% and 35.85%, respectively. In addition to providing the highest exergy efficiency, R134a also presented the lowest unit exergy and monetary operating costs in the thermoeconomic analysis, with values of 46.99 kW/kW and 142.7 R\$/MWh, respectively. In comparison, R123 showed an exergy cost of 424.8 kW/kW and a monetary cost of 1,259.5 R\$/MWh, while R245fa achieved 183.45 kW/kW and 545.88 R\$/MWh, respectively.

Keywords: biomass; thermoeconomics; exergy analysis; organic Rankine cycle; green coconut.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Mapa da produção de coco.....	10
Figura 2 - Esquema de funcionamento de um ciclo Rankine orgânico.....	11
Figura 3 - Matriz energética no Brasil.....	13
Figura 4 - Ciclo Rankine convencional.	17
Figura 5 - Ciclo Rankine convencional.	24
Figura 6 - Representação de um ciclo Rankine orgânico.	25
Figura 7 - CRO acoplado ao ciclo Rankine convencional, utilizando a biomassa da casca do coco como fonte de calor primária.	28
Figura 8 – Estrutura produtiva do ciclo Rankine convencional acoplado ao ciclo Rankine orgânico proposto.....	33
Figura 9 - Fluxos energéticos utilizando o R134a representado em interface gráfica.	39
Figura 10 – Representação gráfica das irreversibilidades do ciclo com R134a.	40
Figura 11 – Custos unitários exergéticos em kW/kW do ciclo operando com R134a.	46
Figura 12 – Custos unitários monetários em R\$/MWh do ciclo operando com R134a.	47
Figura 13 – Custo unitário exergético em kW/kW do ciclo.	48
Figura 14 – Custo unitário monetário em R\$/MWh do ciclo.	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros dos fluidos orgânicos de trabalho utilizados.	27
Tabela 2 – Custos externos dos equipamentos reais da estrutura produtiva.	32
Tabela 3 - Variáveis de entrada do ciclo.	35
Tabela 4 - Cenários da simulação.	37
Tabela 5 - Definição dos estados do ciclo. Fluido R245fa.	38
Tabela 6 - Definição dos estados do ciclo. Fluido R134a.	38
Tabela 7 - Definição dos estados do ciclo. Fluido R123.	38
Tabela 8 - Relação de trabalho e calor, gerados e consumidos no ciclo.	39
Tabela 9 - Irreversibilidades encontradas pelo software MATLAB.	40
Tabela 10 - Eficiências encontradas pelo software MATLAB.	41
Tabela 11 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Convencional. R245fa.	42
Tabela 12 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Rankine orgânico. R245fa.	43
Tabela 13 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Convencional. R134a.	43
Tabela 14 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Rankine orgânico. R134a.	44
Tabela 15 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Convencional. R123.	45
Tabela 16 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Rankine orgânico. R123.	45

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.2	OBJETIVOS	12
1.2.1	Objetivo geral	12
1.2.2	Objetivos específicos	12
1.3	JUSTIFICATIVA	12
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	14
2.2	CICLO RANKINE + CICLO RANKINE ORGÂNICO (CRO).....	14
2.3	EXERGIA	15
2.3.1	Balanco de exergia do ciclo	16
2.3.2	Exergia fornecida e destruída no ciclo Rankine.....	16
2.4	TERMOECONOMIA.....	19
2.5	FARIA, PEDRO ROSSETO DE (2014)	20
2.6	POSSAMAI, JOÃO GABRIEL (2023)	20
2.7	LIMA, LÍDIA AURIANE (2023).....	21
2.8	CESAR, FREDERICO SENA CANTÃO (2021)	22
2.9	BRAZ, HIAGO CARDOSO (2022).....	22
3	METODOLOGIA	23
3.2	SELEÇÃO DOS PARÂMETROS DE TRABALHO DA CALDEIRA.....	23
3.3	CONFIGURAÇÃO DO CICLO	24
3.3.1	Balanco de energia e massa	25
3.3.2	Seleção do Fluido de Trabalho	26
3.4	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO	27
3.5	ANÁLISE TERMOECONÔMICA DO CICLO	31
3.6	METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO.....	35
3.7	ANÁLISE ENERGÉTICA.....	35

3.8	ANÁLISE EXERGÉTICA	36
3.9	ANÁLISE TERMoeCONÔMICA	36
3.10	ANÁLISE NO EES.....	36
4	RESULTADOS.....	37
4.2	ANÁLISE DA SIMULAÇÃO DO CICLO	37
4.3	RESULTADOS PARA CADA CENÁRIO	37
4.4	EFICIÊNCIAS DO CICLO.....	41
4.5	CUSTOS UNITÁRIOS – MODELO UFS	42
4.6	MODELO UFS – CICLO CONVENCIONAL	47
4.7	MODELO UFS – CICLO ORGÂNICO	49
5	CONCLUSÃO	50
	REFERÊNCIAS.....	52
	APÊNDICE A – CÓDIGO DO CICLO NO MATLAB.....	55

1. INTRODUÇÃO

De acordo Cavalcanti *et al.* (2020), a evolução da sociedade e das atividades econômicas ocasiona o aumento da demanda energética que sustenta os processos produtivos, principalmente industriais e de transporte. Observa ainda que tal demanda exige que o setor energético seja cada vez mais significativo e eficiente, o que aumenta sua dependência à extração de recursos naturais.

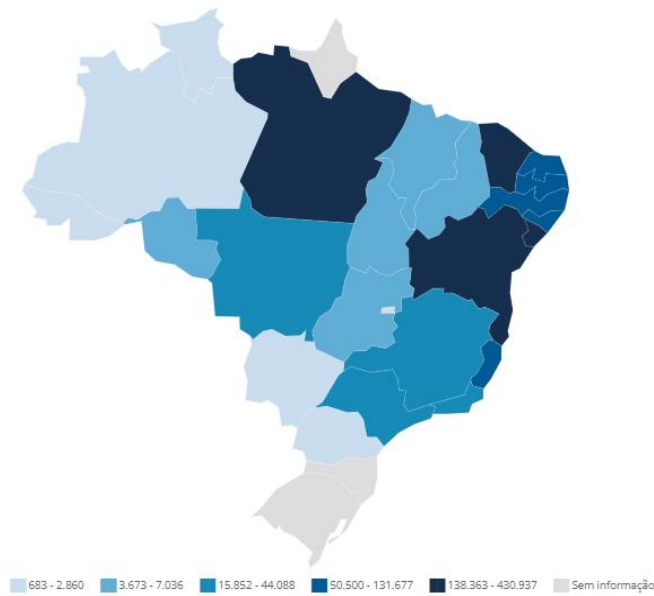
Segundo a pesquisa feita pela instituição Semear (2023), cerca de 30% dos alimentos produzidos no Brasil são desperdiçados anualmente, resultando em perdas econômicas estimadas em R\$61.3 bilhões, além de impactos ambientais e sociais. O autor enfatiza que os resíduos de biomassa são mal aproveitados, apesar de seu potencial para reduzir custos de produção e poluição ambiental.

De acordo com Vélez *et al.* (2012), pode-se aproveitar a biomassa por sua queima direta. Possamai (2023), realizou o estudo de ciclo Rankine operando com a biomassa do arroz e evidenciou que a usina só se tornou sustentável devido à grande disponibilidade de biomassa no local da instalação. Analogamente, Lima (2023) fez uma análise da instalação de um ciclo Rankine orgânico na região do Amazonas, onde a produção do fruto do açaí é abundante, ela corrobora que a biomassa local é de súbita importância para abastecer o ciclo.

No Brasil, segundo a Embrapa (2021) foi produzido 1.6 bilhões de frutos do coco verde. Cada fruto possui aproximadamente 1,8 kg cheio com um peso médio de casca tratada de 0,9 kg a 1 kg. Aproximadamente 80% da produção brasileira de coco se destina à indústria de copra e a maior parte da casca produzida no Brasil é incinerada nos locais onde se faz o descascamento dos frutos ou jogada no lixo. De acordo com dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2022) o Brasil teve uma área colhida de coco verde de 189.525 hectares, uma produção de 1,829 bilhões de frutos com um rendimento médio de 9.654 frutos por hectare (frutos/ha), o que pode ser observado na figura 1. Com um crescimento de aproximadamente 500.000 frutos por ano desde 2010. Segundo Maria Simone (2021), na região Nordeste concentra-se 90% da área colhida de coco do país e 70% da produção, com um valor de 1,2 bilhões de frutos em 2021, sendo 7.658 frutos por hectare. Observa ainda que na Bahia, concentra-se uma das maiores produções do país com 322 milhões de frutos anuais, sendo 39.312 hectares e 8.198 frutos por hectare.

Segundo a pesquisa de Gitel (2018) a degradação do resíduo do coco demora cerca de dez anos para ocorrer. O autor salienta que 85% do peso bruto do coco verde é considerado lixo e 70% da produção é descartada em praias devido ao consumo e por empresas que comercializam a água de coco.

Figura 1 - Mapa da produção de coco.

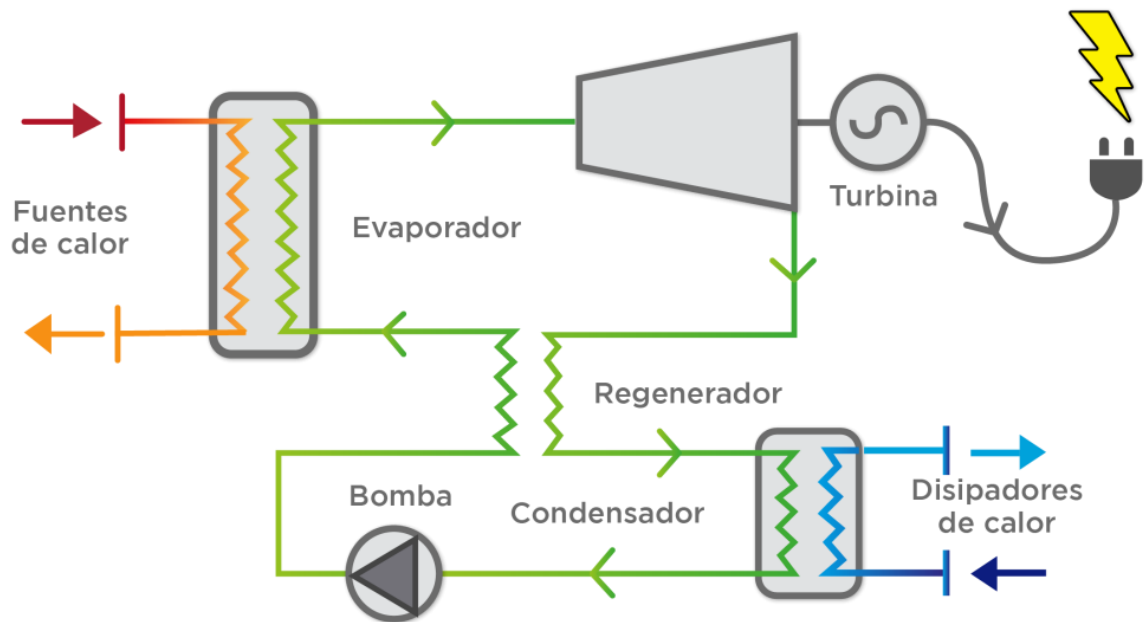


Fonte: Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (2022).

O Ciclo Rankine Orgânico (CRO) é um ciclo termodinâmico para geração de potência que pode ser movido por fontes de calor renováveis como a radiação solar, queima da biomassa, energia geotérmica ou calor residual de processos (QUOILIN, 2013). Lima (2023) evidencia o uso do ciclo Rankine orgânico como uma boa opção para o aproveitamento de calor residual através da queima de biomassa. A autora enfatiza a dificuldade de se transportar calor a longas distâncias e afirma que por conta disso, a geração de energia a partir da biomassa tem que ser local.

O CRO se apresenta como uma fonte alternativa aos combustíveis fósseis para a geração de energia elétrica. Os componentes básicos de um ciclo Rankine orgânico são os mesmos do ciclo convencional e consistem em um evaporador, uma máquina de expansão, um condensador e uma bomba (PINTO, 2018). A figura 2 apresenta o esquema de um ciclo Rankine orgânico.

Figura 2 - Esquema de funcionamento de um ciclo Rankine orgânico.



Fonte: Electriz (2024).

A definição de exergia teve sua introdução quando Sadi Carnot desenvolveu a primeira pesquisa que estabeleceu a base para as duas leis da termodinâmica através da ideia de trabalho máximo possível nas máquinas de vapor (FARIA, 2014). Sendo assim, a exergia representa o potencial de trabalho útil que o sistema pode produzir sem violar os princípios da termodinâmica. A análise exérgica é uma ferramenta indicada na avaliação e solução para uma melhor utilização da energia disponível, pois tem a capacidade de distinguir as perdas de energia para o ambiente e as irreversibilidades internas do processo.

A partir da análise exérgica, Braz (2022) evidencia que a termoeconomia tem por finalidade investigar a origem e avaliar o efeito que irreversibilidades irão causar no consumo de energia, dessa maneira pode ser detectado os obstáculos que dificultam os bons resultados em relação a produção de calor útil e potência. A termoeconomia utiliza o processo de formação de custos como base para atuar no diagnóstico, otimização de projeto, operação e manutenção e na alocação de custos nas plantas térmicas (FARIA, 2014).

Neste projeto, realiza-se a configuração de um Ciclo Rankine Orgânico que opera com uma caldeira alimentada por resíduos de biomassa. Lima (2023) evidencia o ciclo Rankine orgânico operando com a biomassa do açaí no Amazonas. Possamai (2023) utiliza a casca do arroz como resíduo para produção da biomassa no Rio

Grande do Sul. Cesar (2021) corrobora o interesse de centrais térmicas na utilização de biomassas locais devido à preocupação ambiental, dessa forma, ele analisa a reutilização dos resíduos do café como fonte de energia para um ciclo de cogeração no Espírito Santo. A biomassa utilizada no presente estudo foi a casca do coco verde da região da Bahia, a partir dos dados de produção total anual na Bahia que serão destinadas à planta de cogeração analisada. Além da biomassa, um estudo a respeito do melhor fluido de trabalho foi realizado, bem como a análise exergética para avaliar as irreversibilidades do processo e a análise termoeconômica para avaliar os custos de operação do ciclo.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo geral

- O objetivo geral deste trabalho é simular um ciclo Rankine orgânico (CRO) acoplado a um ciclo Rankine convencional utilizando a biomassa do coco verde como combustível da caldeira.

1.2.2. Objetivos específicos

- Efetuar a análise das eficiências obtidas através do código computacional desenvolvido no MATLAB.
- Validação de código computacional.
- Realizar a análise exergética de cada componente do ciclo.
- Comparar os resultados e verificar qual dos fluidos escolhidos agrega maior eficiência ao ciclo.
- Realizar a análise termoeconômica do ciclo seguindo o modelo UFS.

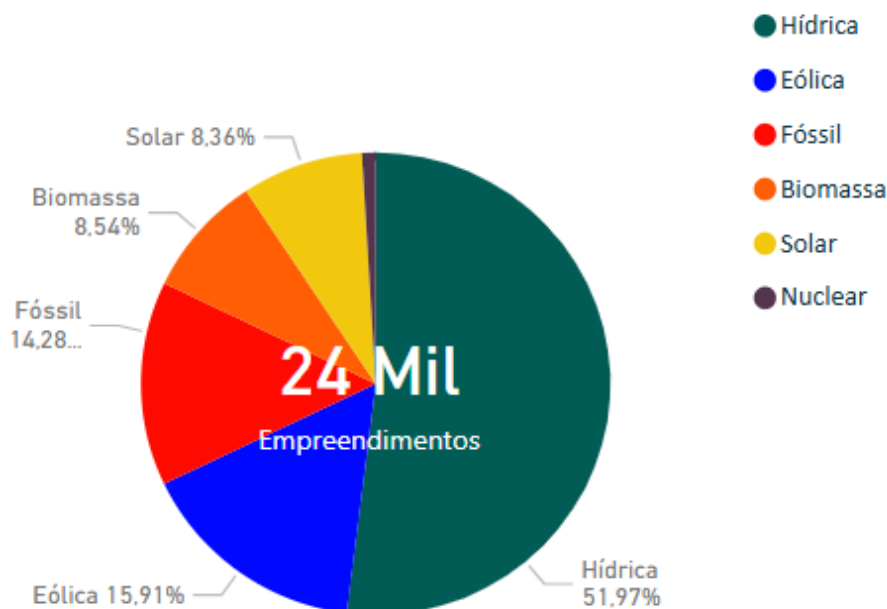
1.3. JUSTIFICATIVA

De acordo com o Ministério de Minas e Energia (2023), em 2023 a geração de energia a partir da biomassa bateu o recorde de contribuição ao Sistema Interligado Nacional (SIN). Foram 3.218 megawatts médios (MWm), o que corresponde a 4,6% de toda a demanda de energia consumida no ano. As informações são da Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE), vinculada ao Ministério de Minas e

Energia. O recorde anterior foi registrado no ano de 2020, quando a geração média das usinas a biomassa ficou em 3.140 MWm.

Em 2023 houve um acréscimo na capacidade instalada de Biomassa de 223 MW e, em 2024, o incremento esperado foi de 586 MW. A geração de energia através da biomassa foi de 16.479 MW em 2023 e de 18.066 MW até março de 2025, as principais fontes de biomassa são, lenha, carvão vegetal, bagaço de cana de açúcar, casca de arroz, biogás e resíduos sólidos urbanos, segundo a Aneel (2025). São 637 empreendimentos movidos a biomassa espalhados por todo o Brasil. A maioria deles (422) utiliza bagaço de cana de açúcar, com uma potência total de 12.410 MW. No Brasil, as fontes de energia renováveis totalizam 47,4%, quase metade da nossa matriz energética, de acordo com EPE GOV (2022). Desse modo, a aplicação da biomassa do coco é um ponto forte no combate ao desperdício de resíduos no país, visto que, as áreas produtoras do coco verde e as praias possuem um índice de 70% de desperdício, segundo Gitel (2018). A figura 3 demonstra a matriz energética no Brasil atualizada em 2025.

Figura 3 - Matriz energética no Brasil.



Fonte: Agência Nacional de Energia Elétrica (2025).

Em diversas cidades do nordeste do Brasil, famílias ainda sobrevivem sem energia elétrica, como é o caso do povoado de Alecrim, na Bahia, em que vivem há quase 20 anos sem energia elétrica, segundo o Portal G1 (2022). Dessa forma, um

sistema de geração utilizando a biomassa do coco e um ciclo Rankine orgânico, teria grande impacto na geração de energia local e, principalmente, traria um novo destino aos resíduos provenientes desse fruto que são descartados. Nesse contexto, contribuindo para a sustentabilidade e diminuição da poluição e desperdício.

A exergia é, por definição, o trabalho máximo teórico que pode ser criado pelo sistema combinado (ÇENGEL; BOLES, 2013). A motivação para realizar a análise exérgica, vem da necessidade de observar qual fluido de trabalho terá melhor eficiência ao ciclo, ou seja, qual a taxa de conversão da energia de calor fornecida em trabalho, bem como visualizar quais componentes ocasionam maior destruição de exergia.

A partir dos fluxos exérgicos obtidos, a análise termoeconômica se faz necessária para verificar se o fluido com melhor eficiência exérgica de fato será viável para a aplicação no ciclo termodinâmico proposto. Ao analisar os custos reais de operação para cada fluido de trabalho através da análise termoeconômica, é possível verificar custos mascarados e seus respectivos componentes.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo, é apresentado a fundamentação teórica obtida das principais literaturas a respeito do Ciclo Rankine Orgânico e sua modelagem termodinâmica de análise exérgica e termoeconômica.

2.2. CICLO RANKINE + CICLO RANKINE ORGÂNICO (CRO)

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

Neste tipo de ciclo, fluidos orgânicos são utilizados de forma a substituir a água. A principal vantagem deste ciclo é a possibilidade de serem utilizados em fontes de baixa temperatura e pressão entre 100 °C e 300°C e de 2 a 30 bar, enquanto ciclos de potência a água operam com temperaturas entre 320-620 °C e pressão de 20-250 bar. Isso possibilita que a fonte de calor do CRO, seja energia geotérmica, energia solar, recuperação de calor residual ou biomassa (LIMA, 2023). Consequentemente, o CRO se apresenta como uma fonte alternativa aos combustíveis fósseis para a geração de energia elétrica. Segundo Pinto (2018), como se trata de uma tecnologia relativamente nova, necessita de mais estudos e investimentos para seu desenvolvimento a fim de se tornar uma opção competitiva e eficiente. Os componentes básicos de um ciclo Rankine orgânico são os mesmos do ciclo convencional e consistem em um evaporador, uma máquina de expansão, um condensador e uma bomba.

2.3. EXERGIA

A definição de exergia teve sua introdução quando Sadi Carnot desenvolveu a primeira pesquisa que estabeleceu a base para as duas leis da termodinâmica através da ideia de trabalho máximo possível nas máquinas de vapor (FARIA, 2014). Sendo assim, a exergia representa o potencial de trabalho útil que o sistema pode produzir sem violar os princípios da termodinâmica.

Szargut *et al.* (1988) defendem que a exergia é a disponibilidade ou potencial máximo de trabalho de uma substância quando definido o ambiente no qual se encontra. Em complemento a essa definição, Kotas (1995) diz que a exergia é o trabalho máximo da troca de energia entre os parâmetros do ambiente e um estado de referência.

A partir disso, é evidente que a exergia está inteiramente ligada a um ambiente de referência. O estado de referência deve ser admitido como o mais próximo possível do ambiente real onde o ciclo será instalado, levando em consideração o ar atmosférico, segundo Szargut *et al.*, 1988.

De acordo com Faria (2014), ao se desprezar o efeito potencial e cinético, a exergia de um fluxo é obtida a partir de suas parcelas química e física, sendo a parcela física a soma da exergia mecânica com a térmica. A exergia química depende dos parâmetros químicos do fluxo, da temperatura e da pressão relativa ao estado de

referência, comumente denominado estado 0 em análises termodinâmicas. Para um ciclo a vapor Rankine ideal, a parcela química não entra na análise devido a água e vapor não terem alterações na sua composição química. Para o presente trabalho, a parcela de exergia química não é considerada no modelo termoeconômico.

2.3.1. Balanço de exergia do ciclo

A análise exergética é uma ferramenta indicada na avaliação e solução para uma melhor utilização da energia disponível, pois tem a capacidade de distinguir as perdas de energia para o ambiente e as irreversibilidades internas do processo. O conceito de exergia advém da combinação das duas Leis da termodinâmica (ÇENGEL; BOLES, 2013). A equação da eficiência exergética é:

$$n_{II} = \frac{X_{rec}}{X_{fornec}} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} X_{rec} &= \text{Exergia recuperada do ciclo} \\ X_{fornec} &= \text{Exergia fornecida ao ciclo} \end{aligned}$$

2.3.2. Exergia fornecida e destruída no ciclo Rankine

Çengel e Boles (2013) evidencia que as equações para o balanço de exergia dos volumes de controle envolvem o fluxo de massa através das fronteiras. A massa possui energia, entropia e exergia. Dessa forma, a equação geral da exergia de um volume de controle é:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2)$$

Onde,

Ψ representa a exergia de fluxo; h_0 é a entalpia correspondente ao ambiente de referência; T_0 é a temperatura do ambiente de referência; s_0 é a entropia do ambiente de transferência. Os dois últimos termos são a parcela de energia cinética e potencial.

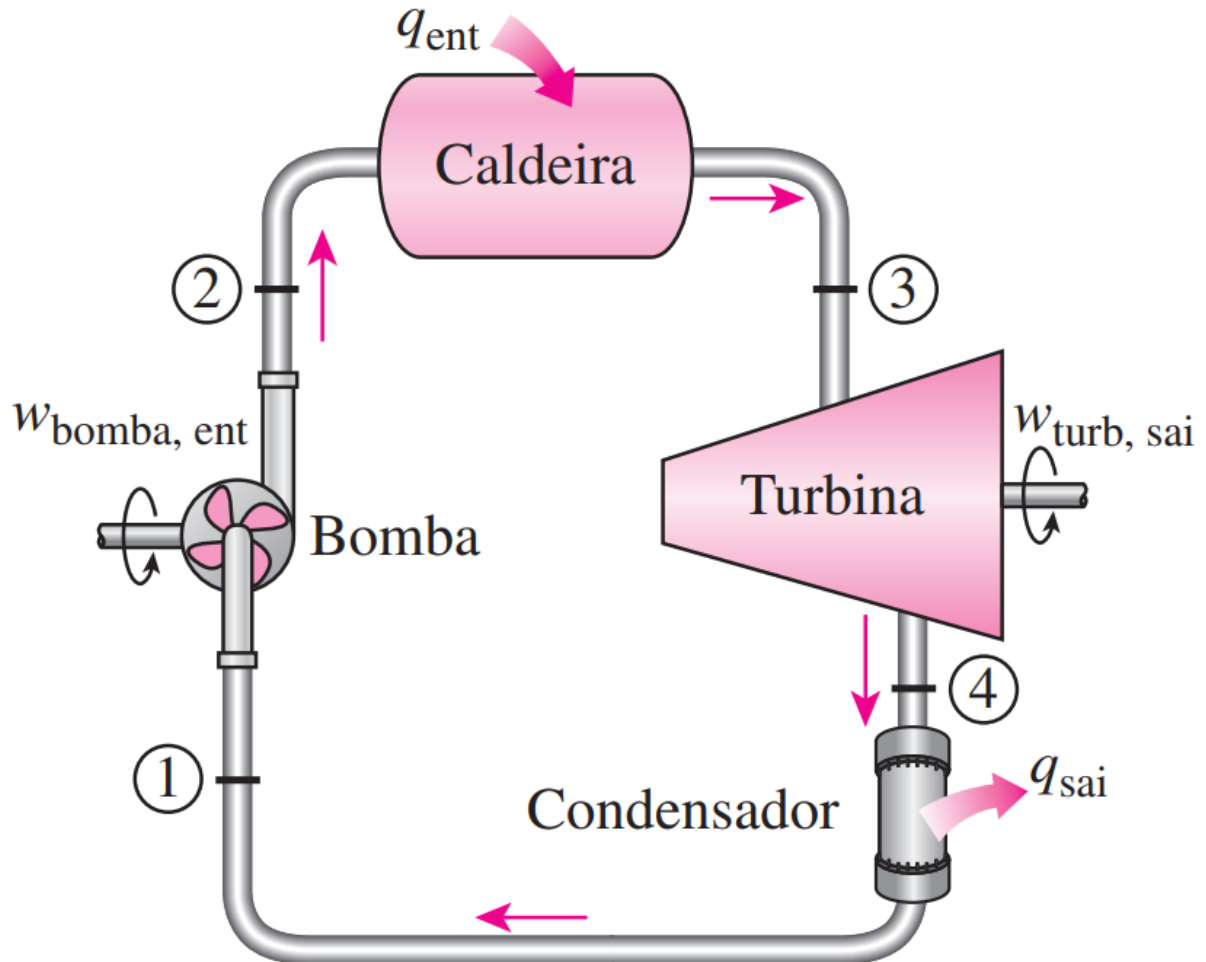
O fluxo de exergia é atribuído a massa que percorre o volume de controle e a fórmula geral é representada como:

$$X_{VC} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - \left(W - \frac{P_0 dV_{VC}}{dt}\right) + \sum m\Psi_{entra} - \sum m\Psi_{sai} - X_{destruída} \quad (3)$$

Essa fórmula pode ser enunciada como: a taxa de variação da exergia dentro do volume de controle durante um processo é igual à taxa líquida de transferência de exergia através das fronteiras do volume de controle por calor, trabalho e fluxo de

massa menos a destruição da exergia dentro das fronteiras do volume de controle, de acordo com Çengel e Boles, 2013.

Figura 4 - Ciclo Rankine convencional.



Fonte: Çengel e Boles (2013).

Levando em consideração o ciclo representado e seus estados do 1 ao 4 e a partir da fórmula geral, as equações de cada volume de controle presente no ciclo foram obtidas a partir da literatura de Çengel e Boles (2013).

A caldeira no ciclo Rankine é um tipo de trocador de calor. Portanto, o balanço exergético neste componente é representado da seguinte maneira:

$$X_{g,cald} = m_g[h_a - h_b - T_0(s_a - s_b)] \quad (4)$$

Essa equação é referente ao fluxo de calor proveniente da queima da biomassa. Onde, h_a e h_b são as parcelas de entalpia dos gases do processo de combustão, s_a e s_b são as entropias e m_g é o fluxo de massa da queima.

$$X_{v,cald} = m_v[h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)] \quad (5)$$

Referente ao vapor. Onde, h_3 e h_2 é a entalpia referente aos estados, bem como s_3 e s_2 é referente a entropia e m_v é o fluxo de massa de vapor gerado. Exergia destruída na caldeira:

$$X_{D,cald} = X_g - X_v \quad (6)$$

O condensador é um trocador de calor com a região de baixa temperatura. A exergia de fluxo referente ao fluido de trabalho é:

$$X_{v,cond} = m_v[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] \quad (7)$$

Exergia referente a água de resfriamento:

$$X_{a,cond} = m_a[h_{b'} - h_{a'} - T_0(s_{b'} - s_{a'})] \quad (8)$$

Sendo, m_a o fluxo de massa da água de resfriamento.

Exergia destruída no condensador:

$$X_{D,cond} = X_v - X_a \quad (9)$$

A turbina admite o vapor superaquecido pela caldeira, o expande e o encaminha para o condensador. O balanço exergético na turbina é dado a partir da equação geral mostrada anteriormente Eq. 10. Nesse caso, ao cortar os termos que podem ser desconsiderados, a exergia fornecida pela turbina é:

$$X_{recuperada,turb} = W_{turb} \quad (10)$$

$$X_{D,turb} = mT_0(s_4 - s_3) \quad (11)$$

$X_{D,turb}$ representa a exergia destruída na turbina.

A exergia fornecida pela turbina é o próprio trabalho da turbina, pois o processo é considerado em regime permanente e corrente única (ÇENGEL, 2013).

Assim como a turbina, a exergia fornecida pela bomba é encontrada também pela equação geral. Sendo reduzida ao trabalho da bomba.

$$X_{fornecida,bom} = W_b \quad (12)$$

A exergia destruída pelas irreversibilidades na bomba é:

$$X_{D,bom} = mT_0(s_2 - s_1) \quad (13)$$

O balanço exergético total do ciclo:

$$X_{recuperada,W} = W_t = W_t - W_b \quad (14)$$

$$X_{fornecida} = X_{calor} + P_B = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) * Q_{cald} + P_B \quad (15)$$

A equação acima mostra que a exergia que sai do ciclo por conta do trabalho é o próprio trabalho líquido (exergia recuperada em forma de trabalho). Portanto, a exergia total fornecida será a exergia de energia em forma de calor somada à potência da bomba.

2.4. TERMOECONOMIA

O termo “Termoeconomia” foi proposto em 1962 por Tribus e Evans para representar a disciplina que combina os conceitos da Termodinâmica com os da economia de modo a fornecer informações não disponíveis em uma análise energética e econômica convencional, mas cruciais no projeto e operação de sistemas térmicos (VALERO *et al.*, 2006).

A termoeconomia utiliza o processo de formação de custos como base para atuar no diagnóstico, otimização de projeto, operação e manutenção e na alocação de custos nas plantas térmicas (FARIA, 2014).

Análises termoeconômicas utilizam a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica juntamente com balanços de custo aplicados em todos os componentes do sistema em análise. Dessa forma, permite entender o processo de formação de custos, minimizar o custo total da planta e avaliar custos para mais de um produto produzido pelo mesmo processo (TSATSARONIS; VALERO, 1989).

Diante do conceito de termoeconomia, no presente trabalho foi utilizado o modelo termoeconômico UFS, onde a exergia é desagregada em três termos, sendo eles a parcela entrópica e a parcela entálpica em termos de energia interna e trabalho de fluxo.

Como a entalpia é definida como a soma da energia interna com o trabalho de fluxo, nota-se que a variação na energia interna do fluido de trabalho é igual à sua variação do trabalho de fluxo, porém em módulo, ou seja, enquanto a energia interna diminui, o trabalho de fluxo aumenta, na mesma magnitude (LOURENÇO, 2012).

O UFS é um modelo de desagregação utilizado por Lourenço *et al.* (2011) numa metodologia denominada de Modelo UFS, que é uma extensão do Modelo H&S, pois mantém sua parcela entrópica (S) e desagrega a entálpica em termos de energia interna (U) e trabalho de fluxo (F). Sendo assim, a exergia física total é a combinação dos três, definida conforme a seguinte equação:

$$E = (U + F) - S \quad (16)$$

O Modelo UFS foi proposto para superar uma limitação do Modelo H&S com relação à definição de um produto para as válvulas de expansão em ciclos de refrigeração, uma vez que este equipamento dissipativo é modelado como isentálpico (FARIA, 2014).

Os fluxos produtivos que representam as parcelas entrópica, de energia interna e de trabalho de fluxo estão representados nas equações:

$$S_{i:j} = S_i - S_j \quad (17)$$

$$U_{i:j} = U_i - U_j \quad (18)$$

$$F_{i:j} = F_i - F_j \quad (19)$$

A definição de insumo e produto para as parcelas é definida da seguinte forma: as parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo tem uma contribuição positiva e, portanto, definem como produto os fluxos que aumentam através de um subsistema e como insumo os que reduzem (FARIA, 2014).

2.5. FARIA, PEDRO ROSSETO DE (2014)

O trabalho realizado por Faria (2014) teve como objetivo avaliar as diferentes metodologias de desagregação da exergia física para a modelagem termoeconômica, tendo em conta alguns aspectos como vantagens, restrições, inconsistências, melhoria na precisão dos resultados, aumento da complexidade e do esforço computacional e o tratamento dos resíduos e equipamentos dissipativos para a total desagregação do sistema térmico. Para isso, as diferentes metodologias e níveis de desagregação da exergia física são aplicados na alocação de custos para os produtos finais (potência líquida e calor útil) em diferentes plantas de cogeração considerando como fluido de trabalho tanto o gás ideal bem como o fluido real. Plantas essas com equipamentos dissipativos (condensador ou válvula) ou resíduos (gases de exaustão da caldeira de recuperação).

2.6. POSSAMAI, JOÃO GABRIEL (2023)

O autor Possamai (2023) realizou a análise energética e exergética de uma termelétrica operando em ciclo regenerativo com a biomassa proveniente da casca de arroz. A usina analisada opera em São Sepé – RS e é composta por uma caldeira, uma turbina, um condensador e duas bombas d'água. O combustível utilizado na caldeira para o estudo foi a biomassa da casca do arroz, que foi comparada a outras biomassas, como a casca de coco e o bagaço de cana de açúcar, a fim de validar sua usabilidade.

O autor constatou após realizar as análises de primeira e segunda lei que a caldeira é o componente principal na taxa de destruição de exergia do ciclo, devido às altas irreversibilidades geradas durante a combustão da biomassa. A pesquisa demonstrou que comparada à cana de açúcar, a biomassa do arroz gera muita perda no ciclo em operação. O que corrobora que a usina só se torna sustentável pela alta disponibilidade da biomassa no local, onde o descarte é abundante no estado do Rio Grande de Sul.

2.7. LIMA, LÍDIA AURIANE (2023)

A pesquisa realizada por Lima (2023) evidencia a utilização da biomassa do açaí como combustível para uma caldeira em um ciclo Rankine convencional acoplado a um ciclo Rankine orgânico. A planta de cogeração é simulada com dados da região do Amazonas, onde se têm uma das maiores demandas de açaí do Brasil. A casca do fruto do açaí, em sua maioria, é descartada sem reaproveitamento ideal. Portanto, o trabalho proposto visa um novo destino para a biomassa do açaí. Além das análises termodinâmicas realizadas, a autora realiza a comparação de três fluidos de trabalho para o ciclo Rankine orgânico, o R134a, R123 e o R245fa, e três tipos de caldeiras a biomassa.

Nesse contexto, a autora evidencia que o açaí possui propriedades térmicas semelhantes e um bom poder calorífico ao comparar o poder calorífico inferior do açaí com as biomassas mais convencionais, como a proveniente da cana de açúcar. A autora constata através das análises termodinâmicas do ciclo, que o melhor fluido térmico para o ciclo Rankine orgânico proposto é o R134a e o modelo da caldeira que melhor atendeu os requisitos do projeto é a WNS2-1.25-Q, da empresa Xinxiang.

2.8. CESAR, FREDERICO SENA CANTÃO (2021)

O autor Cesar (2021) corrobora o interesse de centrais térmicas na utilização de biomassas devido à preocupação ambiental. O trabalho proposto pelo autor é advindo do interesse de uma indústria cafeeira na reutilização dos resíduos oriundos dos processos como fonte de combustível para geração de energia. Dessa forma, o mesmo propôs dois sistemas de cogeração onde, as análises termodinâmicas e termoeconômicas são realizadas para os dois casos, um com uma turbina de contrapressão e o outro, uma turbina de condensação e extração. A biomassa utilizada é proveniente da casca do café. Os modelos termoeconômicos utilizados foram o E e H&S.

A pesquisa realizada pelo autor constata que a biomassa reutilizada da casca do café é uma boa fonte energética para os ciclos propostos, principalmente devido ao reaproveitamento local, sem a necessidade de custos de transporte. Com relação a análise termoeconômica, o caso dois, com a turbina de condensação e extração, apresentou custos exergéticos unitários mais atraentes do que o caso um, com a turbina de contrapressão.

2.9. BRAZ, HIAGO CARDOSO (2022)

O estudo realizado por Braz (2022) ressalta a importância da análise termoeconômica, que possibilita a avaliação das demandas de recursos energéticos e financeiros dos fluxos e equipamentos do sistema na qual o modelo é aplicado, o que possibilita verificar os maiores e menores consumidores. O objetivo do autor foi realizar uma análise termoeconômica segundo o modelo E e H&S em um sistema de cogeração de uma usina sucroenergética norte capixaba, composta por um ciclo Rankine convencional.

O autor constatou que o modelo H&S apresenta vantagem visto que analisa os equipamentos separadamente, isso pode ser notado nas irreversibilidades dos equipamentos. O cenário com resultados mais satisfatórios para a venda de eletricidade é apresentado pelo modelo H&S – caso b, com custo unitário monetário de 249,007 R\$/MWh, em contrapartida, o maior custo unitário monetário da eletricidade está no modelo E – caso c, sendo de 250,797 R\$/MWh.

3. METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho consiste em uma modelagem de um ciclo Rankine orgânico em código computacional com o intuito de observar o comportamento do ciclo operando com a biomassa do coco e diferentes fluidos de trabalho. Os softwares computacionais utilizados foram o MATLAB com auxílio da biblioteca COOLPROP, que possui uma base de dados termodinâmicos dos fluidos de trabalho utilizados para a análise. A metodologia empregada está dividida em:

- Seleção dos parâmetros de trabalho da caldeira;
- Configuração do ciclo Rankine + ciclo Rankine orgânico;
- Seleção do fluido de trabalho;
- Análise termodinâmica de primeira e segunda lei;
- Análise termoeconômica do ciclo de cogeração;

3.2. SELEÇÃO DOS PARÂMETROS DE TRABALHO DA CALDEIRA

Este tópico visa servir como base para um estudo mais aprofundado que ajude na escolha da caldeira ideal. Os critérios para o projeto em relação aos parâmetros de trabalho da caldeira são:

a) A caldeira trabalha com biomassa;

b) A biomassa utilizada no estudo foi o coco verde produzido na Bahia, onde concentra-se uma das maiores produções do país com 322 milhões de frutos por ano, sendo 39.312 hectares e 8.198 frutos por hectare, com peso médio da casca de 0,9kg. A partir dos dados de produção total anual na Bahia e o desperdício de 70% dos resíduos evidenciados por Gitel (2018), o valor utilizado para o presente estudo foi de 40.000 toneladas, na qual representa aproximadamente 19% da massa total das cascas dos cocos desperdiçados, que serão destinadas à planta de cogeração analisada.

A análise foi feita em código computacional e modelagem no software MATLAB com o intuito de obter os valores de eficiência térmica e exergética, bem como realizar a análise termoeconômica do ciclo. Além da biomassa, um estudo a respeito do melhor fluido de trabalho foi realizado.

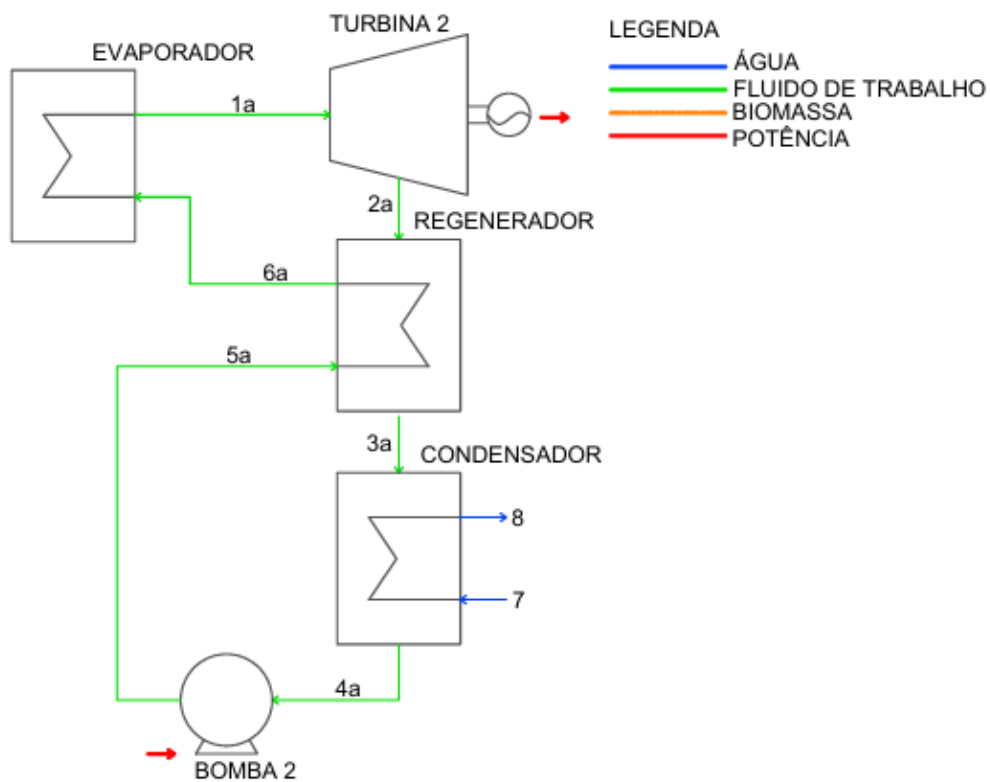
c) Operar diariamente no mínimo 10 horas, sendo 3650 horas por ano.

d) Capacidade de suportar vapor a 400°C.

último, de 4 para 1 a rejeição de calor também é isobárica. Para a análise termodinâmica do ciclo Rankine, é necessária a modelagem dos estados.

No estado 1 da figura 5, temos o estado de líquido saturado, onde o x_1 será 0, pois não há nenhum vapor no fluido neste ponto, também $P_1 = P_4$. No estado 2, o líquido está comprimido, onde $P_2 = P_3$ e $s_1 = s_2$. No estado 3, o líquido é evaporado na caldeira, se transformando em vapor superaquecido, temos $s_4 = s_3$. No estado 4, saindo da turbina, o vapor segue para o condensador onde será retirado o calor do fluido.

Figura 6 - Representação de um ciclo Rankine orgânico.



Fonte: Autoria própria (2025).

Nesse caso, o ciclo orgânico irá operar com o evaporador que aquece o fluido de trabalho e produz o vapor que será direcionado à turbina 2. Há também a presença do regenerador responsável por retirar energia na forma de calor do fluido que deixa a turbina e fornecer essa energia à entrada do evaporador com o intuito de facilitar o processo de condensação e evaporação.

3.3.1. Balanço de energia e massa

O balanço na bomba é dado por:

$$\frac{W_{bom}}{m} = (h_2 - h_1) \quad (20)$$

O balanço na caldeira é dado por:

$$\frac{Q_{cal}}{m} = (h_3 - h_2) \quad (21)$$

O balanço na turbina é dado por:

$$W_{tur} = m(h_3 - h_4) \quad (22)$$

O balanço no condensador é dado por:

$$\frac{Q_{cond}}{m} = (h_4 - h_1) \quad (23)$$

Neste caso, a eficiência térmica ou eficiência da primeira lei da termodinâmica.

A equação é:

$$n_{térmica} = \frac{Wl}{Q_{cal}} \quad (24)$$

$$\text{Onde, } Wl = Q_{cal} - Q_{cond} = w_{tur} - w_{bom} \quad (25)$$

De acordo com a primeira lei da termodinâmica o calor não pode ser convertido totalmente em trabalho, a entrada de calor, Q_{cal} , deve ser igual ao trabalho realizado, Wl , somado ao calor perdido para o ambiente, Q_{cond} . Logo, a fórmula pode ser reescrita como:

$$n_{térmica} = \frac{Q_{cal} - Q_{cond}}{Q_{cal}} = 1 - \frac{Q_{cond}}{Q_{cal}} \quad (26)$$

Assim, a eficiência máxima do ciclo ou eficiência de Carnot é dada por:

$$n_{Carnot} = 1 - \frac{T_{sai}}{T_{entra}} \quad (27)$$

T_{sai} : Temperatura do reservatório frio.

T_{entra} : Temperatura do reservatório quente.

3.3.2. Seleção do Fluido de Trabalho

Os critérios de seleção do fluido para este trabalho foram elaborados de maneira a atender as especificações iniciais de temperaturas desejadas para a operação do CRO seguindo o método aplicado por Lima (2023) e Quoilin *et al.* (2011), os fluidos orgânicos comerciais utilizados para as análises foram o R245fa, R134a e o R123, pois constituem ótimas opções de fluidos orgânicos e seguem os critérios abaixo:

- a) Temperatura crítica superior à temperatura máxima alcançada no CRO;
- b) Pressão crítica acima da pressão máxima do CRO;
- c) Tipo isentrópico;

Os critérios de inflamabilidade e toxicidade não foram admitidos para a análise realizada neste trabalho. É importante destacar que, ao selecionar um fluido de real funcionamento deve-se realizar uma seleção mais criteriosa em relação a estes fatores, principalmente devido aos riscos de manuseio e operação.

Os parâmetros dos fluidos de trabalho escolhidos para o estudo do ciclo, R245fa, R134a e o R123, são apresentados na tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros dos fluidos orgânicos de trabalho utilizados.

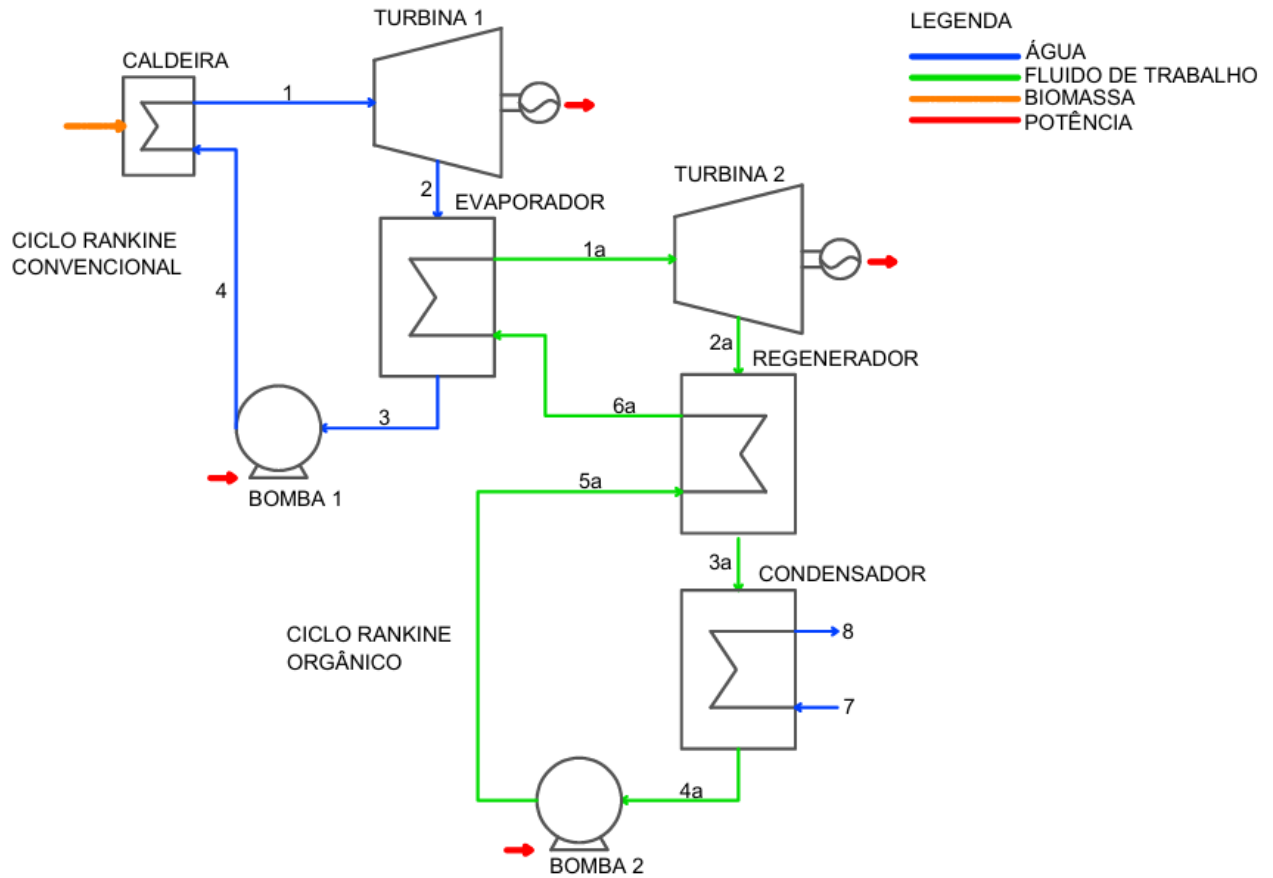
Fluido	R245fa	R134a	R123
Temp. crítica °C	154	101,06	183,7
Pressão crítica MPa	3,66	3,66	4,06
T. Congelamento °C	< -160	< -96,7	< -107
Estabilidade	Estável	Estável	Estável
T. Vaporização °C	58,8	1,2	27,8
Densidade kg/m³	517	512	550
Disponibilidade	Alta	Alta	Alta
P. Vaporização kPa	123	164,11	15,8
Viscosidade uPa.s	407	202	456
M. molar g/mol	134,1	102	153

Fonte: Teixeira (2014).

3.4. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO

O ciclo termodinâmico utilizado neste trabalho consiste em uma caldeira, duas turbinas, duas bombas, um trocador de calor, um regenerador e um condensador. Para analisar a performance do ciclo Rankine orgânico foi utilizado o método apresentado nos trabalhos de Lima (2023) e Tchanché *et al.* (2009). Neste método a primeira e segunda leis da termodinâmica são aplicadas a cada componente do ciclo de modo que as quantidades de calor adicionadas e rejeitadas, os trabalhos gerados e consumidos e as eficiências do sistema possam ser encontrados e a escolha do fluido seja analisada. A figura a seguir mostra o modelo do CRO que será analisado.

Figura 7 - CRO acoplado ao ciclo Rankine convencional, utilizando a biomassa da casca do coco como fonte de calor primária.



Fonte: Autoria própria (2025).

O sistema é composto por um ciclo Rankine convencional à água interligado a um CRO a fim de se obter o aproveitamento do calor removido do ciclo convencional. As considerações utilizadas para os cálculos foram:

Hipóteses:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= 0; \\
 p_1 &= p_4; \quad p_{1a} = p_{5a} = p_{6a}; \\
 p_2 &= p_3; \quad p_{2a} = p_{3a} = p_{4a}; \\
 s_1 &= s_{2s}; \quad s_{1a} = s_{2as};
 \end{aligned}$$

Continuidade:

$$\Sigma m_{entra} = \Sigma m_{sai} \quad (28)$$

$$Q_{cald} + W_{bom} + m_{entra} h_{entra} = Q_{cond} + W_{turb} + m_{sai} h_{sai} \quad (29)$$

A equação utilizada para a bomba tem o intuito de retornar a potência consumida pela mesma W_{bom1} e a elevação de temperatura na saída da bomba, h_4 .

Partindo da hipótese de regime permanente, admitindo as variações de energia cinética e potencial, sendo a compressão isentrópica. Temos:

$$W_{bom1} n_{bom} = ma(h_4 - h_3) \quad (30)$$

$$W_{bom1} = \frac{v_1}{n_{bom}}(p_4 - p_3) \quad (31)$$

W_{bom1} representa a quantidade de trabalho consumido pelo motor da bomba durante o processo.

n_{bom} representa a eficiência da bomba, ou seja, as perdas do motor ao transformar a energia elétrica em trabalho mecânico.

ma representa a vazão mássica de água.

A bomba 2 está atrelada à parte do ciclo operando com o fluido térmico, ela conecta o evaporador à caldeira. Sua função é bombear o fluido térmico após trocar calor com o fluido de trabalho no evaporador para a caldeira, para que assim, ele evapore novamente e seja capaz de prover o calor necessário para o fluido orgânico de trabalho.

$$W_{bom2} = mft * w_{bom2} \quad (32)$$

$$W_{bom2} n_{bom2} = mft(h_{5a} - h_{4a}) \quad (33)$$

w_{bom2} é a quantidade de trabalho que é consumido pela bomba durante a troca de pressão do fluido térmico. A eficiência n_{bom2} corresponde às perdas do motor da bomba.

A caldeira é a responsável por admitir a biomassa da casca do coco verde e realizar a queima, resultando na vaporização da água.

$$Q_{bio} = mbio * PCI \quad (34)$$

$$m_{bio} = \frac{Quantidade [kg]}{horas[s]} \quad (35)$$

$$Q_{cald} = ma * (h_1 - h_4) \quad (36)$$

$$horas = \frac{horas}{dia} * \frac{3600s}{h} * dias \quad (37)$$

Q_{bio} representa o calor admitido pela queima da biomassa na caldeira, ou seja, o calor que entra no sistema a partir da fonte de alta temperatura.

m_{bio} representa a massa total de resíduos inserida na caldeira.

A turbina tem o objetivo de gerar trabalho e a equação utilizada irá fornecer a potência bruta gerada W_{turb1} . A pressão de saída da turbina é pré-definida pela queda de pressão no condensador, ou seja, ele não pode ser inferior à pressão ambiente na entrada da bomba.

$$W_{turb1} = ma(h_1 - h_2)n_{m,turb} \quad (38)$$

W_{turb1} é a quantidade de trabalho produzido na turbina ao longo da expansão do vapor da água e $n_{m,turb}$ é a eficiência da turbina que representa a porcentagem que é desperdiçada de trabalho devido às perdas.

$$W_{turb2} = mft(h_{1a} - h_{2a})n_{m,turb} \quad (39)$$

W_{turb2} é a quantidade de trabalho produzido na turbina ao longo da expansão do fluido de trabalho e $n_{m,turb}$ é a eficiência da turbina que representa a porcentagem que é desperdiçada de trabalho devido às perdas.

O evaporador tem como função evaporar o fluido de trabalho orgânico que passa pelo regenerador do CRO através da troca de calor com a água do ciclo convencional que é superaquecida na caldeira e serve como fonte de alta temperatura. O fluido de trabalho se torna vapor e segue para a turbina 2.

$$Q_{eva} = ma(h_3 - h_2) \quad (40)$$

$$Q_{eva,ft} = mft(h_{1a} - h_{6a}) \quad (41)$$

mft representa a massa do fluido de trabalho orgânico do CRO.

O regenerador é responsável por pré-aquecer o fluido de trabalho proveniente da bomba 1, o fluido frio ao passar pelo regenerador realiza uma troca térmica com o fluido quente que sai da turbina.

$$(h_{2a} - h_{3a}) = (h_{5a} - h_{6a}) \quad (42)$$

O condensador tem como função realizar a troca térmica e retirar calor do fluido de trabalho.

$$Q_{cond} = mft(h_{4a} - h_{3a}) \quad (43)$$

$$Q_{cond} = ma(h_8 - h_7) \quad (44)$$

Q_{cond} representa a quantidade de calor que o condensador deverá retirar do fluido orgânico de trabalho.

Eficiência térmica global:

$$n_{term,global} = \frac{W_{liq}}{Q_{cal}} = 1 - \frac{Q_{cond}}{Q_{cal}} \quad (45)$$

$$W_{liq} = W_{turb} - W_{bom} \quad (46)$$

$n_{term,global}$ corresponde à eficiência que considera somente o balanço de energia do ciclo, ou seja, eficiência da primeira lei da termodinâmica.

As eficiências isentrópicas do sistema, na turbina e nas bombas, são:

$$n_{bom} = \frac{W_{reversivel}}{W_{real}} = \frac{(h_{2reversivel}[h_{2s}] - h_1)}{(h_{2real}[h_2] - h_1)} \quad (47)$$

$$W_{bom} = \frac{v_1(p_2 - p_1)}{n_B} \quad (48)$$

$$n_{turb} = \frac{W_{reversível}}{W_{real}} = \frac{(h_3 - h_{4real}[h_4])}{(h_3 - h_{4reversível}[h_{4s}])} \quad (49)$$

$$W_{turb} = n_{turb}(h_3 - h_{4reversível}[h_{4s}]) \quad (50)$$

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

Eficiência exergética do ciclo:

$$n_{II} = \frac{n_{term,global}}{(1 - (T_{4aK}/T_{5K}))} = \frac{n_{term,global}}{n_{Carnot}} \quad (51)$$

Além da eficiência exergética, as equações apresentadas na fundamentação teórica de exergia admitida e destruída foram aplicadas aos componentes para realização do balanço de exergia do sistema. Ademais, a eficiência de segunda lei (exergética) também pode ser obtida, no ciclo Rankine, pela razão entre a exergia destruída total pela exergia fornecida ao ciclo. As equações abaixo foram adaptadas de Cavalcante (2017) conforme o trabalho de Lima (2023) e são utilizadas na determinação da quantidade de biomassa necessária para o ciclo.

A análise exergética do ciclo foi feita a partir das metodologias utilizadas por Renata (2018), Abreu (2020), validada pelo ciclo proposto por eles e aplicado ao ciclo escolhido para este trabalho.

3.5. ANÁLISE TERMOECONÔMICA DO CICLO

No presente trabalho foi utilizado o modelo termoeconômico UFS, no qual é um modelo de desagregação utilizado por Lourenço *et al.* (2011), que é uma extensão do Modelo H&S, pois mantém sua parcela entrópica (S) e desagrega a parcela entálpica em termos de energia interna (U) e trabalho de fluxo (F). Sendo assim, a exergia física total é a combinação dos três termos.

A estrutura produtiva é formada pelos equipamentos (GV, B1, B2, T1, T2, RG, CD, TC), por quatro junções-bifurcações ($J_U - B_U$), ($J_F - B_F$), ($B_S - J_S$) e ($J_P - B_P$), duas bifurcações de potência, seis pequenas bifurcações e oito pequenas junções.

A parcela entrópica é formada no processo industrial e distribuída aos demais equipamentos através de uma bifurcação. As parcelas de energia interna e de trabalho

de fluxo apresentam comportamentos semelhantes: são produzidas pelas bombas, pelo gerador de vapor, pelo regenerador e pelo trocador de calor e distribuídas aos demais equipamentos por suas respectivas junção-bifurcação.

Contudo, para obter os custos dos equipamentos e do bagaço da casca do coco, é necessário utilizar os fatores de amortização e de operação e manutenção, na qual auxiliam a execução da metodologia monetária. De acordo com o trabalho realizado por Braz (2022), o percentual associado a operação e manutenção é considerado 7%, já para o fator de amortização é necessário utilizar a taxa anual de juros e os anos de operação da planta. Portanto, para o presente estudo é considerado 15 anos de operação e 10% de taxa anual de juros. A fórmula para definir os custos externos dos equipamentos é demonstrada abaixo.

$$\mathcal{E} = \frac{i(1+i)^{na}}{3600n_a n_h ((1+i)^{na} - 1)} \quad (52)$$

Onde, i é a taxa anual de juros, n_a a quantidade de anos de operação e n_h a quantidade de horas anuais. A tabela 1 indica os valores dos custos externos dos equipamentos do ciclo.

Tabela 2 – Custos externos dos equipamentos reais da estrutura produtiva.

Unidade	Custo [R\$]
Bagaço da casca de coco	120 (Tonelada)
B1, B2	1.000.000
Caldeira	20.000.000
Reg, T. Ca., Cond	2.000.000
T1, T2	5.000.000

Fonte: Braz (2022).

Com isso, os valores monetários finais podem ser definidos pela fórmula:

$$Z_{equip} = z_{equip} \mathcal{E} \varphi 3600 \quad (53)$$

Onde, z_{equip} é o custo sem correção e φ o fator de operação e manutenção.

Dessa forma, com todos os valores determinados, o equacionamento monetário pode ser realizado para cada equipamento do sistema proposto. A partir a estrutura produtiva do ciclo, o sistema de equações para o custo exergético e monetário pode ser definido pelas equações abaixo, respectivamente.

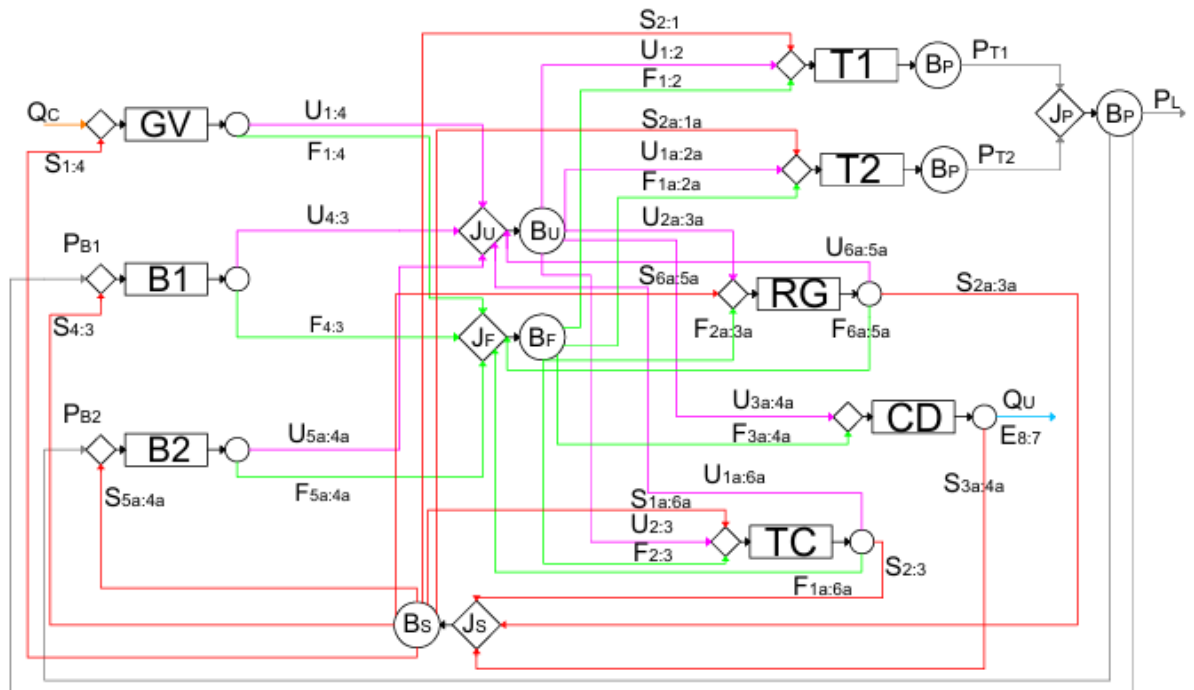
$$c_p P - c_f F = 0 \quad (54)$$

Onde, c_p é o custo exergético unitário do fluxo que deixa o equipamento e P o valor do produto em base exergética, c_f o custo exergético unitário do insumo e F o valor do insumo em base exergética.

$$c_p P - c_f F = Z_{equip} \quad (55)$$

Onde, c_p é o custo monetário unitário do fluxo que deixa o equipamento, c_f o custo monetário unitário do insumo. Os custos serão representados em R\$/MWh, para facilitar a relação com os gastos energéticos. A figura 5 representa a estrutura produtiva do ciclo.

Figura 8 – Estrutura produtiva do ciclo Rankine convencional acoplado ao ciclo Rankine orgânico proposto.



COMPONENTES:

B1 - BOMBA 1
GV - GERADOR DE VAPOR/CALDEIRA
TC - TROCADOR DE CALOR
T1 - TURBINA 1
B2 - BOMBA 2
RG - REGENERADOR
T2 - TURBINA 2
CD - CONDENSADOR

LEGENDA:

ENERGIA INTERNA — magenta
TRABALHO DE FLUXO — verde
ENTROPIA — vermelho
POTÊNCIA — cinza
CALOR RECEBIDO — laranja
CALOR FORNECIDO — azul

Fonte: Autoria própria (2025).

Os custos unitários monetários são obtidos através do balanço nos equipamentos reais e fictícios. As equações dos equipamentos reais, bombas, gerador de vapor, trocador de calor, regenerador, condensador e turbinas são:

GV- Caldeira/gerador de vapor

$$c_{GV} * (U_{14} + F_{14}) - c_S * S_{14} = Z_{GV} + qca * Z_{Qc} \quad (56)$$

B1 - Bomba 1

$$c_{B1} * (U_{43} + F_{43}) - c_P * P_{B1} - c_S * S_{43} = Z_{B1} \quad (57)$$

T1 - Turbina 1

$$c_{PT1} * P_{T1} - c_S * S_{21} - c_U * U_{12} - c_F * F_{12} = Z_{T1} \quad (58)$$

TC - Trocador de calor

$$c_{TC} * (U_{1a6a} + F_{1a6a}) + c_S * S_{23} - c_U * U_{23} - c_F * F_{23} - c_S * S_{1a6a} = Z_{TC} \quad (59)$$

B2 - Bomba 2

$$c_{B2} * (U_{5a4a} + F_{5a4a}) - c_S * S_{5a4a} - c_P * P_{B2} = Z_{B2} \quad (60)$$

T2 - Turbina 2

$$c_{PT2} * P_{T2} - c_S * S_{2a1a} - c_U * U_{1a2a} - c_F * F_{1a2a} = Z_{T2} \quad (61)$$

CD - Condensador

$$c_{CD} * (S_{3a4a} + Qu) - c_U * U_{3a4a} - c_F * F_{3a4a} = Z_{CD} \quad (62)$$

RG - Regenerador

$$c_{RG} * (U_{6a5a} + F_{6a5a}) + c_S * S_{2a3a} - c_U * U_{2a3a} - c_F * F_{2a3a} - c_S * S_{6a5a} = Z_{RG} \quad (63)$$

As equações do balanço nos equipamentos fictícios, junção-bifurcação de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópica e do ambiente são:

$$c_U * (U_{12} + U_{1a2a} + U_{2a3a} + U_{3a4a} + U_{23}) - c_{GV} * U_{14} + c_{B1} * U_{43} - c_{B2} * U_{5a4a} - c_{TC} * U_{1a6a} - c_{RG} * U_{6a5a} = 0 \quad (64)$$

$$c_F * (F_{12} + F_{1a2a} + F_{2a3a} + F_{3a4a} + F_{23}) - c_{GV} * F_{14} + c_{B1} * F_{43} - c_{B2} * F_{5a4a} - c_{TC} * F_{1a6a} - c_{RG} * F_{6a5a} = 0 \quad (65)$$

$$c_S * (S_{14} + S_{43} + S_{5a4a} + S_{6a5a} + S_{1a6a} + S_{2a1a} + S_{21}) - c_{TC} * S_{23} - c_{CD} * S_{3a4a} - c_{RG} * S_{2a3a} = 0 \quad (66)$$

Para a obtenção do modelo que determina o custo exergético unitário dos mesmos fluxos produtivos de exergia, os custos de investimento, operação e manutenção das unidades produtivas reais são desprezados e o custo exergético do combustível é igualado à equação.

Todas as equações apresentadas foram aplicadas em código no software MATLAB para encontrar o valor de cada fluxo da estrutura produtiva, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

3.6. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO

Os fluidos inseridos nas equações foram o R245fa, R134a e o R123, todos são fluidos refrigerantes possuem validação acadêmica. A ferramenta utilizada possui uma biblioteca extensa com os parâmetros termodinâmicos dos fluidos utilizados para a análise.

O poder calorífico inferior foi considerado a partir do estudo de Aguirre (2017) a respeito do beneficiamento da casca do coco verde para fins energéticos e o valor encontrado pelo autor foi de 17.260 kJ/kg.

Primeiramente, os estados foram definidos no software a partir dos parâmetros de entrada escolhidos para este trabalho. A tabela 2 mostra todas as variáveis de entrada para o ciclo convencional.

Tabela 3 - Variáveis de entrada do ciclo.

Pressão P3 (Entrada da bomba 1)	150 kPa
Temperatura T1 (Condições climáticas)	30 °C
Pressão P4	4000 kPa
Temperatura T1	400 °C
n_B, n_T (Bombas e turbinas)	0,75
PCi da biomassa da casca do coco	17000 kJ/kg
Horas de funcionamento	10 horas
Quantidade de biomassa	40.000 ton
n_E, n_R (Evaporador e regenerador)	0,75
T_0	30 °C
T_Q (Alta temperatura)	400 °C
ma	18kg/s

Fonte: Cavalcante (2017).

3.7. ANÁLISE ENERGÉTICA

A análise de primeira lei teve apoio do modelo utilizado no trabalho de Lima (2023), onde a autora realizou a análise de primeira lei para um ciclo Rankine orgânico operando com a biomassa dos resíduos de açaí na região do Amazonas. Primeiramente, o trabalho da autora foi validado e posteriormente, as equações foram adequadas para o presente estudo.

3.8. ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise de segunda lei teve apoio a partir da metodologia utilizada no trabalho de Possamai (2023), onde o autor realizou a análise de segunda lei para um ciclo Rankine operando com a biomassa da casca do arroz na região do Rio Grande de Sul. Primeiramente, os resultados do autor foram validados e posteriormente, as equações foram adequadas para o ciclo estudado nesse trabalho.

3.9. ANÁLISE TERMOECONÔMICA

A análise termoeconômica teve apoio nos métodos aplicados por Braz (2022), onde o autor realizou a análise segundo os modelos E e H&S de desagregação de exergia em um ciclo Rankine de uma usina sucroenergética. Dessa forma, utilizando os dados do autor, a análise termoeconômica foi validada e posteriormente aplicada ao ciclo Rankine orgânico proposto. O modelo utilizado no presente estudo foi o UFS, que diferente do modelo H&S, a entalpia é separada em trabalho de fluxo (F) e energia interna (U).

3.10. ANÁLISE NO EES

O software Engineering Equation Solver (EES) foi utilizado para definir os estados do ciclo e resolver as análises como forma de validação ao código feito no MATLAB. Pois, além de possuir uma base de dados termodinâmicos a respeito dos fluidos utilizados, permite a resolução de equações algébricas sem importar a ordem em que aparecem. O software é muito utilizado em análises termodinâmicas. Primeiramente, foram escritos os códigos de validação dos trabalhos citados, e

posteriormente, o código para o presente trabalho foi desenvolvido e validado. Os resultados obtidos no EES corresponderam com os obtidos pelo MATLAB.

4. RESULTADOS

Este capítulo mostra os resultados da simulação realizada no MATLAB para eficiência térmica e exergética do ciclo Rankine orgânico acoplado ao ciclo Rankine convencional proposto, bem como a escolha do fluido de trabalho. Com a biomassa já definida e os parâmetros iniciais também, a simulação foi realizada com êxito.

4.2. ANÁLISE DA SIMULAÇÃO DO CICLO

A simulação foi realizada com o intuito de selecionar a melhor configuração para o ciclo proposto. Utilizando a casca do coco como biomassa, três fluidos de trabalho foram simulados. Os fluidos de trabalho selecionados na metodologia foram o R245fa, R134a e o R123 para o CRO, já para o Rankine convencional, o fluido utilizado foi a água.

Neste aspecto, na tabela 4 temos uma combinação de três cenários possíveis, que contribuirá para a escolha dos componentes do ciclo.

Tabela 4 - Cenários da simulação.

Cenário	Fluidos	
1	R245fa	Água
2	R134a	Água
3	R123	Água

Fonte: Autoria própria (2025).

4.3. RESULTADOS PARA CADA CENÁRIO

Os resultados apresentados a seguir foram validados conforme as simulações de Lima (2023), onde os cenários utilizados no respectivo trabalho foram refeitos para servir como base para esta pesquisa, Possamai (2023), na qual as equações de análise exergéticas utilizadas foram validadas com os resultados do autor e Braz (2022), onde a análise exergética do autor foi validada e adequada para o modelo UFS presente neste trabalho. Ademais, todas as análises foram feitas, além do MATLAB, no software EES para fornecer mais viabilidade aos resultados. Dessa forma, os dados adquiridos são viáveis para serem utilizados como fonte de pesquisa.

Os estados e seus respectivos parâmetros são evidenciados nas tabelas 5, 6 e 7, para cada cenário respectivamente.

Tabela 5 - Definição dos estados do ciclo. Fluido R245fa.

Fluido – R245fa	Pressão (kPa)	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
Estado 0	101	303,15	429,47	3,898
Estado 1	4000	673,15	3214	6,771
Estado 2	150	384,5	1998	5,416
Estado 3	150	384,5	467,1	1,434
Estado 4	4000	359,32	364	1,146
Estado 1a	1600	373,15	339,6	1,431
Estado 2a	249,6	313,02	325,2	1,411
Estado 3a	249,6	333,15	454,61	1,822
Estado 4a	249,6	313,02	252,6	1,180
Estado 5a	1600	313,62	254	1,181
Estado 6a	1600	209,7	124,7	0,682

Fonte: Autoria própria (2025).

Tabela 6 - Definição dos estados do ciclo. Fluido R134a.

Fluido – R134a	Pressão (kPa)	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
Estado 0	101	303,15	429,47	3,898
Estado 1	4000	673,15	3214,5	6,771
Estado 2	150	384,5	1998	5,416
Estado 3	150	384,5	467,15	1,434
Estado 4	4000	359,32	364	1,146
Estado 1a	1600	373,15	475,91	1,845
Estado 2a	249,6	268,82	394,52	1,723
Estado 3a	249,6	333,15	453,24	1,920
Estado 4a	249,6	268,82	194,21	0,978
Estado 5a	1600	269,6	195,59	0,980
Estado 6a	1600	223,62	136,87	0,741

Fonte: Autoria própria (2025).

Tabela 7 - Definição dos estados do ciclo. Fluido R123.

Fluido – R123	Pressão (kPa)	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
Estado 0	101	303,15	429,47	3,898
Estado 1	4000	673,15	3214	6,771
Estado 2	150	384,5	1998	5,416
Estado 3	150	384,5	467,1	1,434
Estado 4	4000	359,32	364	1,146
Estado 1a	1600	373,15	305,74	1,325
Estado 2a	249,6	328,49	298,6	1,316
Estado 3a	249,6	333,15	418,2	1,679
Estado 4a	249,6	328,49	256,7	1,188

Estado 5a	1600	329,41	258,01	1,189
Estado 6a	1600	208,13	138,48	0,739

Fonte: Autoria própria (2025).

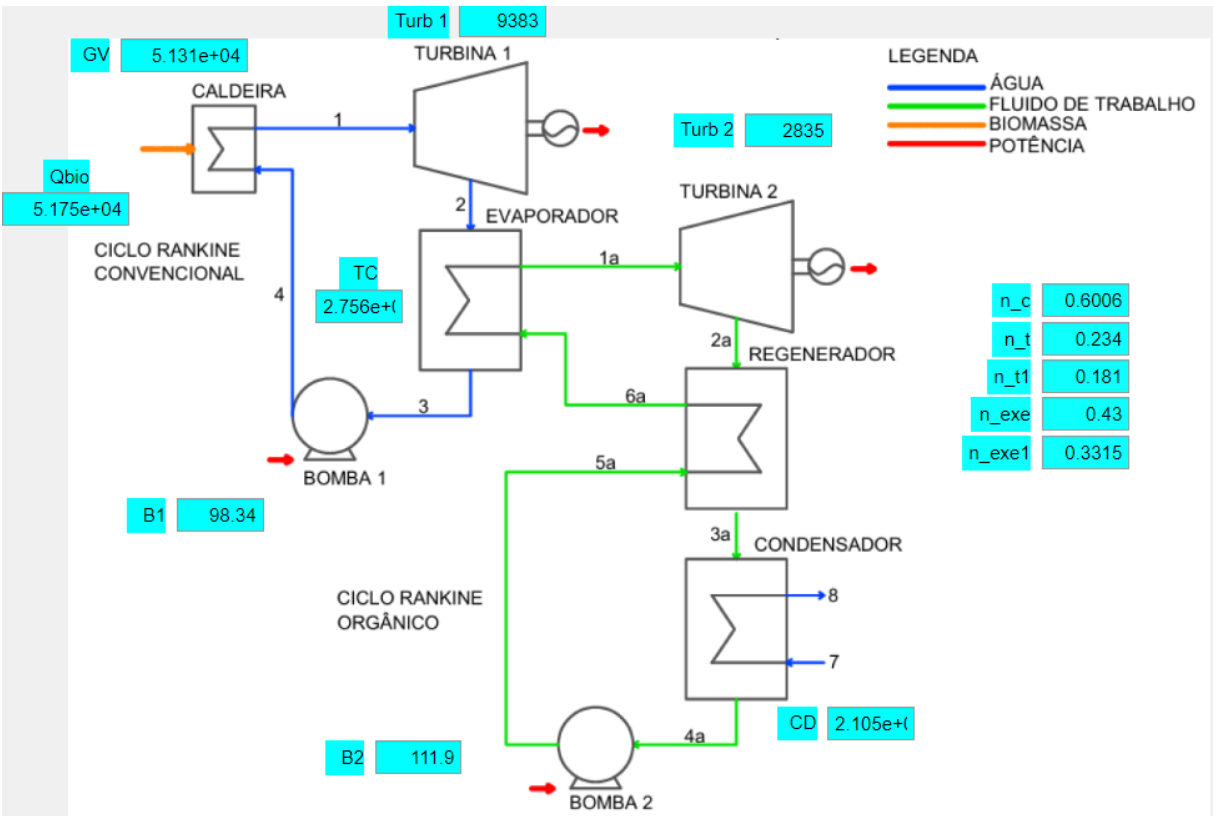
Com o funcionamento do ciclo, as bombas consomem trabalho para o seu funcionamento e as turbinas geram trabalho a partir do seu funcionamento. A energia em forma de calor proveniente da caldeira, regenerador e do evaporador, representam a energia admitida ao ciclo. Por fim, o condensador é responsável por remover energia em forma de calor do ciclo. A tabela 8 demonstra os fluxos energéticos dos componentes e a figura 9 mostra uma representação em interface gráfica.

Tabela 8 - Relação de trabalho e calor, gerados e consumidos no ciclo.

W/Q (kW)	Cald	B1	T1	Troc	T2	Cond	B2
R245fa	51308	98,34	9382,7	27555	828,72	25799	177,7
R134a	51308	98,34	9382,7	27555	2835,1	21052	111,9
R123	51308	98,34	9382,7	27555	500,12	26603	214,6

Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 9 - Fluxos energéticos utilizando o R134a representado em interface gráfica.



Fonte: Autoria própria (2025).

As exergias destruídas representam a irreversibilidade dos componentes que compõem o ciclo termodinâmico. Irreversibilidades tais como atrito, mistura, reações químicas, transferência de calor com diferença finita de temperaturas, e expansão não

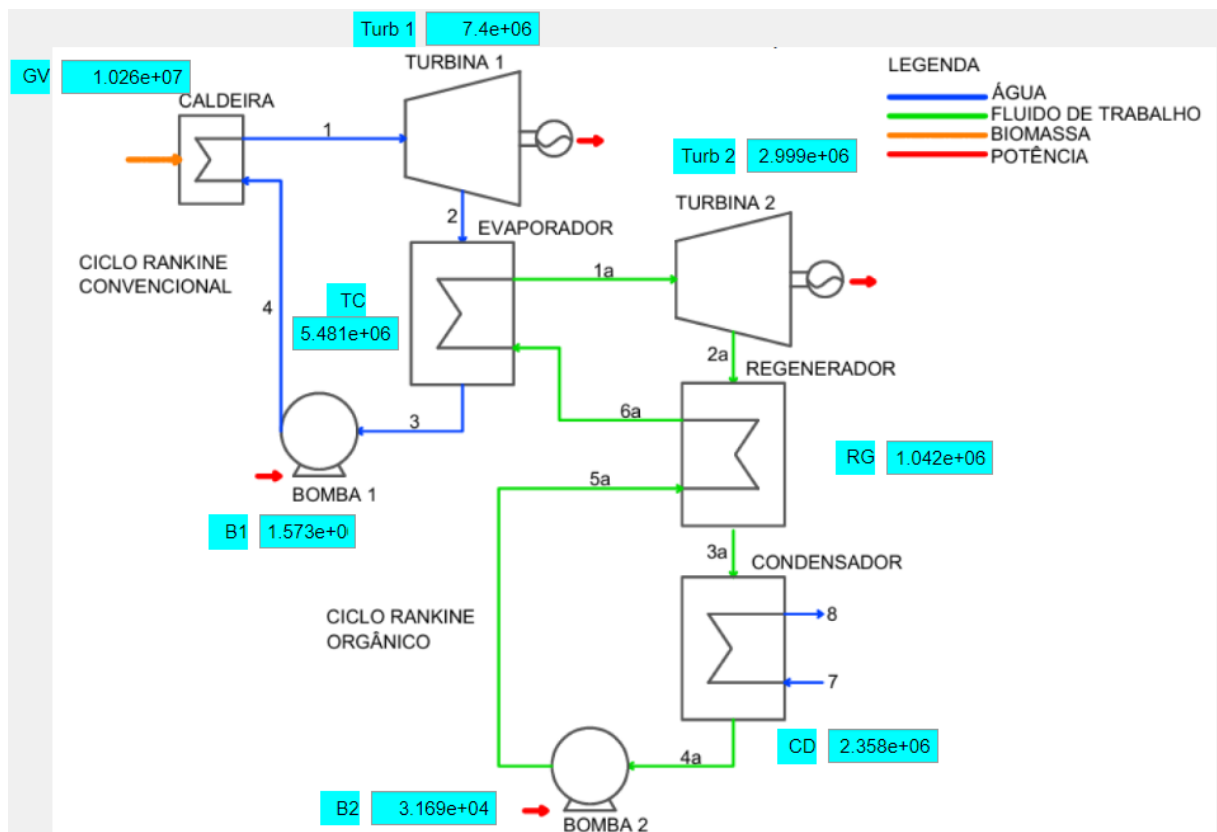
resistida sempre geram entropia, e tudo que gera entropia sempre destrói exergia. A exergia destruída é proporcional à entropia gerada (ÇENGEL, 2013). As exergias destruídas em cada equipamento para cada fluido de trabalho estão organizadas na tabela 9 e representadas graficamente na figura 10.

Tabela 9 - Irreversibilidades encontradas pelo software MATLAB.

Equipamento	Irreversibilidades (kW) – R134a	Irreversibilidades (kW) – R245fa	Irreversibilidades (kW) – R123
Caldeira	10265	10265	10265
Bomba 1	1572	1572	1572
Turbina 1	7400	7400	7400
Regenerador	1042,5	2471,8	4317,7
Turbina 2	2998,9	802,58	4615,4
Condensador	2357,6	622,63	1782,5
Bomba 2	31,69	43,22	49,74
Trocador de calor	5481	7330	7554,6

Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 10 – Representação gráfica das irreversibilidades do ciclo com R134a.



Fonte: Autoria própria (2025).

Ao observar os valores provenientes de cada equipamento do ciclo, percebe-se que as maiores irreversibilidades são associadas à caldeira, o que evidencia que

ela é responsável pela maior parcela de exergia destruída, para verificar o motivo é necessário analisar a estrutura da caldeira.

A mesma análise foi realizada nos trabalhos de Lima (2023) e Braz (2022), o que viabiliza os cálculos utilizados e possibilita uma comparação. A variação dos resultados obtidos a partir de Lima (2023) é cerca de 6% dos valores finais de eficiência exergética, apesar de serem biomassas diferentes.

Ao observar os valores das irreversibilidades para cada fluido de trabalho, nota-se que o R134a destruiu mais exergia na turbina 2 e bomba 2, enquanto o R245fa destruiu mais exergia no regenerador e trocador de calor, o que impacta diretamente a eficiência exergética, já o R123 destruiu mais exergia na turbina 2 e no trocador de calor, seguido do regenerador. A visualização das irreversibilidades possibilita notar o motivo dos fluidos R245fa e R123 terem uma eficiência exergética abaixo do R134a, pois o trocador de calor é o que fornece energia ao CRO, sendo assim, a alta taxa de destruição de exergia neste equipamento, impacta o funcionamento de todo o ciclo orgânico.

4.4. EFICIÊNCIAS DO CICLO

A partir dos dados obtidos da simulação, as eficiências tanto de primeira lei quanto de segunda lei foram calculadas e estão representadas na tabela 10.

Tabela 10 - Eficiências encontradas pelo software MATLAB.

Cenário	η_t	η_x - RC	η_x	η_c
1 - R245fa	19,36%	33,15%	35,85%	53,49%
2 - R134a	23,4%	33,15%	43%	60,06%
3 - R123	18,65%	33,15%	34,65%	51,20%

Fonte: Autoria própria (2025).

Onde, η_t é a eficiência térmica, η_x é a eficiência exergética, η_c é a eficiência de Carnot e RC é Rankine convencional, dessa forma é possível visualizar o aumento de eficiência exergética ao adicionar o ciclo orgânico.

Os valores obtidos das eficiências de Carnot mostram se os valores de eficiência térmica são possíveis ou não. O valor da eficiência de Carnot é sempre superior à eficiência térmica real, pois representa uma eficiência de um ciclo completamente reversível. A eficiência exergética pode ser maior ou menor que a eficiência de Carnot por conta de ela ser o resultado da relação entre a eficiência

térmica encontrada no ciclo pela eficiência máxima. Dessa forma, constata-se que os valores de eficiência encontrados são realistas.

4.5. CUSTOS UNITÁRIOS – MODELO UFS

A tabela abaixo mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva do ciclo, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários. Observa-se a coerência nos resultados já que os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os seus respectivos custos unitários para o combustível. Os valores de fluxos e os custos monetários para o CRO com R245fa estão representados nas tabelas 11 e 12.

Tabela 11 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Convencional. R245fa.

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético[kW/kW]	Monetário[R\$/MWh]
U_{14}	5420,4	4,3651	13,22
U_{23}	25233	1,8363	5,47
U_{12}	16611	1,8363	5,47
U_{43}	51085	0,02325	0,0921
F_{14}	56729	4,5948	13,22
F_{23}	2322,7	4,5948	12,25
F_{12}	172,06	4,5948	12,25
F_{43}	61941	0,02325	0,0921
S_{14}	3069,8	1,3938	2,52
S_{23}	21725	0,2071	0,65
S_{21}	7400,4	0,4026	2,52
S_{43}	1572,5	0,4026	2,52
P_{T1}	9382,7	4,4345	13,28
P_{B1}	98,34	4,4345	13,28

Fonte: Autoria própria (2025).

Tabela 12 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Rankine orgânico. R245fa.

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético[kW/kW]	Monetário[R\$/MWh]
U_{1a6a}	170120	0,2071	0,62
U_{3a4a}	1875,2	1,8363	5,47
U_{1a2a}	26888	1,8363	5,47
U_{5a4a}	196970	0,1037	0,32
U_{2a3a}	13708	1,8363	5,47
U_{6a5a}	182560	0,4026	1,19
F_{1a6a}	197680	0,2071	0,62
F_{3a4a}	30843	4,5948	12,25
F_{1a2a}	29724	4,5948	12,25
F_{5a4a}	197710	0,1037	0,32
F_{2a3a}	13914	4,5948	12,25
F_{6a5a}	197740	0,4026	1,19
S_{1a6a}	27947	1,3938	2,52
S_{3a4a}	27971	4,4465	7,52
S_{2a1a}	228,19	1,3938	2,52
S_{5a4a}	12,42	1,3938	2,52
S_{2a3a}	153,5	0,4026	1,19
S_{6a5a}	17017	1,3938	2,52
P_{T2}	930,5	204,81	612,37
P_{B2}	198,81	204,81	612,37

Fonte: Autoria própria (2025).

Os valores para o cenário operando com R134a são apresentados nas tabelas 13 e 14.

Tabela 13 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Convencional. R134a.

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético[kW/kW]	Monetário[R\$/MWh]
U_{14}	5420,4	4,6772	12,75
U_{23}	25233	1,7637	5,10
U_{12}	16611	1,7637	5,10
U_{43}	51085	0,0324	0,1064
F_{14}	56729	4,6772	12,75
F_{23}	2322,7	7,4464	20,77
F_{12}	172	7,4464	20,77
F_{43}	61941	0,0324	0,1064
S_{14}	30698	2,0256	3,53
S_{23}	21725	0,3791	1,10

S_{21}	7400	2,0256	3,53
S_{43}	1572,5	2,0256	3,53
P_{T1}	9382,7	4,8566	13,57
P_{B1}	98,34	4,8566	13,57

Fonte: Autoria própria (2025).

Tabela 14 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Rankine orgânico. R134a.

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético[kW/kW]	Monetário[R\$/MWh]
U_{1a6a}	82369	0,3791	1,10
U_{3a4a}	3594,5	1,7637	5,10
U_{1a2a}	16010	1,7637	5,10
U_{5a4a}	109150	0,0324	0,097
U_{2a3a}	10569	1,7637	5,10
U_{6a5a}	107140	0,6162	1,78
F_{1a6a}	109920	0,3791	1,10
F_{3a4a}	17458	7,4464	20,77
F_{1a2a}	15846	7,4464	20,77
F_{5a4a}	111910	0,0324	0,0975
F_{2a3a}	15342	7,4464	20,77
F_{6a5a}	111920	0,6162	1,78
S_{1a6a}	27203	2,0256	3,53
S_{3a4a}	23193	5,6109	9,23
S_{2a1a}	2998,9	2,0256	3,53
S_{5a4a}	31,69	2,0256	3,53
S_{2a3a}	4835	0,6162	1,78
S_{6a5a}	5877,4	2,0256	3,53
P_{T2}	2723,2	49,43	145,73
P_{B2}	111,92	49,43	145,73

Fonte: Autoria própria (2025).

Os valores para o cenário operando com R123 são apresentados nas tabelas 15 e 16.

Tabela 15 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Convencional. R123.

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético[kW/kW]	Monetário[R\$/MWh]
U_{14}	5420	4,3304	12,17
U_{23}	25236	2,3349	7,39
U_{12}	16611	2,3349	7,39
U_{43}	51085	0,0229	0,0919
F_{14}	56729	4,3304	12,17
F_{23}	2322,7	4,025	11,63
F_{12}	172,06	4,025	11,63
F_{43}	61941	0,0229	0,0919
S_{14}	30698	1,3234	2,35
S_{23}	21725	0,1836	0,55
S_{21}	7400	1,3234	2,35
S_{43}	1572,5	1,3234	2,35
P_{T1}	9382,7	5,2514	15,75
P_{B1}	98,34	5,2514	15,75

Fonte: Autoria própria (2025).

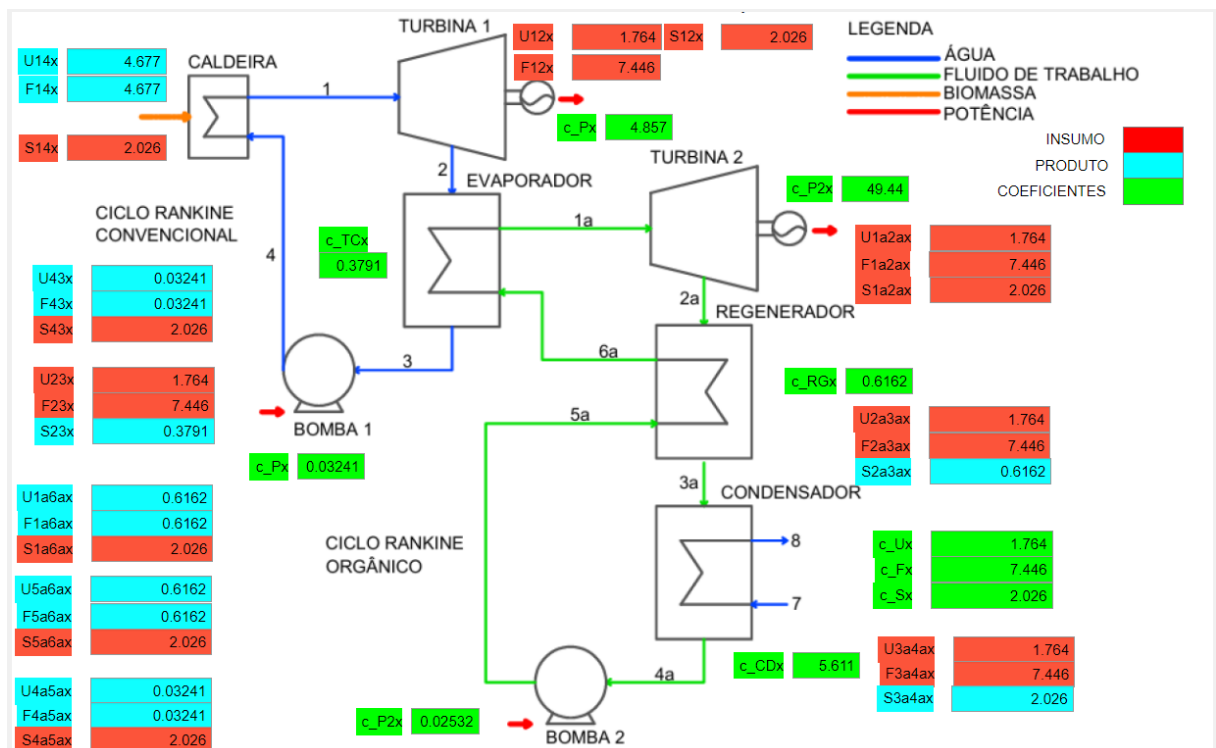
Tabela 16 – Valores de fluxo monetário e exergético unitário do ciclo Rankine orgânico. R123.

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético[kW/kW]	Monetário[R\$/MWh]
U_{1a6a}	199270	0,1836	0,55
U_{3a4a}	8785,1	2,3349	7,39
U_{1a2a}	34639	2,3349	7,39
U_{5a4a}	226510	2,3349	7,39
U_{2a3a}	12969	2,3349	7,39
U_{6a5a}	207190	0,3857	1,14
F_{1a6a}	226830	0,1836	0,55
F_{3a4a}	35388	4,0250	11,63
F_{1a2a}	34677	4,0250	11,63
F_{5a4a}	226850	4,0250	11,63
F_{2a3a}	32661	4,0250	11,63
F_{6a5a}	226880	0,3857	1,14
S_{1a6a}	29277	1,3234	2,35
S_{3a4a}	24547	4,4593	7,39
S_{2a1a}	461,54	1,3234	2,35
S_{5a4a}	49,74	1,3234	2,35
S_{2a3a}	18169	0,3857	1,14
S_{6a5a}	22487	1,3234	2,35
P_{T2}	500,12	439,59	1311,9
P_{B2}	214,66	439,59	1311,9

Fonte: Autoria própria (2025).

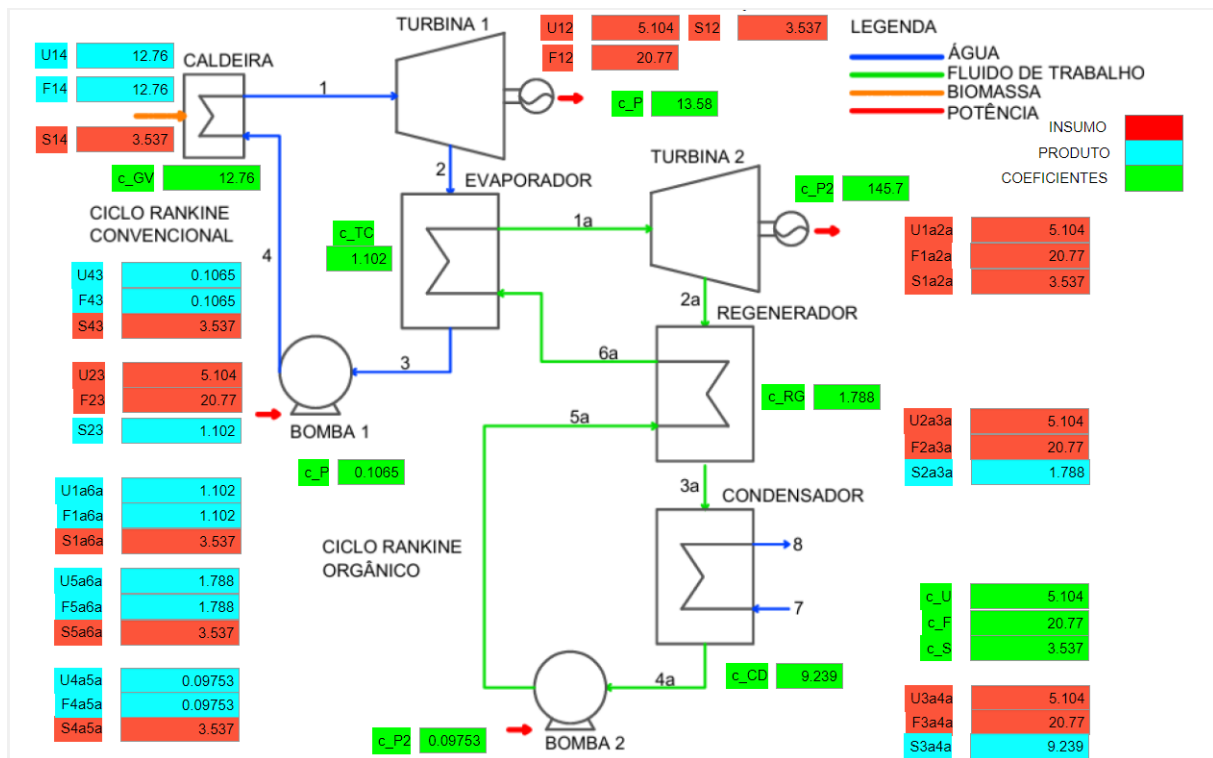
Ao observar os dados obtidos das análises no modelo UFS, vemos a vantagem da desagregação da exergia total em parcelas de entalpia em termos de energia interna e trabalho de fluxo e entropia, possibilitando uma avaliação mais precisa. Nas figuras 11 e 12, é possível observar em interface gráfica os custos unitários exergéticos e monetários, respectivamente, do ciclo operando com R134a.

Figura 11 – Custos unitários exergéticos em kW/kW do ciclo operando com R134a.



Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 12 – Custos unitários monetários em R\$/MWh do ciclo operando com R134a.



Fonte: Autoria própria (2025).

A partir do modelo UFS pode observar os pontos mais caros da planta, que foi unânime para os três cenários analisados. O ciclo convencional obteve um baixo valor tanto exergético quanto monetário, sendo o valor mais alto correspondente à bomba e à turbina, ou seja, a potência do ciclo.

4.6. MODELO UFS – CICLO CONVENCIONAL

O cenário com R245fa, no ciclo convencional, obteve um custo unitário exergético e monetário de potência de 4,4345 kW/kW e 13,28 R\$/MWh, respectivamente. No fluxo de saída da caldeira, têm-se 4,3651 kW/kW e 13,22 R\$/MWh na parcela de energia interna e 4,5948 kW/kW e 13,22 R\$/MWh na parcela de trabalho de fluxo.

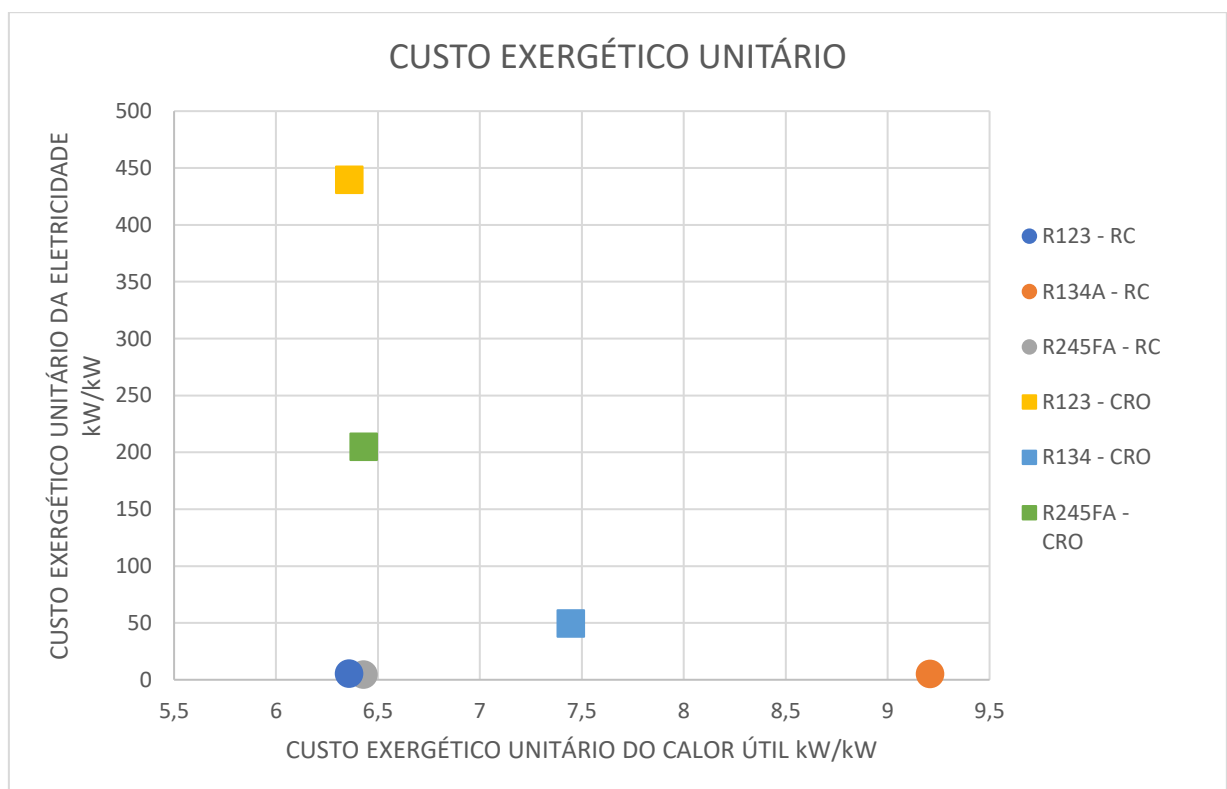
O cenário com R134a apresentou um acréscimo de 0,4221 kW/kW para o custo unitário exergético e 0,29 R\$/MWh para o custo unitário monetário da potência. O aumento pode parecer pouco, mas ao longo de 3650 horas anuais, esse acréscimo representa R\$ 1.058,5 por MW ao longo do ano de operação. Já para a saída da

caldeira, ocorreu um acréscimo de 0,3121 kW/kW na parcela de energia interna e um acréscimo de 0,0824 kW/kW na parcela de trabalho de fluxo, e um decréscimo de 0,47 R\$/MWh em ambas as parcelas. Tal decréscimo representa uma economia de R\$ 1.715,5 por MW produzido no equipamento anualmente.

O cenário com R123, no ciclo convencional, apresentou um acréscimo de 0,8169 kW/kW e 2,47 R\$/MWh com relação ao ciclo com R245fa, que representa um custo adicional de R\$ 9.015,5 por ano. Para a saída da caldeira, as parcelas de energia interna e trabalho de fluxo obtiveram um decréscimo de 0,0347 kW/kW para a energia interna, 0,2644 kW/kW para o trabalho de fluxo e 1,05 R\$/MWh para ambos os custos unitários monetários, que corresponde a uma economia de R\$ 3.832,5 para MW anuais com relação ao cenário com R245fa.

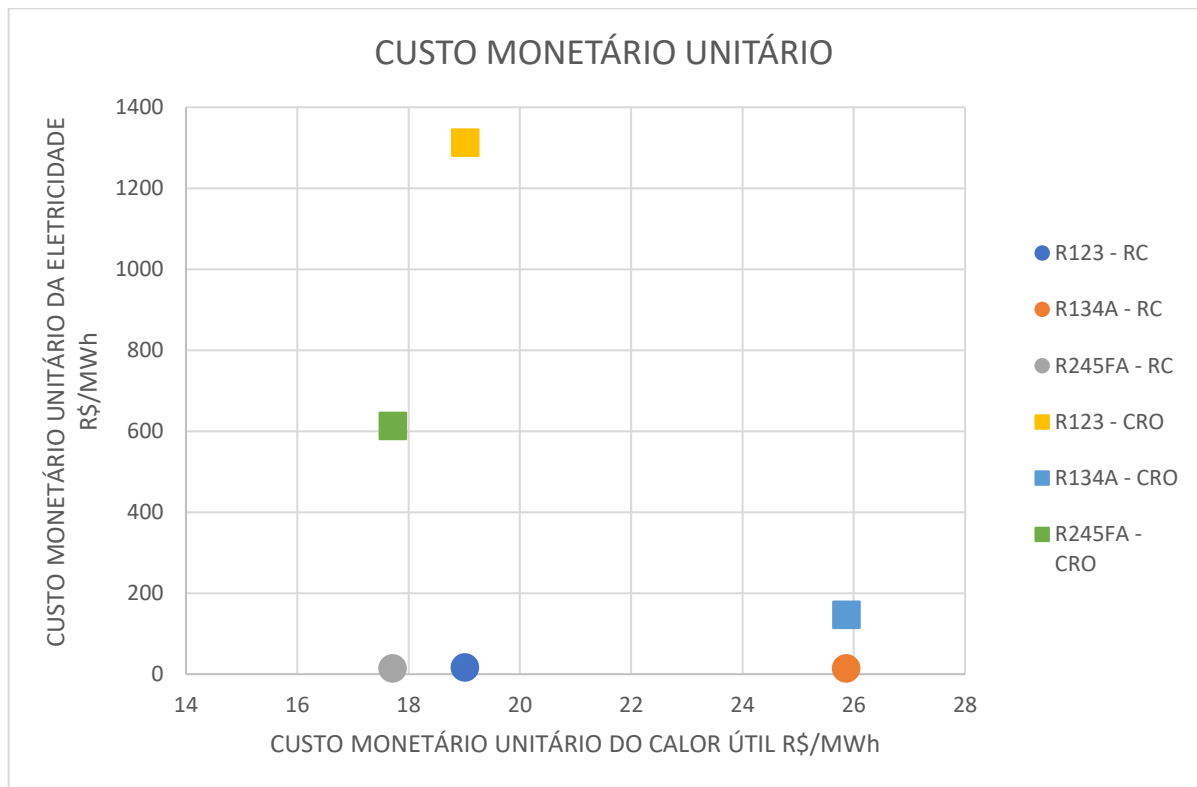
Nas figuras 13 e 14, pode ser observado o comportamento do ciclo e os três cenários com relação aos custos de potência elétrica e calor útil.

Figura 13 – Custo unitário exergetico em kW/kW do ciclo.



Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 14 – Custo unitário monetário em R\$/MWh do ciclo.



Fonte: Autoria própria (2025).

4.7. MODELO UFS – CICLO ORGÂNICO

No ciclo Rankine orgânico operando com R245fa, os custos unitários exergético e monetário da potência foram de 204,81 kW/kW e 612,37 R\$/MWh, respectivamente. Para o trocador de calor, que fornece a energia ao ciclo orgânico, os custos foram de 0,2071 kW/kW e 0,62 R\$/MWh tanto para a parcela interna, quanto para o trabalho de fluxo.

O cenário com R134a, apresentou uma redução de 155,38 kW/kW e 466,64 R\$/MWh para os custos unitários da potência, ou seja, equivalente a uma economia de R\$ 1.703.236 ao longo das 3650 horas.

O cenário com R123, demonstrou um acréscimo de 234,78 kW/kW e 699,53 R\$/MWh para os custos unitários da potência, com relação ao cenário com R245fa, o que representa um gasto adicional de R\$ 2.553.284,5 ao longo das horas operacionais do ciclo.

5. CONCLUSÃO

A partir dos resultados analisados, constatou-se que os objetivos propostos foram alcançados com êxito a partir da metodologia empregada, na qual foi possível avaliar a biomassa da casca, analisar o aumento de eficiência exergética ao se utilizar o ciclo Rankine orgânico, as irreversibilidades geradas em cada componente e os custos de operação do ciclo.

De acordo com o estudo realizado neste trabalho, o fluido que apresentou maior eficiência térmica no ciclo foi o R134a, com cerca de 23,4%. Entretanto, como demonstrado por Çengel (2013), a eficiência de primeira lei não faz referência ao melhor desempenho possível. Dessa forma, pela eficiência de segunda lei, obtivemos que a eficiência do ciclo operando com R134a foi de 43%, o que diz respeito a porcentagem que o ciclo converte do potencial de trabalho disponível em trabalho útil, sendo no ciclo com R245fa apenas 35,85% e com R123 de 34,65%.

Neste aspecto, ao comparar os resultados obtidos neste trabalho com os resultados de Lima (2023) e Possamai (2023), é possível validar os resultados como possíveis e reais, o que torna esta metodologia viável para um estudo de ciclo de Rankine convencional acoplado a ciclo Rankine orgânico operando com a biomassa de coco. Os resultados aqui apresentados são bem próximos do estudo da biomassa do açaí de Lima (2023), o que prova que a biomassa do coco pode ser uma fonte alternativa viável para a geração de energia. O valor de geração da turbina 1 foi de 9382,7 kW e da turbina 2 de 2835,1 kW, o que corrobora como uma boa fonte energética.

Para o modelo termoeconômico, foram utilizados os trabalhos de Braz (2022) e Faria (2014). A análise mostrou que o ciclo operando com o R134a, tanto no ciclo convencional quanto no ciclo Rankine orgânico acoplado, obteve custos menores. O ciclo convencional, apresentou um gasto de R\$ 1.058,5 para a potência elétrica e uma economia de R\$ 1.715,5 para geração de MW da caldeira, ou seja, uma economia de R\$ 657 por MW ao longo do ano em relação ao ciclo operando com R245fa, enquanto no R123 o custo adicional foi de R\$ 5.183.

O ciclo Rankine orgânico, apresentou custos maiores com relação ao convencional. O fluxo de potência elétrica obteve mais destaque por conta dos seus valores. O cenário com R134a apresentou uma economia de R\$ 1.703.236 por MW

anuais com relação ao R245fa. Dessa forma, pode-se observar a influência no valor dos custos de cada equipamento e selecionar o fluido que mais se adequa ao processo. Com isso, a análise termoeconômica no modelo UFS mostrou-se eficaz e possibilitou uma visualização da distribuição dos custos na planta estudada.

Assim, a biomassa da casca do coco foi definida como um ótimo combustível para ser utilizado em um Ciclo Rankine convencional acoplado a um ciclo Rankine orgânico, que adicionou à planta 2.835,1 kW de potência líquida operando com o R134a, sendo 12,21 MW por ano e 1,02 MW por mês.

O software MATLAB mostrou-se uma ótima ferramenta para a análise deste ciclo, agregando praticidade ao estudo por conta da base de dados rica que a biblioteca utilizada no programa possui, sendo uma ferramenta bem intuitiva e prática.

O presente trabalho pode ser utilizado como base para a análise termodinâmica, energética, exergética e termoeconômica de um ciclo Rankine orgânico real, bem como analisar diferentes biocombustíveis.

REFERÊNCIAS

- ABREU. **Ciclo Rankine, cogeração e análise exergetica. Exercícios Resolvidos de Exatas**. Carlos Abreu, 2020. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=tmIF5L23RUM>. Acesso em: 7 mar. 2024.
- AGUIRRE, C. R. G.; FILHO, P. R. A. M. **Análise prévia e estudo de caso do beneficiamento da casca de coco verde para fins energéticos**. 2017. Monografia (Graduação) – Instituto Federal do Espírito Santo.
- Agência Nacional de Energia Elétrica. **Sistema de Informações de Geração da ANEEL**. 2025. Disponível em: <https://app.powerbi.com/view?r=eyJrIjoieNGE3NjVmYjAtNDkZC00MDY4LTliNTItMTVkZTU4NWYzYzFmIiwidCI6IjQwZDZmOWI4LWVjYTctNDZhMi05MmQ0LWVhNGU5YzAxNzBIMSIsImMiOiR9>. Acesso em: 8 mai. 2025.
- BRAZ, H. C. **Análise termoeconômica em um sistema de cogeração de uma usina sucroenergética norte capixaba**. 2022. Monografia (Graduação) – Instituto Federal do Espírito Santo, Campus São Mateus.
- BRÍGIDA, M. et al. **Aproveitamento energético dos resíduos da casca de coco-verde para produção de briquetes**. Associação Brasileira de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2020. Artigo técnico.
- CAVALCANTE, L. V. **A dinâmica espacial da produção cearense de coco**. GeoTextos, Salvador, v. 13, n. 1, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.9771/1984-5537geo.v13i1.21403>. Acesso em: 7 mar. 2024.
- CAVALCANTI, I. L. R. et al. **Caracterização química do resíduo da biomassa da algaroba para fins de estudos energéticos**. *Brazilian Journal of Development*, 2020.
- CESAR, F. S. **Análise termoeconômica para duas propostas de centrais de cogeração cafeeira, utilizando a casca de café como fonte de energia**. 2021. Monografia (Graduação) – Instituto Federal do Espírito Santo, São Mateus – ES.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. 2013. p. 556–590.
- ELECTRIZ. **Ciclo Rankine orgânico**. 2024. Disponível em: <https://electriz.com.mx/ciclo-organico-de-rankine/>. Acesso em: 9 de jun. 2025.
- EMBRAPA. **Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária**. 2022. Disponível em: <https://www.embrapa.br/>. Acesso em: 8 mar. 2024.
- EPE. Empresa de Pesquisa Energética. **Matriz Energética e Elétrica brasileira e mundial**. 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 7 mar. 2024.
- ESTEVES, M. R. L.; ABUD, A. K. S.; BARCELLOS, K. M. **Avaliação do potencial energético das cascas de coco verde para aproveitamento na produção de**

briquetes. *Scientia Plena*, v. 11, n. 3, p. 1–8, 2015.

FARIA, P. R. **Uma avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para Modelagem Termoeconômica de Sistemas.** 2014. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Espírito Santo.

GITEL, M. **Reaproveitamento do coco verde vira negócio na Bahia.** 2018. Disponível em: <https://www.correio24horas.com.br/sustentabilidade/reaproveitamento-do-coco-verde-vira-negocio-na-bahia--0418>. Acesso em: 12 nov. 2024.

GOVERNO FEDERAL. **Ministério de Minas e Energia. Saiba mais sobre a biomassa utilizada para gerar energia elétrica.** Disponível em: <https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/noticias/saiba-mais-sobre-a-biomassa-utilizada-para-gerar-energia-eletrica>. Acesso em: 6 mar. 2024.

KOTAS, T. J. ***The exergy method of thermal plant analysis*.** Florida: Krieger Publishing Company, 1995. 328 p.

LIMA, L. **Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico a partir da Biomassa do Açaí na Geração de Energia Elétrica.** 2023. Monografia – Universidade Federal do Amazonas.

LOURENÇO, A. B.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. **Thermoeconomic modeling of a simple heat pump cycle: an alternative approach for valve isolation.** In: SIMTERM 2011 - 15th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, Sokobanja. *Proceedings*, v. 5, p. 446–453, 2011.

LOURENÇO, A. B. **Uma nova abordagem termoeconômica para o tratamento de equipamentos dissipativos.** 2012. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Espírito Santo.

MAIA, R. **Configuração de um ciclo Rankine orgânico de 5 kW e dimensionamento térmico de seu condensador.** 2018. Monografia – Universidade Federal do Rio de Janeiro, campus Macaé.

MARCELINO, M. M. **Biomassa residual do coco para obtenção de energia e intermediários químicos via gaseificação: caracterização, modelagem e simulação.** 2017. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal da Bahia.

PESSOTTI, K. P. **Estudo da viabilidade técnica do aproveitamento energético da casca de coco.** 2017. Monografia (Graduação) – Instituto Federal do Espírito Santo, Campus São Mateus.

PINTO, R. G. D. **Aplicação de ciclos Rankine orgânicos para geração de eletricidade a partir de calor de processo industrial no Brasil.** 2018. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro.

POSSAMAI, J. G. **Análise energética e exergética de uma termelétrica operando em ciclo regenerativo com biomassa de casca de arroz.** 2023. Monografia –

Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria – RS.

PORTAL G1. **Moradores sem energia elétrica há 20 anos no interior da Bahia.** 2022. Disponível em: <https://g1.globo.com/ba/bahia/noticia/2021/09/01/sem-energia-eletrica-moradores-de-comunidade-rural-da-ba-vivem-a-luz-de-velas-e-candeeiros-ha-cerca-de-20-anos.ghtml>. Acesso em: 6 mar. 2024.

QUOILIN, S. **Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications.** 2011. Tese (Doutorado) – Université de Liège.

QUOILIN, S. et al. **Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 22, p. 168–186, 2013.

SEMEAR. **Brasil é o 10º país que mais desperdiça alimentos no mundo.** 2023. Disponível em: <https://semearfoodsafetyculture.com.br/brasil-e-o-10o-pais-que-mundo/#:~:text=Já%20no%20consumo%2C%20os%20alimentos,dia%20a%20dia%20das%20famílias>. Acesso em: 12 nov. 2024.

SIMONE, M. C. **Coco: produção e mercado.** Fortaleza: Banco do Nordeste do Brasil, 2021. (Caderno Setorial Etene, n. 206).

SZARGUT, J.; MORRIS, D.; STEWARD, F. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes.** New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

TEIXEIRA, H. A. O. **Avaliação de sistemas ORC (Organic Rankine Cycle) para aproveitamento de calor dos gases de escape de um automóvel.** 2014. Tese (Especialização em Energia e Ambiente) – Universidade do Minho, Escola de Engenharia.

TSATSARONIS, G.; VALERO, A. **Combining thermodynamics and economics in energy systems.** *Mechanical Engineering*, v. 111, n. 8, p. 84–88, 1989.

VALERO, A.; SERRA, L.; UCHE, J. **Fundamentals of exergy cost accounting and thermoeconomics. Part I: Theory.** *Journal of Energy Resources Technology*, v. 128, p. 1–8, 2006.

VÉLEZ, F. et al. **A technical, economic and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, n. 6, p. 4175–4189, ago. 2012. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>. Acesso em: 9 set. 2024.

APÊNDICE A – CÓDIGO DO CICLO NO MATLAB

```

clear; clc; close all

ref = 'R134a';
%% CICLO

n = 14;
%quantidade de estados do sistema
fluido=cell(n,1);

T = zeros(n,1);
P = zeros(n,1);
H = zeros(n,1);
S = zeros(n,1);
D = zeros(n,1);
U = zeros(n,1);
Q = zeros(n,1);

n_t1 = zeros(1,1);
n_t = zeros(1,1);
n_cog = zeros(1,1);
n_H1 = zeros(1,1);
n_H = zeros(1,1);

%ESTADO MORTO
fluido{1} = 'Air';
T(1) = 303.15;
P(1) = 101000;

%ESTADOS DO CICLO NUMERADOS A PARTIR DE 2
%Estado 1 - Saída da caldeira e entrada na turbina 1
fluido{2} = 'water';
T(2) = 673.15;
P(2) = 4000000;

%Estado 2 - Saída da turbina e entrada no trocador
fluido{3} = 'water';
P(3) = 150000;
H(3) = 1998000;

%Estado 3 - Saída do trocador e entrada na bomba 1
fluido{4} = 'water';
P(4) = 150000;
Q(4) = 0.00001;

%Estado 4 - Saída da bomba e entrada na caldeira
fluido{5} = 'water';
P(5) = 4000000;

```

T(5) = 359.32;

%Ciclo Rankine Orgânico -

%Estado 1a - Saída do trocador e entrada na turbina 2

fluido{6} = ref;

P(6) = 1600000;

T(6) = 373.15;

[T6,P6,H6,S6,D6,U6,Q6] = estados(fluido{6}, T(6), P(6), H(6), S(6), D(6), U(6), Q(6));

%Estado 2a - Saída da turbina 2 e entrada no regenerador

fluido{7} = ref;

P(7) = 249600;

Has2=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P(7),'S',S6,ref); %Entalpia específica - Rankine Orgânico

wt2 = 0.75*(H6-Has2); %Trabalho específico da turbina 2 (kJ/kg)

H(7) = Has2-wt2;

% H(7) = 441030;

%Estado 3a - Saída do regenerador e entrada no condensador

fluido{8} = ref;

P(8) = 249600;

T(8) = 333.15;

[T8,P8,H8,S8,D8,U8,Q8] = estados(fluido{8}, T(8), P(8), H(8), S(8), D(8), U(8), Q(8));

%Estado 4a - Saída do condensador e entrada na bomba 2

fluido{9} = ref;

P(9) = 249600;

Q(9) = 0.00001;

[T9,P9,H9,S9,D9,U9,Q9] = estados(fluido{9}, T(9), P(9), H(9), S(9), D(9), U(9), Q(9));

%Estado 5a - Saída da bomba 2 e entrada no trocador

fluido{10} = ref;

P(10) = 1600000;

wb2 = ((1/D9)*(P(10)-P(9)))/0.75; %Trabalho da bomba 2 kJ/kg

H(10) = wb2+H9;

% H(10) = 195590;

%Estado 6a - Saída do regenerador e entrada do trocador

fluido{11} = ref;

P(11) = 1600000;

H(11) = H(10)+H(7)-H8;

% H(11) = 191050;

%Estado 7 - Entrada no condensador (líq-vap)

fluido{12} = 'Water';

T(12) = 293.15;

Q(12) = 0.00001;

%Estado 8 - Saída do condensador (líq-vap)

fluido{13} = 'Water';

```

T(13) = 319.78;
Q(13) = 0.00001;

%Estado 9 - ar
fluido{14} = 'Air';
T(14) = 473.15;
P(14) = 100000;

for i = 1:length(P)

    [T(i),P(i),H(i),S(i),D(i),U(i),Q(i)] = estados(fluido{i}, T(i), P(i), H(i), S(i), D(i), U(i),
    Q(i));

end

table(fluido, T,P,H,S,D,U,Q)

%% Análise

%Caldeira
PCI = 17000000; %Poder calorífico do coco
Qkg = 40000000; %Quantidade disponibilizada kg
t = 10; %tempo de operação diária
t1 = t*3600*365; %tempo de operação anual
mc = Qkg/t1; %kg/s" %Vazão mássica de entrada de biomassa
qca = mc*PCI; %Calor adicionado na caldeira kW
ma = 18; %kg/s Vazão mássica de água
Qt = H(3)-H(4); %kJ/kg Calor no trocador
Qcald = ma*(H(2)-H(5)); %Calor na caldeira

Qto = H(6)-H(11); %kJ/kg
m = (ma*(H(3)-H(4)))/Qto; %kg/s Vazão mássica de fluido de trabalho
Qtc = m*(H(6)-H(11)); %kW

%Calor do condensador
qc = H(8)-H(9); %Calor específico rejeitado pelo condensador kJ/kg
Qu = m*qc; %kW

mar=(ma*(H(2)-H(5)))/(H(14)-H(1));
tc = ["Caldeira kW"
    "Caldeira kJ/kg"
    "Trocador ORC kJ/kg"
    "Trocador ORC kW"
    "Condensador kJ/kg"
    "Condensador kW"];
q = [Qcald/1000
    Qt/1000
    Qto/1000
    Qtc/1000
    qc/1000

```

```

    Qu/1000];

table(tc, q)

%% Trabalhos das bombas 1 e 2

n_b = 0.75; %Eficiência das bombas

%Trabalho nas turbinas
n_turb=0.75; %Eficiência das turbinas

wb1 = ((1/D(4))*(P(5)-P(4)))/n_b; %Trabalho da bomba 1 kJ/kg
wb2 = ((1/D(9))*(P(10)-P(9)))/n_b; %Trabalho da bomba 2 kJ/kg
P_B1 = ma*wb1; %Potência consumida da bomba 1 kW
P_B2 = m*wb2; %Potência consumida da bomba kW

Hs2 = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','S',S(2),'P',P(3),'Water'); %Entalpia
especifica - Rankine Convencional
wt = n_turb*(H(2)-Hs2); %Trabalho específico da turbina 1 (kJ/kg)
Has2=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P(7),'S',S(6),ref); %Entalpia específica -
Rankine Orgânico
wt2 = n_turb*(H(6)-Has2); %Trabalho específico da turbina 2 (kJ/kg)
H(7) = Has2-(wt2);
H(3) = Hs2-(wt);
P_T1 = ma*wt; %Potência gerada pela turbina 1 kW
P_T2 = m*wt2; %Potência gerada pela turbina 2 kW"

WI1 = P_T1-P_B1; %kW
WI2 = P_T2 - P_B2; %kW
WIt = WI1+WI2;

tb = ["Trabalho B1 kJ/kg"
    "Trabalho B2 kJ/kg"
    "Trabalho B1 kW"
    "Trabalho B2 kW"
    "Trabalho T1 kJ/kg"
    "Trabalho T2 kJ/kg"
    "Trabalho T1 kW"
    "Trabalho T2 kW"
    "Trabalho Líq 1"
    "Trabalho Líq 2"
    "Trabalho Líq Total"];
tbv = [wb1/1000
    wb2/1000
    P_B1/1000
    P_B2/1000
    wt/1000
    wt2/1000
    P_T1/1000
    P_T2/1000

```

```

WI1/1000
WI2/1000
WIt/1000];
table(tb, tbv)

```

```

%% EXERGIA
%Caldeira

```

```

Xcald = ma*((H(2)-H(5))-(T(1)*(S(2)-S(5)))); %Exergia água caldeira
Xacald=mar*((H(14)-H(1))-(T(1)*(S(14)-S(1)))); %Exergia ar caldeira
XDcald=Xcald-Xacald; %Exergia destruída

```

```

%Trocador
Xa = ma*((H(3)-H(4))-(T(1)*(S(3)-S(4)))); %Exergia água tc
Xft = m*((H(6)-H(11))-(T(1)*(S(6)-S(11)))); %Exergia fluido termico tc
XDtc = Xa-Xft;

```

```

%Turbina 1
Hs2 = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','S',S(2),'P',P(3),'Water'); %Entalpia
especifica - Rankine Convencional
Xsait = ma*n_turb*(H(2)-Hs2); %Exergia saída da turbina
XDturb = ma*T(1)*(S(2)-S(3));

```

```

%Condensador
mac = (m*(H(8)-H(9)))/(H(13)-H(12));
Xvcond = m*((H(8)-H(9))-(T(1)*(S(8)-S(9))));
Xacond = mac*((H(13)-H(12))-(T(1)*(S(13)-S(12))));
XDcond = Xacond-Xvcond;

```

```

%Turbina 2
Has2=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P(7),'S',S(6),ref); %Entalpia especifica -
Rankine Orgânico
Xsait2 = m*n_turb*(H(6)-Has2);
XDturb2 = m*T(1)*(S(7)-S(6));

```

```

%Bomba 1
XDb = ma*T(1)*(S(4)-S(5));

```

```

%Bomba 2
XDb2 = m*T(1)*(S(10)-S(9));

```

```

%Regenerador
Xgr = m*((H(8)-H(7))-(T(1)*(S(8)-S(7))));
Xvr = m*((H(10)-H(11))-(T(1)*(S(10)-S(11))));
XDreg = Xgr-Xvr;

```

```

%Balanço de exergia
XDtotal = XDcald + XDtc + XDturb + XDcond + XDturb2 + XDb + XDb2 + XDreg;

```

```

Xrec = Xsait + Xsait2;

```

```
Xcalor = (1-((T(1))/((T(2))))) * Qcald;
```

```
Xforn = Xcalor + P_B1 + P_B2;
```

```
irreversibilidades = ["XDcald"  
"XDtc"  
"XDturb"  
"XDcond"  
"XDturb2"  
"XDb"  
"XDb2"  
"XDreg"];
```

```
XD = [XDcald  
XDtc  
XDturb  
XDcond  
XDturb2  
XDb  
XDb2  
XDreg];
```

```
table(irreversibilidades, XD)
```

```
%% EFICIÊNCIAS
```

```
efc = ["Eficiência de Carnot"  
"Eficiência energética total"  
"Eficiência energética RC"  
"Eficiência de cogeração"  
"Eficiência exergética (Exe Destr)"  
"Eficiência exergética (Exe Destr) RC" ];
```

```
%Eficiência de Carnot  
n_c = 1-(T(9)/T(2));
```

```
%Eficiência Global Térmica do Sistema  
n_t = (Wlt)/Qcald; %Eficiência térmica total do ciclo  
n_t1 = (Wl1)/Qcald; %Eficiência térmica do ciclo Rankine convencional
```

```
%Eficiência de cogeração  
n_cog = (Wlt+(Qu))/Qcald;
```

```
%Eficiência exergética - Temperaturas  
n_H = n_t/n_c; %eficiência exergética total  
n_H1 = n_t1/n_c; %eficiência exergética do ciclo Rankine convencional  
n_exe = Xrec/Xforn;  
n_exe1 = P_T1/(Xcalor+P_B1);
```

```
ns = [n_c
```

```

n_t
n_t1
n_cog
n_exe
n_exe1];

table(efc, ns)

%% TERMOECONOMIA

i = 10;
Si = zeros(i, 1);
Fi = zeros(i, 1);
Ui = zeros(i, 1);
M = zeros(i,1);
DE = zeros(i,1);

M(1) = ma;
M(2) = ma;
M(3) = ma;
M(4) = ma;
M(5) = m;
M(6) = m;
M(7) = m;
M(8) = m;
M(9) = m;
M(10) = m;

for j = 1:10

    % Ui(j) = M(j)*(U(j)-U(1));
    % Fi(j) = M(j)*(P(j).*(1/D(j))-(P(1)*(1/D(1))));
    if j == 1
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j+1)-S(5)));
    elseif j == 5
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j+1)-S(11)));
    elseif j == 6
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j+1)-S(j)));
    elseif j == 7
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j+1)-S(j)));
    elseif j == 8
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j)-S(j+1)));
    elseif j == 9
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j+1)-S(j)));
    else
        Si(j) = M(j)*T(1)*((S(j)-S(j+1)));
    end
end
end

```

```
for j = 1:10
```

```
    Fi(j) = M(j)*((P(j+1)*(1/D(1)))-(P(j+1)*(1/D(j+1))));
```

```
end
```

```
Xi = zeros(i, 1);
```

```
Xi(1) = Xcald;
```

```
Xi(2) = Xsait;
```

```
Xi(3) = Xa;
```

```
Xi(4) = Wl1;
```

```
Xi(5) = Xft;
```

```
Xi(6) = Xsait2;
```

```
Xi(7) = Xgr;
```

```
Xi(8) = Xvcond;
```

```
Xi(9) = Wl2;
```

```
Xi(10) = Xvr;
```

```
for j = 1:10
```

```
    if j == 2
```

```
        Ui(j) = (Xi(j)+Si(j))-Fi(j));
```

```
    elseif j == 3
```

```
        Ui(j) = (Xi(j)+Si(j))-Fi(j));
```

```
    elseif j == 8
```

```
        Ui(j) = (Xi(j)+Si(j))-Fi(j));
```

```
    else
```

```
        Ui(j) = (Xi(j)+Si(j))-Fi(j))*(-1);
```

```
    end
```

```
end
```

```
for j = 1:10
```

```
    DE(i) = Ui(i) + Fi(i) + Si(i);
```

```
end
```

```
S14=Si(1)/1000000;
```

```
S21=Si(2)/1000000;
```

```
S23=Si(3)/1000000;
```

```
S43=Si(4)/1000000;
```

```
S1a6a=Si(5)/1000000;
```

```
S2a1a=Si(6)/1000000;
```

```
S2a3a=Si(7)/1000000;
```

```
S3a4a=Si(8)/1000000;
```

```
S5a4a=Si(9)/1000000;
```

```
S6a5a=Si(10)/1000000;
```

```
U14=Ui(1)/1000000;
```

```
U12=Ui(2)/1000000;
```

```
U23=Ui(3)/1000000;
```

```
U43=Ui(4)/1000000;
```

```

U1a6a=Ui(5)/1000000;
U1a2a=Ui(6)/1000000;
U2a3a=Ui(7)/1000000;
U3a4a=Ui(8)/1000000;
U5a4a=Ui(9)/1000000;
U6a5a=Ui(10)/1000000;

```

```

F14=Fi(1)/1000000;
F12=Fi(2)/1000000;
F23=Fi(3)/1000000;
F43=Fi(4)/1000000;
F1a6a=Fi(5)/1000000;
F1a2a=Fi(6)/1000000;
F2a3a=Fi(7)/1000000;
F3a4a=Fi(8)/1000000;
F5a4a=Fi(9)/1000000;
F6a5a=Fi(10)/1000000;

```

```

%custos
%"Valores de Exergia em kW"
%"Custos de equipamentos"
z_qc= 4800000; %"120Tonelada R$"
z_gv= 20000000; %"Caldeira"
z_t1= 5000000; %"Turbina"
z_b1= 1000000; %"Bomba"
z_tc=2000000; %"Trocadores"

```

```

I = 0.1; %"Taxa de juros"
na = 15; %"Anos de operação"
nh = 3650; %"Horas anuais"
sgm =1.07; %"Fator de operação e manutenção"
e = (I*((1+I)^na))/(3600*na*nh*(((1+I)^na)-1)); %"Fator de amortização"

```

```

ZQC = z_qc*e*sgm*3600; %"R$/h"
ZGV = z_gv*e*sgm*3600;
ZT1 = z_t1*e*sgm*3600;
ZB1 = z_b1*e*sgm*3600*2;
ZTC = z_tc*e*sgm*3600*3;
Eb = 228500/1000;
PB1 = P_B1/1000000;
PB2 = P_B2/1000000;
PT1 = P_T1/1000000;
PT2 = P_T2/1000000;
qcalde = Qcald/1000000;
xa = Xacond/1000000;
Epr = Xvr*(-1)/1000000;
c_C = 1;
Qcd = Qu/1000000;

```

```

% Função que representa o sistema de equações

```

```
f = @(x) [
    x(1)*(U14 + F14) - x(11)*S14 - c_C*Eb; % c_GVX*(U14 + F14) - c_Sx*S14 =
    c_C*Eb
    x(2)*PT1 - x(11)*S21 - x(9)*U12 - x(10)*F12; % c_Px*PT1 - c_Sx*S21 - c_Ux*U12
    - c_Fx*F12 = 0
    x(3)*(U1a6a + F1a6a) + x(11)*S23 - x(9)*U23 - x(10)*F23 - x(11)*S1a6a; %
    c_TCx*(U1a6a + F1a6a) + c_Sx*S23 - c_Ux*U23 - c_Fx*F23 - c_Sx*S1a6a = 0
    x(4)*(U43 + F43) - x(11)*S43 - x(2)*PB1; % c_B1x*(U43 + F43) - c_Sx*S43 -
    c_Px*PB1 = 0
    x(5)*PT2 - x(11)*S2a1a - x(9)*U1a2a - x(10)*F1a2a; % c_Px2*PT2 - c_Sx*S2a1a -
    c_Ux*U1a2a - c_Fx*F1a2a = 0
    x(6)*(U6a5a + F6a5a) + x(11)*S2a3a - x(9)*U2a3a - x(10)*F2a3a - x(11)*S6a5a; %
    c_RGx*(U6a5a + F6a5a) + c_Sx*S2a3a - c_Ux*U2a3a - c_Fx*F2a3a - c_Sx*S6a5a =
    0
    x(7)*(S3a4a + Epr) - x(9)*U3a4a - x(10)*F3a4a; % c_CDx*(S3a4a + Epr) -
    c_Ux*U3a4a - c_Fx*F3a4a = 0
    x(8)*(U5a4a + F5a4a) - x(11)*S5a4a - x(5)*PB2; % c_B2x*(U5a4a + F5a4a) -
    c_Sx*S5a4a - c_Px2*PB2 = 0
    x(9)*(U12 + U1a2a + U2a3a + U3a4a + U23) - x(4)*U43 - x(8)*U5a4a - x(1)*U14 -
    x(3)*U1a6a - x(6)*U6a5a; % Equação 9
    x(10)*(F12 + F1a2a + F2a3a + F3a4a + F23) - x(1)*F14 - x(4)*F43 - x(8)*F5a4a -
    x(3)*F1a6a - x(6)*F6a5a; % Equação 10
    x(11)*(S14 + S43 + S5a4a + S6a5a + S1a6a + S2a1a + S21) - x(3)*S23 -
    x(7)*S3a4a - x(6)*S2a3a; % Equação 11
];
```

% Chute inicial para os coeficientes (ajuste conforme necessário)

X0 = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1]; % Chute inicial para c_GVX, c_Px, ..., c_Sx

% Resolver o sistema utilizando fsolve

options = optimset('Display', 'off'); % Exibir iterações

[sol, fval] = fsolve(f, X0, options);

C = sol;

% Função que representa o sistema de equações

```
f2 = @(y) [
    y(1)*(U14 + F14) - y(11)*S14 - qcalde*ZQC - ZGV; % c_GV*(U14 + F14) -
    c_S*S14 - qcalde*ZQC = ZGV
    y(2)*PT1 - y(11)*S21 - y(9)*U12 - y(10)*F12 - ZT1; % c_P*PT1 - c_S*S21 -
    c_U*U12 - c_F*F12 = ZT1
    y(3)*(U1a6a + F1a6a) + y(11)*S23 - y(9)*U23 - y(10)*F23 - y(11)*S1a6a - ZTC; %
    c_TC*(U1a6a + F1a6a) + c_S*S23 - c_U*U23 - c_F*F23 - c_S*S1a6a = ZTC
    y(4)*(U43 + F43) - y(11)*S43 - y(2)*PB1 - ZB1; % c_B1*(U43 + F43) - c_S*S43 -
    c_P*PB1 = ZB1
    y(5)*PT2 - y(11)*S2a1a - y(9)*U1a2a - y(10)*F1a2a - ZT1; % c_P2*PT2 -
    c_S*S2a1a - c_U*U1a2a - c_F*F1a2a = ZT1
    y(6)*(U6a5a + F6a5a) + y(11)*S2a3a - y(9)*U2a3a - y(10)*F2a3a - y(11)*S6a5a -
    ZTC; % c_RG*(U6a5a + F6a5a) + c_S*S2a3a - c_U*U2a3a - c_F*F2a3a -
    c_S*S6a5a = ZTC
    y(7)*(S3a4a + Qcd) - y(9)*U3a4a - y(10)*F3a4a - ZTC - ZQC; % c_CD*(S3a4a +
```

```

Qu) - c_U*U3a4a - c_F*F3a4a = ZTC + ZQC
y(8)*(U5a4a + F5a4a) - y(11)*S5a4a - y(5)*PB2 - ZB1; % c_B2*(U5a4a + F5a4a) -
c_S*S5a4a - c_P2*PB2 = ZB1
-y(9)*(U12 + U1a2a + U2a3a + U3a4a + U23) + y(4)*U43 + y(8)*U5a4a + y(1)*U14
+ y(3)*U1a6a + y(6)*U6a5a; % Equação 9
-y(10)*(F12 + F1a2a + F2a3a + F3a4a + F23) + y(1)*F14 + y(4)*F43 + y(8)*F5a4a
+ y(3)*F1a6a + y(6)*F6a5a; % Equação 10
-y(11)*(S14 + S43 + S5a4a + S6a5a + S1a6a + S2a1a + S21) + y(3)*S23 +
y(7)*S3a4a + y(6)*S2a3a; % Equação 11
];

```

```

% Chute inicial para os coeficientes (ajuste conforme necessário)
Y0 = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1]; % Chute inicial para c_GVX, c_Px, ..., c_Sx

```

```

% Resolver o sistema utilizando fsolve
options2 = optimset('Display', 'off'); % Exibir iterações
[sol2, fval2] = fsolve(f2, Y0, options2);

```

```

C2 = sol2;

```

```

Sin = ["S1-4"
"S1-2"
"S2-3"
"S4-3"
"S1a-6a"
"S1a-2a"
"S2a-3a"
"S3a-4a"
"S5a-4a"
"S6a-5a"];

```

```

Fin = ["F1-4"
"F1-2"
"F2-3"
"F4-3"
"F1a-6a"
"F1a-2a"
"F2a-3a"
"F3a-4a"
"F5a-4a"
"F6a-5a"];

```

```

Uin = ["U1-4"
"U1-2"
"U2-3"
"U4-3"
"U1a-6a"
"U1a-2a"
"U2a-3a"
"U3a-4a"

```

```

"U5a-4a"
"U6a-5a"];

table(Sin, Si, Fin, Fi, Uin, Ui)

nome = ["c_GVx"
        "c_Px"
        "c_TCx"
        "c_B1x"
        "c_P2x"
        "c_RGx"
        "c_CDx"
        "c_B2x"
        "c_Ux"
        "c_Fx"
        "c_Sx"];

x = [C(1)
      C(2)
      C(3)
      C(4)
      C(5)
      C(6)
      C(7)
      C(8)
      C(9)
      C(10)
      C(11)];

nome2 = ["c_GV"
         "c_P"
         "c_TC"
         "c_B1"
         "c_P2"
         "c_RG"
         "c_CD"
         "c_B2"
         "c_U"
         "c_F"
         "c_S"];

x2 = [C2(1)
       C2(2)
       C2(3)
       C2(4)
       C2(5)
       C2(6)
       C2(7)
       C2(8)
       C2(9)

```

```
C2(10)  
C2(11)];
```

```
table(nome, x, nome2, x2)
```