

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
COGERAÇÃO EM UM NAVIO PLATAFORMA
DO TIPO FPSO**

Alexsander de Oliveira Pereira

Italo da Silva de Moraes Rêgo

Tarsis Rezen França de Melo Filho

Prof. Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

RIO DE JANEIRO

Setembro de 2024

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
COGERAÇÃO EM UM NAVIO PLATAFORMA
DO TIPO FPSO**

Alexsander de Oliveira Pereira

Italo da Silva de Moraes Rêgo

Tarsis Rezen França de Melo Filho

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca como requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

RIO DE JANEIRO

Setembro de 2024

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

P436 Pereira, Alexander de Oliveira

Análise exergética de um sistema de cogeração em um navio plataforma do tipo FPSO / Alexander de Oliveira Pereira, Italo da Silva de Moraes Rêgo [e] Tarsis Rézen França de Melo Filho. — 2024.

xv, 128f. + apêndice : il. (algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2024.

Bibliografia : f. 123-128

Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

1. Engenharia mecânica. 2. Energia elétrica e calor - Cogeração. 3. Termodinâmica. 4. Análise exergética. I. Rêgo, Italo da Silva de Moraes. II. Melo Filho, Tarsis Rézen França de. III. Catunda, Carlos Eduardo Guedes. (Orient.). IV. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

RESUMO

Com o avanço da indústria petrolífera mundial, desenvolveram-se também os recursos para extração e produção do petróleo. No contexto *offshore*, as plataformas flutuantes acompanharam essa evolução e atingiram um patamar tecnológico altamente refinado. A inserção das unidades FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*) para a exploração do óleo no cenário marítimo trouxe diversas vantagens para a atividade, como a reutilização de cascos de navios descomissionados e a praticidade logística para atuar em diferentes campos de extração. Apesar da inovação, o funcionamento destas estruturas solicita uma elevada quantidade de energia e, uma vez que o combustível que sustenta essa demanda é o próprio óleo extraído, deve-se estimular a busca por tecnologias que aumentem o aproveitamento potencial da planta. Neste sentido, o presente estudo visa entender os fluxos de processo de um FPSO, mapear os principais sistemas de desperdício energético e integrá-los a um ciclo termodinâmico Rankine orgânico. Este ciclo é conhecido pelo seu alto desempenho energético mesmo sob baixa energia de entrada. Para isso, os autores realizaram variações paramétricas modificando as características do cenário de fundo, sendo estas o fluido de trabalho e as configurações do ciclo Rankine (simples, com reaquecimento e regenerativo). A base das simulações foi estruturada a partir dos conceitos termodinâmicos técnicos. Após essa etapa, foram discutidos os parâmetros e cenários com os melhores resultados do ponto de vista exerético, precedida de uma avaliação energética. De forma geral, os autores concluíram que a integração do ciclo Rankine orgânico pode gerar um reaproveitamento de até 281.19 kW de potência que, convencionalmente, seria desperdiçada ao meio ambiente. Este valor representa uma produção adicional de aproximadamente 505 barris de petróleo por dia – utilizando os dados do FPSO P-32 da Petrobras (2020). Adicionalmente, o estudo obteve diferentes resultados de exergia fornecida ao sistema e destruída durante os processos analisados, em que a qualidade destes parâmetros dependeu dos fluidos de trabalho – resultados promissores para o n-propano – e das configurações do ciclo Rankine.

Palavra-chave: Exergia, Ciclos combinados, Cogeração, Rankine, n-Propano, FPSO, Brayton, Rankine Orgânico

ABSTRACT

With the advancement of the global petroleum industry, resources for oil extraction and production have also evolved. In the offshore context, floating platforms have progressed alongside this evolution, achieving a highly refined technological level. The introduction of FPSO (Floating Production, Storage and Offloading) units for oil exploration in maritime settings has brought various advantages to the activity, such as the reutilization of decommissioned ship hulls and logistical convenience for operating in different extraction fields. Despite this innovation, the operation of these structures requires a substantial amount of energy; since the fuel that supports this demand is the extracted oil itself, it is essential to encourage the pursuit of technologies that enhance the potential utilization of the plant. In this regard, the present study aims to understand the process flows of an FPSO, map the main systems of energy waste, and integrate them into an organic Rankine thermodynamic cycle. This cycle is recognized for its high energy performance even under low input energy conditions. To achieve this, the authors conducted parametric variations by modifying the background scenario characteristics, including the working fluid and configurations of the Rankine cycle (simple, with reheating, and regenerative). The simulation framework was based on technical thermodynamic concepts. Following this phase, the parameters and scenarios with the best results from an exergy perspective were discussed, preceded by an energy evaluation. In general, the authors concluded that the integration of the organic Rankine cycle could generate a recovery of up to 281.19 kW of power that would conventionally be wasted into the environment. This value represents an additional production of approximately 505 barrels of oil per day—utilizing data from Petrobras's FPSO P-32 (2020). Furthermore, the study yielded varying results for exergy supplied to the system and destroyed during the analyzed processes, wherein the quality of these parameters depended on the working fluids—promising results for n-propane—and the configurations of the Rankine cycle.

Keywords: Exergy, Combined cycles, Cogeneration, Rankine, n-Propane, FPSO, Brayton, Organic Rankine

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Representação gráfica da matriz energética brasileira. | 1 |
| Figura 2 – FPSO Marlin Sul. | 3 |
| Figura 3 – Diagrama do Ciclo Brayton | 18 |
| Figura 4 – Diagrama T-s do Ciclo Brayton | 19 |
| Figura 5 – Configuração do ciclo Rankine simples. | 22 |
| Figura 6 – Diagrama T-s do ciclo Rankine simples. | 23 |
| Figura 7 – Diagrama T-s do ciclo real de Rankine simples. | 24 |
| Figura 8 – Configuração do ciclo Rankine com reaquecimento. | 26 |
| Figura 9 – Diagrama T-s do ciclo Rankine com reaquecimento. | 27 |
| Figura 10 – Configuração do ciclo Rankine regenerativo aberto. | 28 |
| Figura 11 – Diagrama T-s do ciclo Rankine regenerativo aberto. | 29 |
| Figura 12 – Configuração do ciclo Rankine regenerativo fechado. | 30 |
| Figura 13 – Diagrama T-s do ciclo Rankine regenerativo fechado. | 30 |
| Figura 14 – Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico Básico (CRO). | 32 |
| Figura 15 – Diagrama T-s do Ciclo Rankine Orgânico (CRO). | 33 |
| Figura 16 – Diagrama T-s das categorias dos fluídos orgânicos. | 34 |
| Figura 17 – Diagrama Ashrae para Grupos de Segurança. | 35 |
| Figura 18 - Diagrama do Ciclo Combinado Gás-Vapor | 36 |
| Figura 19 – Plataforma Fixa | 39 |
| Figura 20 - Plataforma Semi-submersível | 40 |
| Figura 21 – Plataforma FPSO MV10 | 41 |
| Figura 22 – Planta de Sistemas e Processamentos em um FPSO. | 42 |
| Figura 23 – Características das Estruturas de Exploração do Óleo. | 43 |
| Figura 24 – Vaso de Separação Trifásica. | 44 |
| Figura 25 – Fluxograma de Processos da Unidade FPSO Estudada. | 48 |
| Figura 26 – Fluxograma da Etapa de Coleta e Separação do Petróleo. | 49 |
| Figura 27 – Fluxograma da Planta de Processamento e Compressão de Gás. | 53 |
| Figura 28 – Fluxograma da Unidade de Água Aquecida. | 57 |
| Figura 29 – Ciclo Rankine Integrado a Planta de Geração de Potência da Unidade Estudada. | 61 |
| Figura 30 – Esquemático da Turbina a Gás | 65 |
| Figura 31 – Fluxo exergético dos componentes | 77 |

| | |
|---|-----|
| Figura 32 - Diagrama T-s para fluido úmido. | 79 |
| Figura 33 - Diagrama T-s para fluido seco | 79 |
| Figura 34 - Diagrama T-s para fluido isentrópico..... | 80 |
| Figura 35 – Eficiência Energética (Rankine Simples)..... | 83 |
| Figura 36 – Potência Líquida (Rankine Simples)..... | 84 |
| Figura 37 – Calor Específico Fornecido (Rankine Simples)..... | 84 |
| Figura 38 – Consumo Específico de Vapor (Rankine Simples) | 85 |
| Figura 39 – Eficiência Exergética (Rankine Simples)..... | 85 |
| Figura 40 – Comparativo entre Eficiência Energética e Exergética (Rankine Simples)..... | 86 |
| Figura 41 – Comparativo entre Eficiência Exergética e Potência Líquida (Rankine Simples) | 86 |
| Figura 42 – Exergia Específica Destruída (Rankine Simples) | 87 |
| Figura 43 – Exergia Específica Fornecida (Rankine Simples)..... | 87 |
| Figura 44 – Eficiência Energética vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)..... | 88 |
| Figura 45 – Potência Líquida vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples) | 89 |
| Figura 46 – Calor Específico Fornecido vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples) | 90 |
| Figura 47 – Eficiência Exergética vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)..... | 91 |
| Figura 48 – Exergia Específica Destruída vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)..... | 92 |
| Figura 49 – Exergia Específica Fornecida vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples) | 93 |
| Figura 50 – Consumo Específico de Vapor vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)..... | 94 |
| Figura 51 – Eficiência Energética (Rankine com Reaquecimento)..... | 96 |
| Figura 52 – Potência Líquida (Rankine com Reaquecimento)..... | 96 |
| Figura 53 – Consumo Específico de Vapor (Rankine com Reaquecimento) | 97 |
| Figura 54 – Calor Fornecido (Rankine com Reaquecimento)..... | 97 |
| Figura 55 – Eficiência Exergética (Rankine com Reaquecimento)..... | 98 |
| Figura 56 – Comparativo entre Eficiência Energética e Exergética (Rankine com Reaquecimento) | 98 |
| Figura 57 – Comparativo entre Eficiência Exergética e Potência Líquida (Rankine com Reaquecimento) | 99 |
| Figura 58 – Exergia Específica Destruída (Rankine com Reaquecimento) | 99 |
| Figura 59 – Exergia Específica Fornecida (Rankine com Reaquecimento) | 100 |
| Figura 60 – Eficiência Energética vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento) | 100 |
| Figura 61 – Potência Líquida vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento) | 101 |

| | |
|--|-----|
| Figura 62 – Calor Específico Fornecido vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)..... | 102 |
| Figura 63 – Eficiência Exergética vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento) | 103 |
| Figura 64 – Exergia Específica Destruída vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)..... | 104 |
| Figura 65 – Exergia Específica Fornecida vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)..... | 105 |
| Figura 66 – Consumo Específico de Vapor vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)..... | 106 |
| Figura 67 – Eficiência Energética (Rankine Regenerativo) | 108 |
| Figura 68 – Potência Líquida (Rankine Regenerativo) | 108 |
| Figura 69 – Calor Específico Fornecido (Rankine Regenerativo) | 109 |
| Figura 70 – Consumo Específico de Vapor (Rankine Regenerativo)..... | 109 |
| Figura 71 – Eficiência Exergética (Rankine Regenerativo) | 110 |
| Figura 72 – Comparativo entre Eficiência Energética e Exergética (Rankine Regenerativo) | 110 |
| Figura 73 - Comparativo entre Eficiência Energética e Potência Líquida (Rankine Regenerativo)..... | 111 |
| Figura 74 – Exergia Específica Destruída (Rankine Regenerativo)..... | 111 |
| Figura 75 – Exergia Específica Fornecida (Rankine Regenerativo) | 112 |
| Figura 76 – Eficiência Energética vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo) | 112 |
| Figura 77 – Potência Líquida vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)..... | 113 |
| Figura 78 – Calor Específico Fornecido vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo) | 114 |
| Figura 79 – Eficiência Exergética vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo) | 115 |
| Figura 80 – Exergia Específica Destruída vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo) | 116 |
| Figura 81 – Exergia Específica Fornecida vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo) | 117 |
| Figura 82 – Consumo Específico de Vapor vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo) | 118 |
| Figura 83 – Diagrama T-s do n-Propano para o Ciclo Rankine Regenerativo. | 130 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|-----|
| Tabela 1 – Características de Produção da Unidade FPSO Estudada..... | 47 |
| Tabela 2 – Características dos Fluxos de Coleta e Separação. | 51 |
| Tabela 3 – Características dos Fluxos da Planta de Processamento de Gás. | 55 |
| Tabela 4 – Características da Unidade de Água Aquecida. | 58 |
| Tabela 5 - Parâmetros de Entrada | 64 |
| Tabela 6 – Características da Turbina a Gás..... | 66 |
| Tabela 7 - Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos de Trabalho | 80 |
| Tabela 8 - Eficiências de Primeira e Segunda Lei do n-Propano. | 119 |
| Tabela 9 - Características Exergéticas dos Fluidos Analisados. | 119 |
| Tabela 10 - Propriedades Termodinâmicas dos ciclos Rankine..... | 131 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---------------------|--|
| ASHRAE. | <i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> |
| BSW. | <i>Bottom Sediments and Water</i> |
| CO ₂ . | Gás Carbono |
| CRO. | Ciclo Rankine Orgânico |
| EES. | <i>Engineering Equation Solver</i> |
| FPSO. | <i>Floating Production Storage Offloading</i> |
| GWP. | <i>Global Warming Potential</i> |
| ICE. | <i>Internal Combustion Engine</i> |
| ODP. | <i>Ozone Depletion Potential</i> |
| S-CO ₂ . | Ciclo Supercrítico de Dióxido de Carbono |
| SIN. | Sistema Interligado Nacional |
| TLC. | <i>Trilateral Cycle</i> |
| WHRUs. | <i>Waste Heat Recovery Units</i> |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------------------|---|
| c_p | Calor específico a pressão constante, J/Kg.K |
| $\frac{dE_{vc}}{dt}$ | Taxa de exergia no volume de controle, kJ/s |
| E_w | Transferência de exergia por trabalho, kJ |
| E_q | Transferência de exergia por calor, kJ |
| \dot{E}_q | Taxa de transferência de exergia por calor, kJ/s |
| \dot{E} | Fluxo exergético de massa, kJ/s |
| \dot{E}_c | Fluxo exergético da energia cinética, kJ/s |
| \dot{E}_p | Fluxo exergético da energia potencial, kJ/s |
| \dot{E}_{ph} | Fluxo exergético de energia física, kJ/s |
| \dot{E}_0 | Fluxo exergético de energia química, kJ/s |
| \dot{E}_{ent} | Taxa da energia de entrada, kJ/s |
| \dot{E}_{sai} | Taxa da energia de saída, kJ/s |
| \dot{E}_d | Taxa de exergia destruída, kJ/s |
| \dot{E}_f | Taxa de exergia de escoamento, kJ/s |
| \dot{E}_{fe} | Taxa de exergia de escoamento de entrada, kJ/s |
| \dot{E}_{fs} | Taxa de exergia de escoamento de saída, kJ/s |
| \dot{E}_{qj} | Taxa de exergia por transferência de calor, kJ/s |
| E_p | Exergia do produto, kJ |
| E_F | Exergia do combustível, kJ |
| E_D | Exergia destruída, kJ |
| E_L | Exergia perdida, kJ |
| E_E | Exergia suprida ao sistema, kJ |
| e_{fe} | Exergia específica de escoamento de entrada, kJ/kg |
| e_f | Exergia específica de escoamento, kJ/kg |
| e_{fs} | Exergia específica de escoamento de saída, kJ/kg |
| \bar{e}_{0i} | Exergia específica química padrão do i-ésimo componente da mistura, kJ/kg |
| ε | Eficiência exergética |
| ε_p | Eficiência exergética da planta |

| | |
|-----------------|---|
| η_B | Eficiência isentrópica da bomba |
| η_T | Eficiência isentrópica da turbina |
| η_t | Eficiência térmica |
| g | Aceleração da gravidade, m/s^2 |
| h_{ent} | Entalpia específica de entrada, kJ/kg |
| h | Entalpia específica, kJ/kg |
| h_{sai} | Entalpia específica de saída, kJ/kg |
| h_s | Entalpia específica isentrópica, kJ/kg |
| h_r | Entalpia específica real, kJ/kg |
| h_0 | Entalpia específica do ambiente, kJ/kg |
| k | Razão dos calores específicos |
| \dot{m} | Taxa mássica do sistema, kg/s |
| M | Massa molar da mistura, g/mol |
| \dot{m}_s | Taxa mássica de saída do sistema, kg/s |
| \dot{m}_e | Taxa mássica de entrada do sistema, kg/s |
| δ | Variação infinitesimal |
| Δ | Variação |
| P_0 | Pressão do ambiente, Pa |
| P | Pressão, Pa |
| Ψ | Exergia específica de escoamento, kJ/kg |
| \dot{Q}_A | Taxa transferência de calor, kJ/s |
| \dot{Q}_{ent} | Taxa de calor introduzido ao sistema pelo evaporador, kJ/s |
| \dot{Q}_j | Taxa de transferência de calor em um ponto arbitrário, kJ/s |
| \dot{Q}_{sai} | Taxa de calor removido do sistema pelo condensador, kJ/s |
| q_{ent} | Calor específico de entrada, kJ/kg |
| q_{sai} | Calor específico de saída, kJ/kg |
| r_p | Razão das pressões |
| R | Constante universal dos gases, $J/mol \cdot K$ |
| dS | Variação infinitesimal da entropia, kJ/K |
| S | Entropia, kJ/K |

| | |
|----------------------|--|
| s | Entropia específica, kJ/kg.K |
| s_0 | Entropia específica do ambiente, kJ/kg.K |
| S_{ger} | Geração de entropia, kJ/K |
| $\dot{\sigma}_{vc}$ | Taxa de produção de entropia, kJ/K |
| Σ | Somatório |
| T_0 | Temperatura ambiente, K |
| T_L | Temperatura da fonte fria, K |
| T_H | Temperatura da fonte quente, K |
| T | Temperatura, K |
| T_j | Temperatura em um ponto arbitrário, K |
| $\frac{dV_{vc}}{dt}$ | Varição do volume de controle, m ³ /s |
| V | Velocidade, m/s |
| V_0 | Velocidade do sistema em relação ao ambiente. |
| X | Exergia, kJ |
| $X_{destruída}$ | Exergia destuída, kJ |
| $x_{destruída}$ | Exergia específica destuída, kJ/kg |
| $X_{entrada}$ | Exergia de entrada, kJ |
| $X_{saída}$ | Exergia de saída, kJ |
| $X_{sistema}$ | Exergia do sistema, kJ |
| x_i | Fração molar do i-ésimo componente da mistura. |
| \dot{W}_{vc} | Taxa de trabalho no volume de controle, kJ/s |
| W_u | Trablaho útil, kJ |
| W_{viz} | Trabalho da aizinhança, kJ |
| w_{ent} | Trabalho específico de entrada, kJ/kg |
| w_{sai} | Trabalho específico de saída, kJ/kg |
| w_s | Trabalho isentrópico específico, kJ/kg |
| w_r | Trabalho real específico, kJ/kg |
| \dot{W}_{sai} | Taxa de trabalho removido do sistema pela turbina, kJ/s |
| \dot{W}_{ent} | Taxa de trabalho introduzido ao sistema pela bomba, kJ/s |
| w_{liq} | Potência líquida específica, kJ/kg |

| | |
|-------|---|
| y | Fração mássica |
| z | Energia potencial gravitacional específica, kJ/kg |
| z_0 | Altura do sistema em relação ao ambiente. |

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 2 REVISÃO TEÓRICA | 14 |
| 2.1 Segunda Lei da Termodinâmica | 14 |
| 2.1.1 Definição | 14 |
| 2.1.2 Irreversibilidades | 15 |
| 2.1.3 Entropia | 15 |
| 2.1.4 Exergia | 16 |
| 2.2 Ciclos Termodinâmicos..... | 18 |
| 2.2.1 Ciclo Brayton | 18 |
| 2.2.2 Ciclo Rankine Convencional..... | 21 |
| 2.2.3 Ciclo Rankine com Reaquecimento | 25 |
| 2.2.4 Ciclo Rankine Regenerativo..... | 27 |
| 2.2.5 Ciclo Rankine Orgânico | 31 |
| 2.2.5.1 Fluidos Orgânicos..... | 33 |
| 2.2.5.1.1 Classificação Dos Fluidos Orgânico | 34 |
| 2.2.6 Ciclos Combinados Gás-Vapor | 35 |
| 3 Princípios de funcionamento e operação de um FPSO | 38 |
| 3.1 Plataformas de exploração Petrolífera..... | 38 |
| 3.1.1 Plataformas Fixas | 38 |
| 3.1.2 Plataformas Semi-submersíveis | 39 |
| 3.1.3 Navios Plataforma | 40 |
| 3.2 Sistemas e Processos em um FPSO | 41 |
| 3.2.1 Processamento de Óleo | 42 |
| 3.2.2 Processamento de Gás..... | 45 |
| 3.2.3 Sistema de Tratamento de Água..... | 45 |
| 3.2.4 Sistemas de Utilidades Auxiliares | 46 |
| 3.3 Apresentação e Análise da FPSO Estudada..... | 47 |
| 3.3.1 Processo de Coleta e Separação | 48 |
| 3.3.2 Processamento de Gás | 51 |
| 3.3.3 Sistema de Geração e Distribuição de Energia | 55 |
| 3.4 Potencial de Aproveitamento de Energia..... | 58 |
| 3.4.1 Ciclo Rankine – Unidade de Geração de Potência | 59 |
| 4 Metodologia..... | 63 |

| | |
|--|------------|
| 4.1 Modelagem da Integração CRO-Turbina a Gás | 64 |
| 4.2 Modelagem Termodinâmica..... | 66 |
| 4.2.1 Ciclo Rankine Orgânico | 67 |
| 4.2.2 Evaporador | 68 |
| 4.2.3 Condensador..... | 69 |
| 4.2.4 Turbina | 69 |
| 4.2.5 Bomba | 71 |
| 4.3 Avaliação Exergética..... | 72 |
| 4.4 Fluidos de Trabalho | 78 |
| 5 Resultados e Discussões..... | 82 |
| 5.1 Rankine Orgânico Simples | 82 |
| 5.2 Rankine Orgânico com Reaquecimento..... | 94 |
| 5.3 Rankine Orgânico Regenerativo..... | 106 |
| 6 Conclusões | 121 |
| REFERÊNCIAS | 123 |
| Apêndice A: Algoritmo utilizado para a análise energética e exergética no Python..... | 129 |
| Apêndice B: Diagrama Ts DO n-Propano para o ciclo regenerativo | 130 |
| Apêndice C: Tabela de propriedades dos processos | 131 |

1 INTRODUÇÃO

A demanda energética tem crescido ao longo das últimas décadas, em conjunto com o avanço industrial e econômico de diversas nações. Essa tendência faz com que a reutilização de energia residual despejada no meio ambiente seja objeto de estudos em vários setores da indústria, a fim de encontrar maneiras de converter os rejeitos em energia para o reaproveitamento na infraestrutura de produção. Neste contexto, uma das soluções em crescente pesquisa é a implementação de plantas de cogeração. De acordo com dados do COGEN (2023), estima-se que em 2022 o Brasil alcançou 20,4 GW de cogeração energética, representando um crescimento de 4,5% no ano avaliado.

No cenário atual de exploração energética, o petróleo permanece como a principal matriz utilizada no Brasil e no Mundo. Segundo dados da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), no ano de 2023 o petróleo e seus produtos alcançaram 35,7% da matriz energética do Brasil, mantendo-se como a principal matriz de energia do país. Outrossim, o petróleo se destaca não só no âmbito nacional como no mundial, com 29,5% da parcela de consumo energética global.

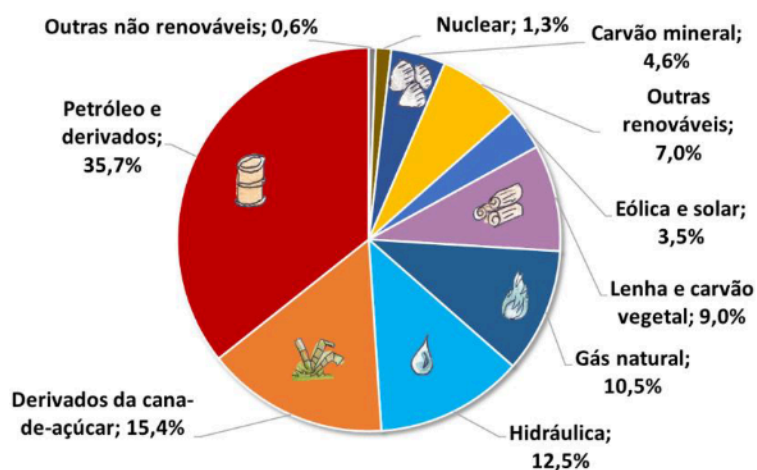


Figura 1 – Representação gráfica da matriz energética brasileira.

Fonte – Empresa de Pesquisa Energética (2018, p.4).

De acordo com Mendes et al. (2019), a produção de petróleo em campos terrestres representou 4,8% da produção total do óleo no Brasil em 2017, equivalente a 12 mil barris por dia. Por outro lado, no mesmo ano a extração de petróleo em águas profundas correspondeu a um total de 2,47 milhões de barris por dia, indicando o domínio absoluto da exploração marítima do óleo no país.

Com a descoberta da camada do Pré-sal no Brasil, o desafio na exploração e produção de óleo e gás natural, impulsionou o desenvolvimento de novas tecnologias na área da engenharia. Neste sentido, um navio FPSO – unidade para produção, armazenamento e transporte de petróleo – tem sido amplamente utilizado no ramo petrolífero, pois sua viabilidade comercial e tecnológica faz com que seja uma das melhores alternativas entre os diferentes tipos de plataforma offshore (VELOSO et al, 2018).

A utilização de FPSOs na indústria de óleo e gás, possui grande relevância, atualmente correspondendo a aproximadamente 33% dos projetos de plataformas de extração de petróleo em operação no mundo (BARRERA, BAZZO e KAMI, 2014). De acordo com os dados disponibilizados pela Petrobras, a estrutura de um FPSO não exige a instalação de oleodutos para o descarregamento de óleo em navios tanques, aumentando assim a sua eficiência. A empresa estima a implementação de 18 novas unidades até 2027, total equivalente à metade da frota global de FPSOs.



Figura 2 – FPSO Marlin Sul.

Fonte – Furtado (2011), p.77.

Tendo em vista a complexidade dos processos envolvidos para a separação dos componentes do óleo bruto – gás, óleo e água – durante a vida de uma unidade, a produção e consumo energéticos devem ser devidamente avaliados para que as operações nestas plataformas se mantenham financeiramente sustentáveis. Apesar da sua alta capacidade de produção, a necessidade de mitigar a emissão de dióxido de carbono na atmosfera é um dos principais fatores de melhoria do seu funcionamento. (VELOSO et al, 2018). Segundo Barrera, Bazzo e Kami (2014), uma parte desse derivado é utilizada nos processos na forma de combustível para autogeração de energia térmica.

De acordo com Thomas et al. (2001), sob um regime de produção de 180 mil barris por dia, uma unidade FPSO consome em média 80 MVA de energia elétrica. Nguyen et al. (2014) especificam que cerca de 44% a 60% desta energia é consumida pela Planta de Processamento de Gás, onde uma parcela do produto deste processo é exaurida ao ambiente, reduzindo a eficiência global da planta de potência da plataforma.

Atualmente, fontes de baixa à média temperatura – sejam estas de natureza solar, geotérmica, biológica ou produtos de calor residual – têm sido objeto de investigação devido a

sua capacidade de geração de potência. Conforme explicitado por Aksar et al (2022), muitos setores da indústria apresentam potencial para recuperação de calor residual, onde a reutilização aumenta a eficiência dos recursos energéticos e, portanto, reduz efeitos nocivos ao meio ambiente.

Plataformas FPSOs apresentam dispositivos para recuperação de energia térmica oriundo da planta de processos: WHRUs – *Waste Heat Recovery Units*. Nestas unidades, o calor é reutilizado para aquecer a água que circula na planta de processamento. Como apresentado por Freire et al. (2019), a eletricidade gerada para os gastos energéticos da operação de um FPSO é produzida a partir de sistemas constituídos pela integração de turbinas a gás em ciclo aberto a unidades de recuperadores de calor dos gases exauridos. Uma parcela dessa energia térmica ainda poderia ser reaproveitada caso inserida em estruturas de cogeração, mesmo que sob baixa temperatura. No entanto, o calor é eliminado para o meio ambiente.

Como descrito anteriormente, o fluxo de gás não utilizado pela unidade de recuperação de calor é liberado na atmosfera. Segundo Veloso (2015), esses gases apresentam uma temperatura em torno de 150°C, sugerindo a possibilidade de sua aplicação em ciclos operando a baixos níveis de entalpia. Essa prática potencialmente ampliaria a eficiência energética do FPSO.

Em um FPSO o potencial de energia térmica com baixa ou média entalpia está presente, principalmente, na sua planta de potência, onde a fonte de calor é oriunda dos gases de escape da turbina a gás (VELOSO, 2018). Entretanto, ao considerar a implementação de ciclos termodinâmicos em plantas de processos industriais, é crucial avaliar não apenas o seu desempenho energético, mas também a viabilização de instalação, levando em conta o ambiente em que a estrutura será implantada. Como descrito por Veloso et al (2018), os FPSOs possuem restrições ambientais, de peso e espaço físico, dificultando a implementação de sistemas de cogeração.

Segundo Nondy (2021), conforme citado por Aksar et al (2022), o ciclo Rankine Orgânico e o ciclo Kalina apresentam ótimos desempenhos quando submetidos a fontes de calor de baixa ou média temperatura. O ciclo Rankine orgânico possui, basicamente, os mesmos equipamentos da sua configuração básica diferenciando-se apenas pelo tipo de fluido de trabalho (VELOSO et al, 2018). O ciclo de potência Kalina possui diversas configurações, o

que permite uma maior flexibilidade na sua aplicação. De forma geral, o seu fluido de trabalho é uma mistura aquosa de amônia, condicionando em um aumento da eficiência exergetica dos processos. (YARI et al, 2015).

De acordo com Köse et al (2020), o ciclo Kalina apresenta um desempenho superior ao ciclo Rankine orgânico em relação a segunda lei da termodinâmica. Além disso, também apresenta efeitos menos nocivos ao meio ambiente. Por outro lado, a confiabilidade, a simplicidade e a flexibilidade do CRO tornam a sua aplicação mais vantajosa.

Sob essa perspectiva, o ciclo Rankine orgânico é apresentado como uma alternativa promissora aos WHRUs presentes no navio-plataforma (BARRERA, BAZZO e KAMI et al, 2014). A utilização de fluidos de trabalho orgânico garante uma compatibilidade com fontes de baixa e média temperatura, pois possuem ponto de ebulição e calor latente de evaporação mais baixos quando comparados ao fluido de trabalho água, fatores que reduzem o gasto energético do ciclo. (VELOSO et al, 2018).

Ao comparar o desempenho do ciclo Rankine orgânico com outros sistemas termodinâmicos, emerge a oportunidade de evidenciar a efetividade de sua integração em plantas de cogeração, além das análises energéticas. Esta eficiência pode ser verificada em diversos estudos literários, nos quais análises exergeticas e de potência são conduzidas empregando uma variedade de fluidos orgânicos e integrando-os a diferentes fontes de baixa e média entalpia. Contudo, uma análise mais aprofundada deve ser conduzida para determinar o fluido de trabalho ideal em relação a parâmetros específicos de operação do ciclo, ampliando a qualidade da sua aplicação.

No estudo proposto por Barrera, Bazzo e Kami (2014), é analisada a integração do Ciclo Orgânico de Rankine (CRO) na unidade de geração de energia existente em um Navio Plataforma de Produção e Armazenamento (FPSO). Neste contexto, o CRO é configurado com duas etapas de compressão e uma terceira etapa que suplementa o ciclo principal. Os autores utilizaram como fluido de trabalho o ciclopentano no qual foi selecionado de acordo com sua curva de saturação. A avaliação das melhorias foi quantificada por meio da eficiência exergetica da planta e, através da análise de 5 parâmetros de operação da planta avaliados separadamente, pressupondo um funcionamento distribuído com carga parcial de duas turbinas a gás. Os resultados obtidos indicam que a integração do CRO apresenta um considerável potencial para

gerar trabalho útil a partir da exergia dos gases de escape, resultando em uma economia estimada de cerca de 15% a 20% no consumo de energia por barril de óleo produzido. Isto refletiu positivamente na melhoria da eficiência exergética total do FPSO em aproximadamente 12,5% a 14,5%. Por outro lado, os autores destacam que a eficiência exergética global e a potência do CRO são fortemente influenciadas pelas quantidades de gás e água injetadas no reservatório.

Veloso et. al (2018) realizaram uma avaliação da produção primária em um Navio Plataforma de Produção e Armazenamento (FPSO) por meio do uso do software ASPEN-HYSYS® versão 8.6. A análise se concentra na utilização do calor rejeitado nos intercoolers e aftercoolers dos processos de compressão, tanto na Unidade de Compressão Principal como na Unidade de Compressão de CO₂. Os autores desenvolveram uma ferramenta computacional no ambiente MATLAB® com o objetivo de avaliar o desempenho termodinâmico e prever o projeto do trocador de calor do Ciclo Orgânico de Rankine (CRO). Foi realizada uma otimização com múltiplos objetivos para investigar a viabilidade da aplicação do CRO nas fontes de calor identificadas. Neste contexto, a maior potência líquida foi alcançada na recuperação de calor da Unidade de Compressão Principal, operando com o fluido de trabalho R245CB2 (Pentafluoropropano). Esse arranjo permitiu a geração de até 2063 kW, com uma área de transferência de calor de 2997 m², resultando em um aumento notável de 23,6% na eficiência exergética do sistema. O estudo destaca a importância da aplicação do Rankine orgânico nos processos de produção da plataforma, onde se observou a redução das emissões de CO₂, implicando em um menor consumo nas turbinas a gás, no entanto, o ciclo não apresentou uma melhoria significativa na geração de eletricidade no FPSO.

Yari et al. (2015) comparam as performances termodinâmica e econômica entre os ciclos Kalina, Rankine Orgânico (CRO) e Rankine Trilateral (TLC). Para a modelagem desta comparação, os pesquisadores utilizaram as fórmulas provenientes das leis da termodinâmica e as equações de análise de custo das plantas no *software* EES (*Engineering Equation Solver*). Após esta etapa, os autores seguiram para uma análise paramétrica das variáveis de temperatura e pressão de entrada na turbina. Também foram avaliados os diferentes fluidos de trabalho utilizados nos ciclos CRO e TLC, além das diferentes concentrações de amônia no ciclo Kalina. Como resultado, o estudo concluiu que, para uma temperatura de 120°C da fonte de calor no evaporador de cada sistema, o ciclo TLC apresentou maior potência produzida apresentando

um aumento de 20% na eficiência isentrópica do expensor. No entanto, o ciclo CRO operando em condições máximas de potência, gerou melhores resultados quanto ao custo de produção associado. De forma geral, os resultados mostraram que a minimização do custo e a maximização da produção está relacionado ao aumento da temperatura de entrada na turbina, assim como ao aumento da pressão de entrada nesta – sendo esta pressão de entrada avaliada apenas no ciclo Kalina. Em relação aos fluidos de trabalho utilizados, os ciclos CRO e TLC demonstraram os menores custos econômicos quando o fluido utilizado nestes sistemas foi o n-butano. No caso do ciclo Kalina, a maior concentração de amônia no fluido de trabalho está relacionada a maior produção de potência e menor custo de produção.

Yue et al. (2014) compararam o desempenho de um ciclo CRO transcrito – operando com o fluido de trabalho acima do ponto crítico, ou seja, em ambas as fases líquida e gasosa – com alcanos e um ciclo Kalina, utilizando misturas zeotrópicas (água-amônia), para recuperar calor residual de motores de combustão interna ICE. Os resultados indicam que o CRO transcrito superou o ciclo Kalina em até 145 kW de potência e 25,8% na eficiência exergética em condições específicas de carga do motor ICE. A correspondência térmica ideal para o ORC transcrito ocorreu em 40–60% da carga do motor ICE, com temperatura de escape entre 569K e 618 K.

Em seus estudos, Zhang et al (2018), realizam uma análise termodinâmica comparativa entre a implementação de um Ciclo Rankine Orgânico e Ciclo Kalina, em um *Waste Heat Recovery Unit* (WHRU) de uma planta de produção de petróleo processada por gravidade assistida. Os resultados do seu trabalho apresentam uma melhor eficiência energética e exergética quando um ciclo do tipo Kalina é utilizado com o aumento da temperatura de entrada da turbina. Como fluido de trabalho foram empregados 2 tipos: O propano e a mistura binária de amônia-água. A temperatura de entrada da turbina utilizada foi de 180°C à uma pressão de evaporação de 5 MPa. Diante dessas condições, foi relatado que a combinação com o Ciclo Kalina apresentou maior destruição exergética e a combinação com o Ciclo Rankine Orgânico apresentou maior potência líquida e melhor recuperação de calor residual.

No presente estudo, apresentado por Kosë et al (2022), foi realizada uma comparação do desempenho termodinâmico do Ciclo Kalina que tem o fluido de trabalho com uma mistura de 85% de amônia e água e o CRO que utiliza os fluidos de trabalho Iso-Buteno, R114, R11,

R12, R113, RE245fa2, n-Pentano. O estudo relata uma análise paramétrica energética e exergetica dos ciclos Kalina e Rankine Orgânico, onde, durante o estudo, a pressão de entrada da turbina para o ciclo Kalina foi escolhida como 6 MPa, 9 MPa e 12 MPa, enquanto para o Ciclo Rankine Orgânico foi acrescentado 1 MPa para a pressão crítica do fluido. Para cada níveis de pressão foi acrescentado a temperatura de entrada da turbina para a temperatura de saturação do vapor alcançando 240°C. Os resultados, para essas condições, demonstram um melhor desempenho do Ciclo Rankine Orgânico quando se comparado em termos de energia, exergia e emissão de dióxido de carbono, quando se utilizado o n-Pentano como fluido de trabalho.

Aksar et al. (2022) identificou a necessidade de justificar a escolha dos ciclos Kalina e Rankine a vapor como alternativas viáveis em sistemas de cogeração. Assim, conduziram um estudo no qual projetaram, analisaram e compararam os ciclos Kalina, Rankine a vapor e amônia pura como subsistemas, enfatizando suas eficiências líquidas de potência, térmicas e exergeticas. Foi observado que ao empregar o ciclo Rankine em sistemas de cogeração, o aumento da temperatura de entrada da turbina eleva os parâmetros de desempenho termodinâmico. Entretanto, os autores desaconselham a utilização do ciclo Rankine a vapor como subsistema devido ao seu teor de concentração de vapor de 0,818, o qual está abaixo do limite mínimo aceitável de 0,9 conforme literatura técnica, podendo ocasionar corrosão na saída da turbina. Portanto, concluiu-se que, apesar de apresentar um desempenho energético superior ao ciclo Kalina e amônia pura, o uso desse ciclo acarreta riscos na integridade dos componentes durante a operação, afetando a sua segurança.

Foi realizado por Victor et al (2013), uma otimização das composições dos fluidos de trabalho aplicados em um Ciclo Kalina e Rankine Orgânico, onde as temperaturas investigadas foram de 100°C e 250°C, sucedendo-se a uma análise com o método de composição de misturas de fluidos de trabalho, utilizando a técnica de *Simulated Annealing*, buscando maximizar a eficiência térmica dos ciclos, onde a fonte de calor possui 1MW. Alguns resultados demonstraram que fluidos orgânicos puros possuem mais eficiência do que misturas de fluidos orgânicos, em razão das fracas compatibilidades entre hidrocarbonetos.

Zare e Mahmoudi (2014) elaboraram uma análise energética de um reator modular de hélio que utiliza turbina a gás, além de avaliarem os ciclos Rankine-orgânico e Kalina

combinados separadamente ao sistema. Como resultado, verificou-se que a combinação dos ciclos aumentou a eficiência do sistema, tendo um aumento de 11,3% e de 10,3% de eficiência energética nos ciclos Rankine-orgânico e Kalina, respectivamente, em comparação ao sistema autônomo. Comparando os dois ciclos propostos para combinação com o reator, o Rankine-orgânico apresentou maior taxa de recuperação de calor, menor destruição exérgica no evaporador (em temperatura de 160°C), menor vazão mássica de hélio e menor nível de alta pressão que o ciclo Kalina.

Zhixiang Wu et. al. (2021) otimizou um novo modelo de ciclo combinado Rankine orgânico e Kalina, ambas de dupla pressão, através de teoria construtiva e termodinâmica de tempo finito. Para este estudo, foram realizadas 4 otimizações progressivas nos tubos externos do evaporador e avaliaram sua potência energética, evoluindo gradativamente em 2,62%, 5,41% e 15,05% e contribuindo em 16,17% de aumento em eficiência energética em comparação ao modelo inicial. Com isso, finalizou com a construção ótima para os tubos externos dos evaporadores, em alta e baixa temperatura, respectivamente para 24 mm e 23 mm no novo modelo combinado, auxiliando em uma performance mais eficiente e com um maior aproveitamento do calor residual.

Yuncheng Lan et. al. (2022) realizou um estudo comparativo entre os ciclos Kalina e Rankine-orgânico e o gerador termoelétrico, com foco em seus efeitos termodinâmicos, econômicos e sustentáveis em recuperação de calor. O estudo revelou uma eficiência 2,7% - 36,0% maior nos ciclos Kalina e Rankine-orgânico em comparação ao gerador termoelétrico. No entanto, o gerador termoelétrico demonstrou ser mais sustentável em comparação aos outros ciclos, apresentando uma emissão de gás carbônico de 2 a 590 vezes menor. Além disso, opera em baixas temperaturas e com menores vazões mássicas, portanto, em altas temperaturas, o Rankine-orgânico e Kalina apresentaram uma eficiência maior e menor custo em produção elétrica.

Recentemente, Qu et al. (2021) propuseram a implementação de um sistema que consiste na combinação de uma turbina de potência e duas variações do ciclo Rankine – Convencional e Orgânico – com o objetivo de recuperar calor residual de motores a diesel utilizados em embarcações marítimas. O sistema foi modelado e analisado termodinamicamente com a suposição de que os processos são isentrópicos. Diante disso, a

integração funcionou de forma estável, possibilitando a geração de aproximadamente 1 MW, utilizando 100% da capacidade do sistema. Do ponto de vista termodinâmico, o sistema demonstrou máxima eficiência energética e exergética de 28,48% e 65,72%, respectivamente, operando a 90% da carga total. Entretanto, durante os testes realizados em uma planta energética real, verificou-se que o sistema poderia gerar menos potência do que o projetado, resultando no trabalho útil de 635 kW em 85% da carga total exigida ao motor a diesel. Portanto, os autores ressaltam que o fenômeno da alteração do carregamento suportado pelos motores da embarcação estudada, resulta na variação significativa da potência líquida.

Song et al. (2017) exploraram a inclusão de um ciclo Rankine orgânico (CRO), usando o fluido R245fa, em um ciclo supercrítico de dióxido de carbono (S-CO₂), com a finalidade de aprimorar o desempenho térmico. Os autores apresentaram duas configurações do sistema – com e sem pré-resfriador – e enfatizaram que a baixa temperatura de evaporação do ciclo Rankine orgânico e sua eficiência térmica inferior limitam os ganhos no processo em que é aplicado. Por outro lado, destacaram que a capacidade de calor específico do dióxido de carbono em estado supercrítico, proveniente do recuperador, é notavelmente alta em baixas temperaturas, resultando em uma temperatura de evaporação mais baixa para o fluido de trabalho. Além disso, observaram que o ciclo supercrítico de dióxido de carbono por si só pode atingir uma eficiência energética máxima de 16,4%, enquanto a combinação S-CO₂ – CRO alcança uma eficiência de recuperação de calor residual de 17,7%. Com isso, evidencia a eficácia da incorporação do ciclo Rankine orgânico na recuperação de calor quando combinado com o ciclo supercrítico de dióxido de carbono, sugerindo uma melhoria na eficiência térmica do sistema. Segundo os autores, essa constatação é relevante para a consideração e aplicação em situações similares.

Sheshpoli, Ajarostaghi e Delavar (2018) demonstram a aplicabilidade do ciclo Rankine orgânico com reaquecimento em uma célula de membrana de combustível. Para isso, foram utilizados como fluidos de trabalho o R-245fa, R-245ca e R-123, sendo os fluxos de massa e a razão de pressão os parâmetros determinantes na seleção do fluido mais adequado. Os pesquisadores investigaram o desempenho de oito modelos distintos, sendo o último modelo, utilizando o R-123, que corresponde maior eficiência térmica, alcançando 44,3%. Os autores constataram, então, que maiores gradientes de fluxo de massa resultaram na melhoria do

desempenho energético, enquanto maiores razões de pressão resultaram no aumento da potência térmica gerada no sistema.

Uma alternativa aos WHRs é pesquisada por Liu et al (2019), onde o ciclo Rankine orgânico e convencional são combinados aos gases exauridos e à água de resfriamento do revestimento de um motor de embarcações marítimas, na perspectiva de converter energia térmica de baixa entalpia em trabalho mecânica. Uma parte do líquido de resfriamento é utilizado na configuração mais básica do Rankine, com finalidade de reduzir o acréscimo de peso a embarcação. Os resultados obtidos pelos autores demonstram uma melhoria de aproximadamente 4,42% quando implementado os sistemas propostos em seus estudos.

Liu, Shao e Li (2008) investigaram uma alternativa que ressalta a versatilidade de aplicação do ciclo Rankine orgânico (CRO). Seu estudo se concentrou em um sistema combinado de biomassa, no qual três fluidos refrigerantes, secos, considerados ambientalmente amigáveis foram avaliados: HFE7000, HFE7100 e n-pentano. Uma análise termodinâmica abrangente foi realizada por meio de simulações no software EES. Os resultados obtidos demonstraram que a máxima eficiência térmica do CRO foi alcançada ao utilizar o n-pentano como fluido de trabalho, resultando na geração de eletricidade na faixa de 1,5 kW a 2,71 kW, dependendo dos parâmetros operacionais empregados. Os autores destacaram a importância de considerar a temperatura de entrada do fluido no condensador para otimizar a eficiência do CRO, garantindo que não exceda o calor necessário pelo sistema.

ZHANG et al. (2019) introduz um conceito que relaciona o ponto crítico da curva de saturação no diagrama T-s - através da definição da área de um triângulo, na região de saturação, considerado no gráfico que engloba valores próximos ao seu ponto crítico - para fluidos secos e isentrópicos em um ciclo Rankine orgânico. Essa abordagem visa auxiliar na seleção de fluidos de trabalho orgânicos, fornecendo parâmetros cruciais para a análise energética do sistema, como eficiência térmica, exergia na temperatura crítica e a inclinação da curva de vapor saturado. Dessa forma, os autores selecionaram os fluidos adequados para aplicação em sistemas aberto e fechado. Assim, o dodecano foi escolhido como o fluido ideal para aplicações em ciclo aberto, devido à sua alta capacidade térmica específica líquida e baixo calor latente de evaporação, características recomendadas para essa configuração. Em contrapartida, o R123 apresentou baixa capacidade térmica específica e alto calor latente de evaporação, sendo mais

adequado para ciclos fechados. No entanto, devido aos riscos ambientais associados ao R123, foram sugeridas alternativas como cis-buteno, butano, trans-buteno e isobuteno.

Köse et al. (2020) examinaram a eficiência termodinâmica de um sistema de trigerção composto por turbina a gás, ciclo Rankine a vapor e ciclo Rankine orgânico, variando a temperatura e pressão de entrada da turbina, e selecionando 6 fluidos de trabalho orgânico – acetona, R113, R141b, R152a, R245fa e R365mfc – através de uma otimização paramétrica dos ciclos. Os autores verificaram as condições operacionais onde os ciclos possuem máxima eficiência térmica e exergética e, com isso, a eficiência total do sistema de trigerção. Diante disso, o ciclo Rankine a vapor, em uma temperatura de 480 °C e pressão de 1 MPa, atingiu a máxima eficiência térmica, exergética e potência líquida de 30,743%, 56,045% e 1746.826 kW respectivamente. Para o ciclo Rankine orgânico, o fluido de trabalho, R141b, apresentou máxima eficiência térmica e exergética de 22,6% e 64,76%, respectivamente, e uma potência líquida de 780,35 kW com parâmetros de operação de 225 °C e 40 bar. Entretanto, sob questões de segurança e condições ambientais, foi discutida a seleção entre dois fluidos, R141b e acetona, onde o primeiro apresentou maior eficiência termodinâmica. Porém, apesar de não ser inflamável, esse fluido aumenta o risco ambiental. Em contrapartida, a acetona demonstrou ser uma opção que garante uma boa eficiência térmica, sendo menos prejudicial ao meio ambiente, apesar do alto risco de inflamabilidade, o que implica em cuidados especiais. Assim, chegou-se à conclusão de que, nessas condições, alcançou-se a máxima eficiência do sistema de trigerção, uma vez que a eficiência térmica foi de 47,65% e exergética de 67,35%.

Nessa perspectiva, tendo em visto a melhoria do aproveitamento energético em uma planta de potência de um FPSO, percebe-se a necessidade de avaliar a integração de diferentes ciclos termodinâmicos alimentados por baixas e médias temperaturas a infraestrutura de geração energética da unidade.

Logo, o objetivo geral do presente estudo é simular, analisar e comparar o desempenho exergético das diferentes configurações do ciclo Rankine orgânico (simples, com reaquecimento e regenerativo) integrados ao sistema de exaustão da turbina a gás (ciclo Brayton) de uma plataforma FPSO, constituindo uma planta de cogeração energética. A avaliação energética dos sistemas propostos, base para o estudo exergético, também será descrita no estudo. O intuito é comparar diferentes tipos de fluidos de trabalho, em variados

ciclos de operação da planta de potência da plataforma offshore, avaliando os seus desempenhos termodinâmicos em parâmetros diversos. Os resultados obtidos serão analisados a partir de variações paramétricas, entendendo as vantagens e desvantagens de cada configuração simulada.

Para o desenvolvimento do trabalho, foram traçados alguns objetivos específicos:

1. Realizar uma pesquisa bibliográfica exploratória visando a contextualização dos temas e a coleta de dados técnicos que serão abordados ao longo do estudo.
2. Realizar pesquisa bibliográfica envolvendo os fluidos de trabalho presente no ciclo termodinâmico a ser discutido: Rankine Orgânico.
3. Introduzir os princípios termodinâmicos.
4. Apresentar e descrever o ciclo Rankine e suas diferentes configurações, com ênfase no Rankine orgânico.
5. Apresentar e descrever as características tanto ambientais como técnicas dos fluidos orgânicos.
6. Descrever os princípios básicos do funcionamento de um FPSO e as características da sua planta energética.
7. Simular e modelar matematicamente uma planta de cogeração que integre o ciclo Rankine orgânico ao sistema de recuperação e exaustão de gases do FPSO em um software compatível.
8. Comparar e analisar cada configuração e seus respectivos componentes em função do fluido de trabalho, temperatura e pressão na entrada na turbina.
9. Apresentar os resultados e conclusões da comparação realizada na etapa anterior.

2 REVISÃO TEÓRICA

2.1 Segunda Lei da Termodinâmica

2.1.1 Definição

A Segunda Lei da Termodinâmica delinea a direção do fluxo energético em sistemas termodinâmicos e estabelece restrições sobre a eficácia dos processos de conversão energética. Para que um processo ocorra, é necessário que satisfaça tanto a Primeira quanto a Segunda Lei da Termodinâmica (ÇENGEL; BOLES; 2013). Esta última não apenas postula a direção dos processos, mas também reconhece que a energia possui não apenas quantidade, mas também qualidade, fornecendo meios para avaliar a qualidade energética e sua degradação durante os processos.

Embora a Segunda Lei se manifeste em várias formulações, duas delas são as mais notáveis. Em sua formulação, Clausius afirmou a impossibilidade de um sistema operar em um ciclo termodinâmico e transferir calor de um corpo mais frio para um mais quente sem trabalho externo, implicando que o calor flui naturalmente de regiões mais quentes para mais frias.

Complementarmente, o enunciado de Kelvin-Planck estabelece que é impossível para qualquer dispositivo operar em um ciclo termodinâmico e produzir trabalho líquido ao trocar calor apenas com um único reservatório térmico. Isso implica que não é possível criar uma máquina térmica que converta integralmente calor absorvido de um reservatório térmico em trabalho mecânico útil, sem parte desse calor ser transferida para um ambiente mais frio.

Assim, embora formuladas de maneira distinta, as declarações de Clausius e Kelvin-Planck são equivalentes, pois estabelecem limitações fundamentais para o funcionamento das máquinas térmicas e para a conversão de calor em trabalho na termodinâmica. Consequentemente, qualquer dispositivo que viole o enunciado de Clausius também violará o de Kelvin-Planck, e vice-versa (ÇENGEL; BOLES; 2013).

Em síntese, a definição da Segunda Lei da Termodinâmica impõe limitações fundamentais aos processos energéticos no universo, indicando que a entropia, medida de desordem ou aleatoriedade, tende a aumentar ao longo do tempo em sistemas isolados. Isso

implica que os processos naturais são irreversíveis e que sempre haverá dissipação de energia na forma de calor residual em qualquer processo de conversão energética.

2.1.2 Irreversibilidades

As irreversibilidades constituem fenômenos ou processos intrínsecos que, uma vez ocorridos, não podem ser completamente desfeitos para restituir o sistema isolado ao seu estado inicial. Tais processos se destacam pela perda de energia aproveitável, incremento da entropia ou deterioração da qualidade energética. A presença dessas irreversibilidades emerge como uma consequência direta da Segunda Lei da Termodinâmica, a qual estipula que, em qualquer processo termodinâmico, a entropia total, composta pela entropia do sistema e a entropia do seu entorno, inevitavelmente aumenta, induzindo mudanças irreversíveis.

Embora seja viável, em muitos casos, minimizar o impacto das irreversibilidades mediante tecnologias e práticas que visam melhorar a eficiência dos processos, reduzir desperdícios e recuperar energia, a presença intrínseca desse efeito é uma característica essencial dos sistemas físicos e naturais. Logo, lidar com tais fenômenos representa uma consideração crucial em diversos campos da engenharia.

2.1.3 Entropia

O conceito de entropia é definido como uma grandeza que permite mensurar a quantidade de desordem ou aleatoriedade de um sistema. Em outras palavras, é uma medida da dispersão de energia em um sistema.

A entropia é uma propriedade termodinâmica extensiva sendo aplicada tanto a processos reversíveis como irreversíveis. A expressão que rege sua definição é desenvolvida através da desigualdade de Clausius, onde uma integral cíclica é a soma de todas as quantidades de calor infinitesimais, de um ciclo, divididas pela temperatura.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \leq 0 \quad [1]$$

A partir da relação acima pode-se chegar à definição de variação de entropia para um processo reversível.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right) \quad (kJ/K) \quad [2]$$

Encontra-se a partir da integração, da equação acima, dos estados inicial e final desejados, a variação de entropia para um processo reversível.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right) \quad (kJ/K) \quad [3]$$

Igualmente a todas as outras propriedades termodinâmicas a variação de entropia de dois estados analisados em um ciclo pode ser encontrada independentemente da trajetória a ser seguida. Durante um processo termodinâmico, ocorre o que é chamado de geração de entropia causada pela presença de irreversibilidades nos processos. Deste modo a equação pode ser reescrita:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right) + S_{ger} \quad [4]$$

Onde, o termo S_{ger} representa a entropia criada durante o processo termodinâmico.

Este fenômeno implica em um contínuo aumento desta propriedade, evidenciando o princípio do aumento da entropia, que postula que esta nunca diminui em um sistema isolado. Em um processo reversível, nenhuma entropia é gerada, mas nos processos irreversíveis, a presença de irreversibilidades resulta em uma maior geração de entropia. Dado que processos totalmente reversíveis não existem na natureza, todo processo termodinâmico inevitavelmente leva à geração de entropia até que o sistema alcance o equilíbrio.

Dada a importância dessa questão, quantificar e reduzir esse fenômeno é essencial para melhorar a eficiência energética em processos termodinâmicos industriais, permitindo um aproveitamento mais eficaz dos recursos energéticos disponíveis.

2.1.4 Exergia

A exergia, ou energia útil, constitui-se como uma métrica que avalia a capacidade efetiva de um sistema termodinâmico em realizar trabalho. Em sua essência, representa a fração da

energia disponível que pode ser convertida em trabalho útil. Essa abordagem é de extrema relevância para a avaliação da qualidade e eficiência das transformações energéticas.

A análise da exergia desempenha um papel crucial tanto em sistemas energéticos quanto em processos industriais, oferecendo indicadores sobre a eficiência global do ciclo e identificando áreas passíveis de melhoria. Ao compreender a exergia de um sistema, surge a possibilidade para aprimoramento de projetos e operações, visando maximizar a utilização da energia útil e minimizar perdas energéticas.

Durante a análise exergética de um processo, é essencial considerar não apenas as propriedades termodinâmicas do sistema, mas também as condições ambientais. Nesse contexto, esta propriedade é influenciada não apenas pelo sistema em si, mas também pelo estado do ambiente circundante. Portanto, essa medida reflete a quantidade de trabalho útil gerado por um sistema sem transgredir as leis da termodinâmica (ÇENGEL; BOLES; 2013).

Um aspecto crucial a ser examinado em uma análise desse tipo é o princípio da diminuição e destruição da exergia. Equivalente ao aumento da entropia, esse princípio é expresso pela equação:

$$\Delta X = (X_2 - X_1) \leq 0 \quad [5]$$

A relação acima, implica na redução ou constância da exergia de um sistema isolado, ou seja, a exergia nunca aumenta em processos que ocorrem na natureza, sendo ela oposta ao comportamento da entropia. As irreversibilidades presentes em processos termodinâmicos, provocam a destruição desta propriedade, podendo ser evidenciado através da expressão a seguir:

$$X_{destruída} = T_0 S_{ger} \geq 0 \quad [6]$$

Uma análise crucial, análoga à análise entrópica, é a avaliação da variação da disponibilidade de trabalho útil de um sistema durante um processo termodinâmico. O balanço de exergia considera todas as formas de entrada e saída de exergia de um sistema, juntamente com as perdas internas de exergia, para determinar a eficiência e a disponibilidade de trabalho útil.

$$X_{ent} - X_{sai} - X_{destruída} = \Delta X_{sistema} \quad [7]$$

Basicamente, é uma medida fundamental na termodinâmica e engenharia, representando a disponibilidade para realizar trabalho útil em um sistema. Sua análise é essencial para a melhoria de sistemas energéticos e para a maximização da eficiência.

2.2 Ciclos Termodinâmicos

2.2.1 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton, proposto por George Brayton, representa um modelo ideal de ciclos fechados de turbina a gás, amplamente empregado em motores de propulsão de navios e de aeronaves, bem como na geração de energia. Sua configuração simples utiliza o ar como fluido de trabalho, na qual é submetido a quatro processos sequenciais, são eles: compressão isentrópica, adição de calor a pressão constante proveniente de uma fonte externa, expansão isentrópica e rejeição de calor a pressão constante para o ambiente.

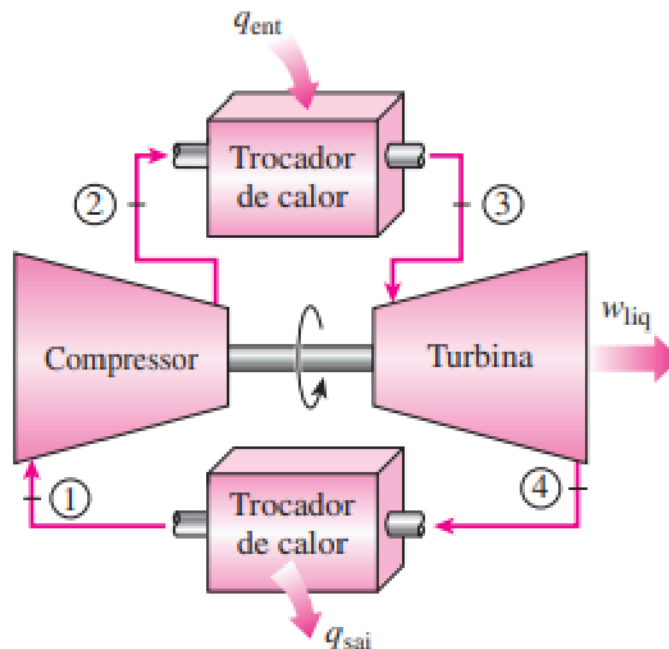


Figura 3 – Diagrama do Ciclo Brayton

Fonte – Çengel e Boles (2013), p. 508.

O ciclo começa com o ar sendo introduzido ao compressor (estado 1), onde ocorre a compressão adiabática e reversível. Durante esse processo, a temperatura e a pressão do fluido aumentam, reduzindo seu volume específico. Em seguida, o ar comprimido é direcionado para a câmara de combustão (estado 2), onde a adição de calor por meio da queima de combustível aumenta sua temperatura, mantendo a pressão constante. Após o aquecimento, o ar quente e pressurizado (estado 3) se expande através da turbina, realizando trabalho durante o processo adiabático e reversível. Com a expansão, a temperatura e a pressão do ar diminuem e seu volume específico aumenta consideravelmente. Por fim, o ar expandido (estado 4) é resfriado em um trocador de calor, onde ocorre a rejeição de calor para o ambiente a pressão constante, preparando o sistema para o próximo ciclo.

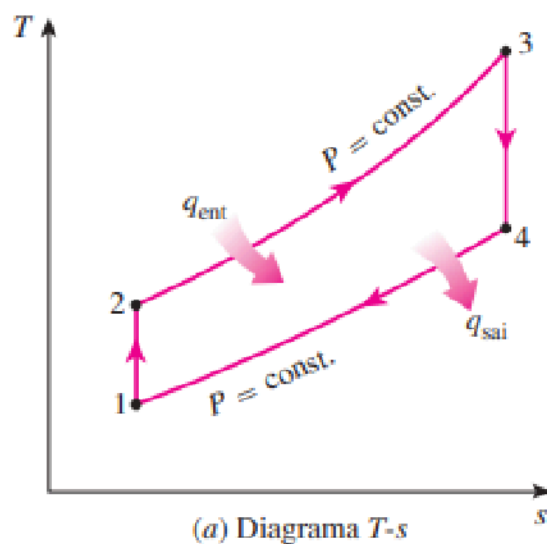


Figura 4 – Diagrama T-s do Ciclo Brayton

Fonte – Çengel e Boles (2013), p. 508.

Considerando os processos envolvidos, são adotadas simplificações no ciclo ideal para a análise energética e a determinação da eficiência térmica. Ao avaliar os diagramas T-s e P-v do ciclo, observa-se que todos os processos ocorrem em dispositivos com escoamento permanente, pois apresentam um comportamento isentrópico e adiabático. Portanto, desprezando as variações da energia cinética e potencial do sistema, o balanço de energia pode ser expresso por unidade de massa da seguinte forma:

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \quad [8]$$

Dessa forma, a quantidade de calor transferida ao ciclo pode ser apresentada por:

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad [9]$$

$$q_{sai} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad [10]$$

Com as equações definidas, é possível analisar a eficiência térmica do sistema através da relação entre o trabalho útil gerado e o calor fornecido ao ciclo, como demonstrado a seguir.

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{W_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad [11]$$

Como os processos $1 \rightarrow 2$ e $3 \rightarrow 4$ são isentrópicos e as pressões $P_2 = P_3$ e $P_4 = P_1$, então as temperaturas ao longo dos processos podem ser relacionadas conforme abaixo, sendo k a razão entre os calores específicos do fluido de trabalho:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad [12]$$

Substituindo as expressões e simplificando-as na equação da eficiência energética do ciclo, obtém-se:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}}} \quad [13]$$

Onde $r_p = P_2/P_1$ é a razão de pressão resultante do compressor utilizado no sistema. Tal parâmetro, assim como a razão dos calores específicos k , é fundamental para a avaliação da eficiência energética de um ciclo Brayton, visto que, ao atingir valores elevados, essas relações representam em maior aproveitamento de energia. Como demonstrado em Çengel e Boles (2013), observa-se, através do gráfico abaixo, o efeito da razão de pressão na avaliação energética do ciclo, a uma razão constante $k = 1,4$.

No entanto, o fator limitante da temperatura de entrada da turbina impede que a eficiência energética continue a aumentar à medida que a razão de pressão cresce. Considerando que a temperatura máxima do ciclo ocorre no fluido que sai da câmara de combustão (estado 3), identifica-se a temperatura permissível que as pás da turbina podem ser submetidas, a fim de evitar a degradação do componente e – conseqüentemente – a redução do aproveitamento energético.

2.2.2 Ciclo Rankine Convencional

O Ciclo Rankine Convencional, baseado no princípio da conversão de energia térmica em energia mecânica, é fundamental na geração de eletricidade. Utilizando vapor d'água como fluido de trabalho, suas fases, líquida e vapor, desempenham papéis distintos ao longo dos processos, como na compressão isentrópica na bomba, aquecimento na caldeira, expansão adiabática na turbina e condensação no condensador. Comparado ao ciclo Carnot, o Rankine é mais prático e viável em aplicações de engenharia, uma vez que o ciclo Carnot opera com fluidos ideais e possui processos reversíveis e isentrópicos, o que é impossível de alcançar na prática. O Ciclo Rankine, apesar de menos eficiente teoricamente, é mais utilizado devido à sua praticidade e à disponibilidade de tecnologia para sua implementação, apresentando outras configurações de projeto como reaquecimento, regenerativo e supercrítico (ZHANG; HE; ZHANG, 2012). Essa comparação destaca a importância do Ciclo Rankine Convencional na produção de energia elétrica em processos industriais, demonstrando sua relevância na engenharia.

Sua adaptabilidade permite a utilização em diferentes contextos e escalas, sendo empregado tanto em sistemas de alta potência como em soluções descentralizadas. Além disso, a capacidade de operar em uma variedade de fontes de calor o torna uma escolha versátil para a geração de eletricidade, desde processos industriais até a exploração de fontes geotérmicas e utilização em sistemas de recuperação de calor residual.

Em relação a sustentabilidade, a utilização da água como fluido de trabalho no ciclo Rankine convencional contribui para a mitigação dos efeitos negativos no ambiente, visto sua característica inofensiva em termos de emissão de poluentes. Outrossim, sua alta disponibilidade minimiza os riscos associados a manipulação e descarte na natureza.

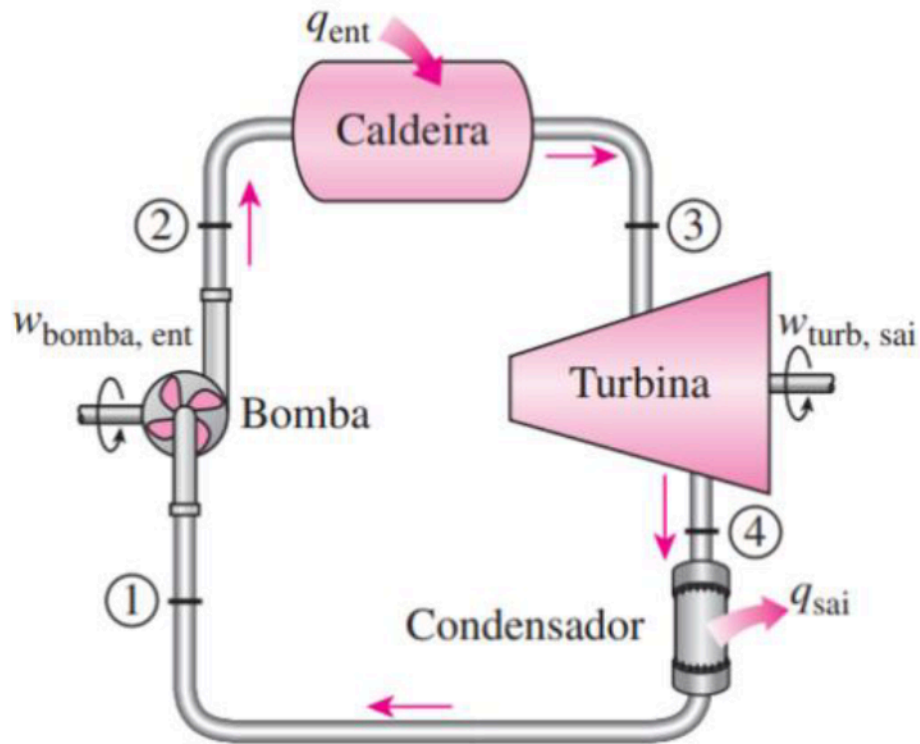


Figura 5 – Configuração do ciclo Rankine simples.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.557.

Este ciclo, considerado como ideal, ou seja, não há irreversibilidades, consiste em quatro processos distintos. No estado 1, ocorre a compressão isentrópica do fluido de trabalho na bomba, até a pressão de operação da caldeira resultando em uma ligeira elevação de temperatura. Em seguida, no estado 2, o vapor é aquecido na caldeira, absorvendo calor e atingindo altas temperaturas, tornando-se vapor superaquecido. No estado 3, o vapor superaquecido é expandido na turbina, gerando trabalho mecânico que é convertido em eletricidade pelo gerador. Durante esse processo, a temperatura e a pressão do vapor diminuem significativamente, enquanto sua entropia permanece constante. Por fim, no estado 4, o vapor é resfriado e condensado no condensador, retornando ao estado líquido saturado. Neste estágio, tanto a pressão quanto a temperatura do vapor são reduzidas, resultando na liberação de calor para o meio de resfriamento. Essas transformações de fases podem ser visualizadas no gráfico T-s característico deste ciclo.

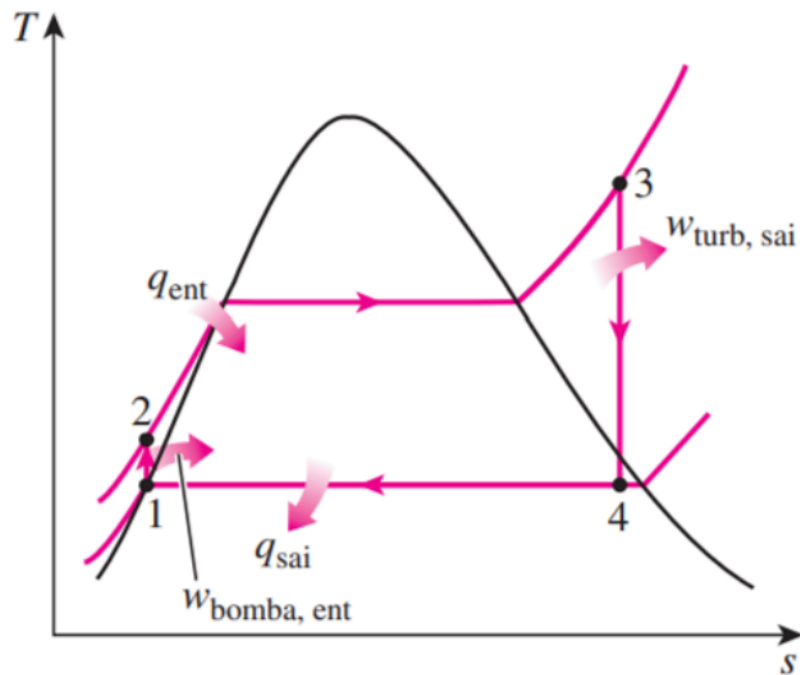


Figura 6 – Diagrama T-s do ciclo Rankine simples.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.557.

Ao considerarmos os processos mencionados acima, é crucial reconhecer que, idealmente, eles são modelados como ciclos termodinâmicos reversíveis. No entanto, na prática, esses processos estão sujeitos a várias irreversibilidades, como o atrito do fluido de trabalho e as perdas de calor ao longo do processo. Essas irreversibilidades têm implicações significativas na eficiência do ciclo e são fundamentais para entender as suas limitações práticas. Estes efeitos podem ser observados na bomba e na turbina, exigindo um maior consumo e menos trabalho produzido, respectivamente.

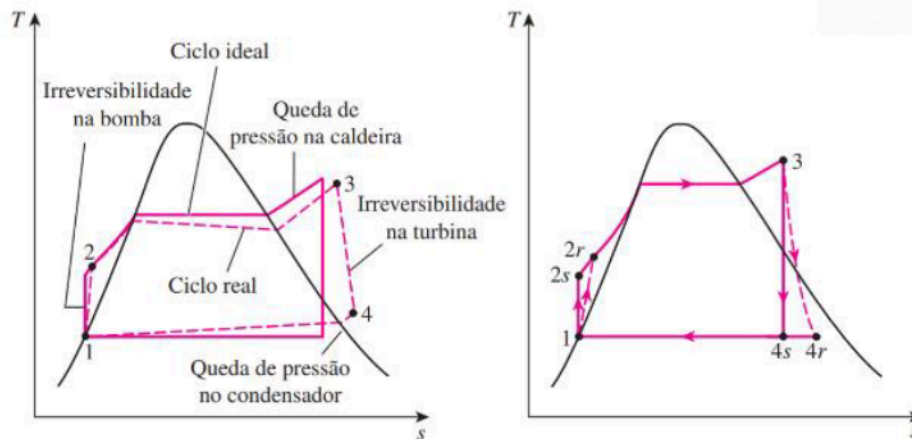


Figura 7 – Diagrama T-s do ciclo real de Rankine simples.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.561.

Na análise energética do Ciclo Rankine Convencional, é fundamental considerar os termos de eficiência energética para avaliar o desempenho global do sistema. A eficiência térmica do ciclo é uma medida da capacidade de converter energia térmica em trabalho útil. Ela é definida como a razão entre o trabalho líquido produzido e o calor fornecido à caldeira. Matematicamente, pode ser expressa como:

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} \quad [14]$$

Além disso, as perdas de calor ao longo do processo e o atrito do fluido de trabalho também afetam a eficiência do ciclo. Essas perdas de calor podem ser quantificadas pela razão entre o trabalho real e isentrópico.

$$\eta_B = \frac{w_s}{w_r} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad [15]$$

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad [16]$$

Complementarmente, a análise da exergia do sistema, necessita ser feita, pois pode-se quantificar as irreversibilidades. A destruição e corrente de fluido da exergia são expressas da seguinte forma:

$$x_{destruída} = T_0 \left(\frac{q_{sai}}{T_L} - \frac{q_{ent}}{T_H} \right) \quad (kJ/K) \quad [17]$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (kJ/K) \quad [18]$$

Deste modo, o Rankine Convencional surge como o ciclo fundamental na geração de potência em plantas industriais. Apesar dos pontos positivos supracitados, a eficiência deste ciclo pode reduzir consideravelmente de acordo com a fonte de calor utilizada. Segundo Veloso (2015), fontes com temperaturas inferiores a 400° C inviabilizam a aplicação do ciclo convencional devido à queda de rendimento do ciclo. Tendo vista algumas limitações desse ciclo, foram propostas algumas melhorias visando aumentar, a flexibilidade de aplicação e o rendimento térmico do sistema.

2.2.3 Ciclo Rankine com Reaquecimento

Entre as diversas alternativas investigadas para aprimorar a eficiência do ciclo Rankine convencional, tais como a redução da pressão no condensador, o aumento da temperatura de superaquecimento do fluido de trabalho e o incremento da pressão na caldeira, a opção de expandir o vapor da turbina em dois estágios se destaca. Tal preferência encontra justificativa na necessidade de mitigar a umidade excessiva nos estágios da turbina, decorrente da escolha de elevar a pressão na caldeira na tentativa de aumentar a eficiência do ciclo.

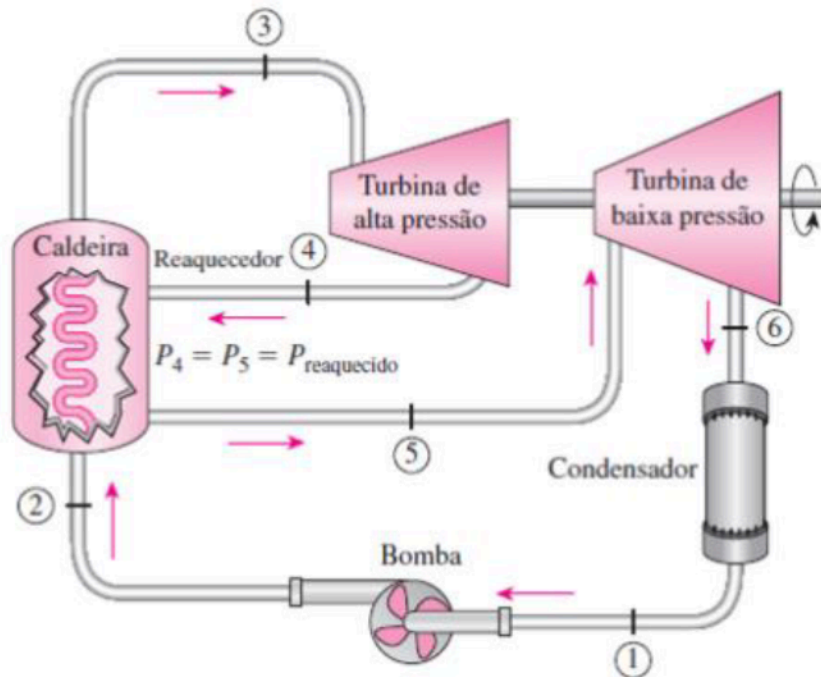


Figura 8 – Configuração do ciclo Rankine com reaquecimento.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.568.

Essa melhoria visa incrementar a eficiência do ciclo, minimizando as perdas térmicas durante a expansão na turbina e aprimorando a utilização do calor disponível. O que distingue esse ciclo do mencionado anteriormente, é a inclusão de uma turbina adicional, de alta pressão, na qual o fluido de trabalho é expandido até uma pressão intermediária. Posteriormente, ele é reintroduzido na caldeira, onde sofre reaquecimento a pressão constante. Imediatamente, o vapor é expandido de forma isentrópica na turbina de baixa pressão (segundo estágio), e o ciclo prossegue conforme o padrão do ciclo Rankine convencional.

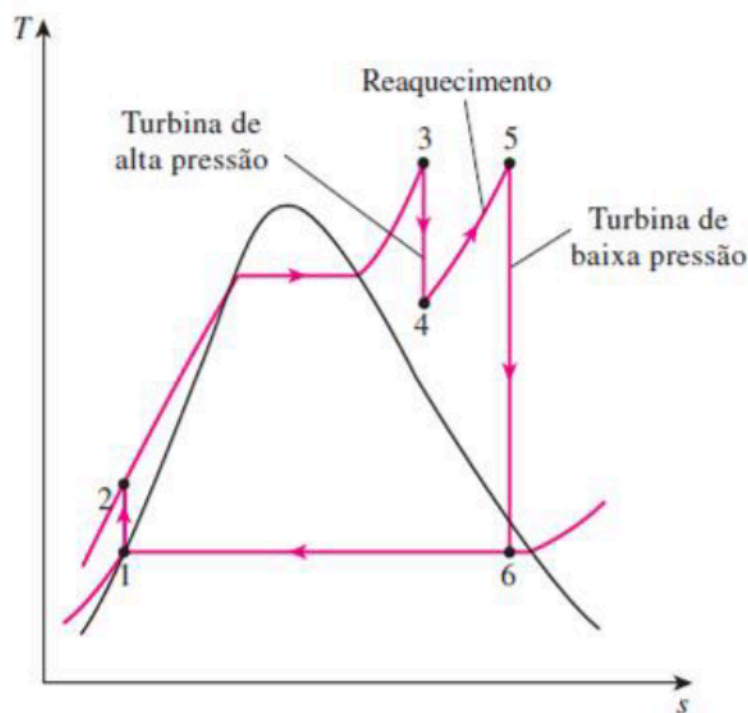


Figura 9 – Diagrama T-s do ciclo Rankine com reaquecimento.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.568.

De acordo com Çengel e Boles (2013), a implementação de um estágio adicional no processo resulta em um ganho de eficiência de aproximadamente 4 a 5% em uma usina moderna. Em resumo, o ciclo Rankine com reaquecimento é uma adaptação do ciclo básico de Rankine, que inclui um processo extra de reaquecimento do vapor entre as expansões na turbina, elevando, dessa forma, a eficiência térmica global do ciclo.

2.2.4 Ciclo Rankine Regenerativo

O ciclo Rankine regenerativo se apresenta como uma configuração alternativa comumente utilizada em usinas de energia para aumentar a eficiência global do ciclo básico de Rankine. Sua proposta central consiste em direcionar, uma fração mássica, do vapor de escape da turbina para um aquecedor, com a finalidade de aumentar a temperatura do líquido comprimido na bomba, antes de atingir a pressão da caldeira. Esse procedimento reduz a temperatura exigida pelo processo, resultando em um aumento da eficiência total.

Um dispositivo de regeneração comum é o aquecedor de água de alimentação aberto, no qual ocorre a transferência de calor e a mistura da água condensada com parte do vapor

expandido na turbina. Na saída do dispositivo, a mistura está no estado de líquido saturado, e uma segunda bomba é empregada para comprimi-la até a pressão da caldeira.

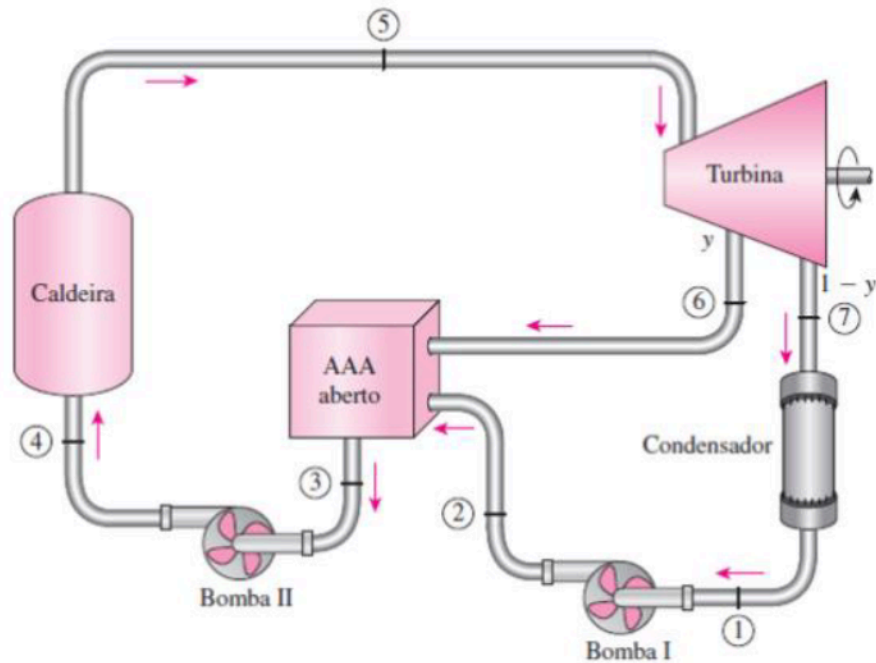


Figura 10 – Configuração do ciclo Rankine regenerativo aberto.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.572.

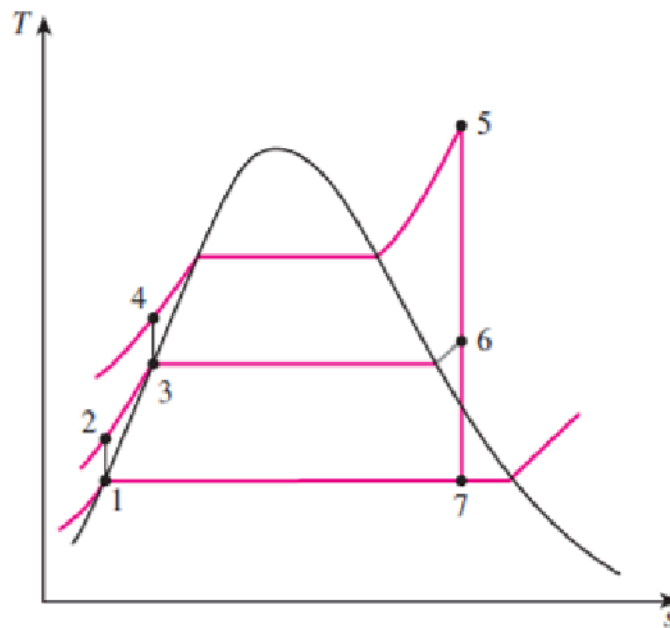


Figura 11 – Diagrama T-s do ciclo Rankine regenerativo aberto.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.572.

Uma alternativa de uso de Rankine regenerativo é a configuração com o aquecedor de água de alimentação fechado. Neste sistema, o calor é transferido da saída da turbina diretamente para a água de alimentação por meio de um trocador de calor, sem que ocorra a mistura dos fluidos. Após esta etapa, a água condensada através da bomba I e, paralelamente, a fração mássica do vapor de escape da turbina, através da bomba II são enviados para uma câmara de mistura. Nesta câmara, ambos os fluxos são combinados e bombeados para a caldeira, atingindo a pressão exigida pelo equipamento.

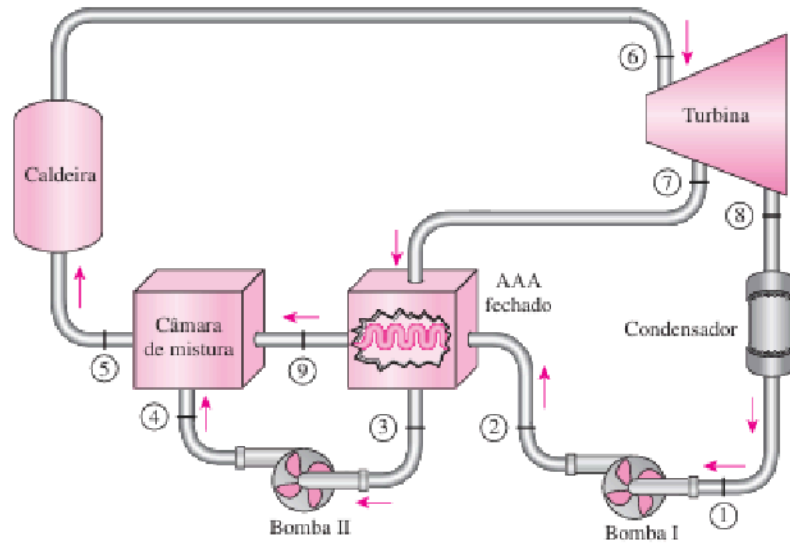


Figura 12 – Configuração do ciclo Rankine regenerativo fechado.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.573.

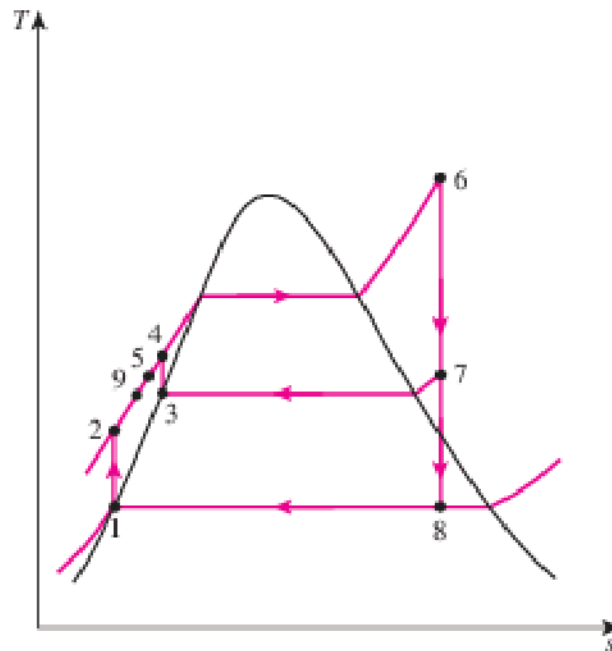


Figura 13 – Diagrama T-s do ciclo Rankine regenerativo fechado.

Fonte – Çengel e Boles (2013), p.573.

Dessa forma, os ciclos Rankine regenerativos com diferentes configurações de aquecedor de água de alimentação têm como objetivo maximizar a eficiência na geração de energia térmica, aproveitando o calor disponível e minimizando as perdas de energia durante o processo.

2.2.5 Ciclo Rankine Orgânico

Substituindo a água por compostos orgânicos, como hidrocarbonetos ou fluidos de silicone, o ORC supera limitações do ciclo Rankine convencional. A configuração e o fluxo de etapas são os mesmos utilizados no modo convencional, todavia, a mudança do fluido de trabalho para substâncias com menor ponto de ebulição (submetidos a mesma pressão) elimina a necessidade da utilização de fontes de calor com altas temperaturas.

É importante salientar que os fluidos orgânicos possuem massa molecular superior a massa do vapor de água, conduzindo ao aumento da vazão mássica e, conseqüentemente, elevando a eficiência isentrópica da turbina. Esta característica proporciona a utilização de equipamentos mais compactos, reduzindo o espaço ocupado pelo sistema em comparação ao ciclo Rankine convencional.

O fator mais importante ao se implementar o CRO é a escolha apropriada do fluido de trabalho. Os fluidos orgânicos devem ser selecionados considerando tanto as propriedades termodinâmicas quanto a agressividade ao meio ambiente, também como os critérios de segurança operacional (VICTOR et al., 2013).

A estrutura básica do CRO é integrada por bomba de pressurização, evaporador – aquecido pela fonte de calor –, expensor e condensador. A disposição dos componentes está disponível na Figura 16.

De forma geral, o fluido de trabalho é transportado até o evaporador por meio da bomba de pressurização. No evaporador, o fluido é submetido a altas temperaturas, passando pelo ponto ebulição e chegando ao estado de vapor saturado. Este vapor se expande na turbina (expensor) e movimenta as pás do componente (trabalho útil). O exaustor da turbina conduz o vapor para o condensador, onde este troca calor com o fluido de arrefecimento, reduzindo a

temperatura da substância de trabalho. O líquido produzido durante a condensação é conduzido novamente a bomba de pressurização, e o ciclo recomeça.

O ciclo pode ser representado no gráfico Temperatura x Entropia. Como apresentado na Figura 17, a sobreposição dos pontos 1 e 2 representa a compressão do fluido de trabalho pela bomba, processo isentrópico e isotérmico. Durante a migração do ponto 2 para o ponto 3, ocorre a passagem do fluido para o evaporador, onde este recebe calor sensível proveniente da fonte de calor do sistema. Entre os pontos 3 e 4, o fluido ainda se encontra no condensador, entretanto, após atingir a temperatura de ebulição, o calor transferido pela fonte passa a ser latente até que a mistura bifásica (líquido-vapor) complete sua mudança ao estado de vapor. Em certos casos, o ciclo CRO poder apresentar um superaquecedor, sendo representado pela ascensão da curva entre os pontos 4 e 5. A ligação do ponto 5 ao ponto 6 representa uma queda de temperatura isentrópica, sem transferência de calor, causada pela despressurização no processo de expansão do vapor na turbina. Do ponto 6 ao ponto 1 ocorre a perda de calor latente do vapor no condensador e reinício do ciclo.

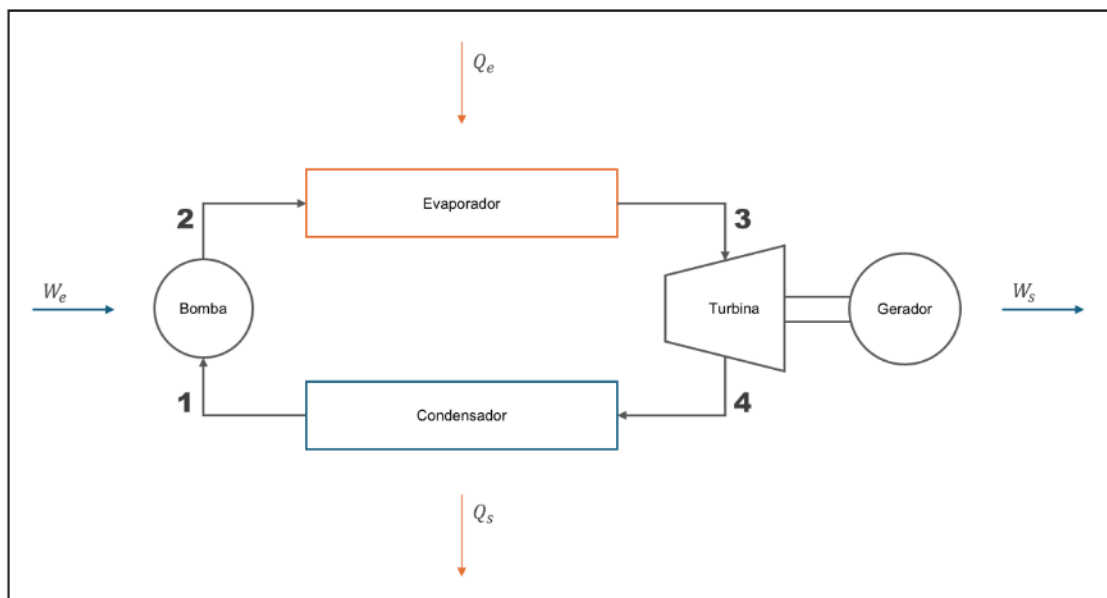


Figura 14 – Configuração de um Ciclo Rankine Orgânico Básico (CRO).

Fonte – adaptado de Yari (2015).

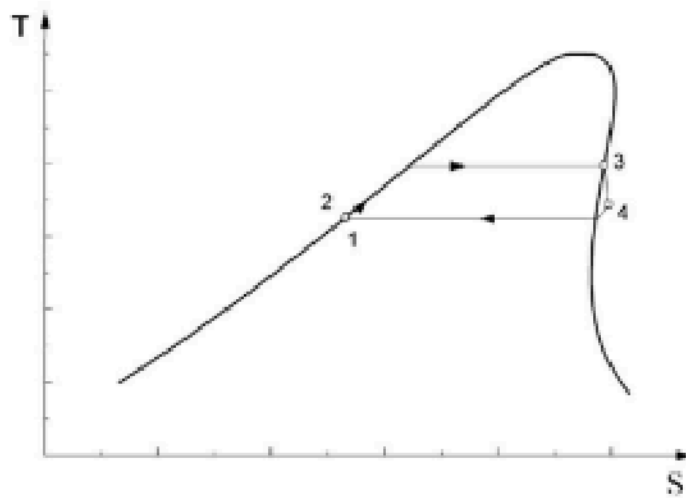


Figura 15 – Diagrama T-s do Ciclo Rankine Orgânico (CRO).

Fonte – Yari (2015).

Em síntese, utilizar fluidos de trabalho orgânicos permite o aumento da faixa de utilização das temperaturas de aquecimento, especialmente baixas e médias. Além disso, a compactação do espaço ocupado pela estrutura aumenta a versatilidade da aplicação do ciclo, seja em grandes projetos ou em sistemas de geração energética simples. No entanto, a manipulação dessas substâncias aumenta os riscos de segurança ocupacional e ambiental. Fluidos orgânicos são, em suma, tóxicos aos seres humanos, apresentam alta inflamabilidade e são nocivos ao meio ambiente. Igualmente, devido as suas características perigosas, apresentam custo elevado quando comparados a substâncias simples (como água e amônia).

2.2.5.1 Fluidos Orgânicos

A implementação de fluidos orgânicos depende dos parâmetros de operação no qual o CRO está sendo integrado. A máxima eficiência térmica é decorrente da combinação dessas variáveis do sistema. com a escolha adequada do fluido de trabalho, ao realizar a seleção correta, é promovido a otimização termodinâmica, assim como em termos de sustentabilidade e segurança do processo (KÖSE et al., 2022).

Tendo em vista as considerações feitas acima, há vantagens e desvantagens de se utilizar esse tipo de fluido. De acordo com KÖSE et al. (2022), normalmente fluidos de trabalho que apresentam ótimos desempenhos estão associados a altos impactos ambientais, tais como: deterioração da camada de ozônio e grandes emissões de CO₂. Desta maneira, a seleção correta

do fluido orgânico está relacionado a encontrar um equilíbrio entre o desempenho desejado e a sua ação ao meio ambiente.

2.2.5.1.1 Classificação Dos Fluidos Orgânico

A seleção dos fluidos orgânicos é dependente das características termo-físicas apresentadas. Há, basicamente, 3 categorias de fluidos de trabalho, no qual o comportamento termodinâmico se difere, sendo eles, seco, isentrópico e úmido (KÖSE et al., 2022). As diferenças, podem ser observadas através da inclinação da curva de saturação do diagrama T-s, para cada classificação, onde matematicamente são expressos da seguinte forma:

- $(ds/dT > 0)$, para fluido seco
- $(ds/dT < 0)$, para fluido úmido
- $(ds/dT = 0)$, para fluido isentrópico.

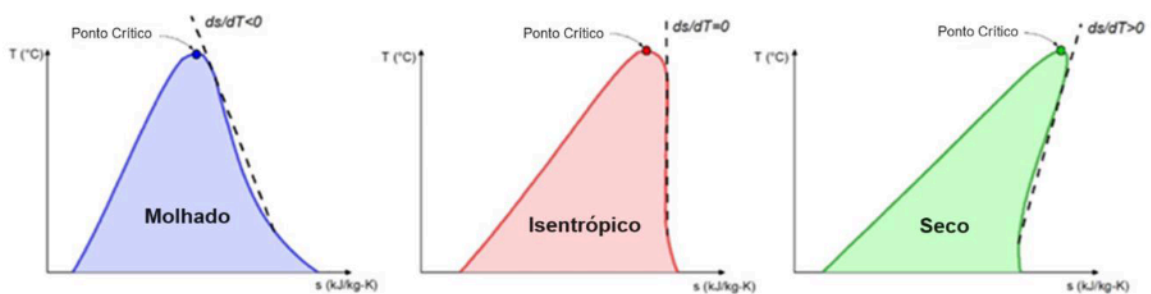


Figura 16 – Diagrama T-s das categorias dos fluidos orgânicos.

Fonte – Köse et al. (2022).

Outra forma de categorizar os fluidos orgânicos é em relação a sua ação no meio ambiente e segurança operacional. A tabela Ashrae classifica os fluidos em grupos de segurança, sendo avaliado a inflamabilidade e a toxicidade deles.

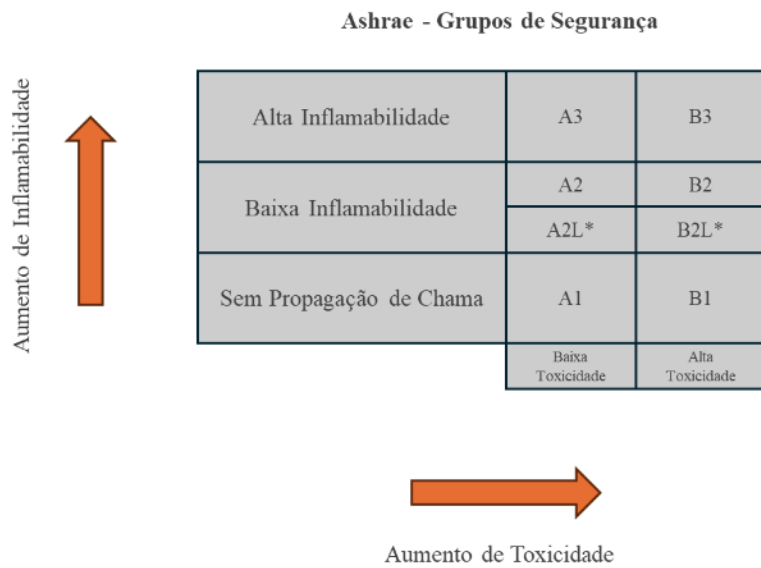


Figura 17 – Diagrama Ashrae para Grupos de Segurança.

Fonte – adaptado de Köse et al. (2022).

Portanto, vale salientar a importância do desenvolvimento de fluidos de trabalho que sejam menos agressivos a natureza e apresentam, em conjunto, ótima eficiência térmica.

2.2.6 Ciclos Combinados Gás-Vapor

O ciclo combinado gás-vapor corresponde a um arranjo alternativo entre o ciclo de turbina à vapor e o ciclo de turbina a gás. Geralmente são aplicados em combinações como Brayton e Rankine, que são utilizados em usinas térmicas, por exemplo. O intuito dessa configuração é proporcionar um aproveitamento energético superior comparado aos desempenhos de cada sistema individualmente.

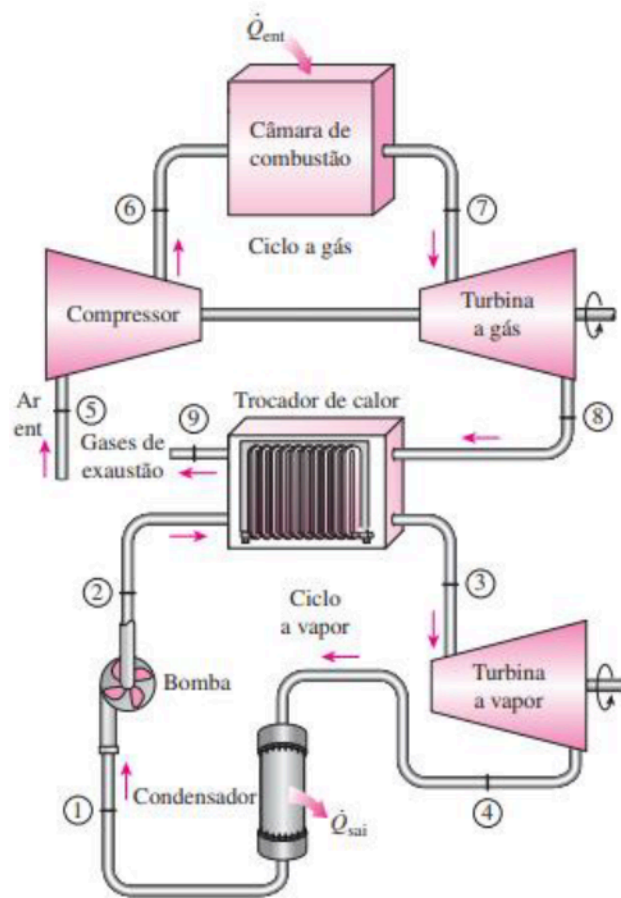


Figura 18 - Diagrama do Ciclo Combinado Gás-Vapor

Fonte – Çengel e Boles (2013), p. 587.

O ciclo Brayton tem, como característica, uma alta temperatura média de operação, principalmente pela queima dos combustíveis, atingindo temperaturas superiores a 1.000 °C. Portanto, após a expansão pela turbina e o resfriamento do fluido de trabalho, a faixa de temperatura assume valores em torno de 500°C, o que pode gerar perdas de energia térmica consideráveis ao rejeitá-las ao ambiente.

Então, uma alternativa para a recuperação do calor é a aplicação de um sistema inferior de turbina a vapor – Rankine. Essa proposição permite que parte do calor residual seja convertido em potência líquida ao final do processo, ocasionando em uma eficiência energética global acima de 40%. Por essa perspectiva, torna-se uma opção viável para compatibilizar as características positivas de cada ciclo. No entanto, sua aplicação dentro da indústria deve ser

avaliada considerando o investimento adotado em troca de compensação econômica do gasto de combustível necessário para o ciclo Brayton.

3 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO E OPERAÇÃO DE UM FPSO

3.1 Plataformas de exploração Petrolífera

A característica principal de uma plataforma de exploração de petróleo offshore é garantir a extração do petróleo localizado em reservatórios submarinos. Neste contexto, o que difere essas estruturas são as funcionalidades adicionais de operação, como o processamento de fluidos na unidade, estocagem de substâncias, entre outras capacidades.

De acordo com Faltinsen (apud OLIVEIRA, 2013, p.27), as plataformas marítimas devem ser projetadas de acordo com as condições físicas dos poços, a composição química e as propriedades físicas do hidrocarboneto extraído, e as características do local de exploração (distância do litoral, lâmina d'água, correntes marítimas). Oliveira (2013) cita em seu estudo três categorias de plataformas flutuantes que serão apresentadas a seguir.

3.1.1 Plataformas Fixas

Estas plataformas são destinadas a exploração de poços em locais de baixa profundidade, onde a lâmina d'água máxima é de 200 m. Não possuem tanques de armazenamento, e a produção é diretamente escoada por dutos ou para navios.

O projeto dessas unidades é dividido em duas etapas principais, iniciando-se pela instalação da jaqueta (base) e seguindo para a instalação dos módulos. A construção da jaqueta é feita em estaleiros, inicialmente na posição horizontal. Em seguida, esta estrutura é levada até o local de exploração do petróleo e fixada horizontalmente no fundo do mar. Concluída a fixação, a jaqueta recebe os módulos da plataforma, estruturas para alojamento dos operadores, de controle da unidade, processamento da produção, entre outros.

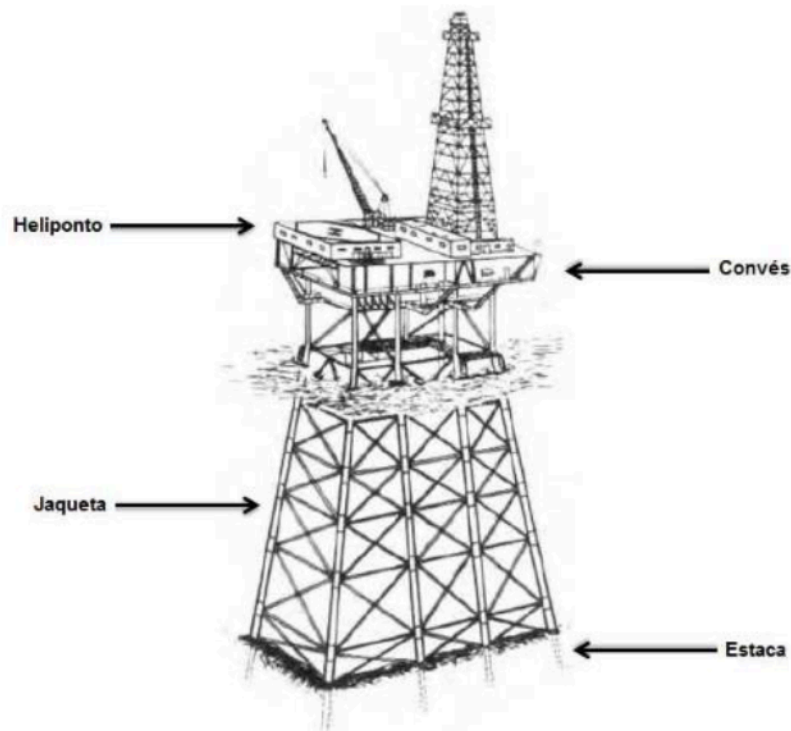


Figura 19 – Plataforma Fixa

Fonte – Castro (2013), p.17.

3.1.2 Plataformas Semi-submersíveis

As plataformas do tipo semi-submersíveis são unidades flutuantes, não apresentando limite de lâmina d'água para operação. Também não apresentam tanques para armazenamento da produção.

O posicionamento dessas plataformas pode ser controlado pelo sistema de posicionamento dinâmico ou por ancoragem. No primeiro caso, dispositivos acústicos monitoram a aproximação de embarcações e propulsores controlam as coordenadas geográficas da unidade. Por outro lado, o sistema de ancoragem é constituído por amarras que fixam a plataforma a âncoras no fundo do mar e que também atuam corrigindo o posicionamento da estrutura flutuante.



Figura 20 - Plataforma Semi-submersível

Fonte – Silva (2016), p.7.

3.1.3 Navios Plataforma

Estes navios, conhecidos como unidades FPSO (Floating Production Storage and Offloading), são plataformas flutuantes utilizadas na indústria petrolífera para a produção, armazenamento e transferência de petróleo e gás natural. Uma espécie de "cidade flutuante", equipada com sistemas de processamento de petróleo, instalações de alojamento para a tripulação e capacidades de armazenamento. Sua flexibilidade e capacidade de ser movido entre diferentes locais de produção fazem dele uma opção atraente para operadores que exploram em águas profundas, contribuindo significativamente para a expansão da produção petrolífera offshore no Brasil e no mundo.

Comparado a outras formas de plataformas petrolíferas, os FPSOs oferecem vantagens significativas em termos de mobilidade e adaptabilidade. Essas unidades são projetadas para operar em águas profundas e remotas, onde a instalação de plataformas fixas seria impraticável ou economicamente inviável. Enquanto as plataformas fixas exigem grandes investimentos em infraestrutura e são limitadas a águas rasas, uma plataforma FPSO pode ser implantada em águas profundas sem enfrentar os mesmos obstáculos técnicos. Outrossim, a versatilidade desses navios permite sua realocação para novos campos quando a produção em uma localidade se esgota, maximizando a vida útil do ativo.



Figura 21 – Plataforma FPSO MV10

Fonte – Silva (2016), p.8.

3.2 Sistemas e Processos em um FPSO

De acordo com Torres (2014), um FPSO é responsável por processar o fluido extraído do poço para separar seus componentes principais, seguindo os padrões necessários para sua exportação ou para serem submetidos a tratamentos adicionais. Dados disponíveis no site da Agência EPBR apontam que em setembro de 2023, o FPSO Guanabara da empresa MODEC, produziu cerca de 180.000 barris de petróleo por dia e aproximadamente 11.500 milhões de metros cúbicos de gás natural também no mesmo período, atingindo o recorde do ano.

Neste sentido, para atender aos requisitos de projeto, a plataforma flutuante é coordenada por um sistema complexo de equipamentos e tubulações para a separação e tratamento das substâncias presentes no óleo bruto. Segundo Veloso (2015), um FPSO apresenta 4 plantas de processamento e sistemas principais:

- Processamento de óleo
- Processamento de gás
- Sistema de tratamento de água
- Sistema de utilidades e auxiliares

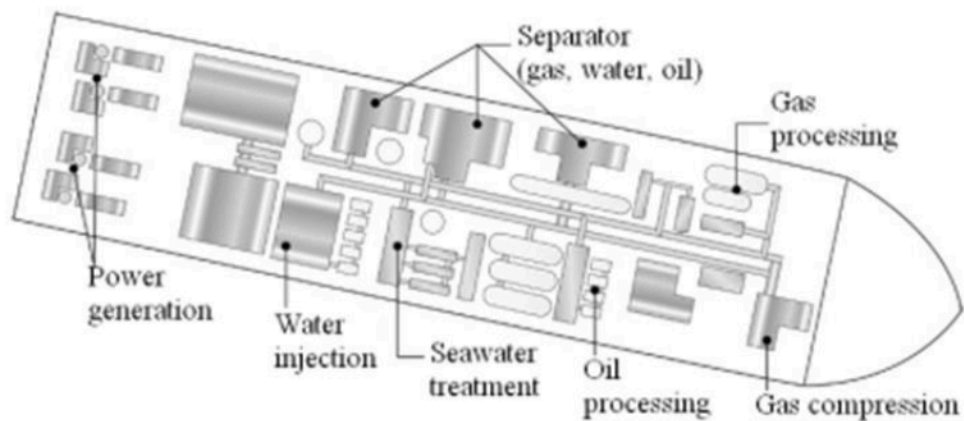


Figura 22 – Planta de Sistemas e Processamentos em um FPSO.

Fonte – Torres (2014), p.18.

3.2.1 *Processamento de Óleo*

Os fluidos extraídos dos poços submarinos são transportados até a unidade flutuante por tubulações flexíveis que conectam os poços a plataforma. Os poços de petróleo offshore são estruturas localizadas abaixo do leito marinho e que exigem tecnologias avançadas para perfuração. Durante o ciclo de produção, apresentam uma fase inicial de alta produtividade impulsionada pela pressão natural do reservatório, seguida por uma diminuição ao longo do tempo. Nesse ponto, técnicas de aumento de pressão, como injeção de água e gás, podem ser implementadas para estimular a produção e manter a taxa de fluxo de extração. Eventualmente, os poços entram em uma fase de declínio, mesmo com a implementação de métodos avançados que estimulam a recuperação.

Como apresentado na Figura 24, o fluxo de produção inicia-se no cabeçote do poço submarino, onde os fluidos são controlados e direcionados. A válvula de estrangulamento regula a vazão dos fluidos, ajustando a pressão e a taxa de produção conforme necessário. Em seguida, o petróleo e o gás são conduzidos através das flowlines (tubulações submarinas) até um ponto de conexão conhecido como manifold: distribuidores de fluxo. O umbilical, espécie de "cordão umbilical" composto por cabos e tubulações, fornece energia, controle e comunicação para os equipamentos subsea, como o manifold e a árvore de Natal, além de viabilizar a injeção de produtos químicos necessários para a produção e o escoamento do petróleo, como descrito por Gonçalves (2009). No manifold, os fluidos são distribuídos e podem ser redirecionados para outras instalações, como plataformas ou navios. Por fim, os risers (tubulações verticais)

conectam o manifold à superfície, permitindo o transporte dos fluidos até a unidade de processamento.

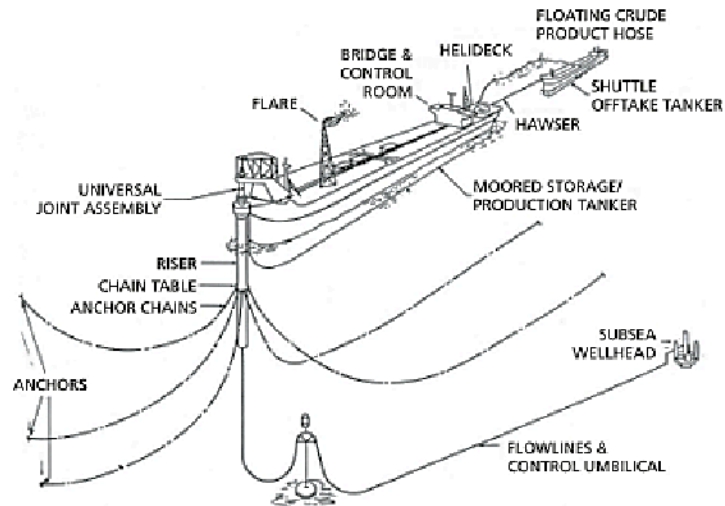


Figura 23 – Características das Estruturas de Exploração do Óleo.

Fonte – Torres (2014), p.14.

Ao entrar na unidade, o fluido bruto passa por um processo de separação trifásica, onde o óleo, o gás e a água são desassociados devido às diferenças de densidade entre as fases – processo ocasionado pela gravidade. Torres (2014) descreve que o aquecimento do fluxo de entrada é utilizado para facilitar essa separação, que também é realizada em múltiplos estágios de pressão para estabilizar uma quantidade predominante de moléculas leves de hidrocarbonetos na fase líquida (óleo). De acordo com Santana e Machado (2015), o uso de substâncias químicas nesta etapa facilita o processo de desestabilização da emulsão que ocorre durante a mistura do óleo com a água, aumentando a eficiência de desagregação.

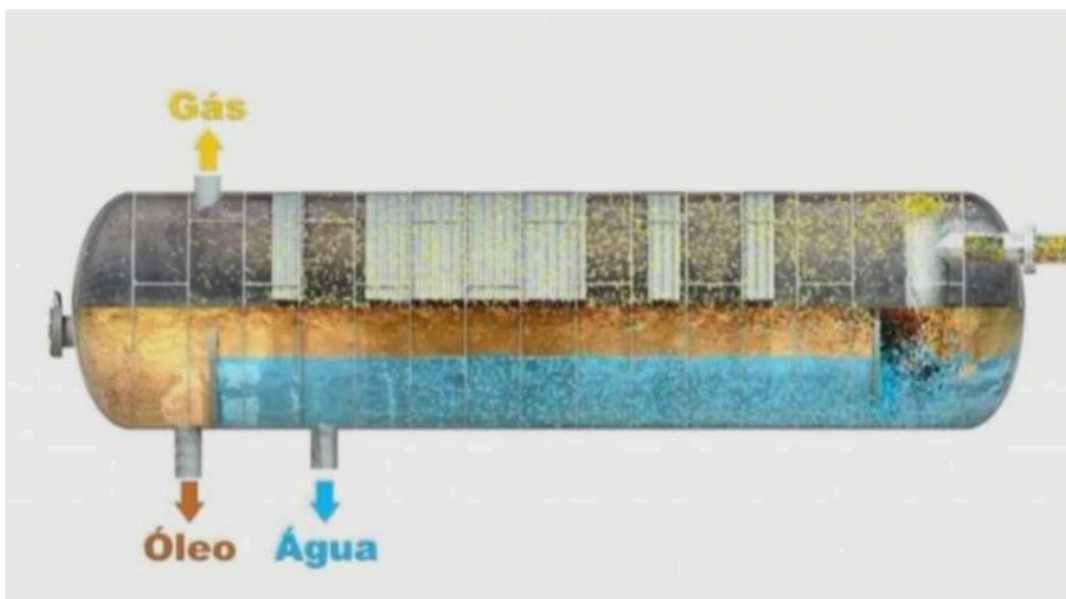


Figura 24 – Vaso de Separação Trifásica.

Fonte – Furtado (2011), p.33.

Após a separação, o óleo é armazenado em tanques dedicados a bordo da unidade. Estes tanques são projetados para suportar grandes volumes de óleo bruto temporariamente, aguardando a transferência para navios petroleiros responsáveis pelo transporte do produto – o destino geralmente alterna entre refinarias e terminais de armazenamento em terra. O gás natural, por sua vez, é comprimido e exportado por meio de gasodutos ou também submetido ao processo liquefação, sendo armazenado a bordo do FPSO.

O site Brasil Escola descreve que, atualmente, os navios petroleiros possuem a capacidade de transportar cerca de 500.000 tpb (toneladas de porte bruto), sendo 40% do comércio marítimo mundial de petróleo transportado por estas embarcações. De acordo com Lima et al. (2012), se tratando de longas distâncias, a opção mais econômica para o transporte marítimo de petróleo é a utilização desses navios. Por outro lado, segundo os autores, a forma de transporte mais econômica e ao mesmo tempo segura é a utilização de dutos, estruturas com capacidade de movimentar grandes volumes de petróleo e reduzir riscos de contaminação.

3.2.2 Processamento de Gás

O fluxo de gás no FPSO inicia após a unidade de separação do óleo bruto. O gás proveniente desta etapa, assim como o gás residual gerado na unidade de tratamento do óleo, é conduzido até a fase de desidratação da substância. Veloso (2015) descreve este processo como necessário para atender as especificações de venda e injeção do fluido.

Segundo Torres (2014), a desidratação do gás é realizada por meio de um sistema de absorção a partir do uso de agentes desidratantes, como o glicol. Dependendo da pressão do fluido e da concentração de água presente, o pesquisador cita a necessidade de executar uma compressão intermediária antes dessa etapa.

Após o processo de purificação do gás, o fluido “seco” segue para a compressão, podendo ser utilizado em três aplicações diferentes:

- Exportação do gás: a maior parte do gás é vendida, sendo exportada para o continente por meio de gasodutos. Wilkinson (2006) descreve linhas submarinas que alcançam 200 km de extensão.
- Lift: injeção do gás na coluna de fluxo do poço, e não diretamente no reservatório. Este processo aumenta a densidade do fluido que escoar do reservatório, deixando este mais leve e reduzindo o esforço de extração, como descrito por Filho (2011).
- Reinjeção: injeção do gás em poços sistematicamente posicionados de forma a alcançar uma recuperação suplementar de produção do petróleo.

3.2.3 Sistema de Tratamento de Água

Entre os principais componentes extraídos dos poços, a água é o único utilizado apenas para fins de funcionamento da produção, sendo desconsiderada da atividade comercial. A unidade apresenta um sistema de tratamento para reduzir a concentração de óleo na substância, seguindo para o seu descarte no mar. A água produzida também é tratada para a reinjeção nos reservatórios submarinos, mantendo a pressão ideal destes poços. O tratamento da água pode

envolver várias etapas: separação de óleo residual, remoção de sólidos suspensos, tratamento químico e processos de desinfecção.

Segundo Silva e Cintra (2013), a presença de hidrocarbonetos em um reservatório de petróleo não é a única condição que influencia na produção de uma unidade. As autoras afirmam que a pressurização do poço é o principal parâmetro para garantir que os fluidos apresentem a energia necessária para superar as porosidades presentes na estrutura, sendo então conduzidos até a plataforma. Ao longo da vida destes reservatórios, a redução do volume de fluido diminui a “energia natural” do poço. Assim, o forçamento de óleo para a superfície torna-se ineficiente sem a utilização dos métodos de injeção dos fluidos produzidos no navio.

O tratamento de água na unidade destina o fluido tanto para o processo de injeção quanto para a etapa de descarte. Para a eliminação de água no mar, os resíduos de óleo e sólido devem ser removidos até uma quantidade que não seja prejudicial ao ambiente marinho, como citado por Veloso (2015). O pesquisador ainda destaca que a água injetada nos poços deve ser filtrada e desaerada, respectivamente. A etapa de filtração remove as partículas suspensas no líquido e geralmente ocorre utilizando-se a água extraída direto do mar. Em seguida, o fluido segue para a desaeração, em que o gás dissolvido é removido da substância, evitando assim o crescimento de bactérias que podem comprometer a estabilidade estrutural dos poços.

3.2.4 Sistemas de Utilidades Auxiliares

A geração de energia elétrica é feita de forma independente, não estando conectada ao Sistema Interligado Nacional (SIN) – sistema hidro-termo-eólico de produção e transmissão de energia elétrica no Brasil. De acordo com Veloso (2015), a eletricidade é normalmente produzida por turbinas a gás que funcionam na própria unidade flutuante. Por questões de confiabilidade, esses equipamentos não operam sozinho, sendo utilizadas mais de uma turbina trabalhando sob carga parcial cada uma.

Abaixo, os sistemas de geração de eletricidade mais utilizados em um FPSO:

- Turbina a gás aero derivativa (de 3 a 40 MVA);
- Turbina a vapor (de 2 a 25 MVA);

- Motor a combustão interna (de 0,3 a 20 MVA);
- Banco de baterias (até 350 kVA).

Além da geração de energia na unidade, outro sistema crucial para o funcionamento dos processos principais de produção de óleo e gás é o flare. Torres (2014) apresenta as duas funções básicas desse sistema. A primeira consiste em exaustar e/ou queimar o excedente de gás na planta, sendo a continuidade dessas funções evitada para não infringir restrições ambientais. A segunda função é receber e direcionar gases e vapores dos dispositivos de segurança em caso de sobrepressão.

3.3 Apresentação e Análise da FPSO Estudada

Para o estudo dos processos e a análise de dados relacionados a planta de potência em uma unidade FPSO, será utilizado como referência a Dissertação de Mestrado de Veloso (2015), em que o autor analisa a implementação de sistemas CRO em uma plataforma FPSO a partir de dados técnicos provenientes do Projeto BG-18 (2014).

O projeto representa uma unidade brasileira de exploração de pré-sal. As principais características de produção da plataforma flutuante estão descritas na Tabela 1 e seu fluxograma de processos encontra-se representado na Figura 26.

Tabela 1 – Características de Produção da Unidade FPSO Estudada.

| | |
|---|------------------------------|
| Capacidade de processamento de líquido (BS&W máx. de 80%) | 24000 m ³ /dia |
| Capacidade de movimentação e tratamento de gás natural | 6000000 Sm ³ /dia |
| Capacidade de exportação de óleo | 24000 m ³ /dia |
| Capacidade para tratamento de água produzida | 19000 m ³ /dia |
| Capacidade para injeção de água do mar | 285000 m ³ /dia |

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.24.

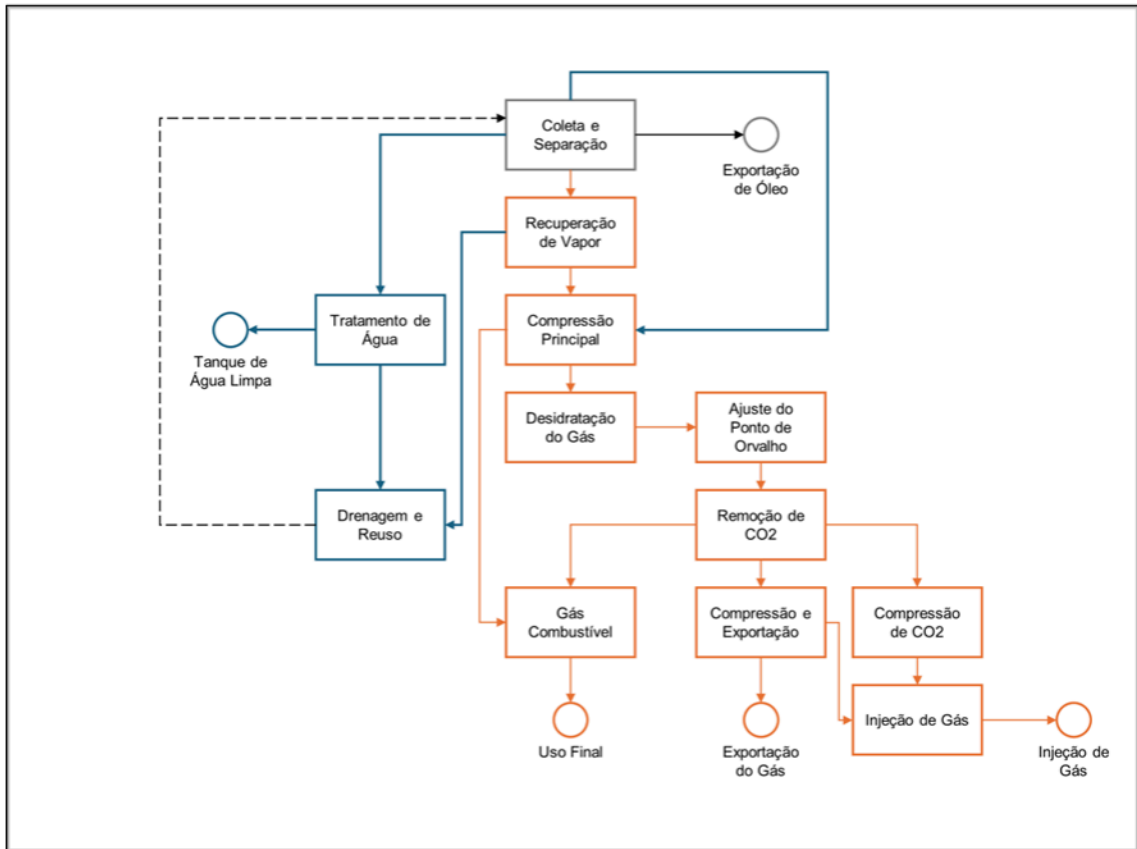


Figura 25 – Fluxograma de Processos da Unidade FPSO Estudada.

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.24.

3.3.1 Processo de Coleta e Separação

Como visto anteriormente, o ciclo do petróleo em uma unidade FPSO se inicia na planta de coleta e separação, seguindo para os sistemas de processamento e compressão de gás, e para as unidades de produção e tratamento de água. A Figura 27 representa as primeiras etapas desse ciclo, descrevendo a ligação entre esses estágios e as etapas posteriores.

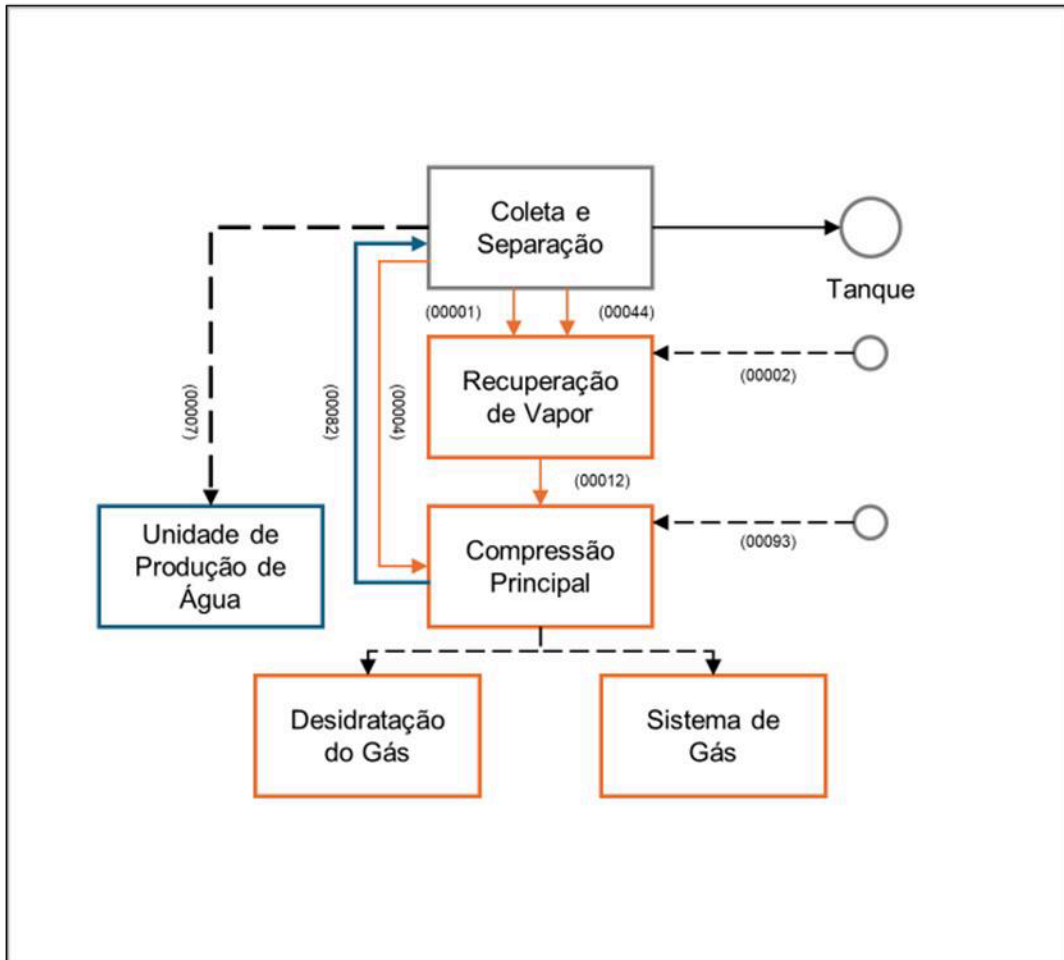


Figura 26 – Fluxograma da Etapa de Coleta e Separação do Petróleo.

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.26.

A etapa de coleta do petróleo é executada utilizando-se os risers. Estas tubulações flexíveis apresentam diferentes configurações de acordo com a operação solicitada: extração, injeção, importação (gás) e exportação (óleo e gás). O sistema de coleta é projetado de forma a garantir que os poços operem como produtores ou injetores, garantindo flexibilidade em casos de emergência.

O vaso de separação trifásica corresponde a primeira etapa do sistema de separação da unidade. Em seguida, encontram-se posicionados os pré-aquecedores de óleo e os aquecedores de produção. O sistema é sucedido por um separador eletrostático e, no quarto estágio, por um separador bifásico.

O estágio de extração e separação pode ser conduzido a partir de três condições distintas de operação: máxima quantidade de água e CO₂, máxima quantidade de mistura óleo e gás, e 50% de BSW – Bottom Sediments and Water, indicador que representa o teor de água presente no óleo cru.

Após a coleta e separação do óleo bruto, o produto deste processo pode seguir diferentes fluxos, como representado no diagrama da Figura 27:

- 00007: bombeamento da água residual para a unidade de Produção de Água.
- 00001 e 00044: direcionamento do fluido para etapa de Recuperação de Vapor. Esta unidade recebe gases com elevada umidade, sejam estes da planta de separação do óleo bruto ou do processo de Controle de Ponto de Orvalho (fluxo 00002).
- 00004 e 00012: gases destinados a unidade de Compressão de Gás, etapa inicial da planta de processamento e compressão de gás. O fluido gasoso neste fluxo é composto por CO₂ e Metano, apresentando concentração de 0,1% de vapor de água.

A Tabela 2 descreve a composição de substâncias presentes em cada fluxo, além de suas características físicas (vazão, pressão, temperatura e densidade).

Tabela 2 – Características dos Fluxos de Coleta e Separação.

| Características dos Fluxos Composição (% Molar) e Vazões | | Tanque | 00001 | 00044 | 00007 | 00004 | 00012 | 00093 | 00082 |
|---|----------------------|---------|---------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|
| Água | H ₂ O | 7.8375 | 8.3629 | 25.1322 | 100.0000 | 0.1892 | 0.6547 | 2.1437 | 99.8200 |
| Nitrogênio | N ₂ | 0.0000 | 0.0314 | 0.0036 | 0.0000 | 0.2689 | 0.0870 | 0.1348 | 0.0000 |
| Dióxido de Carbono | CO ₂ | 0.4614 | 55.1592 | 30.0485 | 0.0000 | 60.2214 | 22.9091 | 19.7173 | 0.0012 |
| Metano | C ₁ | 0.0382 | 14.2138 | 4.6112 | 0.0000 | 33.0264 | 25.2284 | 24.8594 | 0.0139 |
| Etano | C ₂ | 0.1759 | 6.0519 | 5.6501 | 0.0000 | 3.4805 | 14.5324 | 10.7830 | 0.0080 |
| Propano | C ₃ | 0.9057 | 6.7379 | 11.0506 | 0.0000 | 1.7385 | 18.1769 | 13.8122 | 0.0160 |
| i-Butano | i-C ₄ | 0.4504 | 1.2873 | 2.7462 | 0.0000 | 0.2167 | 3.7853 | 3.6183 | 0.0061 |
| n-Butano | n-C ₄ | 1.5603 | 3.1748 | 7.2897 | 0.0000 | 0.4555 | 8.5073 | 8.8988 | 0.0147 |
| i-Pentano | i-C ₅ | 0.8294 | 0.7347 | 1.9121 | 0.0000 | 0.0780 | 1.7443 | 2.7955 | 0.0064 |
| n-pentano | n-C ₅ | 2.8979 | 2.0561 | 5.4714 | 0.0000 | 0.1977 | 3.5288 | 6.3247 | 0.0102 |
| Hexano | C ₆ | 3.7361 | 1.0394 | 2.9090 | 0.0000 | 0.0733 | 0.6750 | 3.3665 | 0.0123 |
| Heptano | C ₇ | 4.8152 | 0.5699 | 1.5996 | 0.0000 | 0.0313 | 0.1517 | 2.3717 | 0.0104 |
| Octano | C ₈ | 6.8062 | 0.3516 | 0.9716 | 0.0000 | 0.0152 | 0.0156 | 0.8445 | 0.0140 |
| Nonano | C ₉ | 5.8923 | 0.1366 | 0.3683 | 0.0000 | 0.0047 | 0.0020 | 0.2718 | 0.0115 |
| Decano | C ₁₀ | 5.1972 | 0.0536 | 0.1405 | 0.0000 | 0.0015 | 0.0002 | 0.0478 | 0.0113 |
| Undecano | C ₁₁ | 4.5839 | 0.0221 | 0.0563 | 0.0000 | 0.0005 | 0.0000 | 0.0079 | 0.0099 |
| Dodecano | C ₁₂ | 4.0374 | 0.0089 | 0.0220 | 0.0000 | 0.0002 | 0.0000 | 0.0011 | 0.0101 |
| Tridecano | C ₁₃ | 3.5649 | 0.0038 | 0.0090 | 0.0000 | 0.0001 | 0.0000 | 0.0002 | 0.0100 |
| Tetradecano | C ₁₄ | 3.1697 | 0.0017 | 0.0039 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0072 |
| Pentadecano | C ₁₅ | 2.8136 | 0.0007 | 0.0016 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0042 |
| Hexadecano | C ₁₆ | 2.4967 | 0.0003 | 0.0007 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0017 |
| Heptadecano | C ₁₇ | 2.2590 | 0.0001 | 0.0003 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0006 |
| Octadecano | C ₁₈ | 2.0609 | 0.0001 | 0.0001 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0003 |
| Nonadecano | C ₁₉ | 1.9023 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0001 |
| C ₂₀₊ | C ₂₀₊ | 31.5078 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| C ₂₀₊ | C ₂₀₊ | - | - | - | - | - | - | - | - |
| C ₂₀₊ | C ₂₀₊ | - | - | - | - | - | - | - | - |
| TOTAL | | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 |
| Vazão Molar | (kmol/h) | 703.6 | 177.6 | 57.5 | 48907.8 | 4704.4 | 1303.0 | 240.2 | 37.8 |
| Vazão Mássica | (kg/h) | 171780 | 7042 | 2430 | 881088 | 161996 | 49986 | 10316 | 686 |
| Fluxo Volumétrico de Óleo | (m ³ /h) | 204.4 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 10.6 | 0.0 |
| Fluxo Volumétrico de Gás | (m ³ /h) | 0.0 | 673.9 | 738.9 | 0.0 | 5388.7 | 1775.0 | 137.7 | 0.0 |
| Fluxo Volumétrico de Água | (m ³ /h) | 1.0 | 0.0 | 0.0 | 884.6 | 0.0 | 0.0 | 0.1 | 0.7 |
| Massa Molecular | (kg/kmol) | 244.2 | 39.7 | 42.3 | 18.0 | 34.4 | 38.4 | 43.0 | 18.2 |
| Pressão | (kPa abs) | 441.4 | 770.0 | 228.5 | 2000.0 | 2000.0 | 2000.0 | 2100.0 | 1950.0 |
| Temperatura | (°C) | 60 | 88 | 85 | 28 | 28 | 92 | 15 | 34 |
| Densidade do Óleo | (kg/m ³) | 835.7 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 891.3 | 667.3 |

Fonte – Veloso (2015), p.26.

3.3.2 Processamento de Gás

Após a etapa de separação do óleo bruto, um dos produtos gerados neste estágio, o gás, segue para a planta de processamento, sendo destinado a compressão para a exportação, para injeção nos poços ou para uso combustível em outros processos da unidade.

A planta de processamento e compressão de gás da unidade analisada deve operar em quatro modos diferentes:

- Modo A – By-pass das membranas com injeção de todo o gás: injeção intercalada de água e gás entre os poços injetores. Neste modo, o gás combustível da unidade é proveniente do gasoduto exportador. Para dimensionamento elétrico, considerar 70% da capacidade de vazão máxima de injeção de água no reservatório.

- Modo B – Exportação de gás natural e injeção de CO₂: injeção de gás CO₂ por meio de dois poços (no mínimo). O gás natural deve ser exportado, sendo sua concentração máxima de CO₂ igual a 3% (vol/vol). Para dimensionamento elétrico, considerar 100% da capacidade de vazão máxima de injeção de água no reservatório.
- Modo C – Injeção de gás natural e injeção de CO₂ em poços separados: nesta condição de operação, o gás natural e o CO₂, devidamente separados na unidade de Remoção de CO₂, além de exportados, devem ser injetados em poços distintos. Este modo não deve ser dimensionante para o sistema elétrico.
- Modo D – Injeção de parte do gás natural com by-pass das membranas: injeção do gás natural que, após a etapa de compressão, é desviado pelas membranas – estruturas de separação das substâncias gasosas – para injeção direta nos poços. Nesta configuração também acontece a exportação do gás. Este modo não deve ser dimensionante para o sistema elétrico.

Não há predominância entre os modos acima. A unidade FPSO do Projeto BG-18 deve apresentar capacidade de operação por períodos indeterminados em qualquer uma das configurações descritas.

O diagrama da Figura 28 apresenta o fluxograma das etapas que constituem a planta de processamento e compressão de gás. Cada um dos estágios é descrito a seguir.

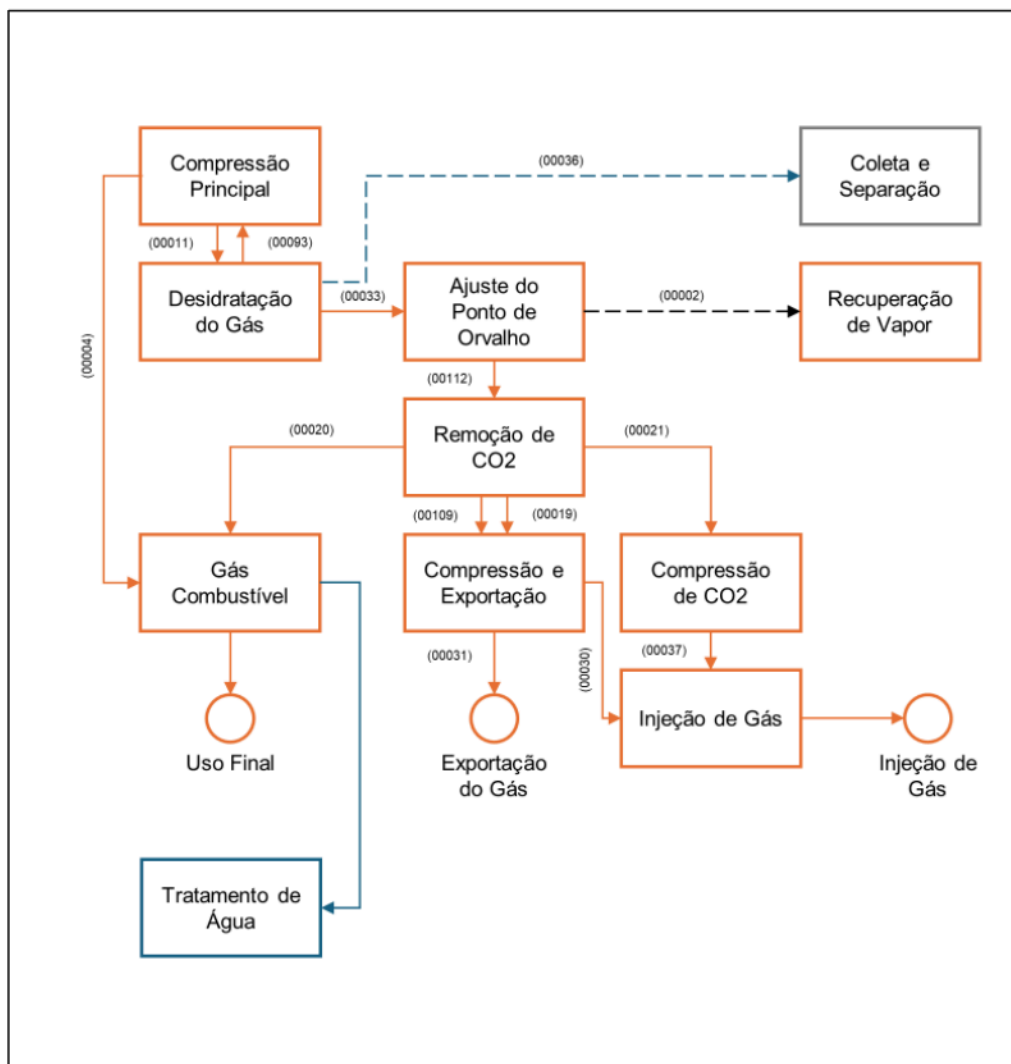


Figura 27 – Fluxograma da Planta de Processamento e Compressão de Gás.

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.29.

Desidratação do Gás

Antes de chegar a essa unidade, o gás passa por um filtro coalescedor onde o volume total de líquido é reduzido. O processo de desidratação de gás ocorre por meio de peneiras moleculares. Após a desidratação, o fluxo (00112) segue para a unidade de Ajuste do Ponto de Orvalho.

Remoção de CO₂

O fluido gasoso, proveniente da unidade de Ajuste de Ponto de Orvalho, passa pela permeação das membranas, garantindo a concentração máxima de CO₂ no gás para exportação (3% vol/vol). Esta unidade opera de acordo com o modo solicitado (A, B, C ou D). A partir deste estágio, o fluxo de etapas pode seguir para três unidades distintas: Compressão de CO₂ (00021), Compressão e Exportação (00019 e 00109) e Gás Combustível (00020).

Compressão e Exportação

O estágio de compressão pode operar em dois modos distintos: modo A ou modo B. No modo A, a mistura de gás natural e CO₂, proveniente do by-pass durante a etapa de remoção de CO₂, segue para a injeção. No modo B, o gás natural chega com baixa concentração de CO₂ – proveniente do processo de remoção desse gás – e segue para a exportação (00031) ou lifting (00030).

Compressão de CO₂

Antes da etapa de compressão de CO₂, deve ser instalado um vaso de separação de condensado, onde o fluido líquido é encaminhado ao sistema de drenagem da unidade. A etapa de compressão deve comprimir o CO₂ absorvido pelas membranas. O gás é posteriormente encaminhado a injeção (00037).

Injeção de Gás

Assim como na etapa de compressão de CO₂, deve haver a instalação de um vaso de separação de condensado a montante deste estágio. Esse sistema recebe gás tratado (00030) e CO₂ (00037).

Gás Combustível

O gás combustível pode ser coletado após o processo de Remoção de CO₂ (junto ao gás natural) e durante/após o sistema de Compressão e Exportação. Durante a operação da unidade no Modo A, deve-se considerar a racionalização do envio deste gás para as membranas, visto que seu consumo pela plataforma é inevitável, independente do modo de funcionamento da planta de processamento e compressão de gás.

A Tabela 3 apresenta as características dos fluxos que constituem a planta de gás.

Tabela 3 – Características dos Fluxos da Planta de Processamento de Gás.

| Características dos Fluxos Composição (% Molar) e Vazões | 00011 | 00033 | 00036 | 00093 | 00112 | 00019 | 00109 | 00021 | 00020 | 00031 | 00030 | 00037 |
|---|---------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Água H ₂ O | 0.0880 | 0.0001 | 100.0000 | 2.1437 | 0.0001 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0001 | 0.0001 | 0.0002 |
| Nitrogênio N ₂ | 0.5772 | 0.5874 | 0.0000 | 0.1348 | 0.6100 | 0.6102 | 0.2594 | 0.1195 | 0.6102 | 0.6100 | 0.6100 | 0.2033 |
| Dióxido de Carbono CO ₂ | 24.9844 | 25.1128 | 0.0000 | 19.7173 | 25.3856 | 2.9953 | 60.1206 | 82.8994 | 2.9953 | 25.3856 | 25.3856 | 70.8070 |
| Metano C ₁ | 55.1655 | 55.8968 | 0.0000 | 24.8594 | 57.4818 | 72.3910 | 32.1062 | 16.0425 | 72.3910 | 57.4818 | 57.4818 | 27.5038 |
| Etano C ₂ | 8.9069 | 8.8667 | 0.0000 | 10.7830 | 8.7421 | 11.3206 | 3.7675 | 0.7557 | 11.3206 | 8.7421 | 8.7421 | 1.2099 |
| Propano C ₃ | 5.8208 | 5.8444 | 0.0000 | 13.8122 | 5.1156 | 7.2226 | 2.1591 | 0.1401 | 7.2226 | 5.1156 | 5.1156 | 0.2139 |
| i-Butano i-C ₄ | 0.9227 | 0.8627 | 0.0000 | 3.6183 | 0.6858 | 1.0366 | 0.3027 | 0.0101 | 1.0366 | 0.6858 | 0.6858 | 0.0151 |
| n-Butano n-C ₄ | 1.9503 | 1.7967 | 0.0000 | 8.8988 | 1.3498 | 2.2955 | 0.6704 | 0.0224 | 2.2955 | 1.3498 | 1.3498 | 0.0330 |
| i-Pentano i-C ₅ | 0.3877 | 0.3340 | 0.0000 | 2.7955 | 0.1952 | 0.4377 | 0.1266 | 0.0026 | 0.4377 | 0.1952 | 0.1952 | 0.0037 |
| n-pentano n-C ₅ | 0.7996 | 0.6763 | 0.0000 | 6.3247 | 0.3710 | 1.1397 | 0.3298 | 0.0068 | 1.1397 | 0.3710 | 0.3710 | 0.0094 |
| Hexano C ₆ | 0.2399 | 0.1700 | 0.0000 | 3.3665 | 0.0511 | 0.3970 | 0.1132 | 0.0000 | 0.3970 | 0.0511 | 0.0511 | 0.0000 |
| Heptano C ₇ | 0.1164 | 0.0660 | 0.0000 | 2.3717 | 0.0106 | 0.1159 | 0.0330 | 0.0000 | 0.1159 | 0.0106 | 0.0106 | 0.0000 |
| Octano C ₈ | 0.0306 | 0.0124 | 0.0000 | 0.8445 | 0.0009 | 0.0318 | 0.0091 | 0.0000 | 0.0318 | 0.0009 | 0.0009 | 0.0000 |
| Nonano C ₉ | 0.0080 | 0.0021 | 0.0000 | 0.2718 | 0.0001 | 0.0052 | 0.0015 | 0.0000 | 0.0052 | 0.0001 | 0.0001 | 0.0000 |
| Decano C ₁₀ | 0.0012 | 0.0002 | 0.0000 | 0.0478 | 0.0000 | 0.0008 | 0.0008 | 0.0008 | 0.0008 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Undecano C ₁₁ | 0.0002 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0079 | 0.0000 | 0.0001 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0001 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Dodecano C ₁₂ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0011 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Tridecano C ₁₃ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0002 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Tetradecano C ₁₄ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Pentadecano C ₁₅ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Hexadecano C ₁₆ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Heptadecano C ₁₇ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Octadecano C ₁₈ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Nonadecano C ₁₉ | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| C ₂₀ + | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 |
| C ₂₀ + | | | | | | | | | | | | |
| C ₂₀ + | | | | | | | | | | | | |
| TOTAL | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 | 100.00 |
| Vazão Molar (kmol/h) | 10979.3 | 9661.5 | 4.5 | 240.2 | 9239.5 | 866.1 | 4015.5 | 2870.8 | 278.7 | 0.0 | 9239.5 | 5634.1 |
| Vazão Mássica (kg/h) | 309239 | 268967 | 81 | 10316 | 250361 | 20153 | 139762 | 113125 | 6484 | 0 | 250361 | 199932 |
| Fluxo Volumétrico de Óleo (m ³ /h) | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 10.6 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.2 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Fluxo Volumétrico de Gás (m ³ /h) | 2750.2 | 2203.1 | 0.0 | 137.7 | 2983.5 | 385.9 | 1440.8 | 18378.9 | 124.2 | 0.0 | 693.5 | 339.9 |
| Fluxo Volumétrico de Água (m ³ /h) | 0.0 | 0.0 | 0.1 | 0.1 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Massa Molecular (g/kmol) | 28.2 | 27.8 | 18.0 | 43.0 | 27.1 | 23.3 | 34.8 | 39.4 | 23.3 | 0.0 | 27.1 | 36.1 |
| Pressão (kPa abs) | 7518.6 | 7371.5 | 2300.0 | 2100.0 | 5346.1 | 4752.3 | 5301.7 | 400.0 | 4752.3 | 0.0 | 24949.8 | 25060.9 |
| Temperatura (°C) | 40 | 26 | 26 | 15 | 10 | 37 | 29 | 40 | 37 | 0 | 40 | 40 |
| Densidade do Óleo (kg/m ³) | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 591.3 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 538.8 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |

Fonte – Veloso (2015), p.32.

3.3.3 Sistema de Geração e Distribuição de Energia

Uma plataforma FPSO demanda quantidades significativas de energia térmica e elétrica para manter o devido funcionamento das unidades de separação, compressão, tratamento e armazenamento. A operação destes processos, juntamente com as demandas auxiliares de iluminação, climatização e sistemas de controle, contribuem para o aumento do consumo energético na unidade.

O módulo de geração de energia da unidade estudada é constituído por quatro turbinas a gás de 25 MW cada: três em constante operação, sob carga parcial de potência, e uma utilizada apenas em cenários de emergência. Este módulo fornece eletricidade para os sistemas da unidade, atuando também, em menor escala, em processos abastecidos por calor.

O fluxo de energia térmica no FPSO é, em maior parte (cerca de 90% da demanda de calor na plataforma), fornecido pelos gases de escape das turbinas a gás integradas aos geradores.

Na Unidade de Água Aquecida, os fluidos gasosos provenientes das turbinas a gás trocam calor com o fluido térmico, inicialmente a 100 °C. A temperatura do fluido atinge os 130 °C e a água aquece as unidades de processamento descritas na Figura 29.

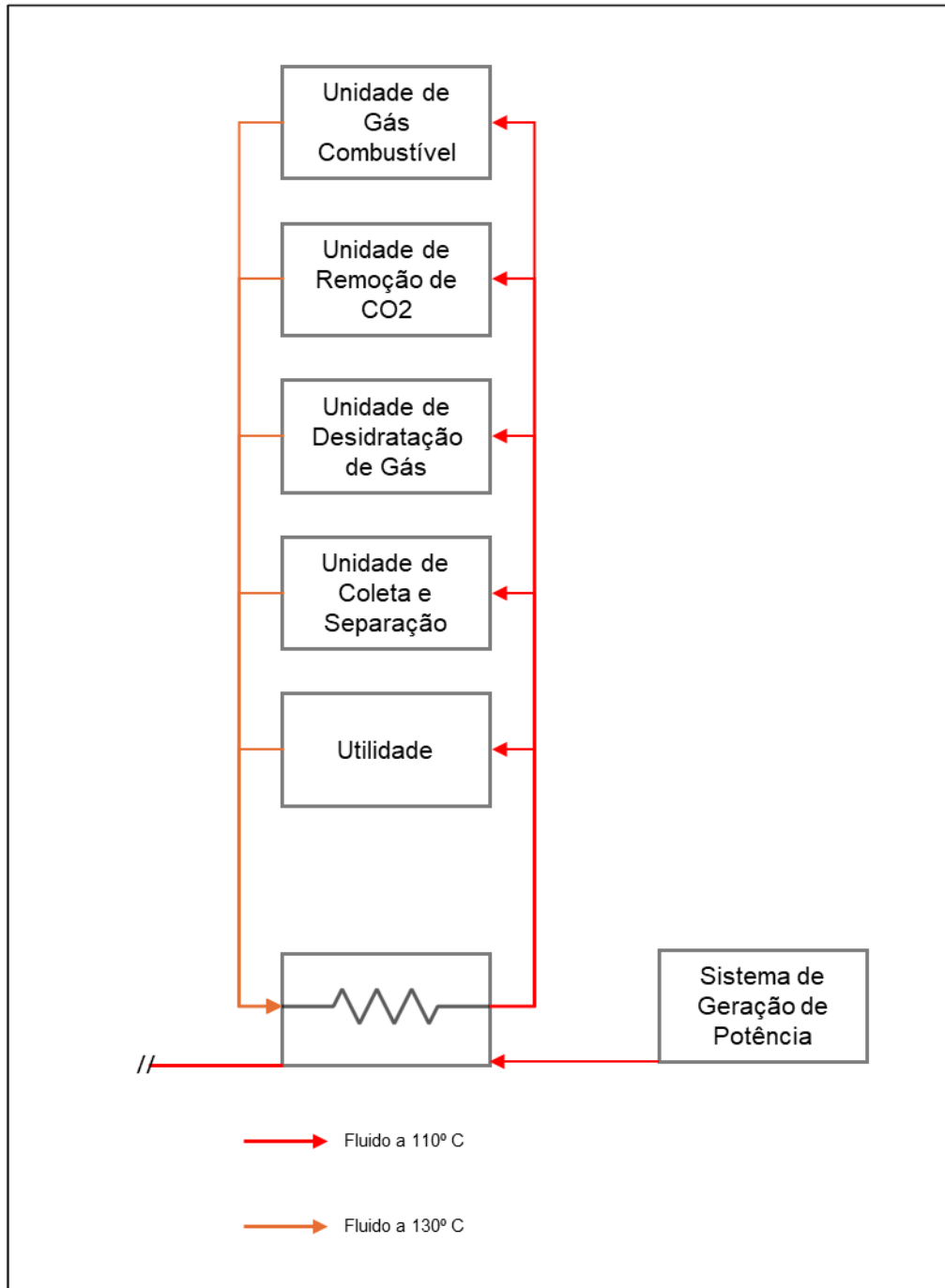


Figura 28 – Fluxograma da Unidade de Água Aquecida.

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.72.

Após o reaproveitamento do calor residual para aquecimento do fluido térmico, os gases seguem para o descarte na atmosfera sob uma temperatura de 150 °C. A Tabela 4 apresenta as características do fluxo apresentado.

Tabela 4 – Características da Unidade de Água Aquecida.

| Unidade | Tipo de Trocador | Capacidade [MW] | Vassão Mássica [m³/h] |
|----------------------------|-------------------------|------------------------|---|
| Gás Combustível | Tubo/Carcaça | 2,40 | 69,75 |
| Remoção de CO ₂ | Tubo/Carcaça | 0,80 | 23,25 |
| Desidratação do Gás | Tubo/Carcaça | 1,14 | 33,13 |
| Coleta e Separação | Placa | 17,60 | 1023,60 |
| Utilidade | Tubo/Carcaça | 13,30 | 386,33 |

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.72.

3.4 Potencial de Aproveitamento de Energia

Como visto anteriormente, essas plataformas contam com o uso de tecnologias para o reaproveitamento de calor residual. Os recuperadores de calor são equipamentos associados as turbinas de geração elétrica e sua função principal é reciclar os gases que rotacionam estes dispositivos, inserindo-os novamente na planta de processos do navio. Contudo, o descarte destes fluidos, ainda que sob baixo potencial de reaproveitamento energético, reduz o aproveitamento energética da unidade.

Estratégias envolvendo a implementação da cogeração de ciclos termodinâmicos ainda não são práticas comuns na indústria do petróleo offshore. Tais métodos apresentam potencial para auxiliar no reaproveitamento do calor de baixa/média temperatura gerado nas etapas de produção, podendo elevar a “autossuficiência” energética da plataforma.

De acordo com Barrera, Bazzo e Kami (2015), o ciclo Rankine orgânico vem sendo utilizado para a melhoria da eficiência de diversas operações industriais. Os autores destacam a aplicação do CRO especialmente em etapas de recuperação de calor a baixas temperaturas, condição em que poucos sistemas poderiam ser diretamente acionados.

O estudo apresentado por Veloso (2015) analisa o potencial de recuperação energética gerado pelo ciclo Rankine Orgânico inserido em diferentes plantas da unidade FPSO estudada, sendo estas:

- Unidade de Geração de Potência
- Unidade de Compressão Principal do Gás (Planta de Processamento de Gás)
- Unidade de Compressão de CO₂ (Planta de Processamento de Gás)

Na primeira configuração, o fluido térmico do CRO é aquecido pelos gases exauridos de uma das turbinas do gerador de potência. A água utilizada na planta de processos recebe calor dos gases provenientes das outras três turbinas.

Nas unidades de Compressão Principal do Gás e de Compressão de CO₂, os ciclos são posicionados após os compressores destes fluxos, reaproveitando o calor dos gases sob temperaturas superiores a 130 °C. Além disso, devido a característica do sistema, é possível integrar quatro CROs na Unidade de Compressão de CO₂, um após cada estágio de compressão da instalação.

Como o objetivo principal deste estudo é simular e analisar diferentes variações do ciclo Rankine em um FPSO, além de analisar as principais propriedades dos fluidos utilizados, a planta avaliada neste trabalho será limitada a integração do ciclo termodinâmico a Unidade de Geração de Potência, direcionando a pesquisa à reutilização do calor de gases exauridos.

Neste contexto, durante o próximo tópico do trabalho será apresentada a configuração de uma planta de cogeração constituída pelo ciclo Rankine e pelo gerador de turbina a gás.

3.4.1 Ciclo Rankine – Unidade de Geração de Potência

Pierobon, Kandepu e Haglind (apud BARRERA, BAZZO e KAMI, 2015, p. 68) descrevem um aumento de 12,9% da eficiência energética após a inserção do CRO para reaproveitamento dos gases exauridos em plataformas offshore.

Nguyen et al. (2014) discutem a viabilidade da implementação dos ciclos Rankine orgânico e convencional para o reaproveitamento de energia térmica. De forma geral, a integração do sistema seria melhorada em estágios de operação com menores demandas de calor. Os autores propõem a extração em poços cujo fluido coletado apresenta temperatura elevada, reduzindo o calor solicitado na etapa de separação. Além disso, uma alternativa para o

uso desta configuração seria durante a operação da unidade a partir do fim da sua vida útil, período com menor demanda de energia térmica.

Como descrito anteriormente, a configuração avaliada apresenta o ciclo Rankine posicionado a jusante da turbina a gás do gerador de potência. Tanto o sistema convencional quanto o ciclo orgânico serão analisados no presente estudo. Neste cenário, Pierobon et al. (apud VELOSO, 2015, p. 81) descrevem a necessidade da utilização de um circuito intermediário para realizar a troca de calor entre o gás aquecido e a substância de trabalho (fluido utilizado no CRO). Devido a composição química destes componentes – fluidos de trabalho à base de carbono ou hidrogênio, e gases de escape com elevado teor de oxigênio –, os autores justificam a implementação deste circuito de segurança. A descrição da planta encontra-se na Figura 30.

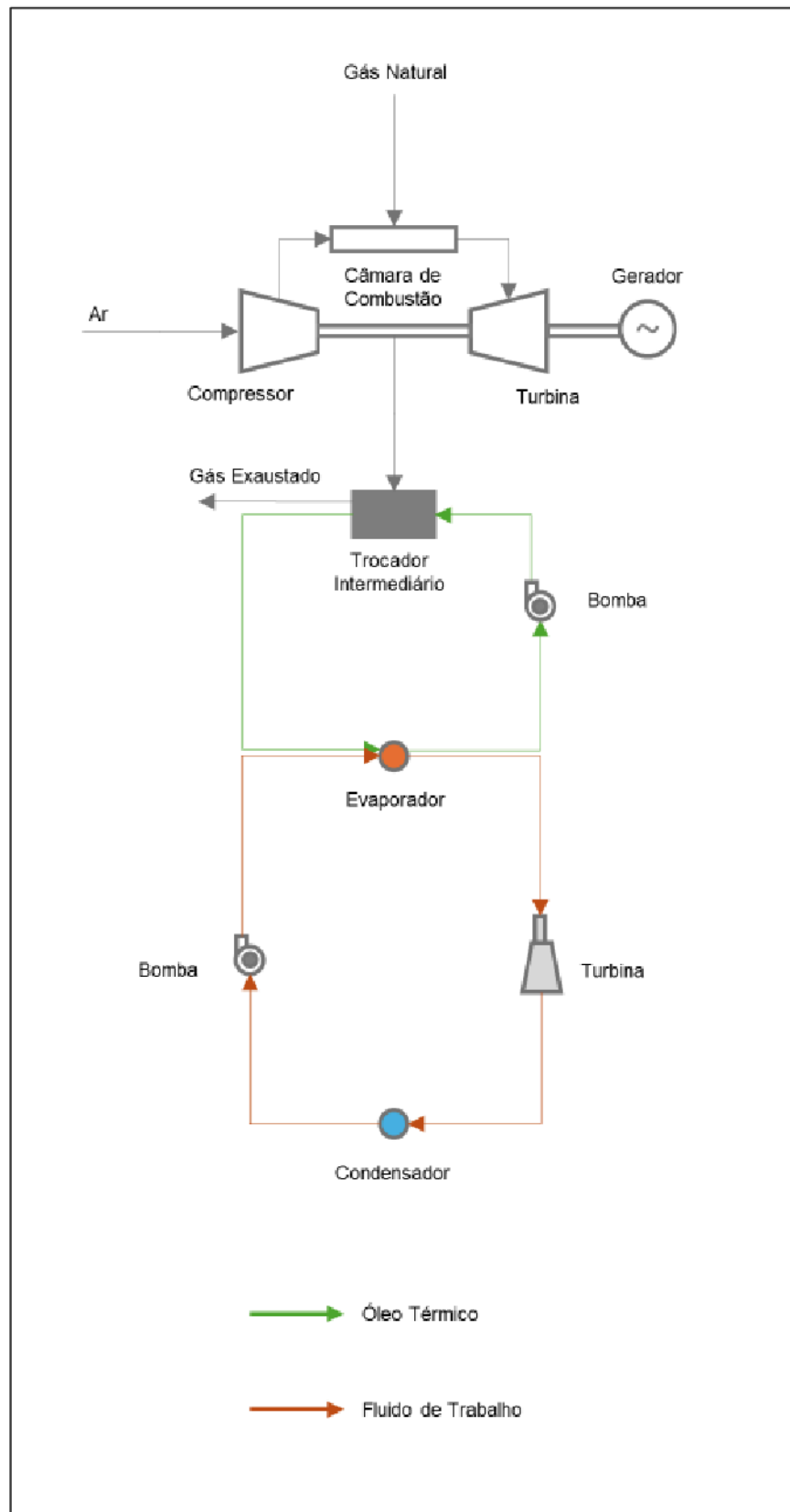


Figura 29 – Ciclo Rankine Integrado a Planta de Geração de Potência da Unidade Estudada.

Fonte – adaptado de Veloso (2015), p.81.

Por outro lado, a integração do ciclo convencional dispensa a utilização do circuito intermediário. Neste caso, o sistema seria implementado ligeiramente após a linha de saída da turbina. Esta e outras variações da configuração apresentada na Figura 30 serão discutidas no próximo capítulo.

4 METODOLOGIA

De forma geral, o presente estudo avaliou parametricamente a integração do ciclo Rankine orgânico a uma turbina a gás de uma plataforma FPSO. Para isso, estudou-se o comportamento termodinâmico de diferentes fluidos orgânicos aplicados em três configurações de ciclos combinados: simples, reaquecimento e regenerativo.

O estudo foi conduzido a partir de simulações executadas no ambiente *Google Colab* utilizando a linguagem python 3.10.12. As equações termodinâmicas de primeira e segunda lei utilizadas para fundamentar a análise paramétrica foram extraídas da literatura técnica e serão descritas nas próximas sessões. O código base foi estruturado pelos pesquisadores utilizando como referência algoritmos disponíveis em sites da internet e validado a partir dos exemplos resolvidos no Capítulo 10 da bibliografia de Çengel e Boles (2013).

Para as propriedades dos fluidos orgânicos, que variam de acordo com a etapa do ciclo, utilizou-se os dados da biblioteca *CoolProp v6.6.0*.

Os valores de referência definidos para os parâmetros de temperatura e pressão de entrada na turbina foram estabelecidos de acordo com os dados disponibilizados no Projeto BG-18 (2014) e no manual técnico da turbina SGT-600 da Siemens. Assim, foram estabelecidos os valores encontrados na Tabela 5 para os parâmetros de entrada da simulação.

Tabela 5 - Parâmetros de Entrada

| Rankine Simples | |
|--|---------------------|
| Parâmetro | Valor |
| Temperatura de Saída do Evaporador | 432.15 K - 523.15 K |
| Temperatura Ambiente | 308.15 K |
| Pressão Atmosférica | 100 kPa |
| Temperatura Fonte de Calor | 816.15 K |
| Pressão de Saída do Evaporador | 6 MPa |
| Pressão de Saída da Turbina | 110 kPa |
| Título de Saída do Condensador | 0 |
| Eficiência Isentrópica da Turbina | 0.9 |
| Eficiência Isentrópica da Bomba | 0.75 |
| Rankine com Reaquecimento | |
| Parâmetro | Valor |
| Temperatura de Saída do Evaporador | 432.15 K - 523.15 K |
| Temperatura Ambiente | 308.15 K |
| Pressão Atmosférica | 100 kPa |
| Temperatura Fonte de Calor | 816.15 K |
| Pressão de Saída do Evaporador | 6 MPa |
| Pressão de Saída da Turbina de Baixa Pressão | 110 kPa |
| Pressão de Reaquecimento | 4 MPa |
| Título de Saída do Condensador | 0 |
| Eficiência Isentrópica da Bomba | 0.75 |
| Eficiência Isentrópica da Turbina de Alta Pressão | 0.9 |
| Eficiência Isentrópica da Turbina de Baixa Pressão | 0.9 |
| Rankine Regenerativo | |
| Parâmetro | Valor |
| Temperatura de Saída do Evaporador | 432.15 K - 523.15 K |
| Temperatura Ambiente | 308.15 K |
| Pressão Atmosférica | 100 kPa |
| Temperatura Fonte de Calor | 816.15 K |
| Pressão de Saída do Evaporador | 6 MPa |
| Pressão de Saída da Turbina | 110 kPa |
| Pressão de Saída da Bomba 1 | 130 kPa |
| Título de Saída do Condensador | 0 |
| Eficiência Isentrópica da Turbina | 0.9 |
| Eficiência Isentrópica da Bomba 1 | 0.75 |
| Eficiência Isentrópica da Bomba 2 | 0.75 |

Fonte – Autores (2024).

4.1 Modelagem da Integração CRO-Turbina a Gás

Como apresentado no capítulo anterior, a planta de cogeração a ser avaliada consiste na integração do ciclo Rankine orgânico à saída de uma unidade geradora de potência, mais especificamente, ao exaustor de uma turbina a gás. O equipamento utilizado como referência para a temperatura de entrada do ciclo será o modelo da Siemens SGT-600, o mesmo utilizado no estudo de Veloso (2015). O autor descreve a aplicação consolidada do modelo em plataformas FPSO e enfatiza o atendimento do equipamento as especificações de segurança,

saúde e meio ambiente. Cabe salientar que a avaliação será feita simulando o funcionamento da turbina operando a 50% da sua capacidade total, visto que nenhuma das três unidades geradoras de energia elétrica em funcionamento no projeto estudado trabalham sob carga máxima de potência.

A imagem abaixo foi extraída da pesquisa realizada por Veloso (2015).



Figura 30 – Esquemático da Turbina a Gás

Fonte – Siemens Veloso (2015), p.100.

Sendo:

- 1: Entrada de ar para combustão.
- 2: Entrada de ar para compressão.
- 3: Sistema de óleo lubrificante.
- 4: Exaustor de combustão.
- 5: Saída de ar comprimido.
- 6: Motor principal.
- 7: Engrenagem redutora de velocidade.
- 8: Gerador de corrente alternada.

A tabela a seguir apresenta os dados técnicos da turbina. A coluna Fabricante descreve os dados fornecidos no manual da empresa, caso o equipamento esteja operando sob capacidade total de potência. A coluna Real representa os parâmetros da turbina quando operando sob as condições estabelecidas no Projeto BG-18 (2014), ou seja, com capacidade de potência reduzida à metade.

Tabela 6 – Características da Turbina a Gás.

| Parâmetro | Fabricante | Real |
|-------------------------|-------------------|-------------|
| Potência Gerada | 24.80 MW | 12.59 MW |
| Eficiência Elétrica | 34.2% | 28.32% |
| Vazão de Gás Exaurido | 80.4 kg/s | 78.18 kg/s |
| Temperatura de Exaustão | 543° C | 394.76° C |

Fonte –Veloso (2015) p.101.

De forma geral, as etapas que precedem a entrada de energia térmica no ciclo Rankine pelo evaporador são a exaustão dos gases da turbina e a transferência de calor entre o fluido exaurido e o óleo térmico intermediário. Essa substância intermediária, o composto comercial Tetradecametilpentasiloxano ($C_{14}H_{42}O_5Si_6$), é utilizada no processo por fins de segurança, como salientado por Veloso (2015), sendo responsável por inserir calor ao sistema Rankine. Pierobon et al. (apud VELOSO, 2015, p. 101) limita a temperatura dos gases exauridos, após troca de calor com o óleo intermediário, a 140° C para prevenir a condensação de compostos corrosivos.

O presente estudo visa avaliar uma planta energética em um FPSO que integra o fluxo de saída de gases da turbina geradora de potência a um ciclo Rankine e suas variações, utilizando diferentes fluidos de trabalho para a execução de análises paramétricas.

Neste estudo não foram consideradas as equações de transferência de calor entre os fluidos e os trocadores térmicos do sistema.

4.2 Modelagem Termodinâmica

Nesta seção foram estruturados os modelos termodinâmicos que regem os ciclos Rankine orgânico simples, com reaquecimento e regenerativo, variações do ciclo Rankine que serão analisadas durante as simulações. Estes modelos apresentam equações para avaliação energética da utilização do calor proveniente da turbina a gás presente na Planta de Geração de Potência do FPSO estudado.

De forma geral, assim como revisado no capítulo 2 deste estudo, o ciclo Rankine orgânico simples é caracterizado pela conversão direta de energia térmica em trabalho utilizando um fluido de trabalho orgânico, sem etapas intermediárias de aquecimento ou recuperação de calor. No ciclo Rankine com reaquecimento, o vapor é expandido parcialmente em uma turbina, reaquecido e depois expandido novamente, etapas que melhoram a eficiência

térmica ao elevar o título de vapor na fase final de expansão. Por outro lado, o ciclo Rankine regenerativo incorpora um dispositivo regenerador que pré-aquece o fluido de trabalho, aumentando a eficiência térmica ao reduzir a quantidade de calor necessário no evaporador. Essas modificações aumentam a eficiência térmica e reduzem perdas energéticas, adaptando-se a diferentes condições operacionais e requisitos de eficiência.

4.2.1 Ciclo Rankine Orgânico

Para a definição das equações a seguir deve-se considerar que o regime do ciclo é permanente, sendo toda a energia de entrada conservada até a saída do sistema. Além disso, são desprezadas as perdas de pressão e de calor para o ambiente no evaporador, na turbina, na bomba e no condensador.

A partir das considerações acima, a equação que descreve o balanço de energia do sistema está descrita abaixo:

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai} \quad [19]$$

$$\dot{Q}_{ent} - \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{sai} - \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad [20]$$

Sendo:

$\dot{E}_{ent/sai}$: Variação de energia que entra/sai do sistema.

\dot{Q}_{ent} : Variação de calor introduzido ao sistema pelo evaporador.

\dot{Q}_{sai} : Variação de calor removido do sistema pelo condensador.

\dot{W}_{ent} : Variação de trabalho introduzido ao sistema pela bomba.

\dot{W}_{sai} : Variação de trabalho removido do sistema pela turbina.

\dot{m} : Variação mássica do sistema.

h : Entalpia específica do sistema.

V : Velocidade do sistema.

g : Aceleração gravitacional.

z : Altura do sistema.

A equação utilizada para a determinar a eficiência termodinâmica η do ciclo é definida por:

$$\eta = \frac{(\dot{W}_{sai} - \dot{W}_{ent})}{\dot{Q}_{ent}} \quad [21]$$

As variações de energia potencial e cinética são muito pequenas e consideradas desprezíveis quando comparadas as taxas de variação de trabalho e calor.

4.2.2 Evaporador

Os gases residuais provenientes das turbinas a gás são a fonte de calor para o ciclo Rankine. Estes fluidos são reaproveitados por meio da utilização de um trocador intermediário que, por questões de segurança, transfere calor para um óleo térmico. Posteriormente esta energia é inserida ao ciclo pelo evaporador.

O evaporador, assim como o condensador, compõe o conjunto dos trocadores de calor, equipamentos configurados em contracorrente com as maiores contribuições no custo energético do sistema. Sua função é transferir a energia térmica do óleo aquecido pelos gases residuais para o fluido de trabalho utilizado no ciclo. Neste equipamento, o processo de transferência de calor é adiabático e acontece em duas etapas – consideradas como única durante o equacionamento: durante o primeiro estágio o fluido de trabalho recebe calor sensível até seu estado de saturação e, em seguida, absorve calor latente até o ponto de vapor saturado. Considerando escoamento em regime permanente e valores desprezíveis para variação de energias potencial e cinética, temos a seguinte equação para o calor inserido ao sistema \dot{Q}_{ent} pelo evaporador no ciclo simples:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad [22]$$

Para o ciclo regenerativo, deve-se considerar a quantidade integral da vazão mássica \dot{m}_5 do fluido de trabalho presente no sistema:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_5(h_5 - h_4) \quad [23]$$

Para o ciclo Rankine com reaquecimento, devido a reentrada do fluido de trabalho no evaporador após passar pela turbina de alta pressão, deve-se considerar a variação de entalpia adicional ($h_5 - h_4$) gerada ao longo deste processo. Assim, temos a seguinte reformulação:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}[(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] \quad [24]$$

4.2.3 Condensador

O condensador opera a temperatura próxima a ambiente. Assim, deve apresentar um alto valor de vazão e baixa pressão. De forma análoga ao evaporador, este componente transfere calor em regime permanente de forma adiabática e são desprezadas as parcelas de energias potencial e cinética durante a troca. A taxa de saída de calor pode ser descrita como:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad [25]$$

Para o ciclo Rankine com reaquecimento:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_6 - h_1) \quad [26]$$

O termo \dot{m}_7 descrito na equação abaixo representa a parcela do fluido de trabalho que seguiu para o condensador do ciclo Rankine regenerativo, ou seja, a vazão mássica total subtraída pela vazão direcionada ao aquecedor (regenerador). No próximo tópico, durante a análise termodinâmica da turbina, esta etapa será devidamente detalhada. Por hora, a relação abaixo apresenta o cálculo para determinar o fluxo de calor que é removido pelo condensador do ciclo:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad [27]$$

4.2.4 Turbina

A turbina é responsável pela conversão da energia térmica do fluido de trabalho em energia mecânica. Ela recebe vapor de alta pressão e alta temperatura do evaporador e o expande, reduzindo os valores destes parâmetros. Durante esse processo, a energia térmica é convertida em trabalho mecânico então utilizada para acionar um gerador elétrico. A partir das

mesmas considerações feitas para os componentes vistos anteriormente, define-se a entrada de energia no ciclo \dot{W}_{sai} devido ao trabalho da turbina como:

$$\dot{W}_{sai} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad [28]$$

O ciclo Rankine com reaquecimento considera a utilização de duas turbinas: de alta e de baixa pressão. Assim, adicionando as variações entálpicas de alta pressão ($h_4 - h_3$) e baixa pressão ($h_6 - h_5$) devido a esta modificação, temos a seguinte fórmula:

$$\dot{W}_{sai} = \dot{m}[(h_4 - h_3) + (h_6 - h_5)] \quad [29]$$

Em um ciclo regenerativo, dentro da turbina, o fluido de trabalho passa por uma queda de pressão isentrópica e divide-se em dois fluxos ao atingir um valor intermediário de pressão. O primeiro fluxo segue para o aquecedor e o segundo continua no expensor até atingir baixas pressões. A equação abaixo representa o fluxo de energia eliminado do sistema pelo trabalho da turbina, em que a parcela y descreve a fração do fluido, no estado de vapor, direcionada ao aquecedor:

$$\dot{W}_{sai} = \dot{m}_5[(h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7)] \quad [30]$$

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad [31]$$

Para análise da produção de trabalho, utiliza-se a fórmula para cálculo de eficiência isentrópica η_t descrita a seguir:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_r}{\dot{W}_s} \quad [32]$$

Sendo:

\dot{W}_r : variação de trabalho real.

\dot{W}_s : variação de trabalho isentrópico.

4.2.5 Bomba

A bomba atua como compressor no ciclo termodinâmico, elevando a pressão do fluido de trabalho em um processo isentrópico. Para a seleção deste componente, fatores como capacidade de vazão, eficiência energética, operabilidade e estanqueidade são fundamentais para a escolha de um equipamento adequado aos requisitos de projeto. Assumindo os critérios de energia e regime de escoamento dos componentes anteriores, temos:

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad [33]$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_r} \quad [34]$$

As duas formulações acima se aplicam aos ciclos Rankine simples e com reaquecimento. Apesar do cálculo da eficiência isentrópica η_t seguir o mesmo padrão para o ciclo Rankine regenerativo, algumas mudanças devem ser executadas para a análise da variação de trabalho adicionado ao sistema \dot{W}_{ent} nesta configuração. Esse ciclo considera a integração de duas bombas. A primeira é posicionada entre o condensador e o aquecedor, elevando a pressão do fluido até o valor estabelecido nesta unidade e misturando o fluido de trabalho ao vapor nele presente. Em seguida, a segunda bomba eleva a pressão do fluido até a mesma do evaporador. Os parâmetros $\dot{W}_{ent(1)}$ e $\dot{W}_{ent(2)}$ devem ser somados para o cálculo do fluxo de trabalho total nas bombas, sendo:

$$\dot{W}_{ent(1)} = \dot{m}_7(h_2 - h_1) \quad [35]$$

$$\dot{W}_{ent(2)} = \dot{m}_5(h_4 - h_3) \quad [36]$$

$$\dot{W}_{ent} = \dot{W}_{ent(1)} + \dot{W}_{ent(2)} \quad [37]$$

4.3 Avaliação Exergética

Como apresentado no Capítulo 2 deste estudo, a exergia mede a qualidade da energia e sua capacidade em realizar trabalho útil, considerando apenas a porção energética que pode ser convertida em trabalho mecânico. Esta propriedade permite a avaliação da eficiência real dos processos energéticos a partir da identificação do quanto e onde a energia disponível está sendo desperdiçada. Çengel e Boles (2013) definem a exergia como o máximo trabalho útil obtido em sistema sob determinado estado e em ambiente específico. Segundo os autores, esta propriedade é uma ferramenta utilizada para analisar a qualidade da energia gerada e é fundamentada a partir da segunda lei da termodinâmica.

De acordo com Kotas (1995), ao analisar a transferência exergética por uma superfície de controle, deve-se considerar três tipos principais para este processo: transferência de exergia por trabalho, por calor e por fluxo de massa. Esta última ainda é subdividida nos componentes físico, químico, potencial e cinético.

Para a parcela exergética transferida por trabalho, Kotas (1995) define como o trabalho equivalente da forma de energia em análise, seja em magnitude e direção. A definição de trabalho útil descrita por Çengel e Boles (2013) permite a fundamentação da equação de transferência exergética abaixo:

$$E_W = W_u \quad [38]$$

$$W_u = W - W_{viz} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad [39]$$

De acordo com Çengel e Boles (2013), nem sempre o trabalho realizado pelos dispositivos de um sistema serão integralmente utilizados. Em determinadas situações, como no caso de um conjunto pistão-cilindro, uma parcela do trabalho executado para a expansão do gás é utilizada para superar a pressão, sendo “desperdiçada” a vizinhança (W_{viz}). Estes casos são limitados aos sistemas termodinâmicos cujo volume varia durante o processo – parcela representada pela diferença entre V_1 e V_2 . Nas situações em que o volume avaliado é permanente (dispositivos de fronteira fixa), como os analisados em turbinas e trocadores de calor, deve-se considerar o valor integral do trabalho útil (W_u):

$$W_u = W \quad [40]$$

A segunda forma de exergia está associada a transferência de calor (\dot{E}_q) e é definida por Kotas (1995) como a quantidade de trabalho potencialmente realizável a partir de um diferencial de temperatura entre um ponto do sistema (T) e o ambiente (T_0) – transferência de calor entre os dois meios. A fórmula geral para esta propriedade é definida como:

$$\dot{E}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad [41]$$

O fator que multiplica o termo \dot{Q} (taxa de transferência de calor entre sistema e ambiente) representa a temperatura exergética adimensional e a análise dos seus parâmetros de temperatura é fundamental para entender o fluxo exergético devido ao calor:

- $T > T_0$: a transferência de calor ocorre para dentro do sistema, aumentando a exergia deste durante o processo.
- $T < T_0$: a transferência de calor ocorre para o ambiente, reduzindo a exergia do sistema durante o processo.
- $T = T_0$: não há transferência de calor no ponto analisado. A exergia é nula.

Kotas (1995) destaca que, para os casos em que há variação de temperatura ao longo da superfície de controle (A) analisada, a equação vista anteriormente deve ser adaptada ao seguinte formato:

$$\dot{E}_q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_A dA \quad [42]$$

A terceira análise exergética é avaliada a partir do fluxo estável de massa, como descrito por Kotas (1995). De acordo com o autor, esta exergia pode ser definida como a quantidade máxima de trabalho obtido quando o fluxo de matéria migra do seu estado inicial para o estado morto – que, segundo Çengel e Boles (2013), é o ponto em que o sistema está em equilíbrio com a vizinhança, não podendo gerar mais trabalho útil – por meio de processos que interagem

de forma exclusiva com o ambiente. Desconsiderando os efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensões de superfície, a equação de fluxo exerético de massa é formulada como:

$$\dot{E} = \dot{E}_c + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_0 \quad [43]$$

Os componentes \dot{E}_c e \dot{E}_p representam respectivamente as exergias associadas as energias cinética e potencial. Para estes dois casos, suas magnitudes podem ser convertidas integralmente em trabalho, visto que representam parcelas associadas a energia mecânica. Assim:

$$\dot{E}_c = \dot{m} \frac{V_0^2}{2} \quad [44]$$

$$\dot{E}_p = \dot{m} g z_0 \quad [45]$$

Onde:

V_0 : Velocidade do sistema em relação ao ambiente.

g : Aceleração gravitacional.

z_0 : Altura do sistema em relação ao ambiente.

Completando a equação, os componentes \dot{E}_{ph} e \dot{E}_0 são as parcelas exeréticas associadas as energias físicas e químicas do sistema, nesta ordem. Segundo Kotas (1995), a exergia física corresponde ao trabalho máximo gerado após a mudança do estado de um sistema até as condições ambientes por processos físicos envolvendo apenas a interação térmica com o meio. Por outro lado, a exergia química pode ser representada pelo trabalho máximo obtido quando a substância em análise migra do estado ambiente para o equilíbrio com um estado de referência por trocas de calor e substâncias com o meio. A formulação do fluxo de exergia física é dada por:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad [46]$$

Onde:

h : Entalpia específica do sistema.

h_0 : Entalpia específica do ambiente.
 s : Entropia específica do sistema.
 s_0 : Entropia específica do ambiente.
 T_0 : Temperatura do ambiente.

Para a representação do fluxo de exergia química de uma mistura, autor apresenta a equação abaixo:

$$\dot{E}_0 = \frac{\dot{m}}{M} \left[\sum_i x_i \bar{\varepsilon}_{0i} + RT_0 \sum_i x_i \ln(x_i) \right] \quad [47]$$

Onde:

M : Massa molar da mistura.

x_i : Fração molar do i -ésimo componente da mistura.

$\bar{\varepsilon}_{0i}$: Exergia química padrão do i -ésimo componente da mistura.

R : Constante universal dos gases.

Moran et al. (2013) descrevem a equação de balanço da taxa exergética para volumes de controle fechados considerando a transferência de exergia na entrada e na saída do sistema:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad [48]$$

Os termos e_{fe} e e_{fs} representam a exergia por unidade de massa que atravessam a entrada e a saída do volume de controle, respectivamente, e são conhecidos como exergia específica de fluxo. Sua formulação é dada por:

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad [49]$$

Onde:

h : Entalpia específica.

h_0 : Entalpia no estado morto.

s : Entropia específica.

s_0 : Entropia no estado morto.

T_0 : Temperatura no estado morto.

V : Velocidade do sistema na entrada do volume de controle.

g : Aceleração gravitacional.

z : Altura do sistema na entrada do volume de controle.

Retornando a equação de balanço do fluxo exergético, o termo \dot{W}_{vc} representa o fluxo de trabalho produzido pelo sistema. O fluxo de calor é representado pela parcela \dot{Q}_j , e a variação de massa, tanto na entrada quanto na saída do volume de controle, é descrita pelo termo \dot{m} . O termo \dot{E}_d representa a taxa de destruição de exergia dentro do volume de controle, sendo definida pelo produto entre T_0 e $\dot{\sigma}_{vc}$ – taxa de produção de entropia. Considerando a análise de um volume de controle em regime permanente, as parcelas dE_{vc}/dt e dV_{vc}/dt são nulas, e a equação pode ser simplificada para:

$$\dot{E}_d = \sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{E}_{fe} - \sum_s \dot{E}_{fs} \quad [50]$$

Onde:

$$\dot{E}_{fe} = \dot{m}_e e_{fe} \quad [51]$$

$$\dot{E}_{fs} = \dot{m}_s e_{fs} \quad [52]$$

Para o cálculo da eficiência exergética, Bejan et al. (apud JUNIOR, 2003, p. 31) estabelecem que primeiro devem ser identificados o produto e o combustível do sistema em análise. Os autores definem o produto como o resultado produzido desejado e o combustível como os recursos utilizados para obter este produto. Para este cálculo, deve-se considerar também as parcelas de exergia destruída E_D e perdida E_L durante o processo. A eficiência exergética ε é a razão entre produto E_P e combustível E_F :

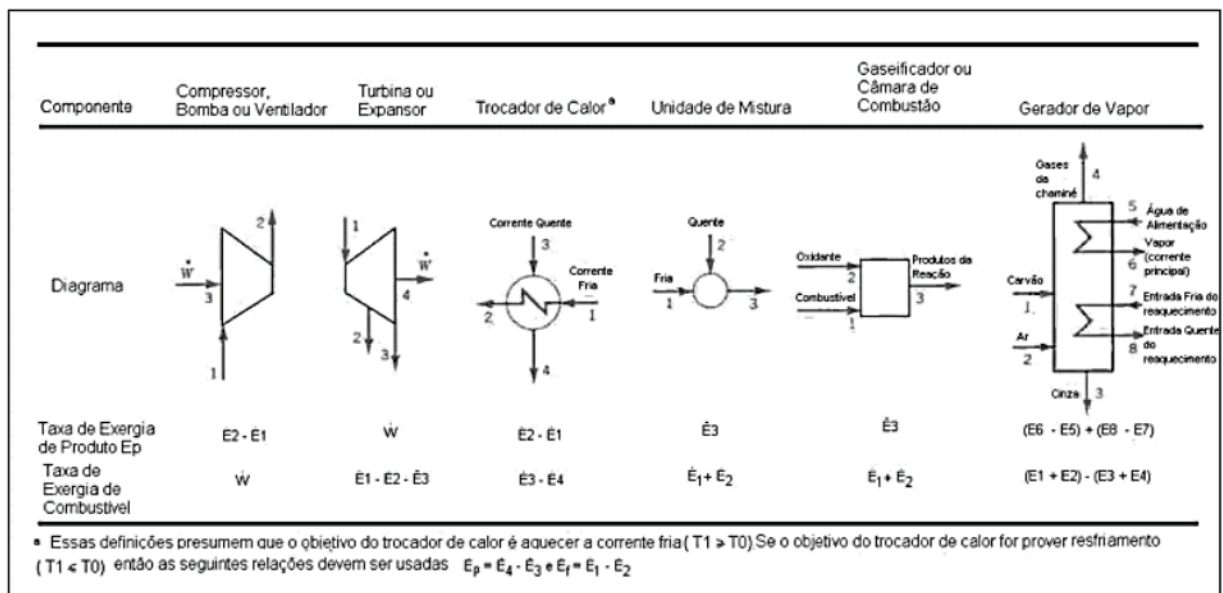
$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} \quad [53]$$

Onde:

$$E_F = E_P + E_D + E_L \quad [54]$$

A figura abaixo apresenta as taxas exergéticas relacionadas ao combustível e produto de componentes comuns em uma planta.

Figura 31 – Fluxo exergético dos componentes



Fonte – Bejan et al. (apud JUNIOR, 2003), p.33.

A eficiência exergética da planta ε_P pode ser definida pela razão entre trabalho líquido produzido e exergia suprida ao sistema:

$$\varepsilon_P = \frac{W_{liq}}{\sum E_E} \quad [55]$$

Nguyen e Jacyno et al. (apud VELOSO, 2015, p. 94) descrevem a combustão na turbina a gás como a única reação química em uma plataforma de produção de petróleo e gás. Os

produtos da câmara de combustão apresentam baixo potencial de calor, mas altas temperaturas, mostrando que a maioria da exergia química se transforma em exergia térmica. No presente estudo, as mudanças na exergia química das unidades avaliadas na plataforma não foram consideradas no estudo.

4.4 Fluidos de Trabalho

O capítulo 2 deste artigo classifica os fluidos em três tipos: seco, isentrópico e úmido. Nesta classificação, a categoria do fluido varia de acordo com a relação temperatura-entropia. Analisando os três tipos de fluidos no contexto de um ciclo Rankine, Scagnolatto (2020) descreve que o fluido úmido pode apresentar gotículas de líquido antes de entrar no expensor do ciclo, característica que compromete a integridade estrutural da turbina. Logo, deve-se aquecer o fluido até o estado de vapor superaquecido antes de iniciar a expansão.

De acordo com Aljundi (apud SCAGNOLATTO, 2020, p.61), para o caso do fluido seco, o vapor que entra saturado na turbina se torna superaquecido após o processo de expansão. O autor destaca que a alta quantidade de calor que será rejeitada posteriormente no condensador reduz a eficiência térmica do ciclo.

Para fluidos isentrópicos, a tendência é que não haja significativa alteração de estado após sua expansão, ou seja, o vapor entra saturado no expensor e se mantém próximo a este estado na saída do dispositivo. As figuras abaixo representam os diagramas T-s para os três tipos de fluidos descritos.

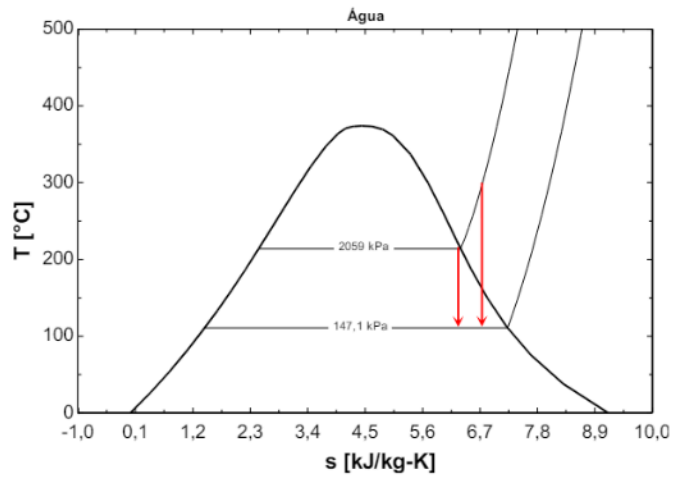


Figura 32 - Diagrama T-s para fluido úmido.

Fonte: Scagnolatto (2020), p.62.

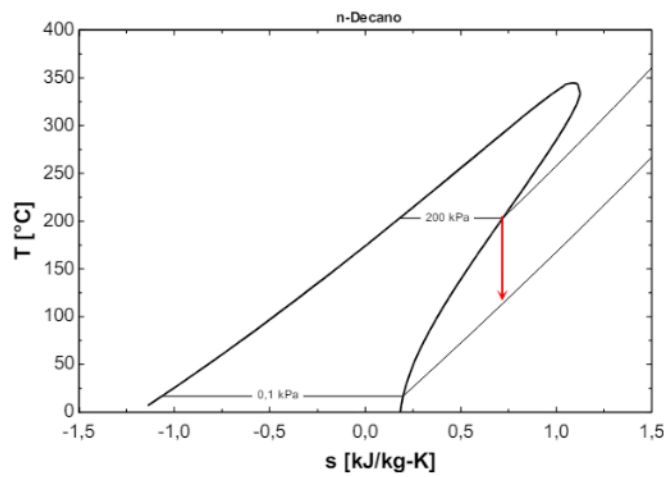


Figura 33 - Diagrama T-s para fluido seco

Fonte: Scagnolatto (2020), p.62.

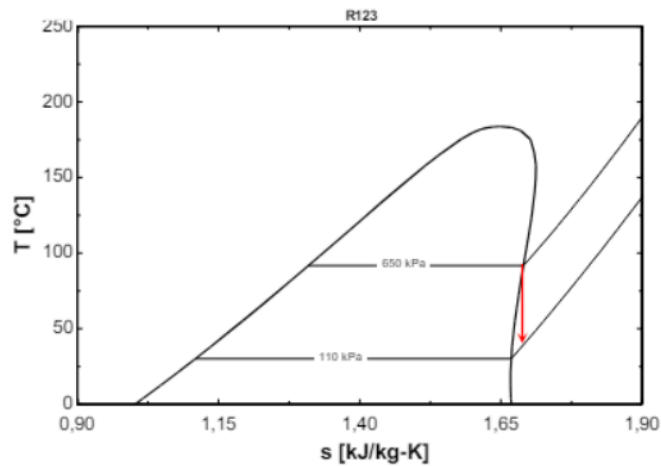


Figura 34 - Diagrama T-s para fluido isentrópico

Fonte: Scagnolatto (2020), p.63.

Para o presente estudo, foram considerados os fluidos descritos na Tabela 6:

Tabela 7 - Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos de Trabalho

| Fluido | Temperatura Crítica [K] | Pressão Crítica [MPa] | ODP | GWP |
|------------|-------------------------|-----------------------|-------|--------|
| Água | 647.10 | 22.06 | 0.000 | 0.0 |
| n-Propano | 369.89 | 4.25 | 0.000 | 3.0 |
| n-Hexano | 507.82 | 3.04 | 0.000 | 3.9 |
| Isopentano | 460.35 | 3.38 | 0.000 | 4.0 |
| Isohexano | 497.70 | 3.04 | 0.000 | 4.0 |
| R141b | 477.50 | 4.21 | 0.110 | 725.0 |
| R134a | 374.21 | 4.06 | 0.000 | 1430.0 |
| R22 | 369.30 | 4.99 | 0.055 | 1810.0 |

Fonte – Autores (2024).

O n-propano (C_3H_8) é um hidrocarboneto do tipo saturado, pertencente à classe dos alcanos – possui apenas ligações simples entre os átomos de carbono, sendo relativamente mais estável. Este composto apresenta característica incolor, altamente inflamável e inodoro (em seu estado puro). Seu baixo ponto de ebulição ($-42^\circ C$) o torna útil como combustível e em sistemas de refrigeração.

O Isopentano (C_5H_{12}) é altamente volátil e inflamável. Entre as propriedades deste hidrocarboneto, destaca-se o baixo ponto de ebulição de $27,8^\circ C$, sendo comumente utilizado em processos de geração energética com baixa temperatura de entrada. Em condições

termodinâmicas ambiente, esta substância é um líquido de característica incolor com leve solubilidade em água.

O hidrocarboneto Isohexano é também incolor e volátil. Suas características principais são um ponto de ebulição relativamente baixo, cerca de 60°C, justificando sua aplicação com solvente em indústrias e laboratórios. Além disso, o Isohexano possui uma baixa viscosidade e é pouco solúvel em água, sendo empregado em processos de extração e purificação.

O hidrocarboneto n-Hexano e as substâncias refrigerantes R141b, R134a e R22, também serão avaliados neste estudo. Entretanto, por motivos técnicos, estarão limitados apenas a primeira simulação.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para seleção da melhor configuração e fluido de trabalho, primeiramente, foi realizado a avaliação da eficiência energética considerando 8 fluidos de trabalho, onde a temperatura de entrada na turbina foi o parâmetro utilizado para realizar as simulações. Posteriormente, utilizando como critério o ODP, GWP e eficiência energética, foram selecionados 3 fluidos de trabalho (Isopentano, Isohexano e n-Propano) e a água como referência para as próximas análises paramétricas.

5.1 Rankine Orgânico Simples

Utilizando a configuração básica do ciclo Rankine notou-se que o n-Propano apresenta desempenho muito superior aos outros três fluidos estudados. A partir da sua aplicação, atingiu-se, para 523.15 K, uma potência líquida de 267.77 kW (Figura 38) e eficiência energética de aproximadamente 28% (Figura 37). Em relação a eficiência exergética, o n-Propano obteve um desempenho máximo de 46.96%, como apresentado na análise das Figuras 38 e 40, onde a potência gerada no ciclo com o n-Propano é de qualidade superior se comparada aos outros fluidos analisados. Vale salientar também que, a partir da análise do consumo de massa presente na Figura 40, nota-se que, para o n-Propano, é necessário menos de 25 kg de vapor para gerar uma unidade de potência líquida por hora (kWh).

Um ponto de discussão notável é a análise realizada na Figura 44, que demonstra que, para todas as faixas de temperatura analisadas, o n-Propano apresenta destruição de exergia superior a todos os fluidos, inclusive a água. No entanto, analisando o comportamento do fluido nesta mesma faixa, o n-Propano possui também uma alta produção exergética (Figura 45), o que mantém a sua eficiência superior à dos outros três fluidos mesmo com essa elevada destruição.

Tendo em vista o destaque do n-Propano em relação aos outros fluidos analisados, as simulações posteriores direcionaram-se a avaliação de desempenho individual desta substância. As propriedades analisadas a seguir variam de acordo com a temperatura e pressão de entrada na turbina.

De acordo com a Figura 46, para alcançar um valor ótimo de eficiência energética, deve-se utilizar os valores máximos de temperatura e pressão, considerando a faixa paramétrica analisada. O mesmo padrão é observado na análise realizada na Figura 49 (Eficiência Exergética).

Para as propriedades de calor fornecido (Figura 48) e exergia destruída (Figura 50), observou-se que o valor ótimo é obtido a partir do aumento da pressão na entrada da turbina, porém reduzindo os valores de temperatura até patamares mínimos. Em contraponto, a exergia fornecida (Figura 51) é maximizada reduzindo a pressão e elevando a temperatura de saída do evaporador.

A potência líquida (Figura 47) gerada pelo sistema tende a aumentar junto com a temperatura de entrada da turbina e com o valor estabelecido para a pressão neste mesmo ponto. O mesmo padrão será seguido para a redução do consumo de vapor pelo sistema.

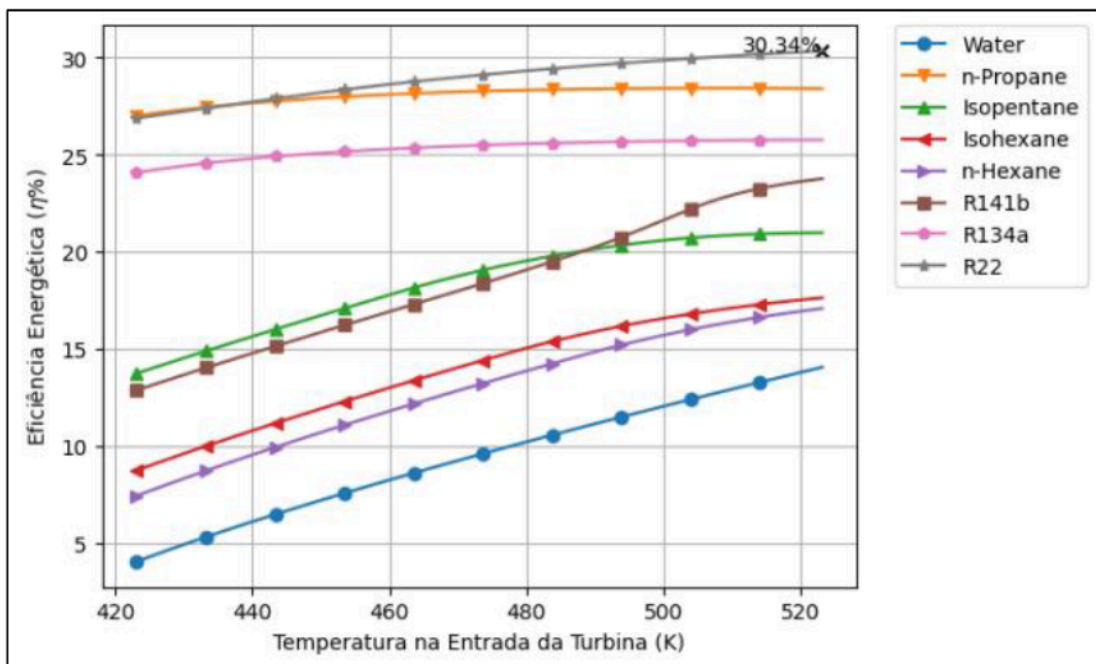


Figura 35 – Eficiência Energética (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

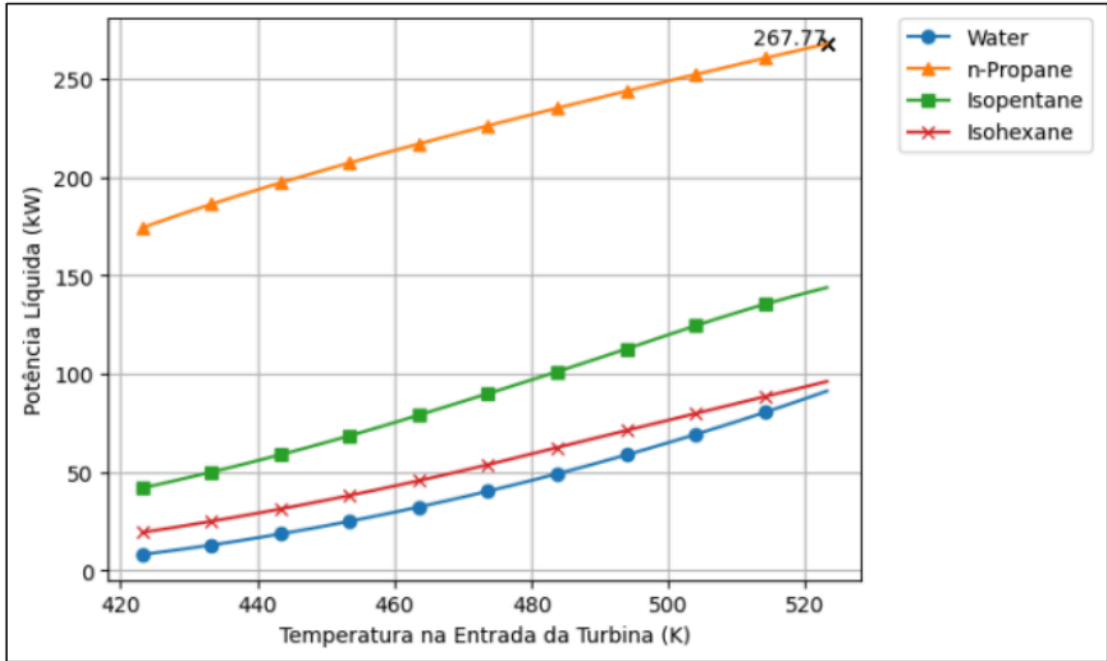


Figura 36 – Potência Líquida (Rankine Simple)

Fonte – Autores (2024).

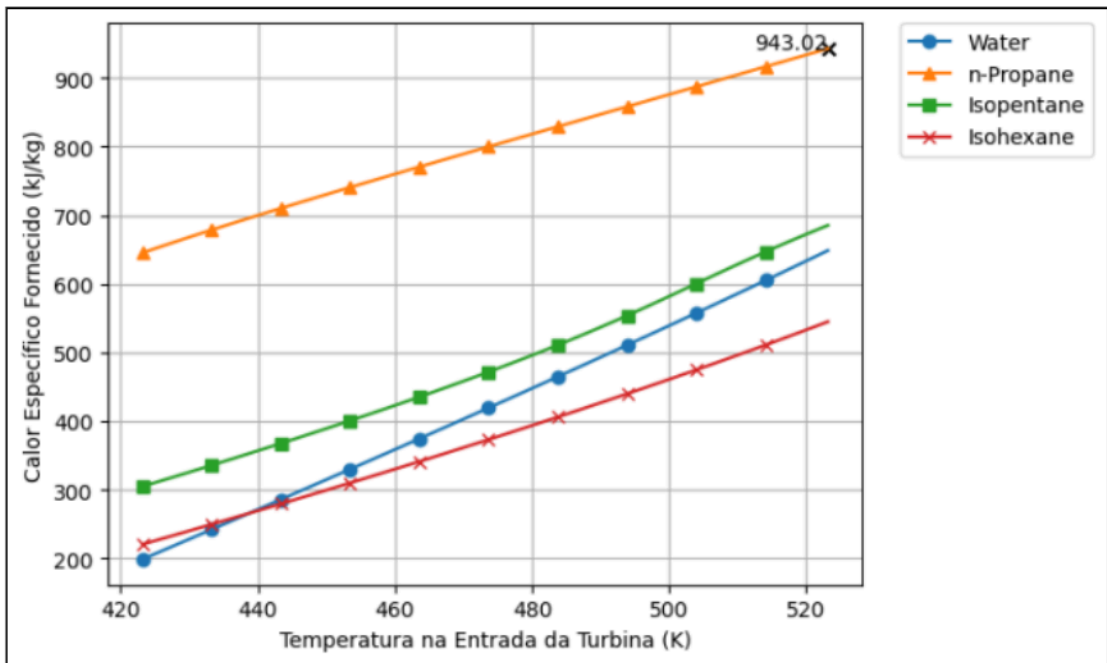


Figura 37 – Calor Específico Fornecido (Rankine Simple)

Fonte – Autores (2024).

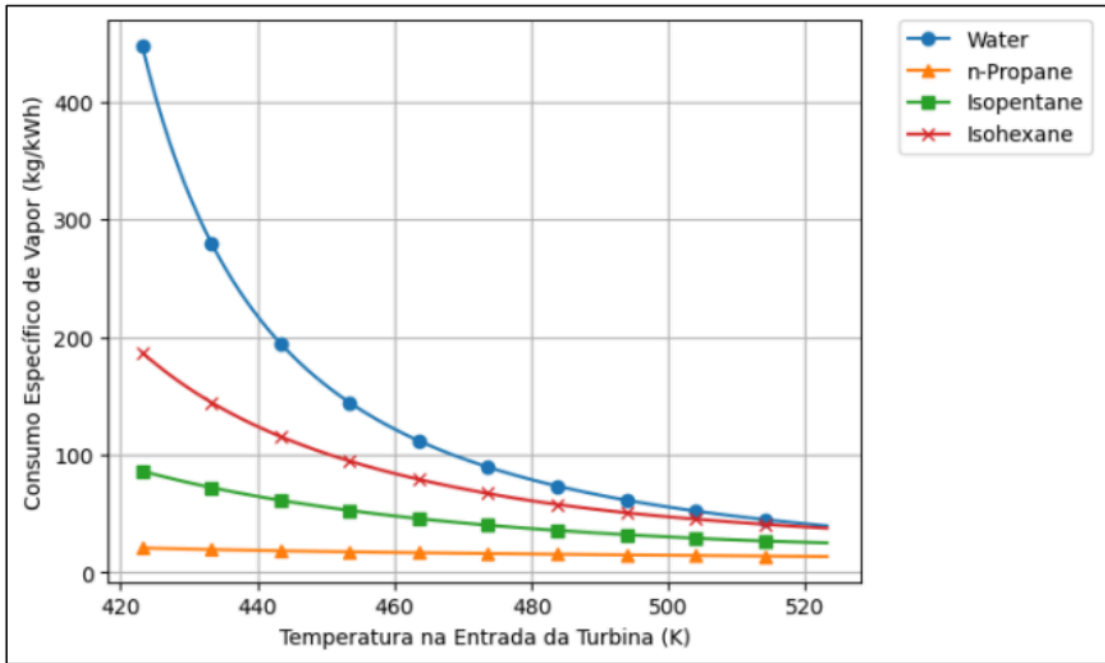


Figura 38 – Consumo Específico de Vapor (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

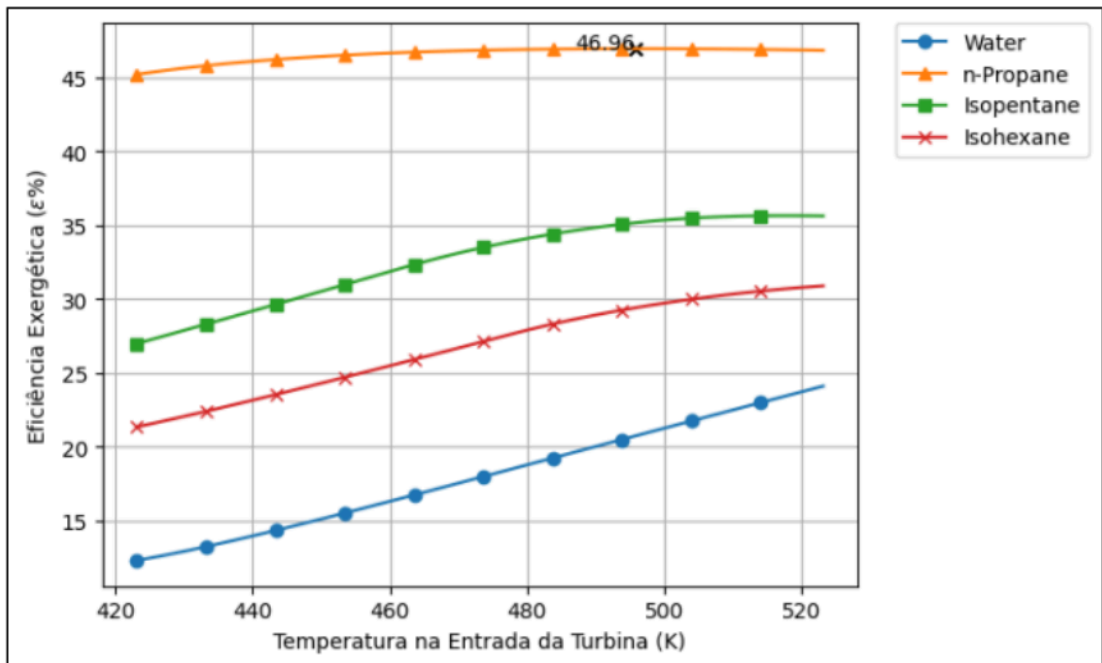
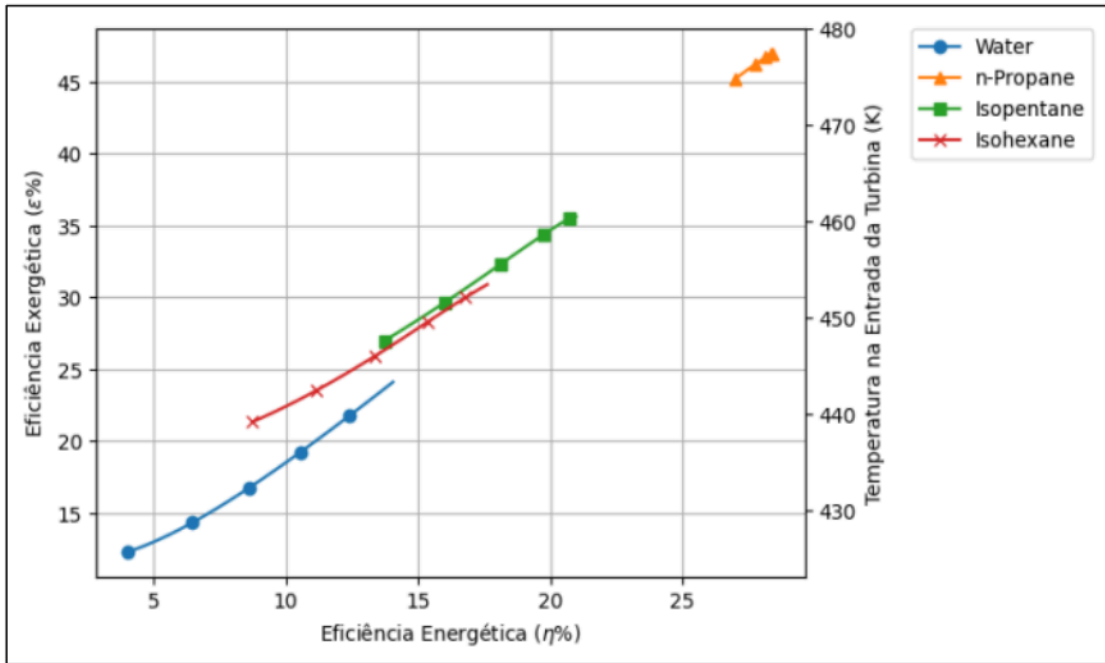


Figura 39 – Eficiência Exergética (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).



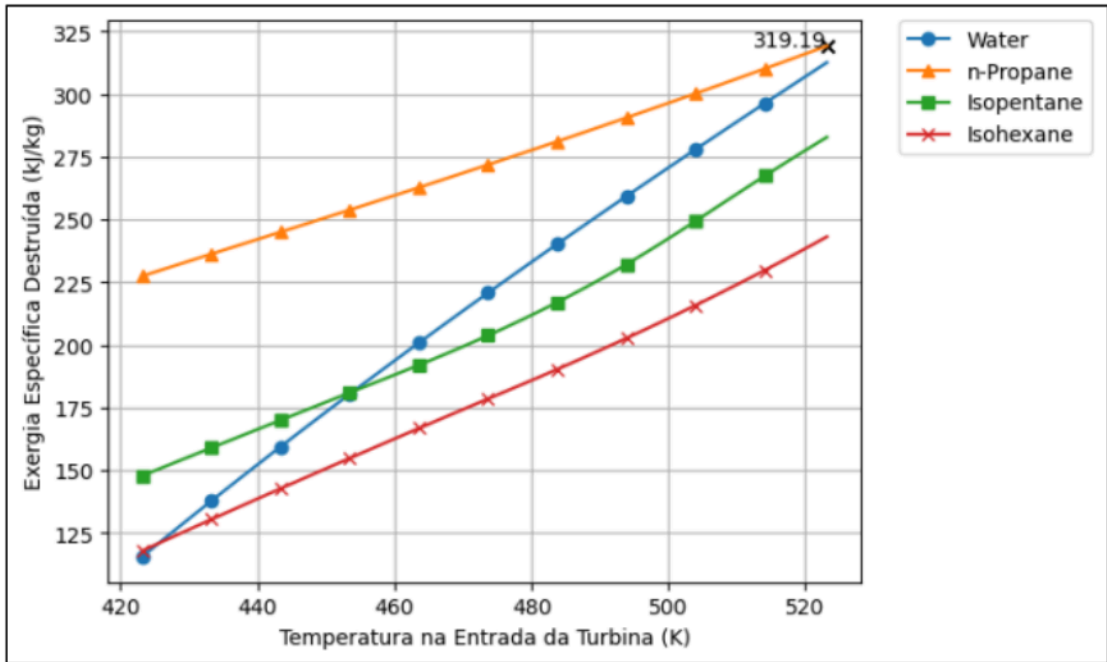


Figura 42 – Exergia Especifica Destruída (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

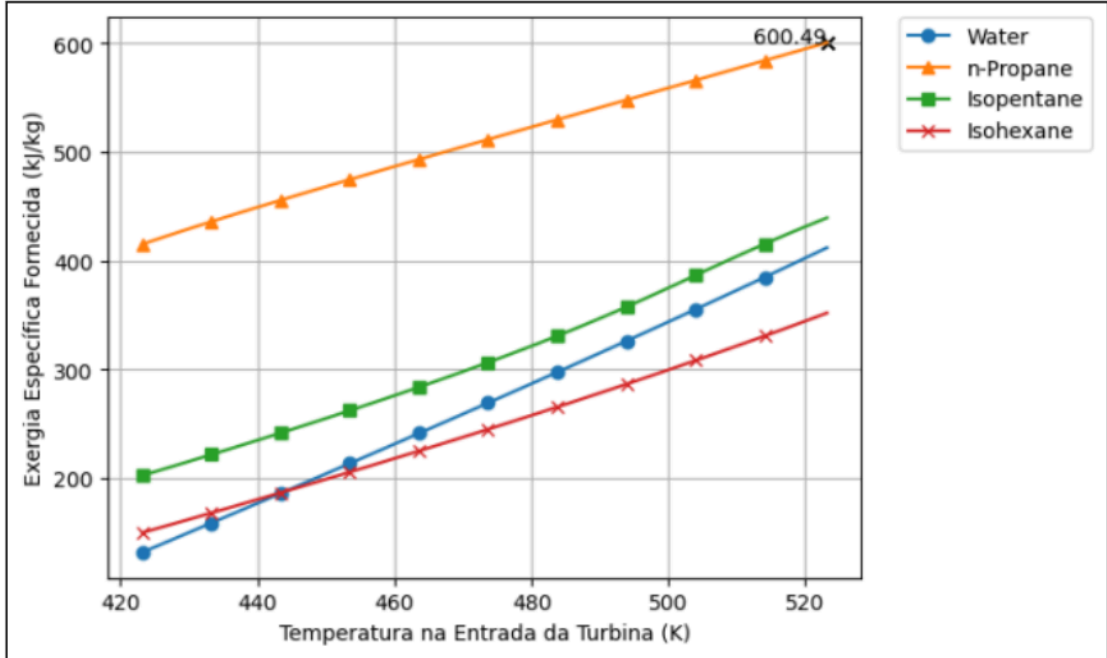


Figura 43 – Exergia Especifica Fornecida (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

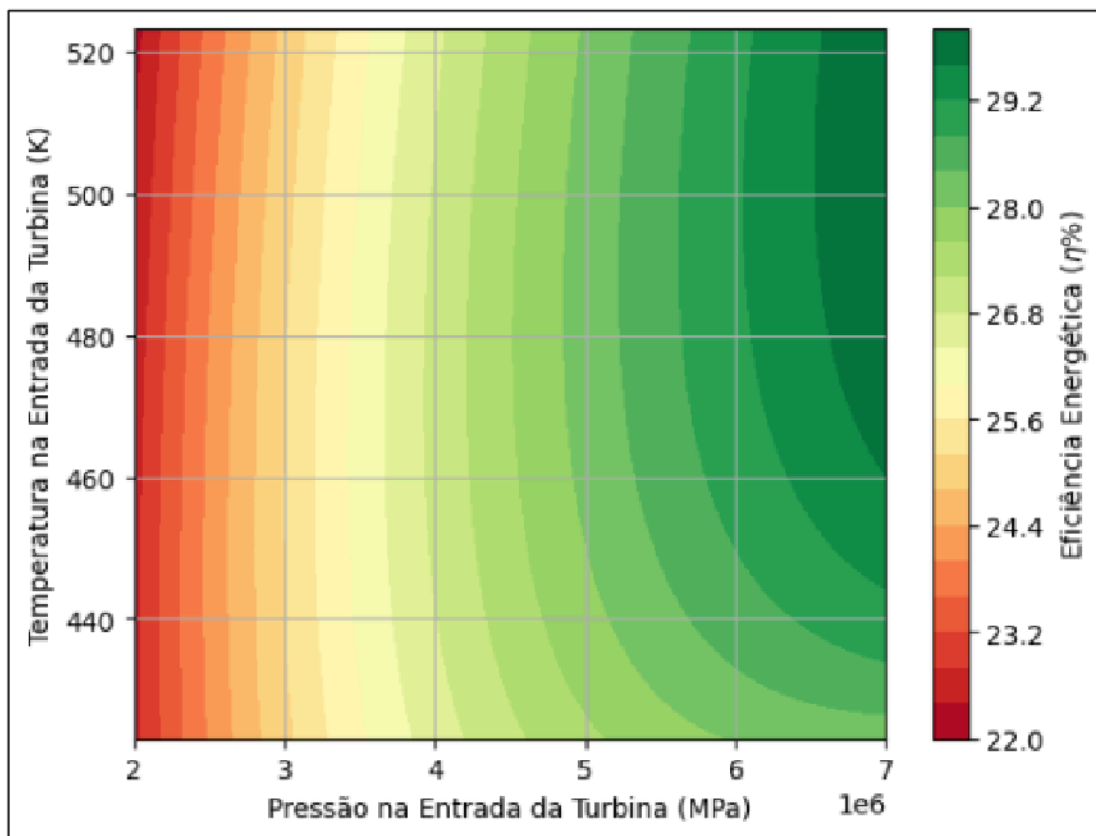


Figura 44 – Eficiência Energética vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

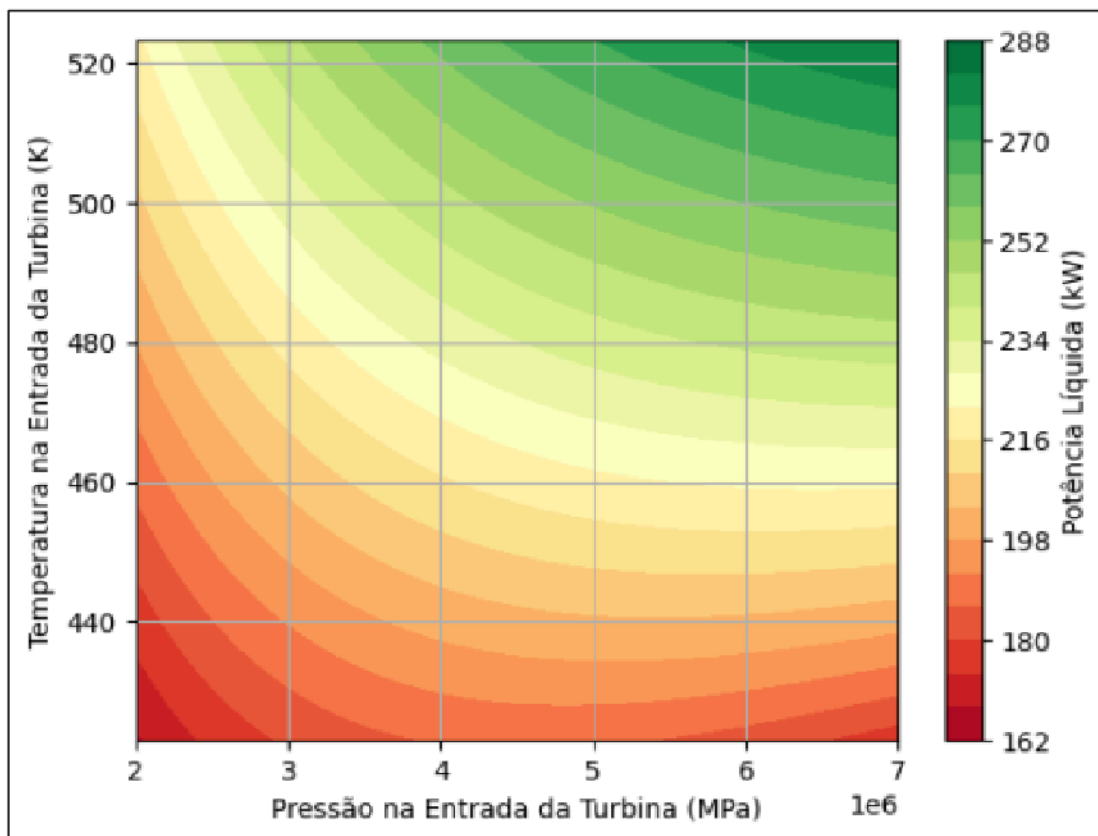


Figura 45 – Potência Líquida vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

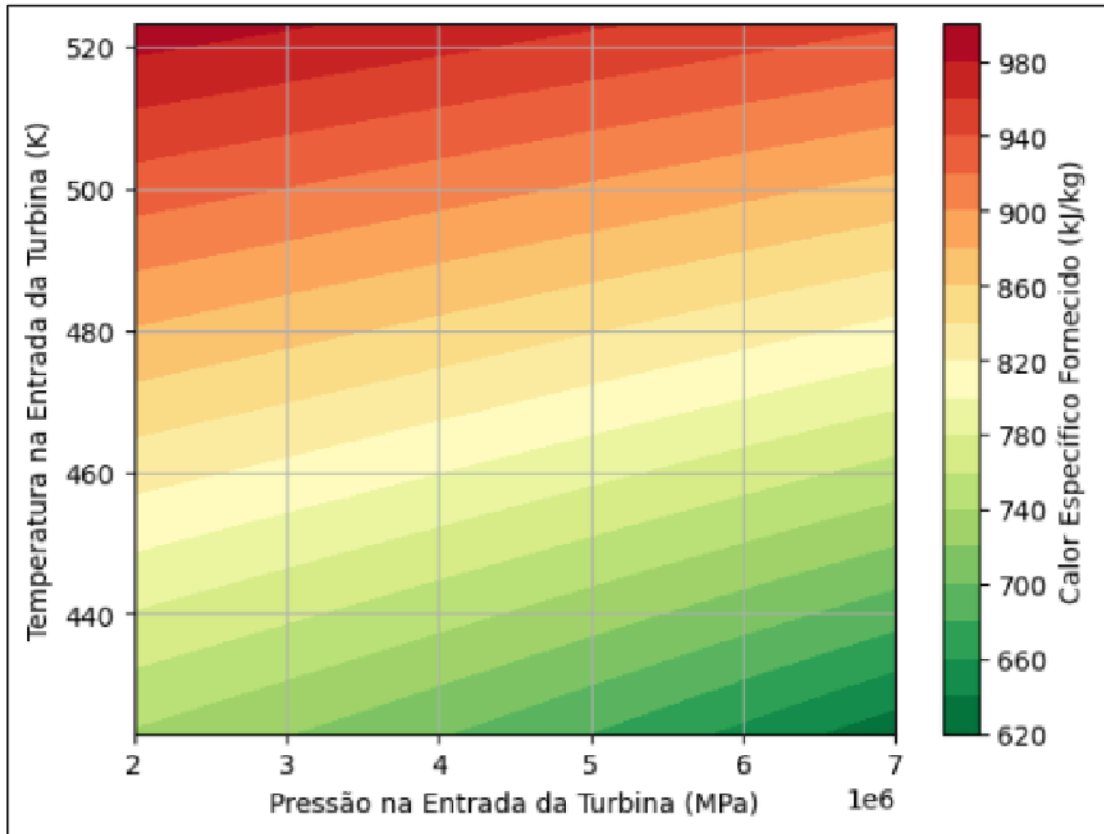


Figura 46 – Calor Específico Fornecido vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

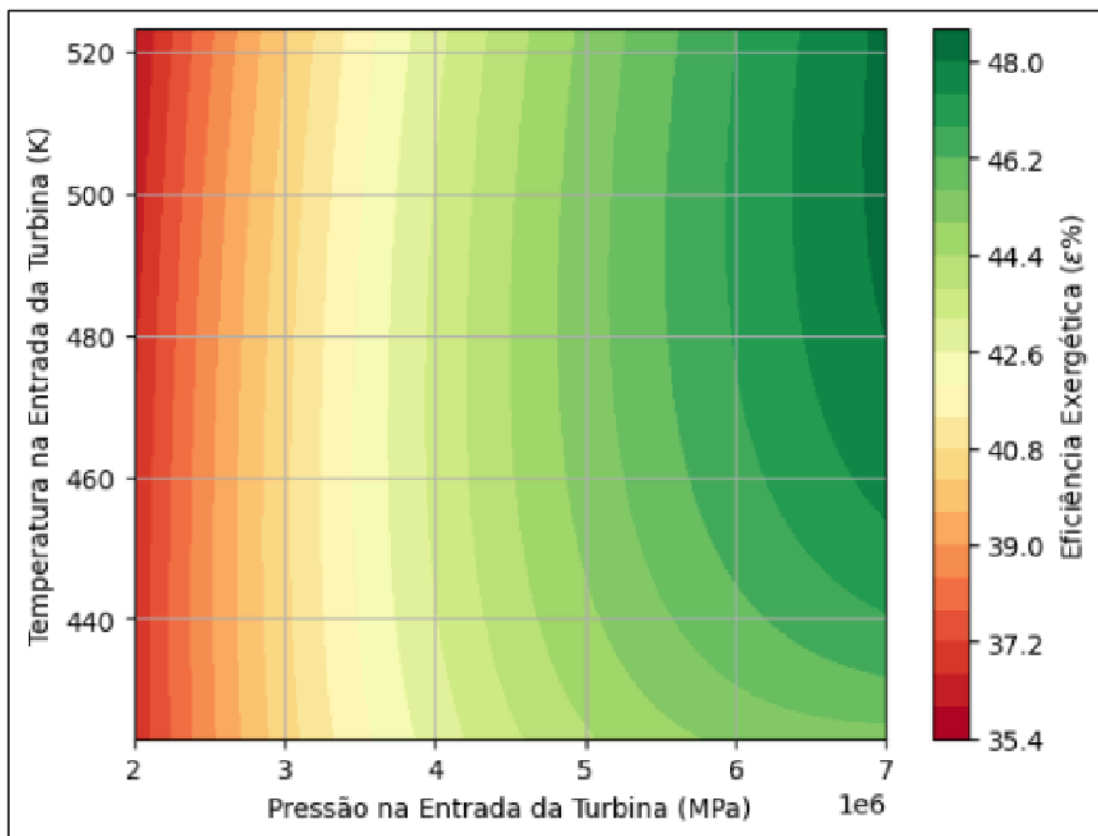


Figura 47 – Eficiência Exergética vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

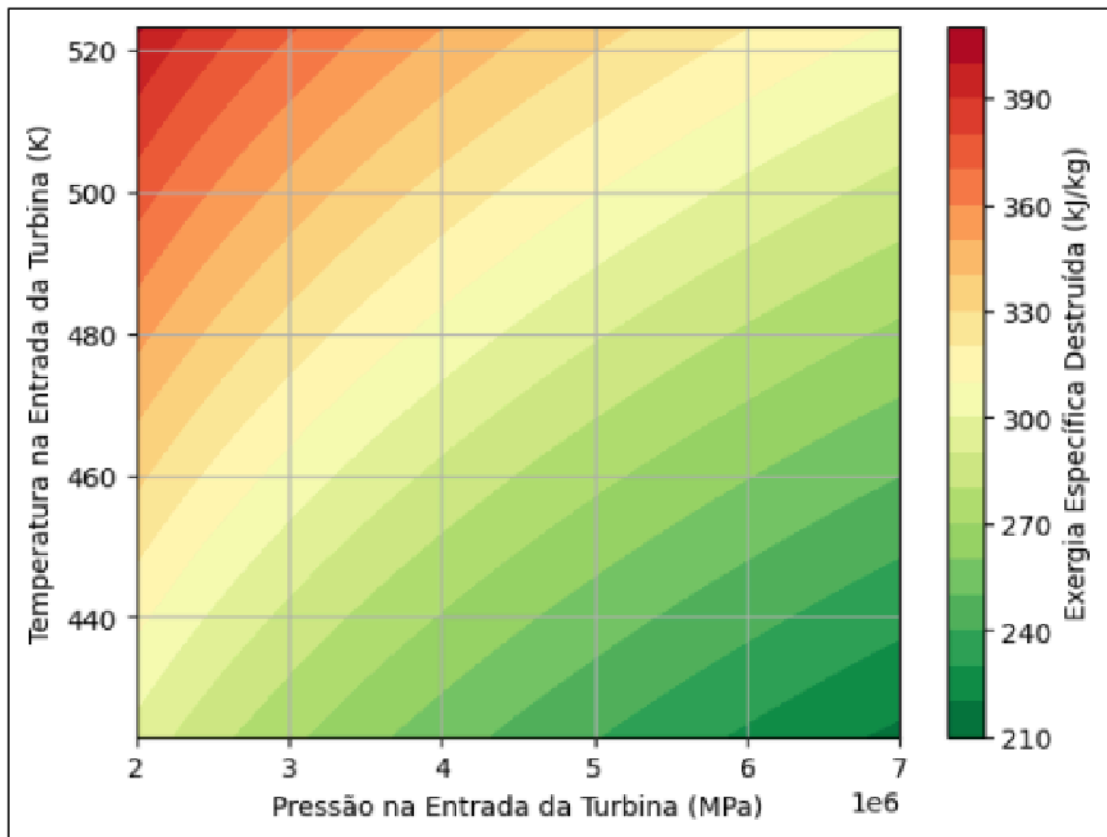


Figura 48 – Exergia Específica Destruída vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

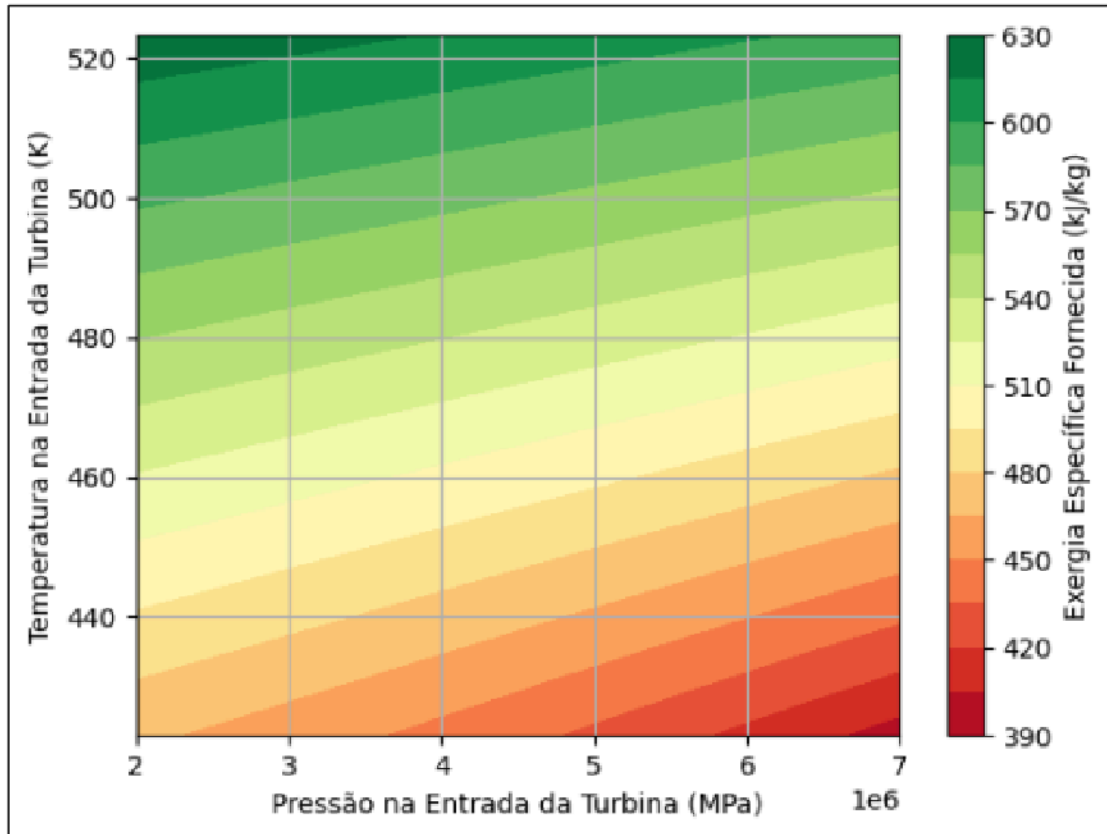


Figura 49 – Exergia Específica Fornecida vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

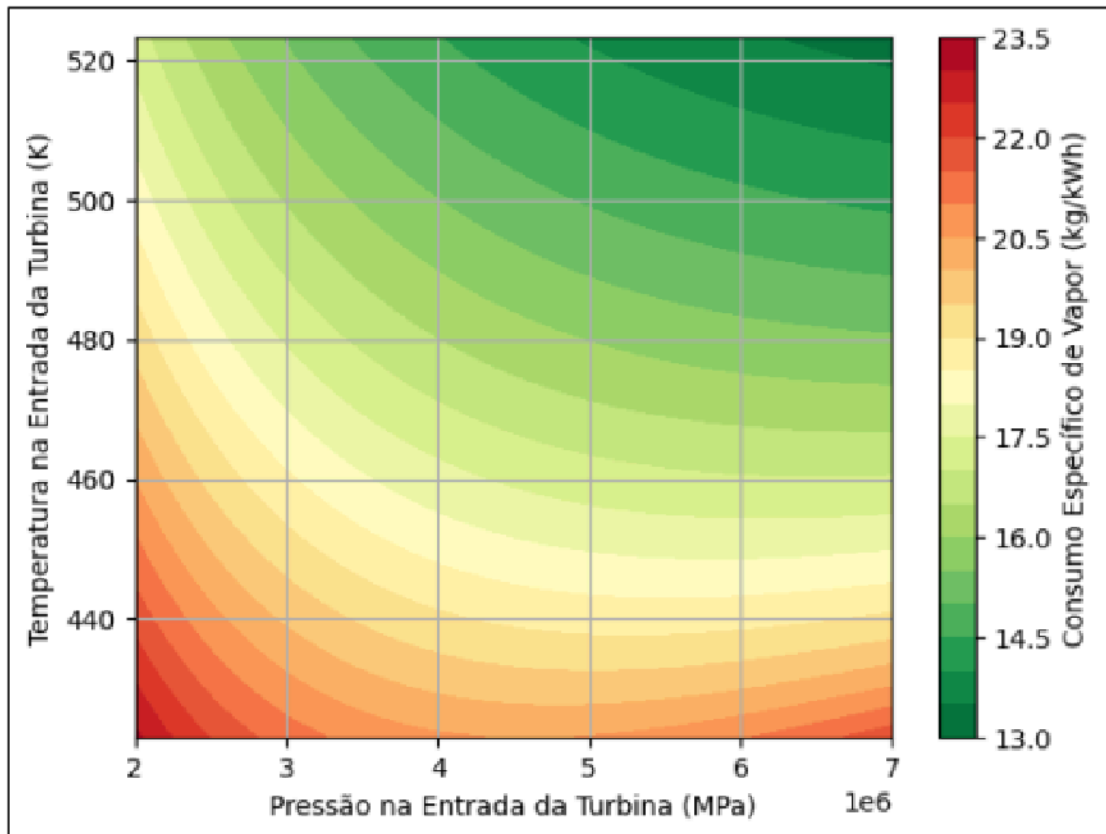


Figura 50 – Consumo Específico de Vapor vs Temperatura e Pressão (Rankine Simples)

Fonte – Autores (2024).

5.2 Rankine Orgânico com Reaquecimento

Para o ciclo Rankine com reaquecimento, o desempenho do n-Propano se manteve superior aos outros fluidos estudados, assim como visto no ciclo Rankine simples.

A potência líquida (Figura 54) do n-Propano apresenta um aumento de 13.42 kW quando atingida a temperatura máxima durante sua utilização no ciclo com reaquecimento. Além disso, a curva de potência líquida do Isopentano apresentou um salto não linear entre as temperaturas de 460 K e 480 K, ou seja, a mudança para o estado de vapor superaquecido deste fluido elevou consideravelmente a taxa de energia produzida pelo sistema – visto que a temperatura crítica do Isopentano é 460.35 K.

Por outro lado, no ponto de temperatura máxima, houve um aumento de aproximadamente 51.05 kJ/kg durante a análise do calor fornecido (Figura 56) no ciclo com

reaquecimento – utilizando o n-Propano como fluido de trabalho. O salto não linear do Isopentano se repete após atingir sua temperatura crítica.

Em relação a exergia, sua destruição é menor quando analisado o gráfico (Figura 60) referente ao ciclo com reaquecimento. De forma similar, nota-se uma redução de 31.77 kJ/kg de exergia fornecida (Figura 61) ao sistema a partir do uso do n-Propano neste mesmo ciclo quando atingida a temperatura máxima estabelecida. Para os dois casos (destruição e fornecimento de exergia) o Isopentano mantém seu comportamento não linear ao atingir a temperatura crítica.

Para a análise individual das propriedades do n-Propano – em função da temperatura e da pressão na entrada na turbina –, notou-se que a eficiência energética (Figura 62) do ciclo Rankine com reaquecimento aumenta linearmente com a pressão e temperatura, de forma similar ao ciclo simples. É importante salientar que o intervalo de variação de pressão é diferente para as duas configurações, visto que, por limitações técnicas, há uma pressão mínima de 4 MPa referente ao processo de expansão na turbina de alta pressão (reaquecimento).

A potência líquida produzida (Figura 63), o calor fornecido (Figura 64), a exergia destruída (Figura 66) e a exergia fornecida (Figura 67) ao sistema apresentam comportamento semelhante: elevando a temperatura, aumenta-se a potência, a quantidade de calor necessária a ser introduzida no ciclo, além do fornecimento e da destruição exérgica. Os gráficos citados apresentam baixa influência do valor da pressão.

Utilizando o n-Propano como fluido de trabalho, a eficiência exérgica (Figura 65) é diretamente proporcional a pressão de entrada na turbina, sendo a dependência da temperatura quase desprezível.

Por outro lado, em relação ao consumo de massa, ocorre uma variação inversamente proporcional ao aumento da temperatura de entrada na turbina, ou seja, reduzindo a temperatura aumenta-se o consumo de massa, havendo uma influência praticamente desprezível da variação de pressão.

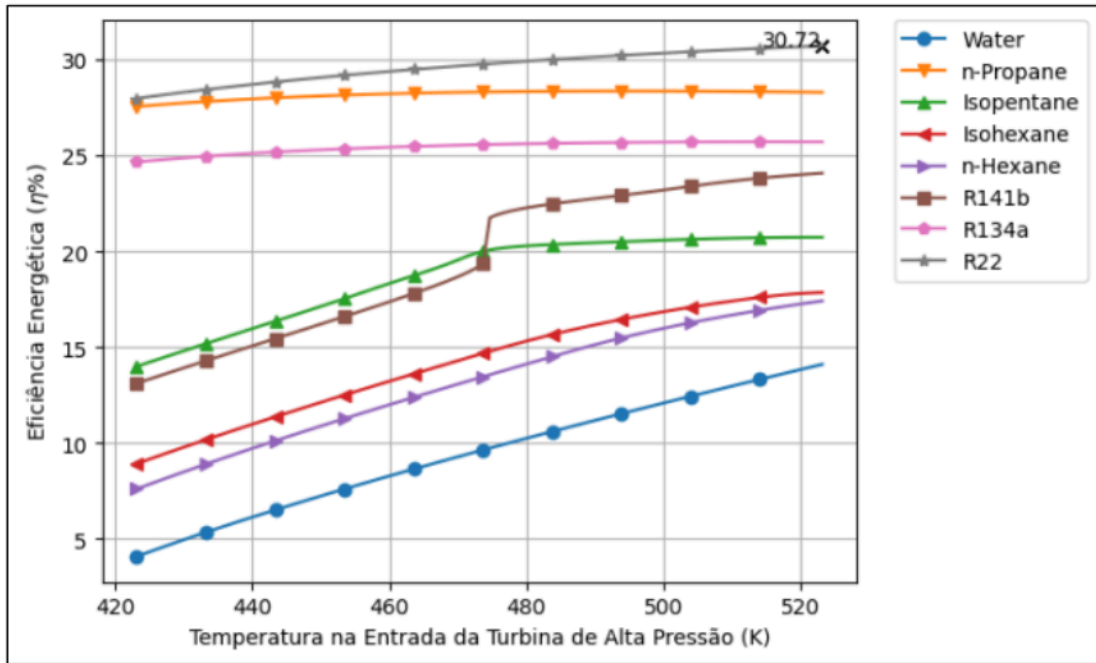


Figura 51 – Eficiência Energética (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

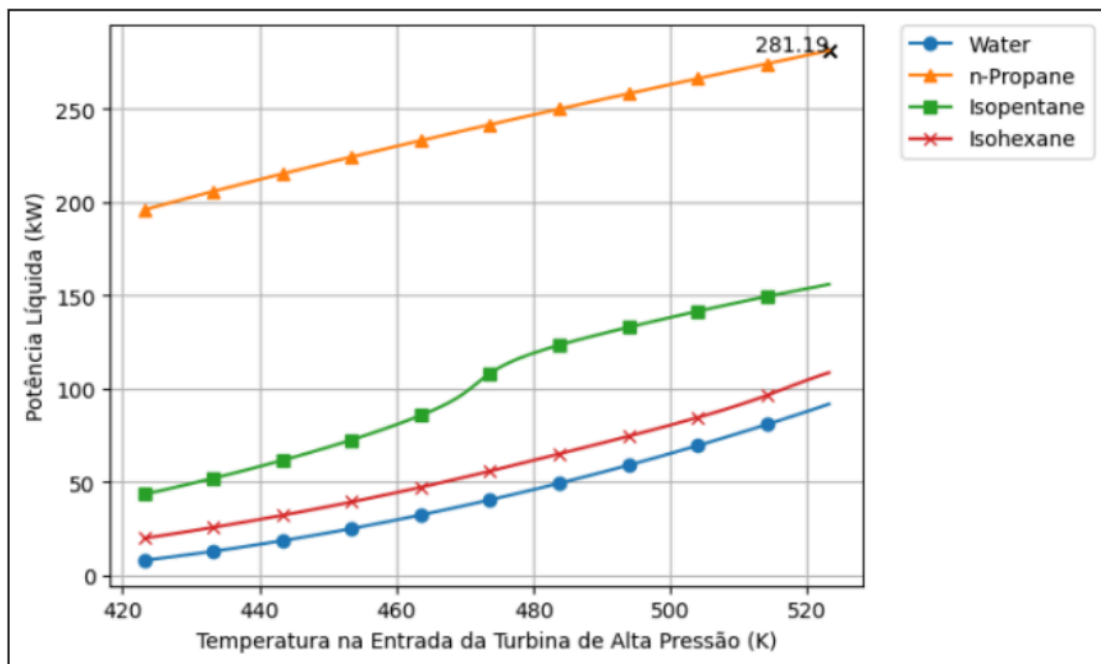


Figura 52 – Potência Líquida (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

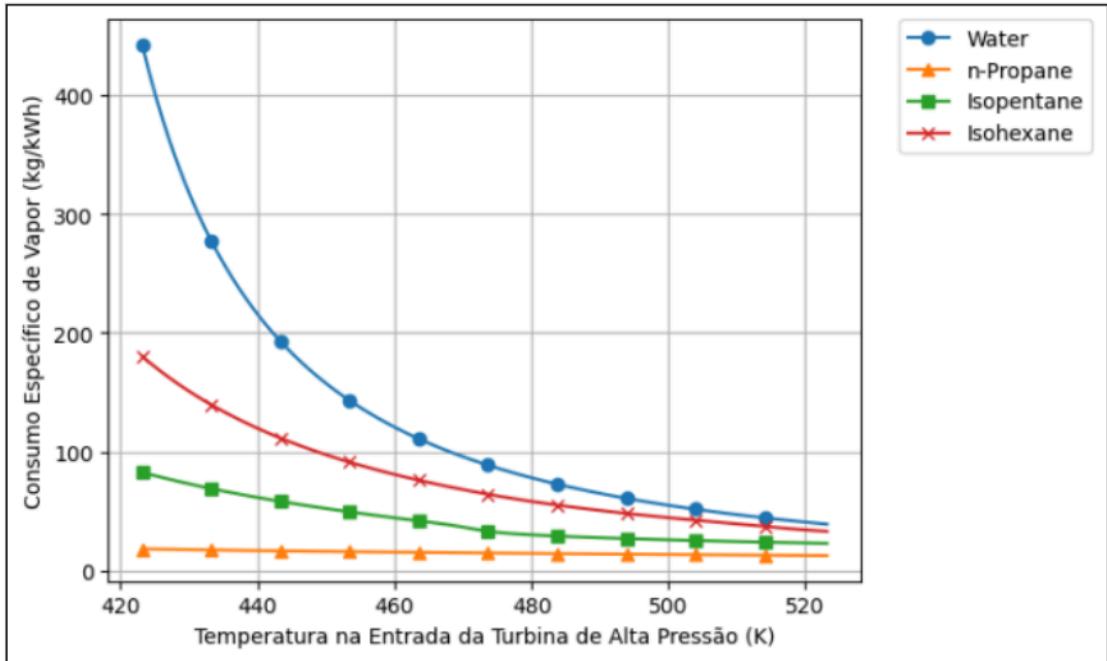


Figura 53 – Consumo Específico de Vapor (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

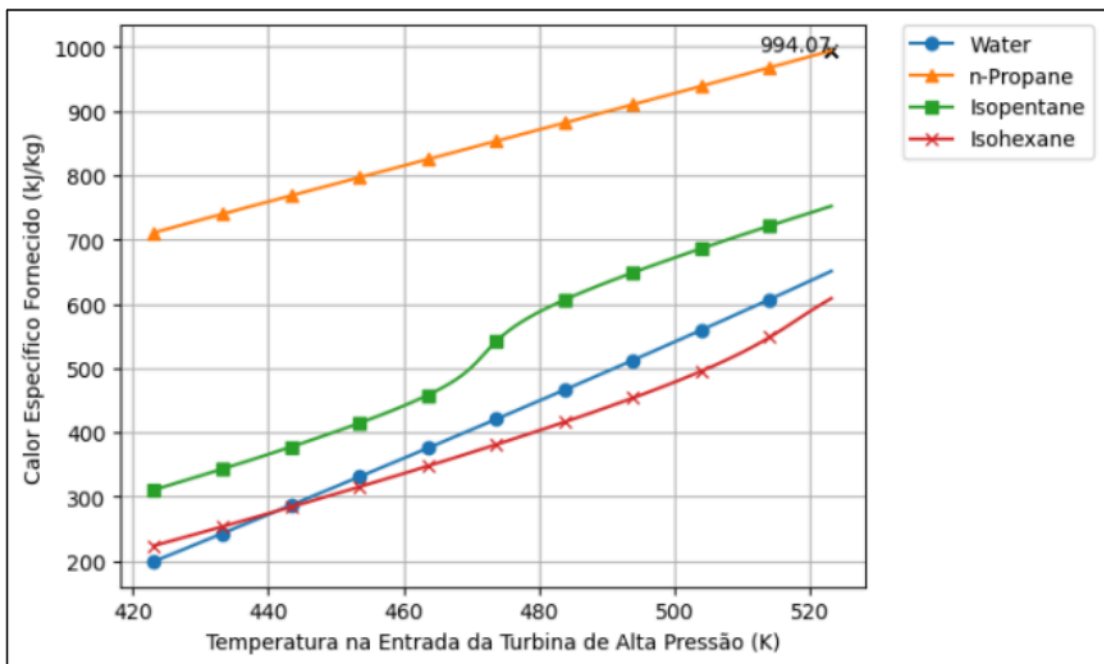


Figura 54 – Calor Fornecido (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

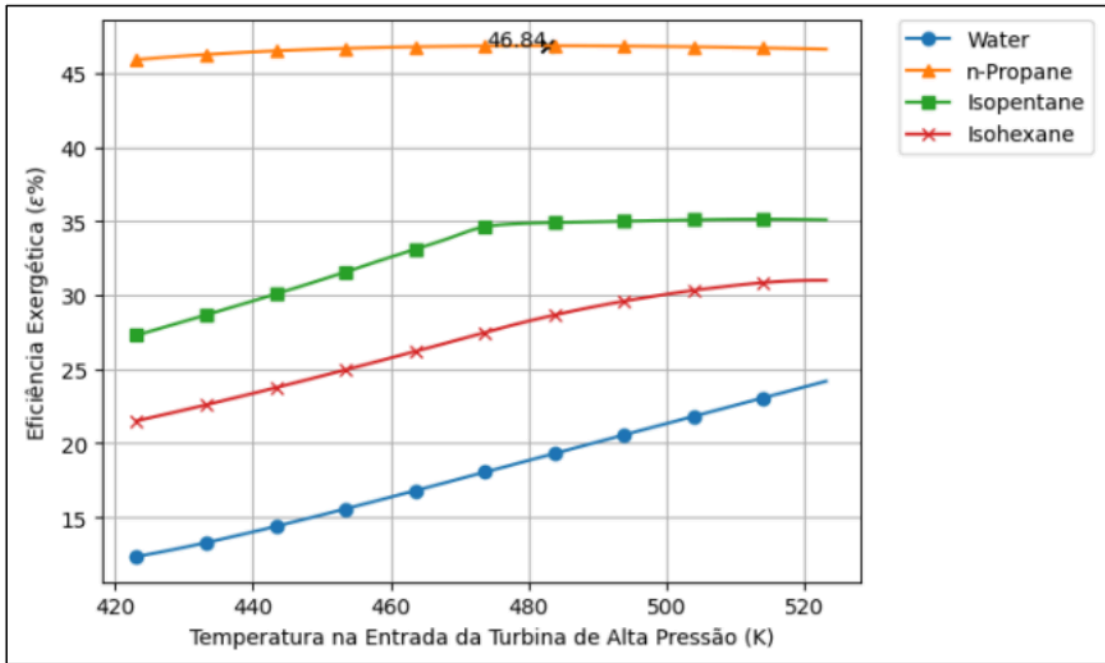


Figura 55 – Eficiência Exergética (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

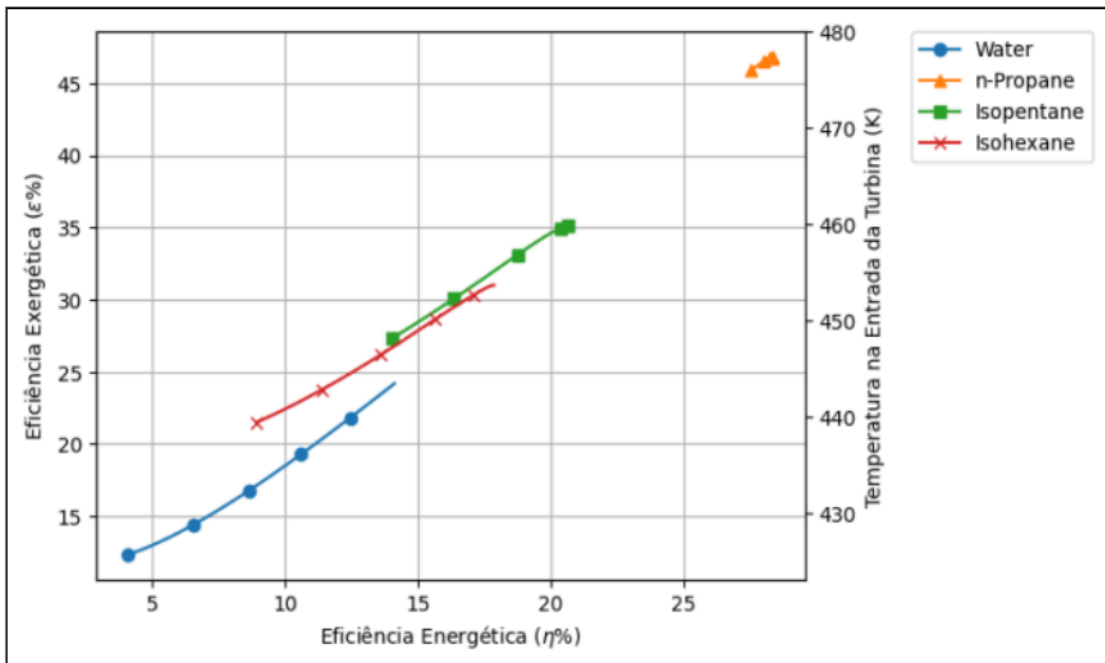


Figura 56 – Comparativo entre Eficiência Energética e Exergética (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

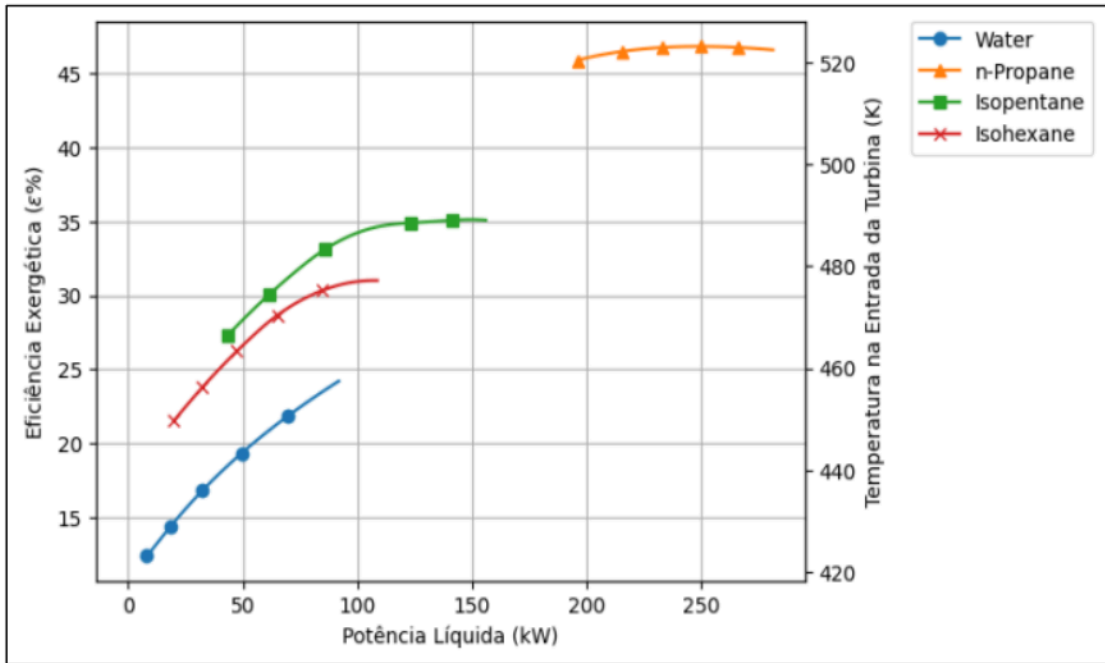


Figura 57 – Comparativo entre Eficiência Exergética e Potência Líquida (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

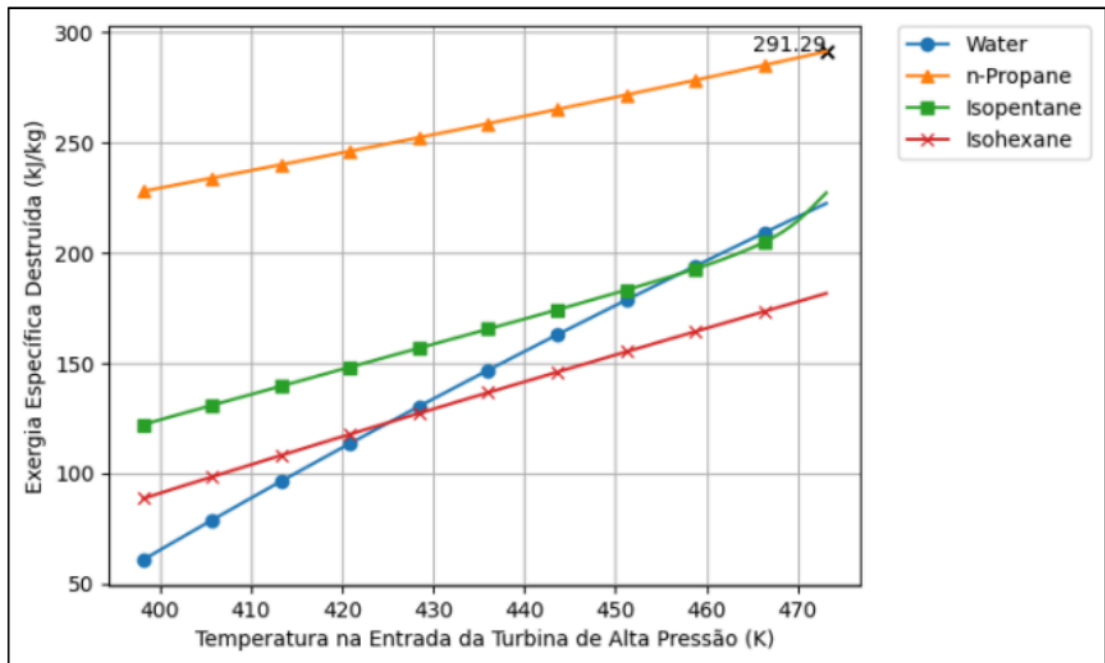


Figura 58 – Exergia Específica Destruída (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

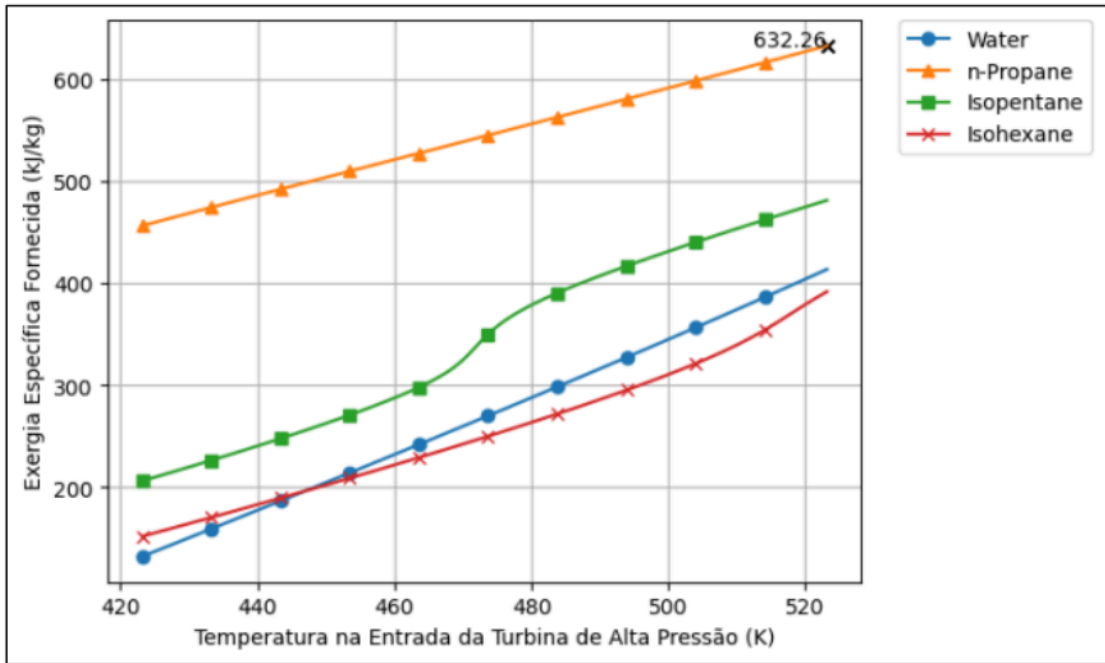


Figura 59 – Exergia Específica Fornecida (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

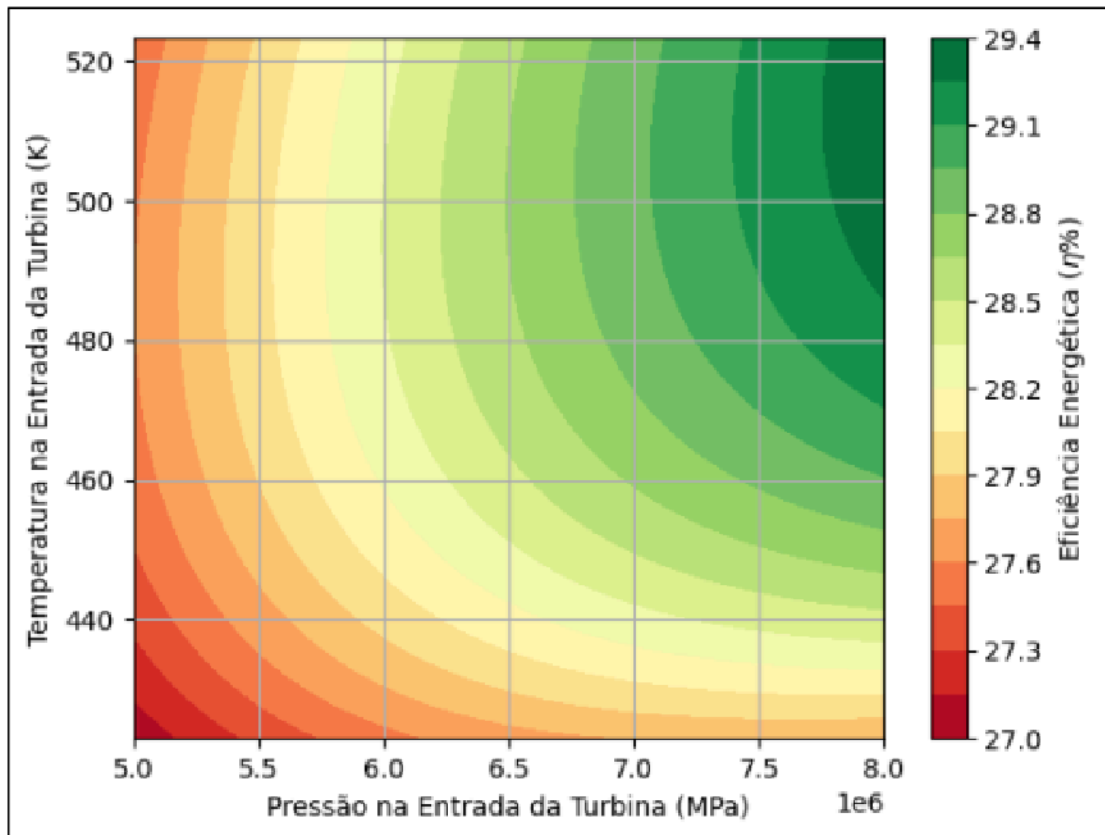


Figura 60 – Eficiência Energética vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

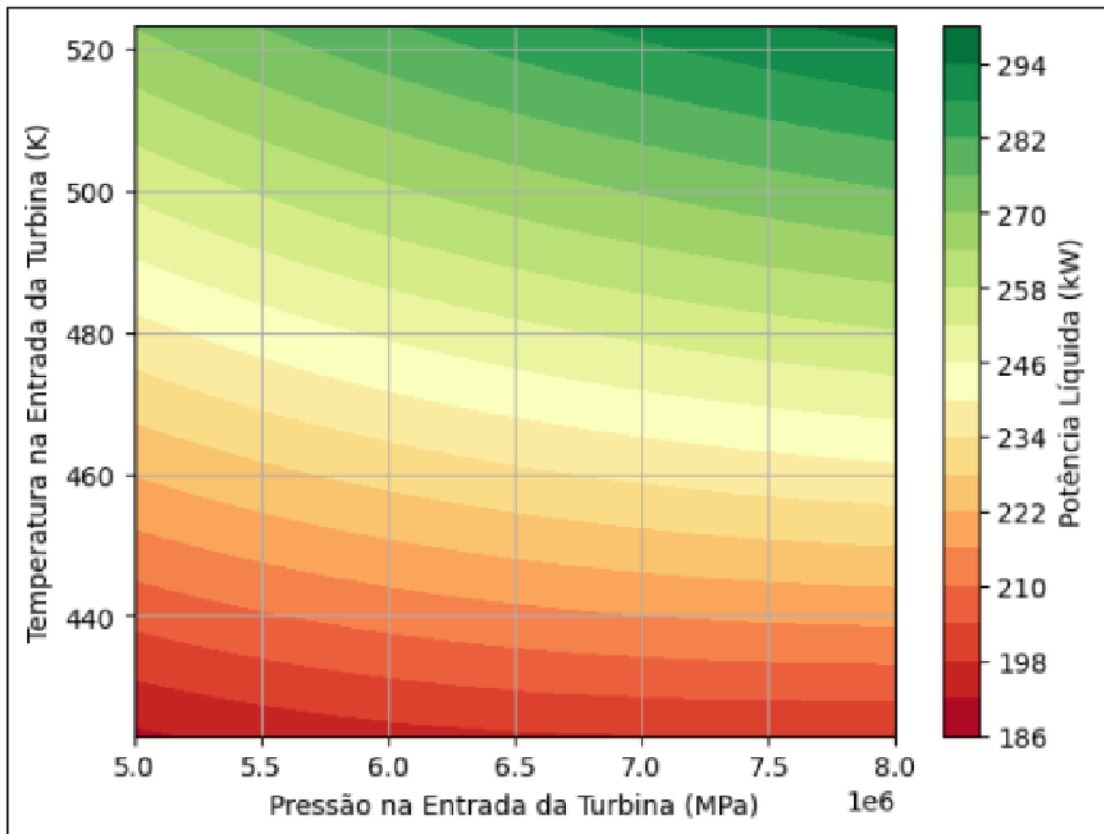


Figura 61 – Potência Líquida vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

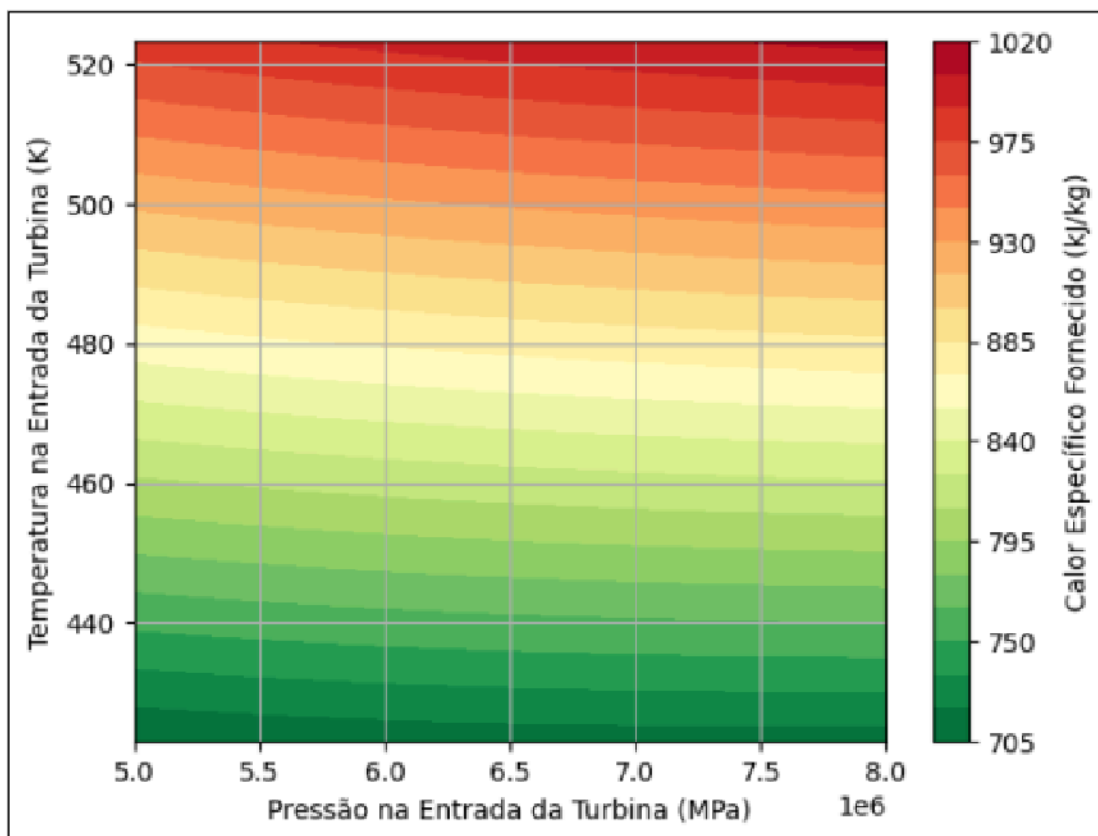


Figura 62 – Calor Específico Fornecido vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

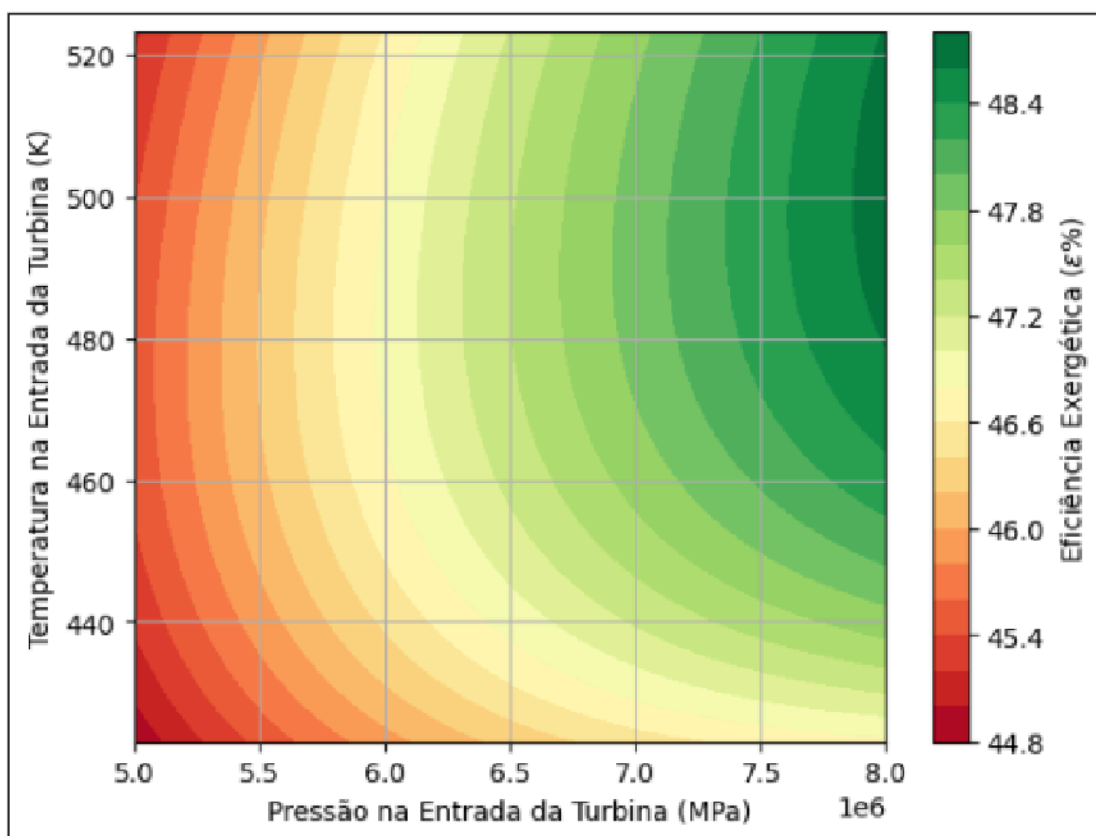


Figura 63 – Eficiência Exergética vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

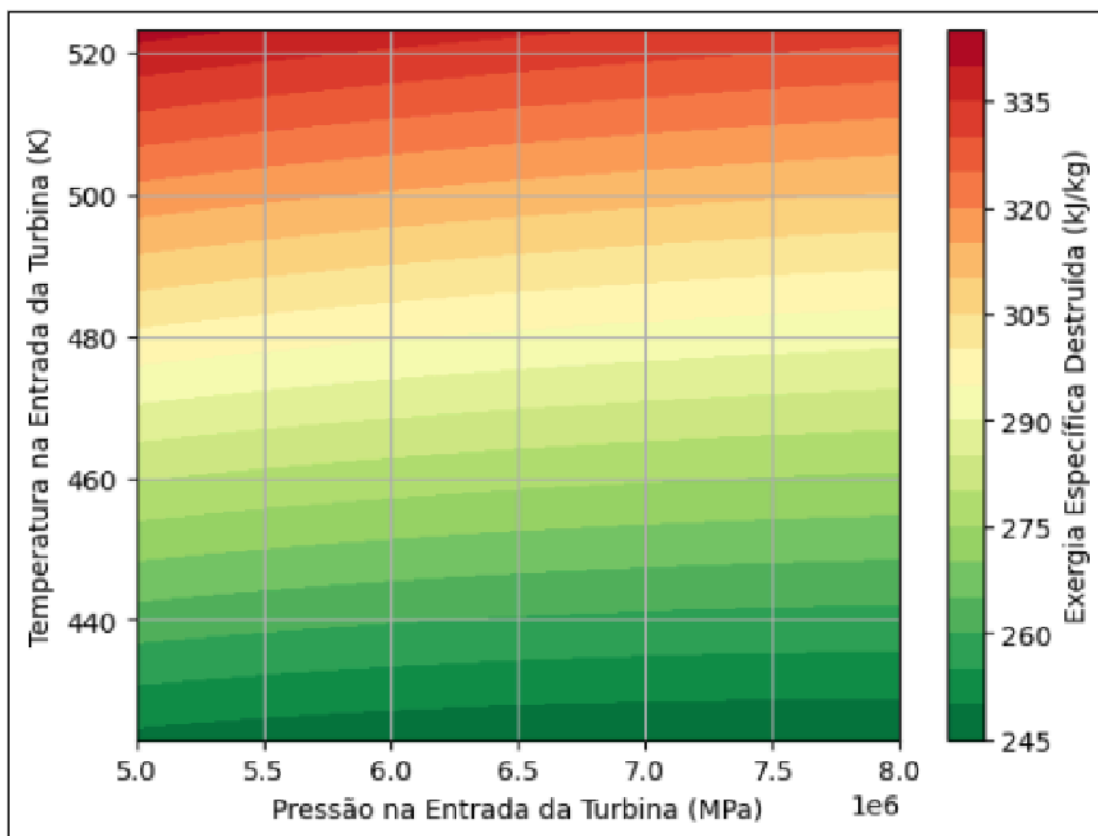


Figura 64 – Exergia Especifica Destruída vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

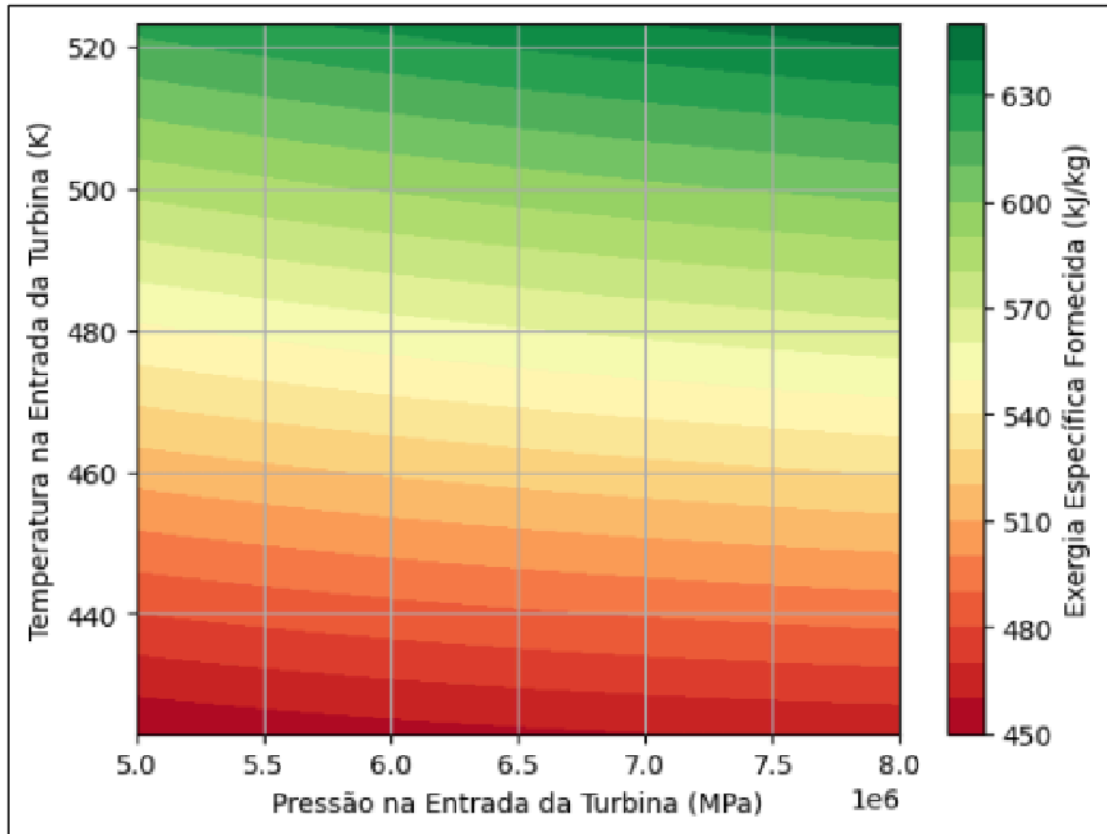


Figura 65 – Exergia Especifica Fornecida vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

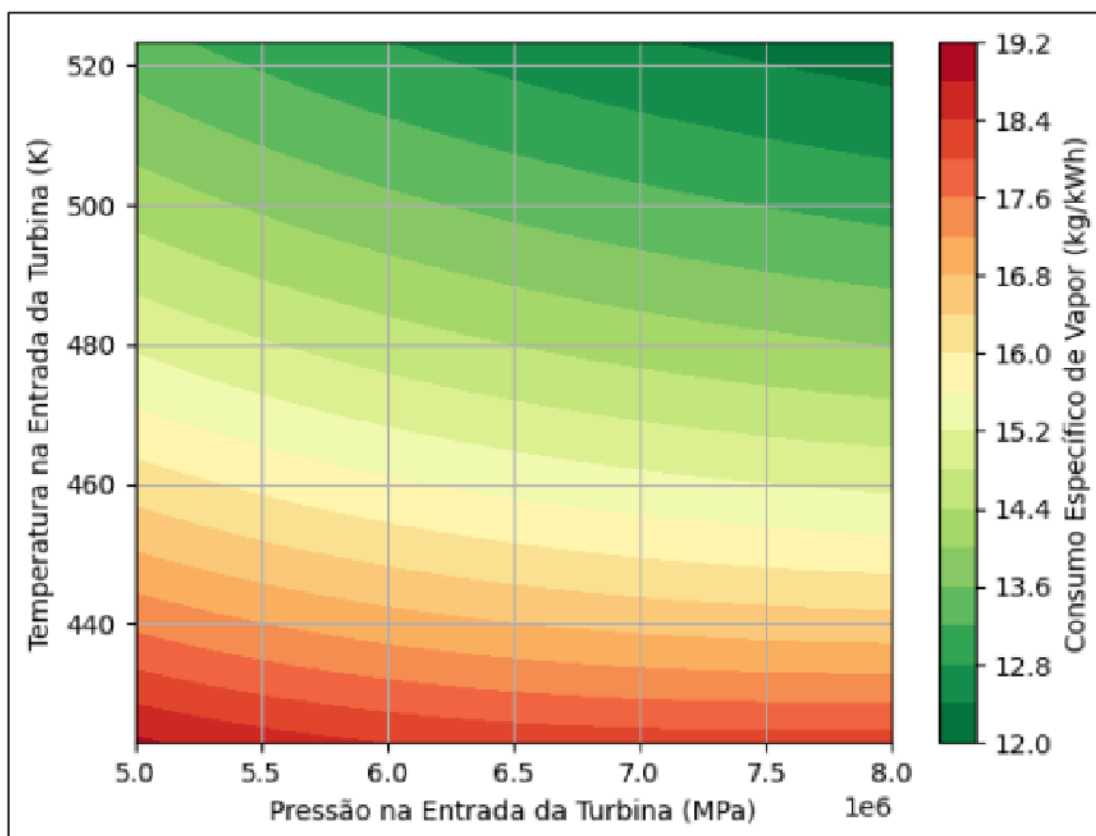


Figura 66 – Consumo Específico de Vapor vs Temperatura e Pressão (Rankine com Reaquecimento)

Fonte – Autores (2024).

5.3 Rankine Orgânico Regenerativo

Assim como visto nos ciclos anteriores, os resultados do n-Propano destacaram-se entre os fluidos analisados. De forma geral, as mudanças mais significativas estão relacionadas a destruição e fornecimento exergético. Considerou-se durante a análise o mesmo intervalo de temperatura estabelecido nos ciclos anteriores.

O ciclo Rankine regenerativo, assim como esperado, apresentou uma quantidade menor de calor fornecido (Figura 71) ao sistema durante as simulações – destacando-se a redução de 8.98 kJ/kg para o n-Propano, quando comparado ao ciclo Rankine simples. Esta melhora pode ser justificada devido a inserção do regenerador (evaporador) antes da caldeira, sendo necessário um menor fornecimento de calor para que o fluido atinja o estado de vapor superaquecido.

Analisando o consumo de vapor (Figura 72), percebe-se uma mudança desprezível no comportamento do n-Propano. Da mesma forma, os outros fluidos analisados apresentam desempenho similar.

A quantidade de exergia fornecida (Figura 77) e destruída (Figura 76) também reduziram durante as simulações do ciclo regenerativo. De forma geral, houve uma redução na destruição exérgica de aproximadamente 5.77 kJ/kg do n-Propano – comparado ao ciclo Rankine simples. Entretanto, houve também um decréscimo da exergia produzida, mantendo o saldo exérgico maior para o ciclo Rankine simples.

Em relação as outras propriedades, variações pequenas foram percebidas quando analisado o desempenho do n-Propano. De acordo com a Figura 75, houve um pequeno aumento da eficiência exérgica sem alterar os valores para potência líquida no mesmo intervalo de temperatura, indicando um aproveitamento energético maior para o ciclo regenerativo.

A análise individual do n-propano apresentou resultados similares – alguns gráficos com comportamento quase idêntico – ao ciclo Rankine simples. A diferença entre as figuras concentra-se no intervalo de valores das propriedades avaliadas devido as modificações implementadas no ciclo regenerativo (inserção do regenerador).

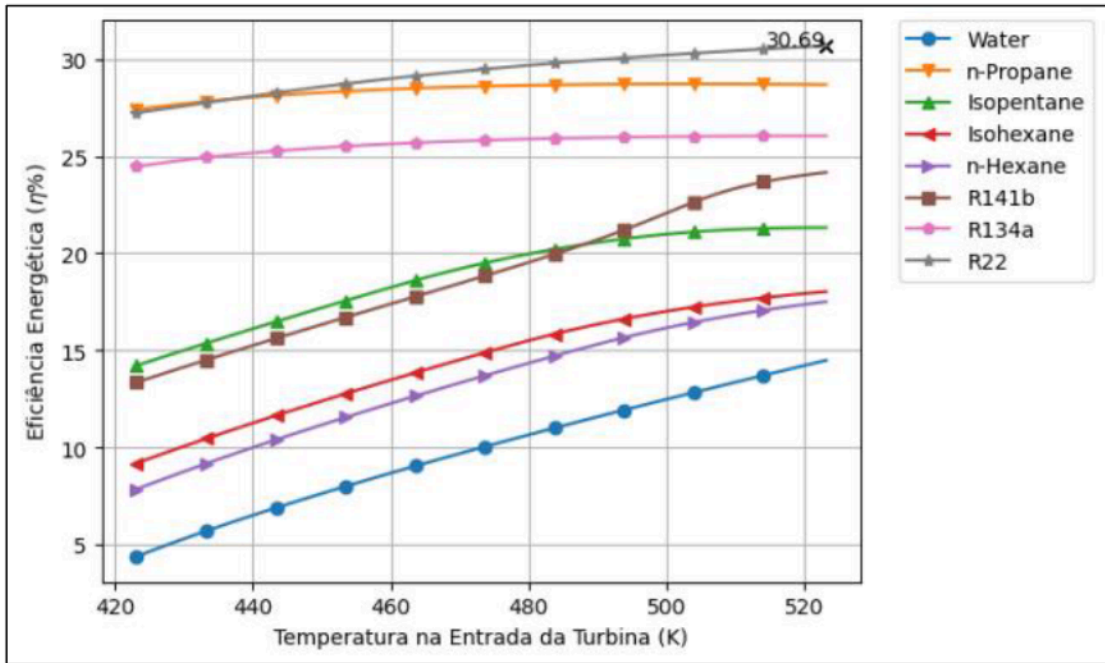


Figura 67 – Eficiência Energética (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

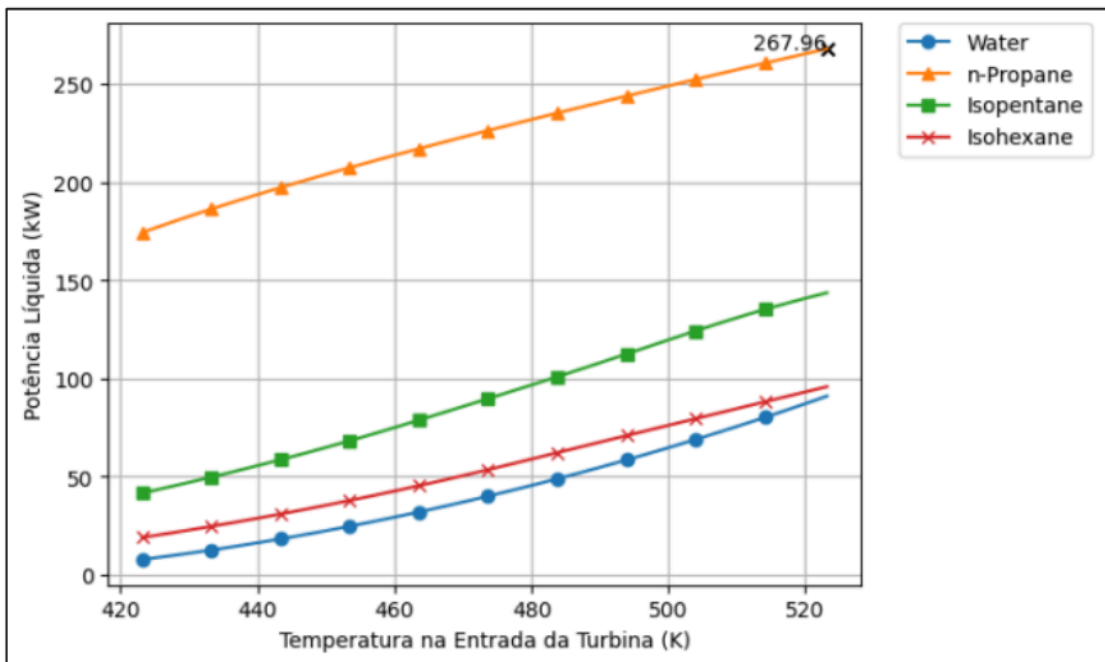


Figura 68 – Potência Líquida (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

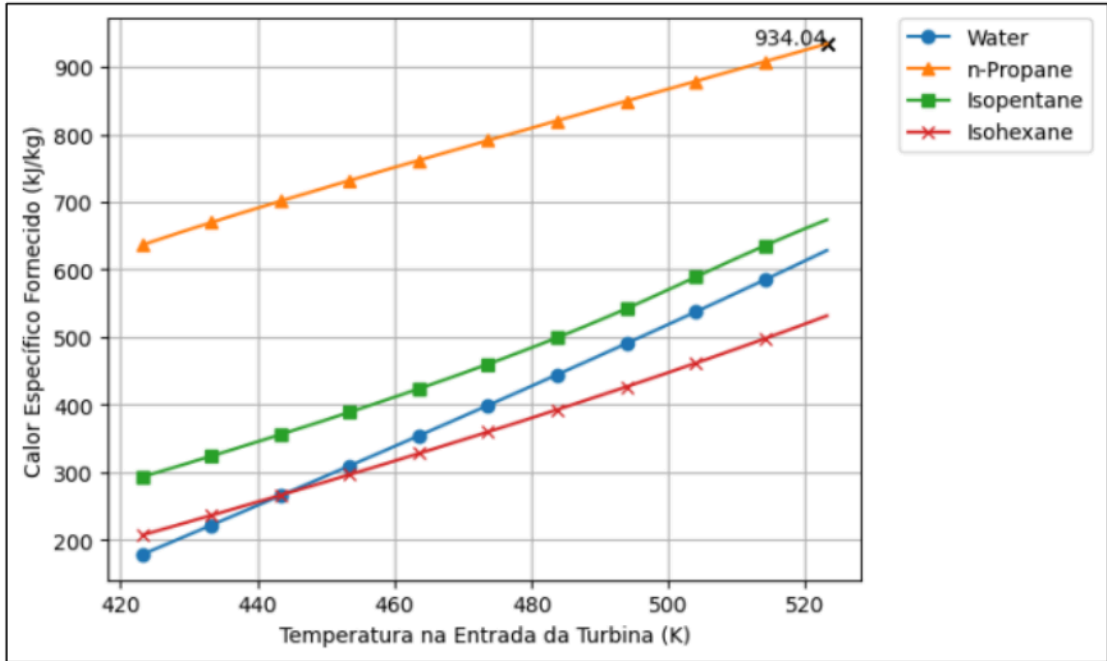


Figura 69 – Calor Específico Fornecido (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

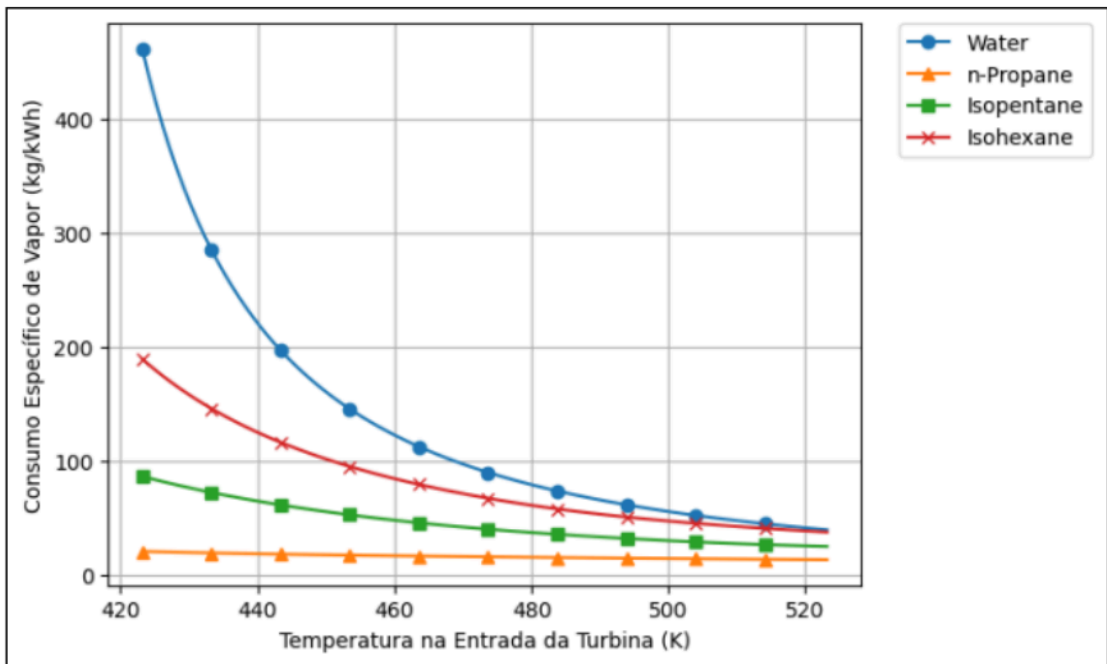


Figura 70 – Consumo Específico de Vapor (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

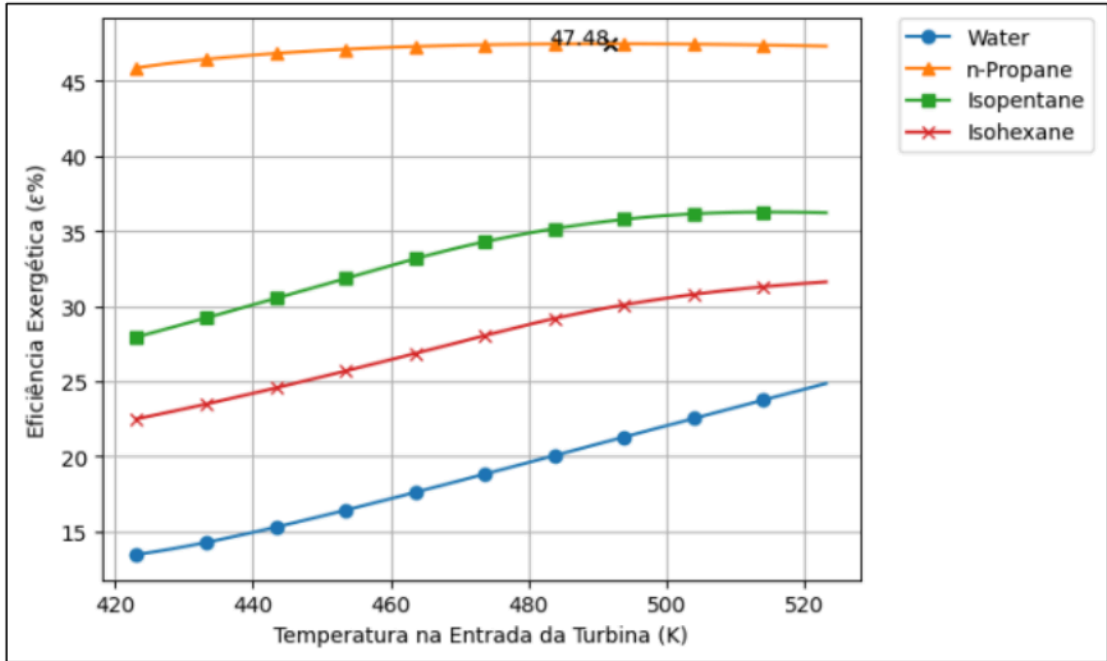


Figura 71 – Eficiência Exergética (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

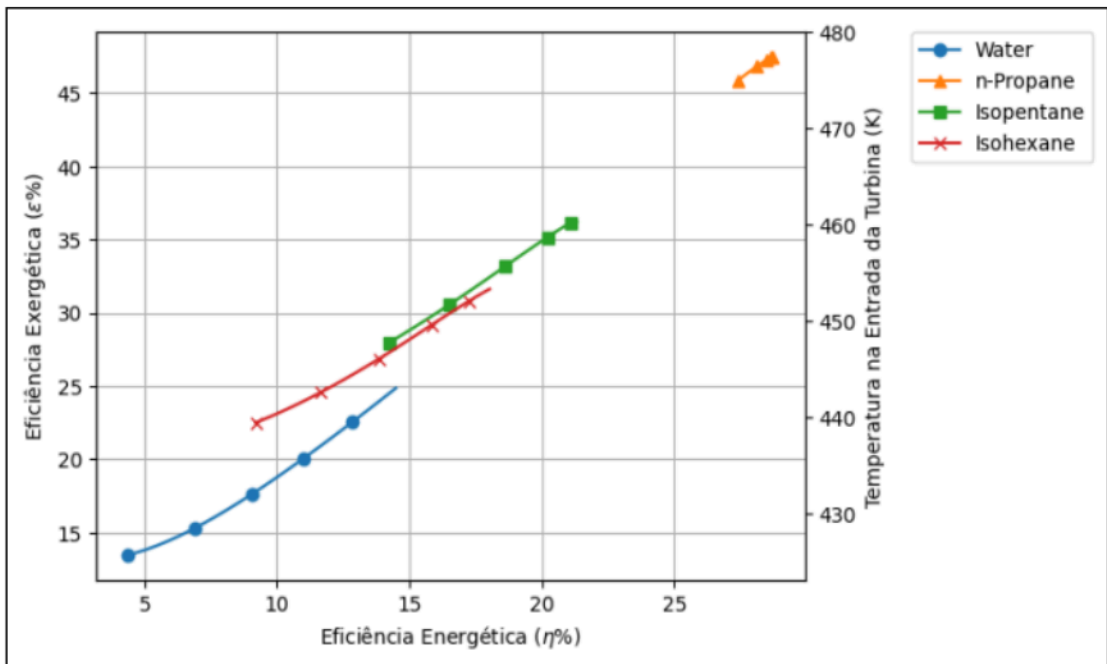


Figura 72 – Comparativo entre Eficiência Energética e Exergética (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

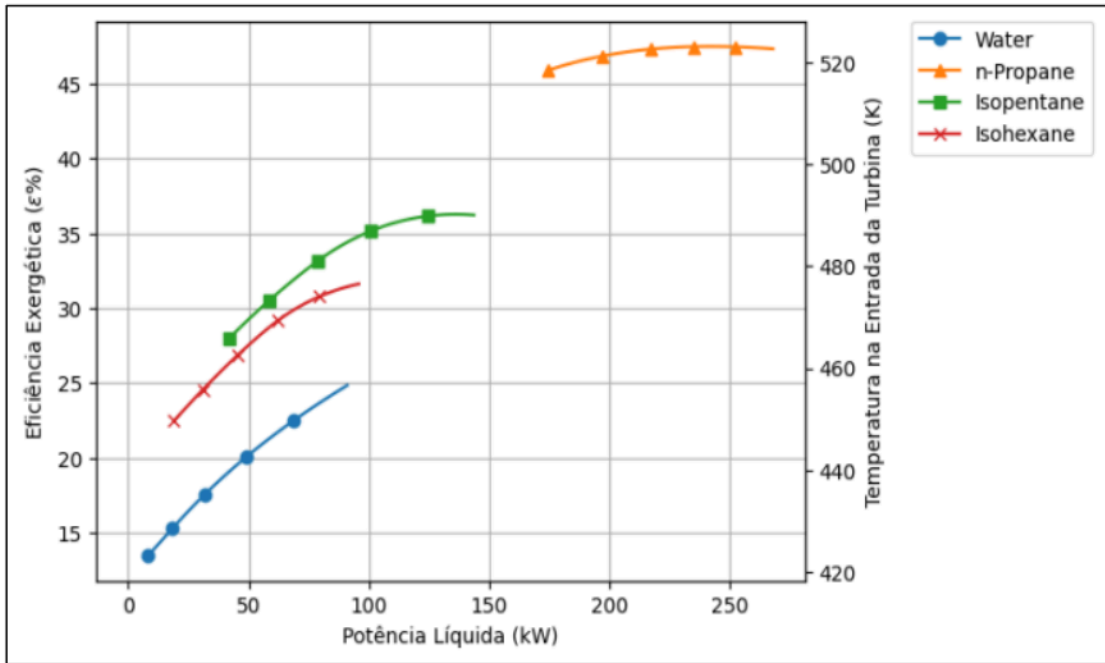


Figura 73 - Comparativo entre Eficiência Energética e Potência Líquida (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

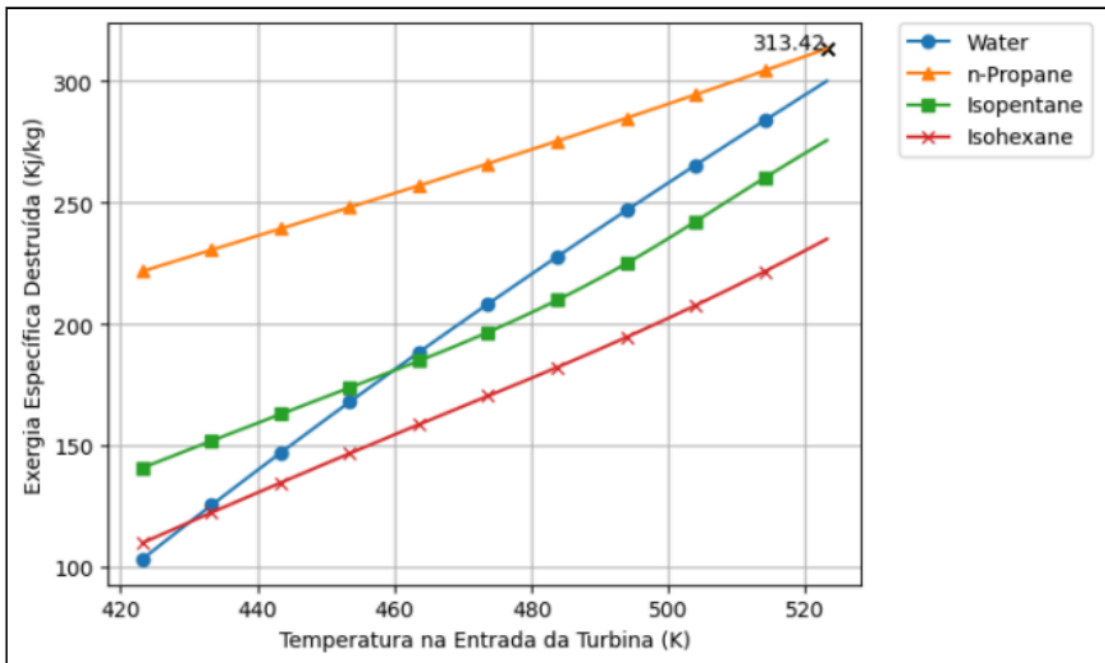


Figura 74 – Exergia Específica Destruída (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

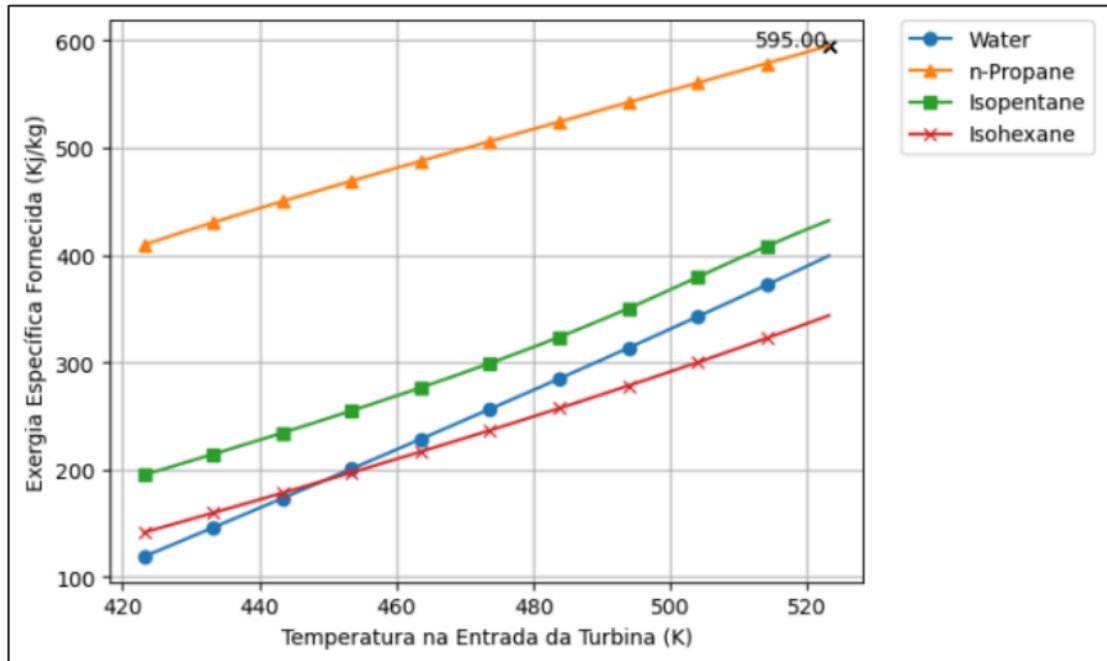


Figura 75 – Exergia Específica Fornecida (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

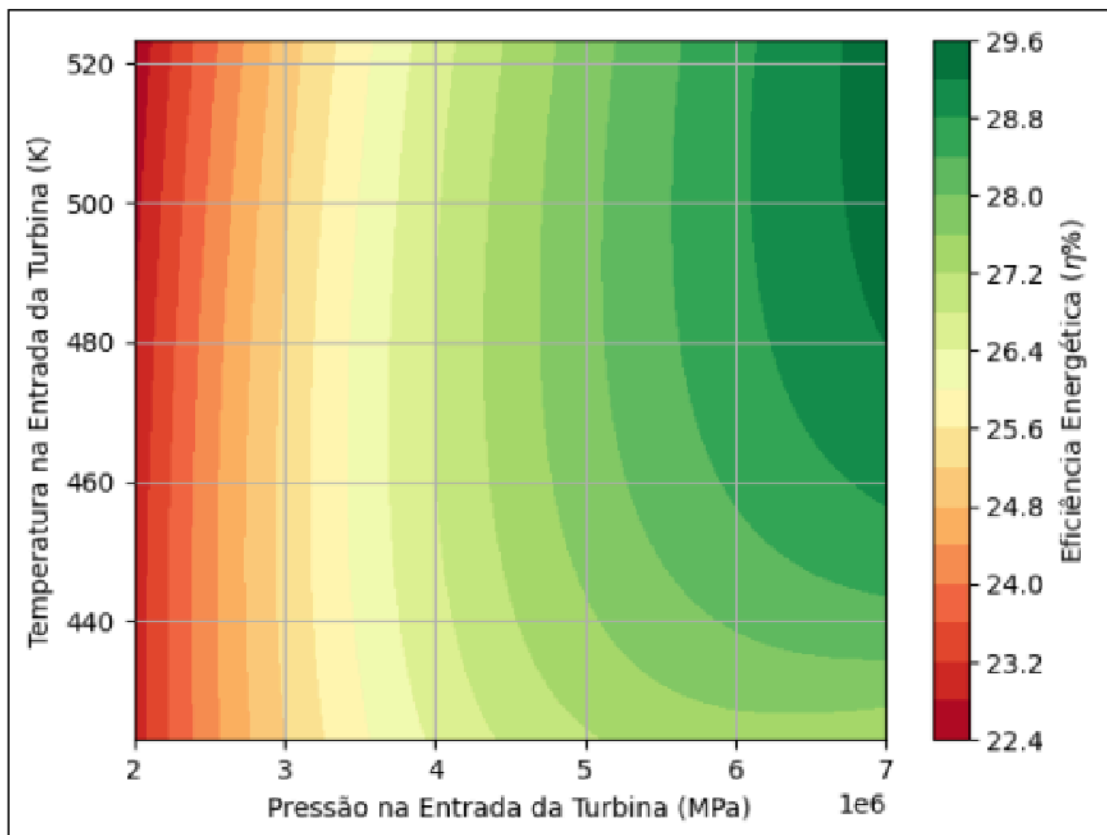


Figura 76 – Eficiência Energética vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

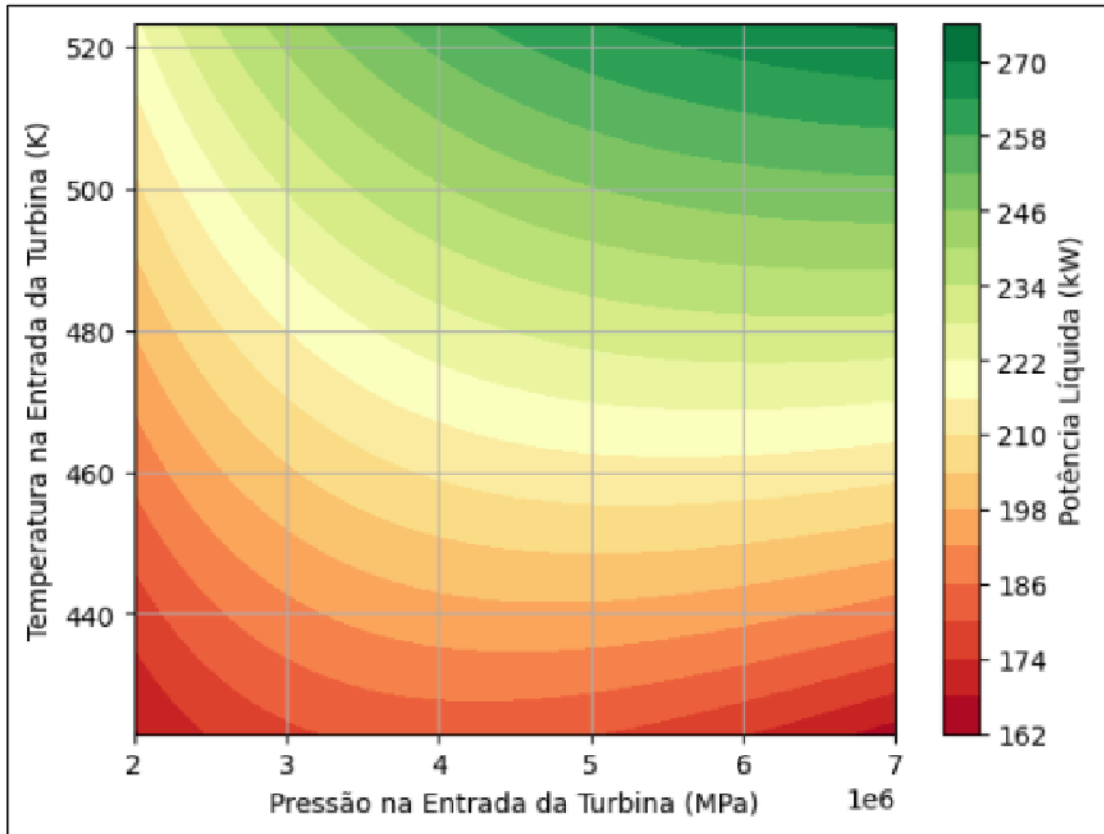


Figura 77 – Potência Líquida vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

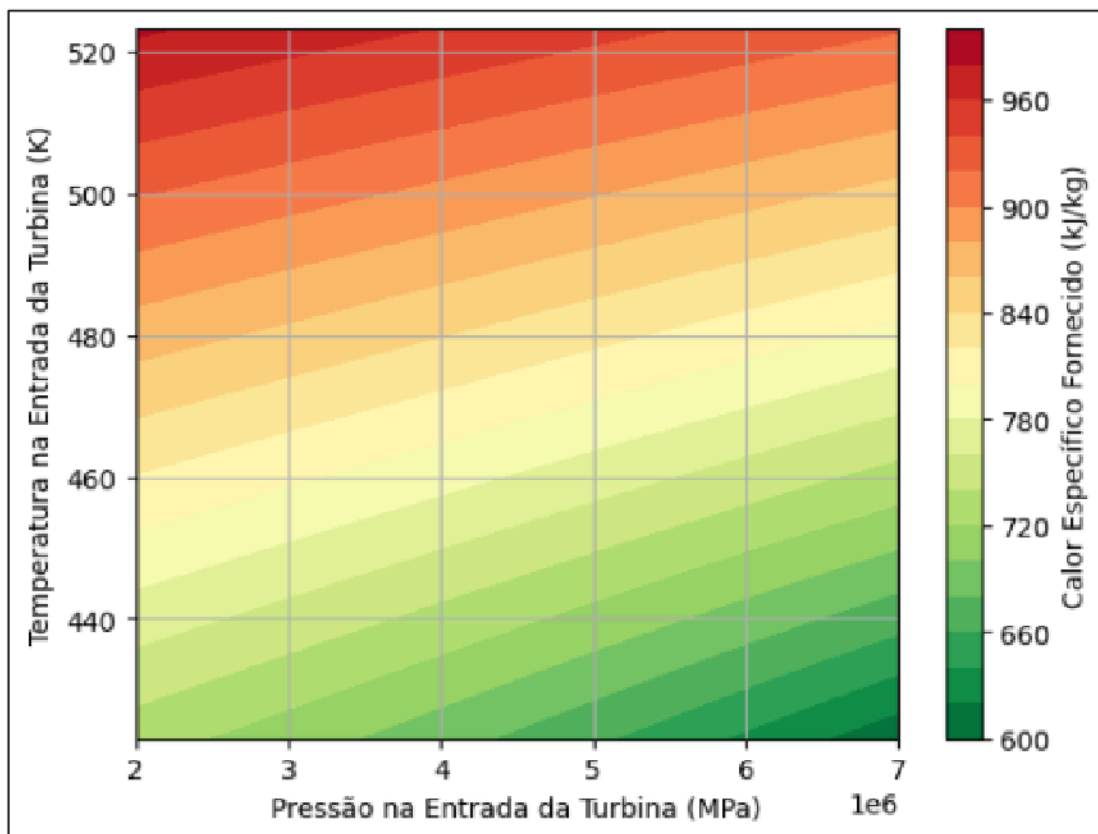


Figura 78 – Calor Específico Fornecido vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

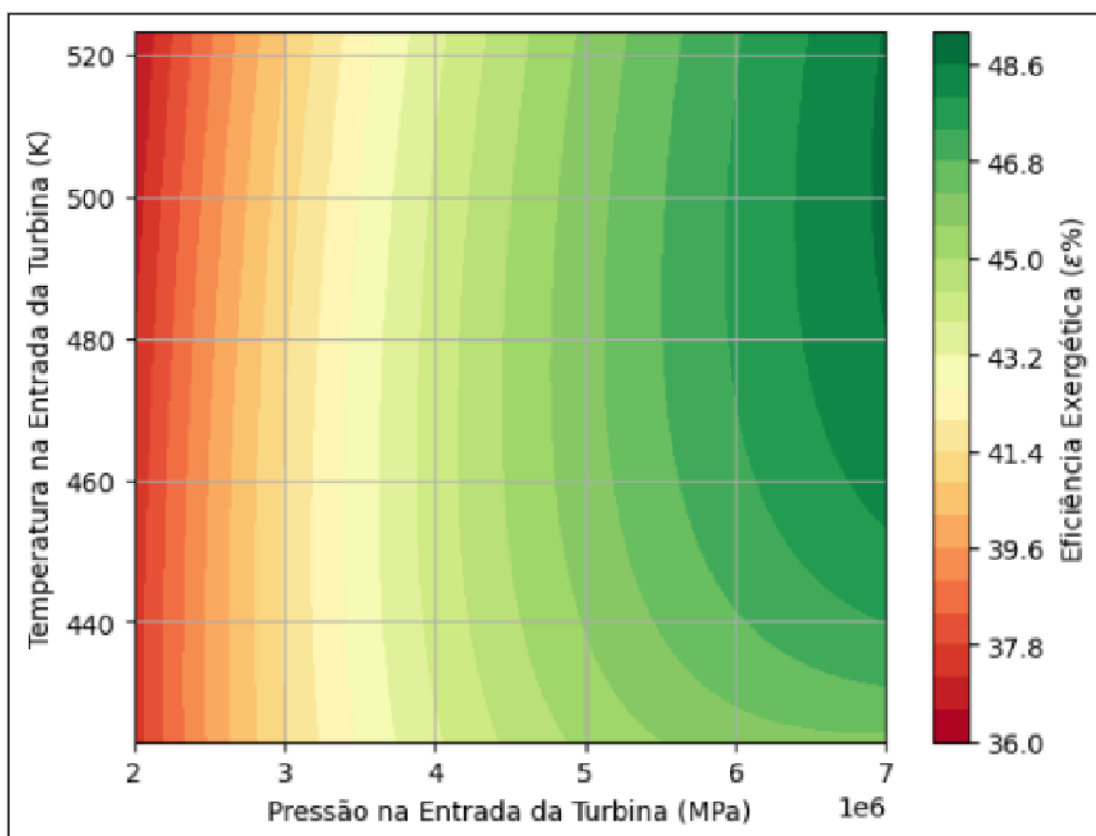


Figura 79 – Eficiência Exergética vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

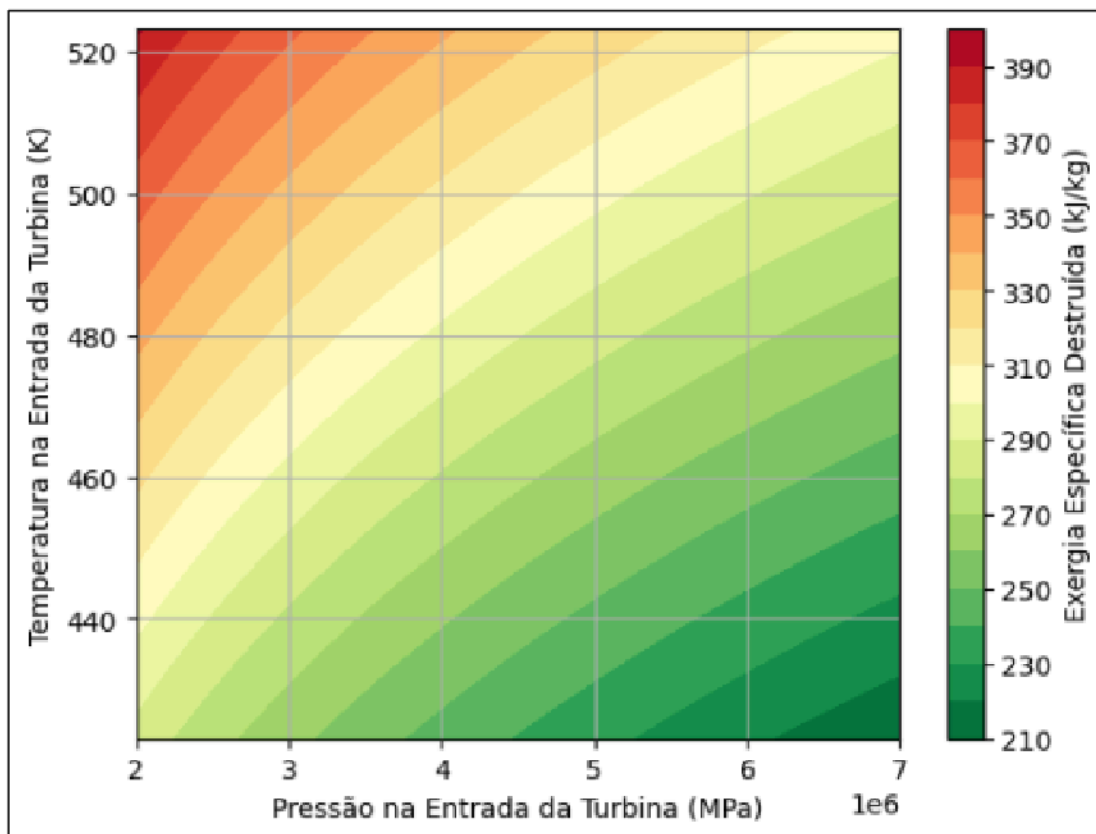


Figura 80 – Exergia Específica Destruída vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

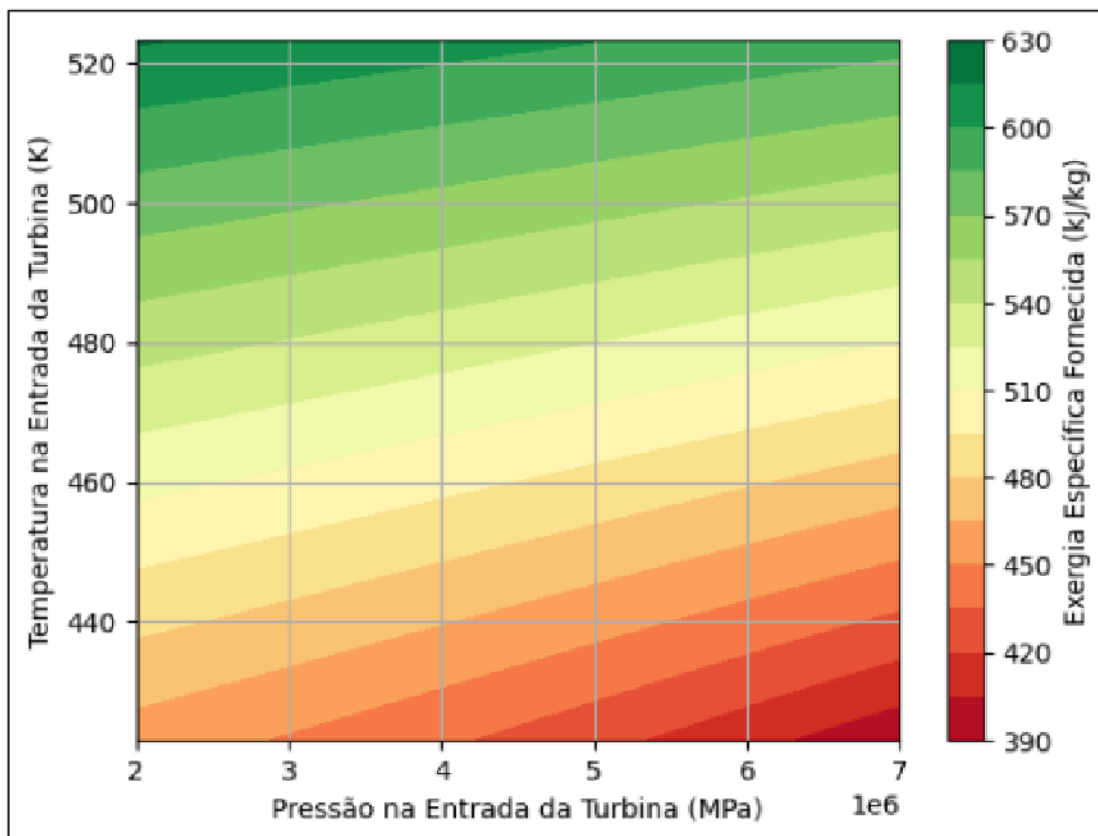


Figura 81 – Exergia Específica Fornecida vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

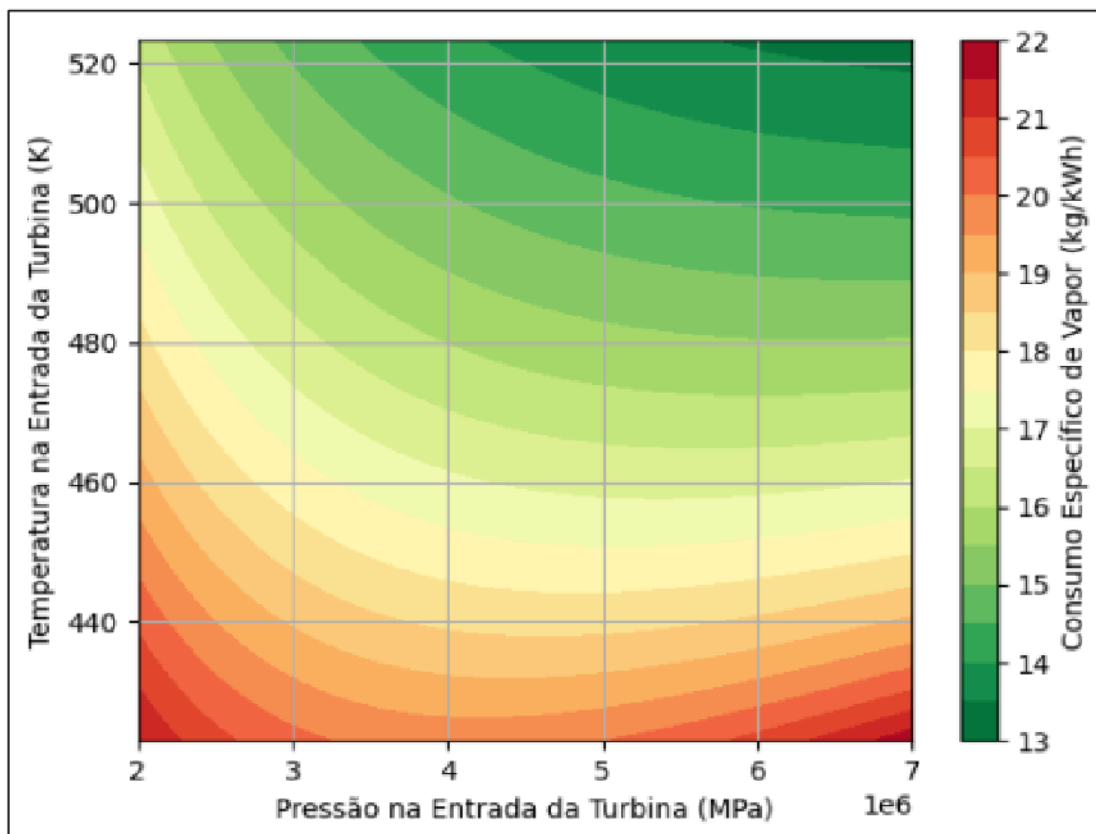


Figura 82 – Consumo Específico de Vapor vs Temperatura e Pressão (Rankine Regenerativo)

Fonte – Autores (2024).

Entre os principais resultados, é importante destacar o desempenho diferenciado do fluido n-Propano. A substância atingiu os resultados mais altos para as eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica, como especificado na Tabela 8. Além disso, apesar de apresentar alta destruição exérgica – 319.19 kJ/kg (ciclo simples), 291.29 kJ/kg (ciclo com reaquecimento) e 313.42 kJ/kg (ciclo regenerativo) – a quantidade de exergia fornecida pelo fluido é maior, de forma discrepante, em relação as outras substâncias – 600.49 kJ/kg (ciclo simples), 632.26 kJ/kg (ciclo com reaquecimento) e 595 kJ/kg (ciclo regenerativo) – mantendo seu saldo exérgico superior durante a simulação dos três ciclos. Características descritas na Tabela 9.

Tabela 8 - Eficiências de Primeira e Segunda Lei do n-Propano.

| Eficiência de Primeira Lei do Fluido n-Propano | |
|---|-----------------------|
| Ciclo | Eficiência (%) |
| Simple | 28.42 |
| Com reaquecimento | 28.36 |
| Regenerativo | 28.72 |
| Eficiência de Segunda Lei do Fluido n-Propano | |
| Ciclo | Eficiência (%) |
| Simple | 46.96 |
| Com reaquecimento | 46.84 |
| Regenerativo | 47.48 |

Fonte – Autores (2024).

Tabela 9 - Características Exérgicas dos Fluidos Analisados.

| Exergia Destruída | | | |
|--------------------------|-----------------------|----------------------------------|-----------------------------|
| Fluido | Rankine Simple | Rankine com Reaquecimento | Rankine Regenerativo |
| n-Propano | 319.19 kJ/kg | 291.29 kJ/kg | 313.42 kJ/kg |
| Água | 312.61 kJ/kg | 222.39 kJ/kg | 300.08 kJ/kg |
| Isopentano | 282.82 kJ/kg | 227.14 kJ/kg | 275.66 kJ/kg |
| Isohexano | 243.14 kJ/kg | 270.13 kJ/kg | 235.01 kJ/kg |
| Exergia Fornecida | | | |
| Fluido | Rankine Simple | Rankine com Reaquecimento | Rankine Regenerativo |
| n-Propano | 600.49 kJ/kg | 632.26 kJ/kg | 595 kJ/kg |
| Água | 411.97 kJ/kg | 413.39 kJ/kg | 399.33 kJ/kg |
| Isopentano | 439.41 kJ/kg | 480.95 kJ/kg | 432.24 kJ/kg |
| Isohexano | 351.90 kJ/kg | 391.59 kJ/kg | 343.7 kJ/kg |

Os dados consideram a temperatura de 523.15 K.

Fonte – Autores (2024).

Em relação a eficiência exérgica, a partir da análise do n-Propano, as diferenças entre as variações do ciclo Rankine simples (46.96%), com reaquecimento (46.84%) e regenerativo

(47.48%) foram praticamente desprezíveis. A eficiência energética se manteve praticamente a mesma durante a avaliação dos três cenários. Outrossim, a quantidade de potência líquida gerada para o FPSO com a integração do ciclo simples é de 267.77 kW, 281.19 kW para o ciclo com reaquecimento e 267.96 kW para o ciclo regenerativo.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho, propôs-se a análise de diferentes configurações da planta energética de um FPSO a partir da implementação de ciclos combinados com cogeração integrada para o reaproveitamento de calor dentro da unidade. De forma mais específica, a partir de fontes de baixa energia térmica buscou-se a produção maximizada de uma quantidade extra de potência – aplicável às variadas atividades do navio.

Para o desenvolvimento do trabalho, foram utilizados os dados técnicos disponíveis no Projeto BG-18 (2014), extraídos do estudo de Veloso (2015). Utilizando estas informações e, a partir das análises termodinâmicas disponíveis na literatura, foi possível desenvolver a base para as simulações realizadas. As variações paramétricas foram executadas para avaliar o comportamento dos fluidos utilizados em cada um dos ciclos Rankine orgânico (simples, com reaquecimento e regenerativo).

Para as simulações executadas, não foram consideradas as limitações econômicas e estruturais do projeto. Além disso, apesar de uma análise breve das propriedades dos fluidos ter sido executada, a emissão de poluentes a partir do uso das substâncias orgânicas não foi avaliada quantitativamente.

De forma geral, a integração do ciclo Rankine e suas variações representa um aumento da disponibilidade energética utilizada para manter o navio em funcionamento. A partir do uso de gases que seriam desperdiçados pela turbina a gás da unidade, foram obtidos resultados extras de potência de até 281.19 kW por dia – de acordo com dados da Petrobras (2020), a demanda do sistema de iluminação do FPSO P-32 é de 400 kW (9.6 MW/dia), o que representa uma produção extra de 2,92% de potência por turbina a gás.

Neste contexto, para trabalhos futuros, recomenda-se o estudo de viabilidade técnica estrutural dos sistemas simulados, ou seja, verificar se há disponibilidade espacial e segurança operacional para a implementação dos ciclos e como isto afeta a adaptação das outras estruturas do navio. A avaliação quantitativa das substâncias nocivas ao ambiente, liberadas durante os ciclos, também pode ser considerada. Avaliar a possibilidade da integração do ciclo Kalina na planta estudada e realizar uma análise comparativo com o ciclo Rankine orgânico apresentado no estudo. Um estudo exergo-econômico também pode ser conduzido para complementar a

análise do projeto. Para finalizar, recomenda-se um estudo de otimização implementando algoritmo genético no método utilizado nesse trabalho, com o intuito de aumentar a produção de barril de petróleo utilizando a potência extra gerada.

REFERÊNCIAS

ALIJANPOUR SHESHPOLI, M.; MOUSAVI AJAROSTAGHI, S. S.; DELAVAR, M. A. Waste heat recovery from a 1180 kW proton exchange membrane fuel cell (PEMFC) system by Recuperative organic Rankine cycle (RORC). **Energy (Oxford, England)**, v. 157, p. 353–366, 2018.

AKSAR, M. et al. Why Kalina (Ammonia-Water) cycle rather than steam Rankine cycle and pure ammonia cycle: A comparative and comprehensive case study for a cogeneration system. **Energy Conversion and Management**, v. 265, p. 115739, ago. 2022.

ANDREOLI, A. B. **Modelagem e simulação de uma planta de cogeração com turbina a gás, ciclo Kalina e sistema de refrigeração por absorção**. 2014. Tese (Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

BARRERA, J. E.; BAZZO, E.; KAMI, E. Exergy analysis and energy improvement of a Brazilian floating oil platform using Organic Rankine Cycles. **Energy**, v. 88, p. 67–79, ago. 2014.

BELL, I. H. et al. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. **Industrial & engineering chemistry research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.

CASTRO, F. M. O. **Análise Não Linear de Plataformas Fixas Offshore do Tipo Jaqueta de Aço: Estudo e Aplicação do Método Quasi-Estático Pushover**, Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013. Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

CHEN, Y. et al. Energy and exergy analysis of integrated system of ammonia–water Kalina–Rankine cycle. **Energy**, v. 90, p. 2028–2037, 1 out. 2015.

CHEREDNICHENKO, O.; SERBIN, S.; DZIDA, M. Investigation of the Combustion Processes in the Gas Turbine Module of an FPSO Operating on Associated Gas Conversion Products. **Polish Maritime Research**, v. 26, n. 4, p. 149–156, 1 dez. 2019.

CITECH. Disponível em: <<https://www.offshore-technology.com/contractors/maintenance/citechenergy/>>. Acesso em: 12 dez. 2023.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; MEHMET KANOGLU. Thermodynamics: an engineering approach. 7. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2013.

Cogeração de energia alcança 20,4 GW no Brasil, com crescimento de 4,5% na capacidade instalada em 2022. Disponível em: <<https://www.cogen.com.br/principais-noticias/cogeracao-de-energia-alcanca-20-4-gw-no-brasil-com-crescimento-de-4-5-na-capacidade-instalada-em-2022>>. Acesso em: 3 mai. 2024.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **MATRIZ ENERGÉTICA.** Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em: 3 mai. 2024.

Exploração e produção: vamos a fundo para inovar. Disponível em: <<https://petrobras.com.br/quem-somos/exploracao-e-producao>>.

FILHO, H. S. R. **A Otimização de Gás Lift na Produção de Petróleo: Avaliação da Curva de Performance do Poço.** Dissertação de Mestrado — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2011.

FPSO Guanabara completa um ano de operação com recorde de produção. Disponível em: <<https://agencia.petrobras.com.br/w/fps-guanabara-completa-um-ano-de-operacao-com-recorde-de-producao>>. Acesso em: 5 ago. 2024.

FREIRE, R. L. A., ORREGO, D. F., SILVA, F., JUNIOR, S. DE O. **Análise termodinâmica de ciclos de potência com CO₂ supercrítico em um FPSO.** In: **Fórum de TURBOMÁQUINAS**, 11^o, 2019, Rio de Janeiro. Artigo. Local: ResearchGate, 2019. P. 1-19

FURTADO, A. M. **Manuseio do petróleo em FPSO desde a captação à transferência para o navio aliviador.** Monografia (Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Náutica) — Marinha do Brasil, Rio de Janeiro, 2011.

GHORBANI, B.; MEHRPOOYA, M.; SADEGHZADEH, M. Developing a tri-generation system of power, heating, and freshwater (for an industrial town) by using solar flat plate collectors, multi-stage desalination unit, and Kalina power generation cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 165, p. 113–126, jun. 2018.

GONÇALVES, A. A. **Análises Global e Local de Umbilicais com Tubos de Aço,** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2009. Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

GOTELIP CORREA VELOSO, T. et al. Multi-objective optimization and exergetic analysis of a low-grade waste heat recovery ORC application on a Brazilian FPSO. **Energy Conversion and Management**, v. 174, p. 537–551, out. 2018.

JUNIOR, J. G. S. F. **Análise Energética e Exergética de um Ciclo Rankine com Aquecimento Distrital: Estudo de uma Planta Termelétrica**. 2003. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS. Brasil.

KÖSE, Ö.; KOÇ, Y.; YAĞLI, H. Energy, exergy, economy and environmental (4E) analysis and optimization of single, dual and triple configurations of the power systems: Rankine Cycle/Kalina Cycle, driven by a gas turbine. **Energy conversion and management**, v. 227, n. 113604, p. 113604, 2020.

KÖSE, Ö.; KOÇ, Y.; YAĞLI, H. Is Kalina cycle or organic Rankine cycle for industrial waste heat recovery applications? A detailed performance, economic and environment based comprehensive analysis. **Process Safety and Environmental Protection**, v. 163, p. 421–437, 1 jul. 2022.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Melbourne, FL, USA: Krieger Publishing Company, 1995.

LAN, Y. et al. Comparative analysis of organic rankine cycle, Kalina cycle and thermoelectric generator to recover waste heat based on energy, exergy, economic and environmental analysis method. **Energy Conversion and Management**, v. 273, p. 116401, 1 dez. 2022.

LIMA, Eliane Mendonça; SANTOS, Fabiano; LEONEL, Ingrid; BARBOSA, Ítalo; ANDRADE, Maria Helena; FONSECA, Renata; SILVA, Michelle de Jesus. Transporte e Logística do Petróleo. **Caderno de Graduação - Ciências Exatas e Tecnológicas - UNIT - SERGIPE**, [S. l.], v. 1, n. 15, p. 87–93, 2012.

LIU, H.; SHAO, Y.; LI, J. A biomass-fired micro-scale CHP system with organic Rankine cycle (ORC) – Thermodynamic modelling studies. **Biomass & bioenergy**, v. 35, n. 9, p. 3985–3994, 2008.

LIU, X. et al. A novel waste heat recovery system combining steam Rankine cycle and organic Rankine cycle for marine engine. **Journal of cleaner production**, v. 265, n. 121502, p. 121502, 2019.

MACHADO, Letícia Carvalho. Processamento Primário de Fluidos na Produção de Petróleo. **Caderno de Graduação - Ciências Exatas e Tecnológicas - UNIT - SERGIPE**, [S. l.], v. 2, n. 3, p. 11–20, 2015. Disponível em: <https://periodicos.set.edu.br/cadernoexatas/article/view/1802>. Acesso em: 5 ago. 2024.

MENDES, A. P. DO A. et al. Produção de Petróleo Terrestre no Brasil. **BNDES Set.**, v. 25, n. 49, p. 215–264, mar. 2019.

Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D. e Bailey M. B. (2013). *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*, LTC Editora: 7ª edição, Rio de Janeiro.

NGUYEN, T.-V. et al. Life performance of oil and gas platforms: Site integration and thermodynamic evaluation. **Energy (Oxford, England)**, v. 73, p. 282–301, 2014.

OLIVEIRA, M. F. **Metodologia para Aplicação de Fontes Renováveis de Energia Elétrica em Plataformas Marítimas de Produção de Petróleo de Gás Natural**, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2013. São Paulo, SP, Brasil.

PETROBRAS. Programa de Descomissionamento de Instalações Marítimas. 2020.

PEREIRA, J. A. M.; DE JESUS, J. D. Caracterização dos sistemas de geração elétrica dos FPSOs em operação no Brasil. **Engevista**, v. 17, n. 3, p. 433, 4 abr. 2015.

QU, J. et al. Design and thermodynamic analysis of a combined system including steam Rankine cycle, organic Rankine cycle, and power turbine for marine low-speed diesel engine waste heat recovery. **Energy conversion and management**, v. 245, n. 114580, p. 114580, 2021.

RICK WILKINSON, BHP BILLITON PETROLEUM PTY LTD. **Speaking oil and gas**. [s.l.] BHP Billiton Petroleum, 2006.

SALEMI, S.; TORABI, M.; HAGHPARAST, A. K. Technoeconomical investigation of energy harvesting from MIDREX® process waste heat using Kalina cycle in direct reduction iron process. **Energy**, p. 122322, out. 2021.

SBM Offshore Media. Disponível em: <<https://media.sbmoffshore.com/en/>>. Acesso em: 12 dez. 2023.

SCAGNOLATTO, G. **Análise teórica de ciclos Rankine Orgânico e projeto de bancada de testes em pequena escala**. 2020. Dissertação (Pós-graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

SIEMENS. **SGT-600 Industrial Gas Turbine**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<https://www.siemens.com/global/en.html>>.

SILVA, T. C. **Dimensionamento de trocadores de calor para recuperação de calor residual em sistema ORC de uma FPSO**. Dissertação de Pós-Graduação. Universidade Federal de Itajubá, MG, 2016.

SILVA, I. B.; CINTRA, L. C. **Tratamento de água para injeção em reservatório de petróleo: avaliação das tecnologias utilizadas**. 2013. Projeto Final de Curso. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SONG, J. et al. Performance analysis and parametric optimization of supercritical carbon dioxide (S-CO₂) cycle with bottoming Organic Rankine Cycle (ORC). **Energy (Oxford, England)**, v. 143, p. 406–416, 2017.

THOMAS, J. E.; TRIGGIA, A. A.; CORREIA, C. A. .; et al. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. 2a ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2001.

TORRES, J. E. B. **Uso dos ciclos Rankine orgânicos para o aproveitamento do calor residual em instalações de produção de petróleo e gás**. Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 2014.

VEGA, A. C. **Estudo do aproveitamento do calor de compressão em ciclo de refrigeração como fonte de sistema de potência**. 2013. Tese (Trabalho de Disciplina de Estágio em Engenharia Mecânica) — Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2013.

VELOSO, T. G. C. **Otimização da implantação de sistema ORC em uma FPSO brasileira**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

VICTOR, R. A.; KIM, J.-K.; SMITH, R. Composition optimisation of working fluids for Organic Rankine Cycles and Kalina cycles. **Energy**, v. 55, p. 114–126, jun. 2013.

WU, Z. et al. Constructal thermodynamic optimization for a novel Kalina-organic Rankine combined cycle to utilize waste heat. **Energy Reports**, v. 7, p. 6095–6106, nov. 2021.

YAMAHO, F. K. **Ferramenta didática para análise do Ciclo Rankine**. 2014. Tese (Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2014.

YARI, M. et al. Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low-grade heat source. **Energy**, v. 83, p. 712–722, abr. 2015.

YUE, C. et al. Comparative analysis of a bottoming transcritical ORC and a Kalina cycle for engine exhaust heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 89, p. 764–774, jan. 2014.

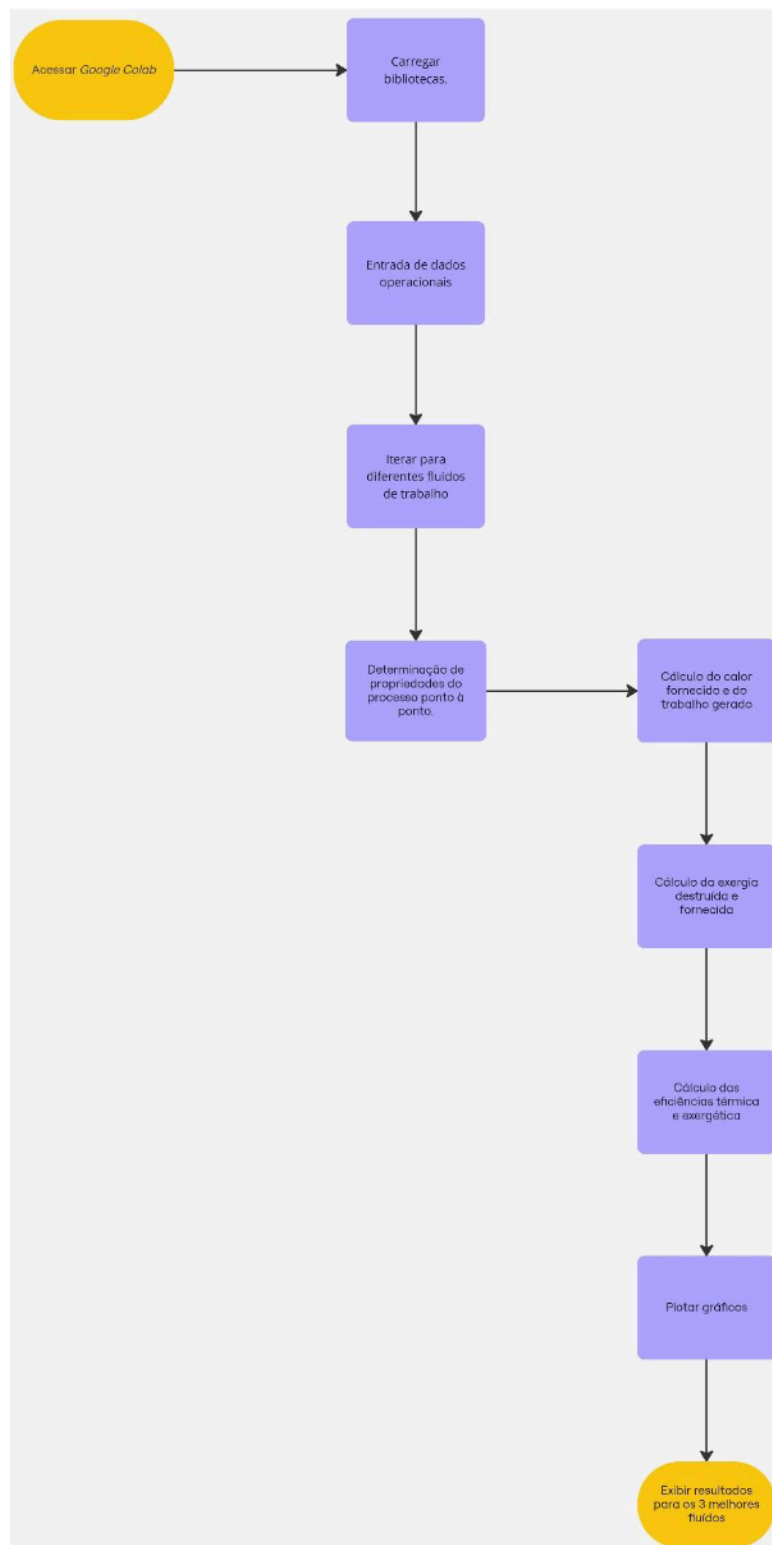
ZARE, V.; MAHMOUDI, S. M. S. A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. **Energy**, v. 79, p. 398–406, jan. 2014.

ZHANG, L. et al. Thermodynamic and Economic Analysis Between Organic Rankine Cycle and Kalina Cycle for Waste Heat Recovery From Steam-Assisted Gravity Drainage Process in Oilfield. **Journal of Energy Resources Technology-transactions of The Asme**, v. 140, n. 12, 30 ago. 2018.

ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. A review of research on the Kalina cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 7, p. 5309–5318, set. 2012.

ZHANG, Z. et al. Power generation and heating performances of integrated system of ammonia–water Kalina–Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 92, p. 517–522, mar. 2015.

APÊNDICE A: ALGORITMO UTILIZADO PARA A ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA NO PYTHON.



APÊNDICE B: DIAGRAMA Ts DO N-PROPANO PARA O CICLO REGENERATIVO

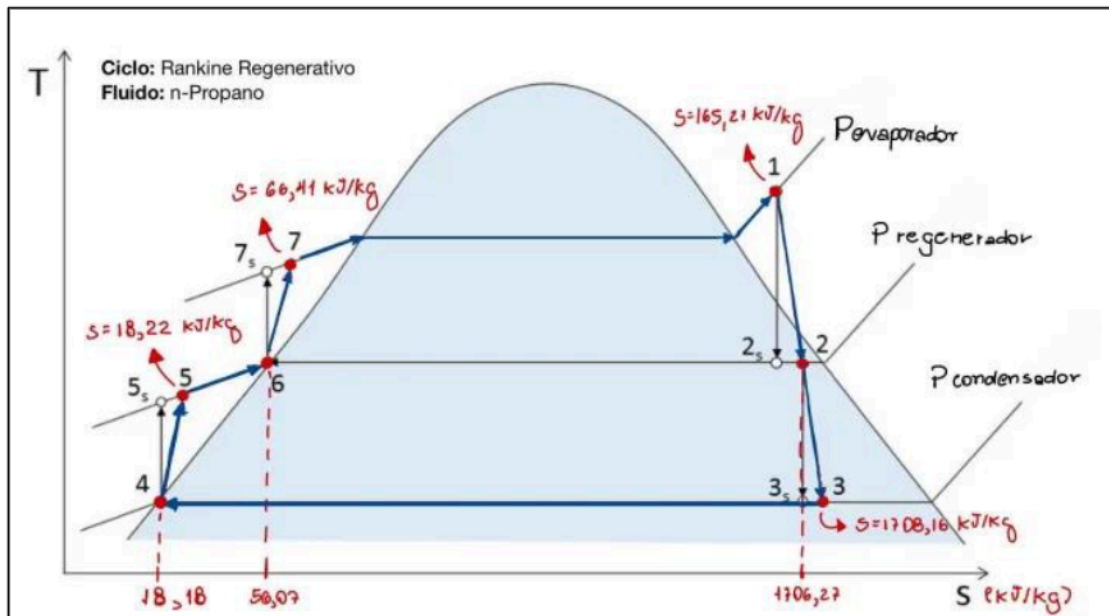


Figura 83 – Diagrama T-s do n-Propano para o Ciclo Rankine Regenerativo.

Fonte – Autores (2024).

APÊNDICE C: TABELA DE PROPRIEDADES DOS PROCESSOS

Tabela 10 - Propriedades Termodinâmicas dos ciclos Rankine

| Rankine Simples | | | | |
|---|--------------------|----------------|-----------------|-----------------|
| Processo | Temperatura | Pressão | Entropia | Entalpia |
| Ponto 1 | 232.91 K | 110 kPa | 0.625 kJ/kg | 104.59 kJ/kg |
| Ponto 2 | 234.97 K | 6 MPa | 0.639 kJ/kg | 118.11 kJ/kg |
| Ponto 3 | 523.15 K | 6 MPa | 3.187 kJ/kg | 1061.12 kJ/kg |
| Ponto 4 | 363.04 K | 110 kPa | 3.271 kJ/kg | 779.83 kJ/kg |
| Rankine com Reaquecimento | | | | |
| Processo | Temperatura | Pressão | Entropia | Entalpia |
| Ponto 1 | 232.91 K | 110 kPa | 0.625 kJ/kg | 104.59 kJ/kg |
| Ponto 2 | 234.97 K | 6 MPa | 0.639 kJ/kg | 118.11 kJ/kg |
| Ponto 3 | 523.15 K | 6 MPa | 3.187 kJ/kg | 1061.12 kJ/kg |
| Ponto 4 | 504.73 K | 4 MPa | 3.193 kJ/kg | 1030.31 kJ/kg |
| Ponto 5 | 523.15 K | 4 MPa | 3.293 kJ/kg | 1081.36 kJ/kg |
| Ponto 6 | 396.77 K | 110 kPa | 3.368 kJ/kg | 817.47 kJ/kg |
| Rankine com Reaquecimento | | | | |
| Processo | Temperatura | Pressão | Entropia | Entalpia |
| Ponto 1 | 232.91 K | 110 kPa | 0.625 kJ/kg | 104.59 kJ/kg |
| Ponto 2 | 232.92 K | 130 kPa | 0.625 kJ/kg | 104.63 kJ/kg |
| Ponto 3 | 236.84 K | 130 kPa | 0.663 kJ/kg | 113.50 kJ/kg |
| Ponto 4 | 240.47 K | 6 MPa | 0.677 kJ/kg | 127.08 kJ/kg |
| Ponto 5 | 523.15 K | 6 MPa | 3.187 kJ/kg | 1061.12 kJ/kg |
| Ponto 6 | 383.82 K | 130 kPa | 3.267 kJ/kg | 790.10 kJ/kg |
| Ponto 7 | 232.91 K | 110 kPa | 3.270 kJ/kg | 779.40 kJ/kg |
| Os dados consideram como fluido de trabalho o n-Propano | | | | |

Fonte – Autores (2024).