



Universidade Federal do Rio Grande
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Análise Termoeconômica da Recuperação do Calor Residual dos Gases de Motores Marítimos por Ciclo Binário de Vapor

Kamille Vieira Machado

Orientador:
Crístofer Hood Marques

Coorientador:
Jeferson Avila Souza

Rio Grande 2024

Dissertação - PPGeo – FURG

Kamille Vieira Machado
Mestre em Engenharia Oceânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGeo) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Coordenador do PPGeo

Banca examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **CRISTOFER HOOD MARQUES**
Data: 07/02/2024 20:16:20-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

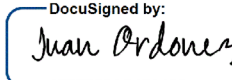
Documento assinado digitalmente
 **JEFERSON AVILA SOUZA**
Data: 07/02/2024 20:46:29-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Crístopher Hood Marques
Orientador — PPGeo/FURG

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Coorientador — PPGeo/FURG

Documento assinado digitalmente
 **ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS**
Data: 08/02/2024 17:44:06-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Membro Interno — PPGeo/FURG

DocuSigned by:

1575D86AC45A490

Prof. Dr. Juan Carlos Ordonez
Membro Externo — Florida State
University-FSU-USA/Department of
Mechanical Engineering

Documento assinado digitalmente
 **CLAUDIO RODRIGUES OLINTO**
Data: 08/02/2024 16:12:37-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto
Membro Externo — Escola de
Engenharia/FURG

Rio Grande, 07 de fevereiro de 2024

Ficha Catalográfica

M149a Machado, Kamille Vieira.

Análise termoeconômica da recuperação do calor residual dos gases de motores marítimos por ciclo binário de vapor / Kamille Vieira Machado. – 2024.

136 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Rio Grande/RS, 2024.

Orientador: Dr. Crístopher Hood Marques.

Coorientador: Dr. Jeferson Avila Souza.

1. Reaproveitamento de calor residual 2. Termoeconomia
3. Redução de custos 4. Ciclo binário 5. Motores marítimos
I. Marques, Crístopher Hood II. Souza, Jeferson Avila III. Título.

CDU 551.46

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344



Universidade Federal do Rio Grande (FURG)
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
Caixa Postal 474, 96201-900 Rio Grande, RS, Brasil
e-mail: secretariaposee@furg.br
http://ppgeo.furg.br



ATA DE DEFESA Nº 01/2024

Aos 07 dias do mês de fevereiro de dois mil e vinte e quatro, via Videoconferência, com início às 16:00, reuniu-se a Banca Examinadora composta por: Prof. Dr. Crístopher Hood Marques (Orientador – FURG/PPGEO), Prof. Dr. Jeferson Avila Souza (Coorientador - FURG/PPGEO), Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (Docente - FURG/PPGEO), Prof. Dr. Juan Carlos Ordonez (Membro Externo – Florida State University-FSU-USA/Department of Mechanical Engineering) e Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto (Membro Externo – Escola de Engenharia/FURG), para avaliar a dissertação de mestrado de Kamille Vieira Machado intitulada “**Análise Termoeconômica da Recuperação do Calor Residual dos Gases de Motores Marítimos por Ciclo Binário de Vapor**”. Dando início à defesa pública, o Prof. Dr. Crístopher Hood Marques fez a apresentação do candidato e dos integrantes da Banca Examinadora, esclarecendo o procedimento de avaliação: o candidato teria cinquenta minutos para a apresentação e, em seguida, cada examinador teria trinta minutos para os questionamentos pertinentes. Após a apresentação da dissertação, os examinadores fizeram questionamentos e observações e, posteriormente, reuniram-se em reservado para concluir a avaliação. Como resultado, os membros da Banca Examinadora solicitaram algumas alterações, estabelecidas conforme parecer em anexo, que foram aceitas pelo orientador e pelo candidato, para incorporação na versão final que deverá ser encaminhada à Coordenação de Curso no prazo de trinta dias após a defesa, sem as quais o candidato não receberá o diploma de Mestre em Engenharia Oceânica. O candidato foi assim considerado APROVADO. O presidente da Banca Examinadora agradeceu a presença de todos, dando por encerrada a reunião. Nada mais havendo a tratar, lavrou-se a presente ata que, após lida e aprovada, recebeu as assinaturas do mestrando, dos membros da Banca Examinadora e do Coordenador do PPGEO.

Documento assinado digitalmente
 **CRISTOFER HOOD MARQUES**
 Data: 07/02/2024 20:10:05-0300
 Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Crístopher Hood Marques
 Orientador – PPGEO/FURG

Documento assinado digitalmente
 **ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS**
 Data: 08/02/2024 16:47:56-0300
 Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

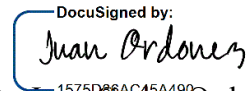
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
 Membro Interno - PPGEO/FURG

Documento assinado digitalmente
 **CLAUDIO RODRIGUES OLINTO**
 Data: 08/02/2024 16:12:37-0300
 Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto
 Membro Externo – Escola de Engenharia - FURG

Documento assinado digitalmente
 **JEFFERSON AVILA SOUZA**
 Data: 07/02/2024 20:46:29-0300
 Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
 Coorientador- PPGEO/FURG

DocuSigned by:

Prof. Dr. Juan Carlos Ordonez
 Membro Externo – Florida State
 University-FSU-USA/Department of Mechanical
 Engineering
 Documento assinado digitalmente
 **KAMILLE VIEIRA MACHADO**
 Data: 09/02/2024 08:59:26-0300
 Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Kamille Vieira Machado
 Mestrando

Parecer da banca examinadora: A estudante ficou encarregada de realizar as modificações sugeridas pela banca e então obter a versão final da dissertação que será entregue dentro do prazo estabelecido.

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
 Coordenador do PPGEO/FURG

Na natureza nada se cria, nada se perde, tudo se transforma.

ANTOINE LAURENT LAVOISIER

Agradecimentos

Primeiramente gostaria de agradecer a vida e a Deus, afinal começar o mestrado no pico da pandemia de Covid 19 é um fator a ser agradecido. Só Ele e os guias de luz me permitiram chegar até aqui, forte e com saúde, a fim de concretizar este sonho.

Agradecer a minha mãe, Patrícia Vieira, que nos momentos em que nem eu acreditei que eu seria capaz estava presente, me incentivando e dando forças para seguir em frente. Não menos importante, um dos maiores agradecimento que tenho é a minha tia, Schirley Santos, a qual me possibilitou ter um dos melhores estudos que alguém pode proporcionar, sempre me mostrando a importância da educação.

Gostaria também de agradecer ao meu pai, Edson Thomas Machado, e ao meu Padrasto, Demilson Melo, que sempre estiveram dispostos a falar uma palavra motivacional e acreditaram sempre na minha capacidade.

Por fim, gostaria de agradecer aos demais familiares, amigos e colegas de serviço. Aos familiares, obrigada por estarem comigo até o fim, aos amigos obrigada por entenderem a minha ausência, os meus surtos de desespero e, aos meus colegas e gestores da empresa Sagres Operações Portuárias por me apoiarem e me aliviarem o serviço com despesas nas épocas das provas.

E um grande agradecimento, mais que especial, aos dois mestres que me ajudaram nesta caminhada, ao Crístofer Hood Marques e ao Jeferson Avila Souza, pelos anos de caminhada e orientação, por exigirem e acreditarem no meu potencial. A Cátia Maria dos Santos Machado, minha maior inspiração de mestre e profissional, que sempre esteve comigo fazendo o papel de tia e mestre para a minha vida futura.

Obrigada, a caminhada se tornou mais leve por ter vocês!

Resumo

Kamille Vieira Machado

Na presente dissertação de mestrado foi realizada uma análise termoeconômica, tendo o intuito de reduzir o desperdício do calor residual dos gases de exaustão de motores marítimos e otimizar o sistema termodinâmico, unindo aumento de eficiência energética e redução econômica. Para isso, foi utilizada como ciclo de potência para o ciclo binário de vapor o qual utiliza dois fluidos de trabalho para seu funcionamento. Neste estudo, serão utilizados como fluido de trabalho a água para o ciclo superior e os fluidos orgânicos R601a, R134a e R32 para o ciclo inferior. A análise foi realizada para dois motores marítimos, modelos 8X52 e 12X92 do fabricante Wärtsilä, para duas pressões diferentes do gerador de vapor de recuperação, 7 bar_a e 9 bar_a. Para verificar a influência do ciclo binário, o título de saída da turbina do ciclo superior foi variado de 85% a 99% com um passo de 1%. Verificou-se a capacidade de reaproveitamento de calor residual para geração de potência elétrica com a utilização do ciclo binário. Além disso, com o intuito de realizar a análise termoeconômica, composta pelas análises energéticas, exergéticas e econômicas foram verificadas as taxas de destruição exergéticas em cada um dos equipamentos do ciclo binário e o custo dos equipamentos. Deste modo, verificou-se que apesar do aumento de potência elétrica gerada, a inserção de mais equipamentos, a qual compõe o ciclo inferior, não compensa devido ao aumento da taxa de destruição exergética e no custo da planta de potência e produção de energia. Verificou-se que a otimização do ciclo binário ocorre nas extremidades, onde apenas uma das partes do ciclo é predominante. Além disso, os melhores resultados das análises ocorrem com o fluido orgânico seco R601a.

Palavras-chave: reaproveitamento de calor residual; termoeconomia; redução de custos; ciclo binário; motores marítimos.

Abstract

Kamille Vieira Machado

In the following master's dissertation, a thermoeconomic analysis was carried out, to reduce waste heat from the exhaust gases of marine engines and optimize the thermodynamic system, combining increased energy efficiency and economic reduction. In this way, the steam binary cycle technology was used, which uses two working fluids for its operation. In this study, water will be used as a working fluid for the topping cycle and organic fluids R601a, R134a and R32 for the bottoming cycle. The analysis was performed for two marine engines, models 8X52 and 12X92 from the manufacturer Wärtsilä, for two different pressures of the recovery steam generator, 7 bar_a, and 9 bar_a. To verify the influence of the binary cycle, the turbine output quality of the topping cycle was varied from 85% to 99% with a step of 1%. The ability to reuse waste heat to generate electrical power was verified using the binary cycle. In addition, to carry out the thermoeconomic analysis, composed of energy, exergetic and economic analysis, the exergetic destruction rates in each of the equipment of the binary cycle and the cost of the equipment were verified. Thus, it was found that despite the increase in electrical power, the insertion of more equipment, which makes up the bottoming cycle, does not compensate due to the increase in the rate of exergy destruction and the cost of the power plant and energy production. It was found that the optimization of the binary cycle occurs at the ends, where only one part of the cycle is predominant. Furthermore, the best analysis results occur with the dry organic fluid R601a.

Keywords: WHRS; thermoeconomic; cost reduction; binary cycle; marine engines.

Sumário

Lista de Figuras	IX
Lista de Tabelas	XII
Lista de Símbolos	XIV
Lista de Siglas	XX
1 Introdução	1
1.1 Objetivo Geral	3
1.2 Objetivos Específicos	4
2 Referencial Teórico	6
2.1 Ciclo Binário de Vapor	6
2.2 Fluidos Orgânicos	8
2.2.1 Fluidos Orgânicos do Estudo	10
2.2.2 Ponto Crítico dos Fluidos Orgânicos do Estudo	11
2.3 Análise Energética	14
2.4 Análise Exergética	15
2.4.1 Balanço Exergético de um Volume de Controle	15
2.5 Análise Econômica	16
2.5.1 Nivelamento dos Custos	17
2.6 Análise Termoeconômica	17
2.6.1 Parâmetros da Termoeconômica	18
3 Estado da Arte	21
4 Metodologia	27
4.1 Motores Marítimos	28
4.2 Gerador de Vapor / Condensador	33
4.2.1 Análise Energética do Gerador de Vapor / Condensador	33
4.2.2 Análise Exergética do Gerador de Vapor / Condensador	34
4.2.3 Análise Econômica do Gerador de Vapor / Condensador	34
4.2.4 Análise Termoeconômica do Gerador de Vapor / Condensador	39
4.3 Turbinas	40
4.3.1 Análise Energética das Turbinas	41
4.3.2 Análise Exergética das Turbinas	42
4.3.3 Análise Econômica das Turbinas	43
4.3.4 Análise Termoeconômica das Turbinas	44
4.4 Bombas	45
4.4.1 Análise Energética das Bombas	46
4.4.2 Análise Exergética das Bombas	47

4.4.3	Análise Econômica das Bombas	48
4.4.4	Análise Termoeconômica das Bombas	49
4.5	Gerador de Vapor de Recuperação	50
4.5.1	Análise Energética do Gerador de Vapor de Recuperação	51
4.5.2	Análise Exergética do Gerador de Vapor de Recuperação	52
4.5.3	Análise Econômica do Gerador de Vapor de Recuperação	53
4.5.4	Análise Termoeconômica do Gerador de Vapor de Recuperação	56
4.6	Condensador	57
4.6.1	Análise Energética do Condensador	58
4.6.2	Análise Exergética do Condensador	58
4.6.3	Análise Econômica do Condensador	58
4.6.4	Análise Termoeconômica do Condensador	59
4.7	Potência e Eficiência Elétrica	60
4.8	Eficiência Exergética	61
4.9	Custo de Potência Elétrica	61
4.10	Modelagem Computacional	62
5 	Resultados	63
5.1	Validação	63
5.2	Análise Energética	64
5.2.1	Motor Marítimo 8X52	64
5.2.2	Motor Marítimo 12X92	69
5.3	Análise Exergética	73
5.3.1	Motor Marítimo 8X52	73
5.3.2	Motor Marítimo 12X92	75
5.4	Análise Econômica	77
5.4.1	Motor Marítimo 8X52	78
5.4.2	Motor Marítimo 12X92	80
5.5	Análise Termoeconômica	81
5.5.1	Motor Marítimo 8X52	81
5.5.2	Motor Marítimo 12X92	87
6 	Conclusão	91
6.1	Conclusão	91
6.2	Recomendações para Trabalhos Futuros	92
	Referências	93
	Apêndice A	96
	Apêndice B	109

Lista de Figuras

Página

1 • Introdução

Figura 1.1: Layout simplificado de um sistema de máquinas a bordo de grandes navios. ____	1
Figura 1.2: Diagrama de Sankey de distribuição de energia e fluxos de calor de um motor. ____	2
Figura 1.3: Representação esquemática dos parâmetros de variação da análise termoeconômica do ciclo binário de vapor. _____	4

2 • Referencial Teórico

Figura 2.1: Arranjo da planta operando com o ciclo binário de vapor. _____	6
Figura 2.2: Diagrama T-s do ciclo binário com água e R601a. _____	7
Figura 2.3: Diagrama T-s do ciclo binário com água e R134a. _____	8
Figura 2.4: Diagrama T-s do ciclo binário com água e R32. _____	8
Figura 2.5: Diagrama T-s dos fluidos orgânicos. _____	9
Figura 2.6: Diagrama p-v-T da água. _____	11
Figura 2.7: Diagrama T-s da água com linhas de entalpia. _____	12
Figura 2.8: Diagrama T-s dos fluidos para um título de 99% na saída da turbina superior. _	13
Figura 2.9: Gráfico de entalpia com a variação do título para uma pressão de (a) 7 bar _a e (b) 9 bar _a . _____	14

4 • Metodologia

Figura 4.1: Balanço energético, exergético e econômico do gerador de vapor / Condensador. _____	33
Figura 4.2: Áreas de transferência de calor do trocador de calor (GV/Cd) para a) R601a, R134a e R32 até o ponto crítico e b) R134a e R32 pós ponto crítico. _____	36
Figura 4.3: Balanço energético, exergético e econômico da: a) turbina superior, b) turbina inferior. _____	40
Figura 4.4: Balanço energético, exergético e econômico da: a) bomba superior, b) bomba inferior. _____	46
Figura 4.5: Balanço energético, exergético e econômico do gerador de vapor de recuperação. _____	51
Figura 4.6: Áreas de transferência de calor do gerador de vapor de recuperação (GV). ____	54
Figura 4.7: Balanço energético, exergético e econômico do condensador. _____	57

5 • Resultados

Figura 5.1: Arranjo do ciclo binário do exemplo analisado.	63
Figura 5.2: Comportamento da potência elétrica com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	65
Figura 5.3: Potência elétrica excedente produzida com o ciclo para um motor 8X52 e pressão do gerador de recuperação de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	67
Figura 5.4: Comportamento da eficiência elétrica com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	67
Figura 5.5: Razão entre potências com a variação da carga do motor um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar.	69
Figura 5.6: Comportamento da potência elétrica com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	70
Figura 5.7: Potência elétrica excedente produzida com o ciclo para um motor 12X92 e pressão do gerador de recuperação de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	71
Figura 5.8: Comportamento da eficiência elétrica com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	71
Figura 5.9: Razão entre potências com a variação da carga do motor um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	73
Figura 5.10: Comportamento da eficiência exergética com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	74
Figura 5.11: Taxa de destruição exergética dos equipamentos para o motor 8X52 e pressões no gerador de: (a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	74
Figura 5.12: Comportamento da eficiência exergética com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	76
Figura 5.13: Taxa de destruição exergética dos equipamentos para o motor 12X92 e pressões no gerador de: (a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	76
Figura 5.14: Custo da planta de potência com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: (a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	78
Figura 5.15: Custo da planta de potência com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: (a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	80
Figura 5.16: Custo unitário de energia do ciclo binário com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: (a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	82
Figura 5.17: Custo unitário de energia dos ciclos com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: (a) 7 bar _a e b) 9 bar _a .	83
Figura 5.18: Taxa de custo de destruição exergética dos equipamentos em função da variação do título para um motor 8X52 e pressão de 7bar _a e fluido R601a.	84
Figura 5.19: Diferença relativa do custo dos equipamentos em função da variação do título para um motor 8X52 e pressão de 7bar _a e fluido R601a.	85

Figura 5.20: Fator exergoeconômico dos equipamentos em função da variação do título para um motor 8X52 e pressão de 7bar_a e fluido R601a. _____ 86

Figura 5.21: Custo unitário de energia do ciclo binário com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: (a) 7bar_a e b) 9bar_a . _____ 87

Figura 5.22: Custo unitário de energia dos ciclos com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: (a) 7bar_a e b) 9bar_a . _____ 88

Figura 5.23: Taxa de custo de destruição exergética dos equipamentos em função da variação do título para um motor 12X92 e pressão de 7bar_a e fluido R601a. _____ 88

Figura 5.24: Diferença relativa do custo dos equipamentos em função da variação do título para um motor 12X92 e pressão de 7bar_a e fluido R601a. _____ 89

Figura 5.25: Fator exergoeconômico dos equipamentos em função da variação do título para um motor 12X92 e pressão de 7bar_a e fluido R601a. _____ 90

Lista de Tabelas

Página

2 • Referencial Teórico

Tabela 2.1: Classificação de segurança dos fluidos. _____ 10

Tabela 2.2: Propriedades dos fluidos orgânicos. _____ 11

4 • Metodologia

Tabela 4.1: Variáveis do ciclo binário de vapor. _____ 27

Tabela 4.2: Dados das perdas consideradas nas máquinas e equipamentos. _____ 28

Tabela 4.3: Vazão mássica dos gases do motor 8X52 com pressão de 7 bar_a. _____ 29

Tabela 4.4: Vazão mássica dos gases do motor 8X52 com pressão de 9 bar_a. _____ 29

Tabela 4.5: Vazão mássica dos gases do motor 12X92 com pressão de 7 bar_a. _____ 30

Tabela 4.6: Vazão mássica dos gases do motor 12X92 com pressão de 9 bar_a. _____ 30

Tabela 4.7: Dados do motor 8X52 para a pressão de 7 bar_a e 9 bar_a. _____ 31

Tabela 4.8: Dados do motor 12X92 para a pressão de 7 bar_a e 9 bar_a. _____ 32

Tabela 4.9: Coeficientes de película da área de transferência de calor do trocador de calor (GV/Cd). _____ 37

Tabela 4.10: Dados dos gases de exaustão do motor 8X52. _____ 52

Tabela 4.11: Dados dos gases de exaustão do motor 12X92. _____ 52

Tabela 4.12: Coeficientes de película da área de transferência de calor do gerador de vapor de recuperação (GV). _____ 54

5 • Resultados

Tabela 5.1: Comparação dos resultados pelo método manuscrito e computacional. _____ 64

Tabela 5.2: Valores obtidos para potência elétrica máxima com motor 8X52 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a. _____ 66

Tabela 5.3: Valores obtidos para eficiência elétrica máxima com motor 8X52 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a. _____ 68

Tabela 5.4: Razão média entre potências para o motor 8X52. _____ 69

Tabela 5.5: Valores obtidos para potência elétrica máxima com motor 12X92 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a. _____ 70

Tabela 5.6: Valores obtidos para eficiência elétrica máxima com motor 12X92 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a. _____ 72

Tabela 5.7: Razão média entre potências para o motor 12X92. _____ 72

Tabela 5.8: Dados exergeticos para o motor 8X52. _____ 75

Tabela 5.9: Dados exergéticos para o motor 12X92. _____	77
Tabela 5.10: Custo do ciclo binário de vapor para o motor 8X52. _____	79
Tabela 5.11: Custo nivelado dos equipamentos para o motor 8X52. _____	79
Tabela 5.12: Custo do ciclo binário de vapor para o motor 12X92. _____	80
Tabela 5.13: Custo nivelado dos equipamentos para o motor 12X92. _____	81
Tabela 5.14: Custo unitário de energia para o motor 8X52 para título de 90%. _____	82
Tabela 5.15: Custo unitário de energia para o motor 12X92 para título de 90%. _____	87

Lista de Símbolos

- $A_{1\,eco}$ – Área de troca térmica da região do economizador, [m²]
 $A_{2\,eva}$ – Área de troca térmica da região do evaporador, [m²]
 A_{GV} – Área de troca térmica do gerador de vapor de recuperação, [m²]
 $A_{1\,GV/Cd}$ – Área de troca térmica da região (1) do trocador de calor (GV/Cd), [m²]
 $A_{2\,GV/Cd}$ – Área de troca térmica da região (2) do trocador de calor (GV/Cd), [m²]
 $A_{GV/Cd}$ – Área de troca térmica do trocador de calor (GV/Cd), [m²]
 $\dot{C}_a$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (a) do ciclo binário, [\$/h]
 c_a – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (a) do ciclo binário, [\$/GJ]
 $\dot{C}_b$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (b) do ciclo binário, [\$/h]
 c_b – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (b) do ciclo binário, [\$/GJ]
 $\dot{C}_c$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (c) do ciclo binário, [\$/h]
 c_c – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (c) do ciclo binário, [\$/GJ]
 $\dot{C}_{c\,tot}$ – Custo nivelado associado ao combustível, [\$/h]
 $\dot{C}_d$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (d) do ciclo binário, [\$/h]
 c_d – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (d) do ciclo binário, [\$/GJ]
 $\dot{C}_{D\,k}$ – Taxa de custo de destruição exergética do “k” equipamento da planta, [\$/h]
 $\dot{C}_e$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de entrada, [\$/h]
 c_e – Custo unitário relacionado aos fluxos de entrada, [\$/GJ]
 $\dot{C}_{e\,gás}$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de entrada dos gases de exaustão, [\$/h]
 $c_{e\,gás}$ – Custo unitário relacionado aos fluxos de entrada dos gases de exaustão, [\$/GJ]
 $\dot{C}_{e\,sal}$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de entrada da água de condensação, [\$/h]
 $c_{e\,sal}$ – Custo unitário relacionado aos fluxos de entrada da água de condensação, [\$/GJ]
 $\dot{C}_k$ – Custo nivelado do “k” equipamento da planta, [\$/h]
 $\dot{C}_{k,C}$ – Custo nivelado dos combustíveis do “k” equipamento da planta, [\$/h]
 $c_{k,C}$ – Custo unitário dos combustíveis do “k” equipamento da planta, [\$/GJ]
 $\dot{C}_{k,P}$ – Custo nivelado dos produtos do “k” equipamento da planta, [\$/h]
 $c_{k,P}$ – Custo unitário dos produtos do “k” equipamento da planta, [\$/GJ]
 $\dot{C}_{P\,tot}$ – Custo nivelado total do produto da planta, [\$/h]

$\dot{C}_Q$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de calor, [\$/h]

c_Q – Custo unitário relacionado aos fluxos de calor, [\$/k]

$\dot{C}_s$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de saída, [\$/h]

c_s – Custo unitário relacionado aos fluxos de saída, [\$/GJ]

$\dot{C}_{s\ g\acute{a}s}$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de saída dos gases de exaustão, [\$/h]

$c_{s\ g\acute{a}s}$ – Custo unitário relacionado aos fluxos de saída dos gases de exaustão, [\$/GJ]

$\dot{C}_{s\ sal}$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de saída da água de condensação, [\$/h]

$c_{s\ sal}$ – Custo unitário relacionado aos fluxos de saída da água de condensação, [\$/GJ]

$\dot{C}_W$ – Custo exergético relacionado aos fluxos de potência, [\$/h]

c_W – Custo unitário relacionado aos fluxos de potência, [\$/GJ]

c_{WBI} – Custo unitário de potência elétrica de acionamento da bomba inferior, [\$/GJ]

c_{WBS} – Custo unitário de potência elétrica de acionamento da bomba superior, [\$/GJ]

$c_{W\ ciclo}$ – Custo para produção de energia elétrica do ciclo binário, [\$/GJ]

c_{WTI} – Custo unitário de potência elétrica produzido pela turbina inferior, [\$/GJ]

c_{WTS} – Custo unitário de potência elétrica produzido pela turbina superior, [\$/GJ]

$\dot{C}_1$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (1) do ciclo binário, [\$/h]

c_1 – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (1) do ciclo binário, [\$/GJ]

$\dot{C}_2$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (2) do ciclo binário, [\$/h]

c_2 – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (2) do ciclo binário, [\$/GJ]

$C\$_{2001}$ – Custo dos equipamentos referente ao ano de 2001, [\$/]

$C\$_{2022}$ – Custo dos equipamentos referente ao ano de 2022, [\$/]

$\dot{C}_3$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (3) do ciclo binário, [\$/h]

c_3 – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (3) do ciclo binário, [\$/GJ]

$\dot{C}_4$ – Custo exergético relacionado aos fluxos do ponto (4) do ciclo binário, [\$/h]

c_4 – Custo unitário relacionado aos fluxos do ponto (4) do ciclo binário, [\$/GJ]

$\dot{E}_{D_{B,I}}$ – Taxa de destruição exergética da bomba inferior, [kW]

$\dot{E}_{D_{B,S}}$ – Taxa de destruição exergética da bomba superior, [kW]

$\dot{E}_{D_{Cd}}$ – Taxa de destruição exergética do condensador, [kW]

$\dot{E}_{D_{GV}}$ – Taxa de destruição exergética do gerador de vapor de recuperação, [kW]

$\dot{E}_{D_{T,I}}$ – Taxa de destruição exergética da turbina inferior, [kW]

$\dot{E}_{D_{T,S}}$ – Taxa de destruição exergética da turbina superior, [kW]

$\dot{E}_{n_a}$ – Taxa energética do ponto (a), [kW]

$\dot{E}_{n_b}$ – Taxa energética do ponto (b), [kW]

$\dot{E}_{n_c}$ – Taxa energética do ponto (c), [kW]

$\dot{E}_{n_d}$ – Taxa energética do ponto (d), [kW]

$\dot{E}_{n_1}$ – Taxa energética do ponto (1), [kW]

$\dot{E}_{n_2}$ – Taxa energética do ponto (2), [kW]

$\dot{E}_{n_3}$ – Taxa energética do ponto (3), [kW]

$\dot{E}_{n_4}$ – Taxa energética do ponto (4), [kW]

$\dot{E}_{x_a}$ – Taxa exergética do ponto (a), [kW]

$\dot{E}_{x_b}$ – Taxa exergética do ponto (b), [kW]

$\dot{E}_{x_c}$ – Taxa exergética do ponto (c), [kW]

$\dot{E}_{k,C}$ – Taxa exergética dos combustíveis do “k” equipamento da planta, [kW]

$\dot{E}_{x_d}$ – Taxa exergética do ponto (d), [kW]

$\dot{E}_{x_{g,e}}$ – Taxa exergética de entrada dos gases de exaustão, [kW]

$\dot{E}_{x_{g,s}}$ – Taxa exergética de saída dos gases de exaustão, [kW]

$\dot{E}_{k,P}$ – Taxa exergética dos produtos do “k” equipamento da planta, [kW]

$\dot{E}_{x_{E\,sal}}$ – Taxa exergética de entrada da água do mar, [kW]

$\dot{E}_{x_{S\,sal}}$ – Taxa exergética de saída da água do mar, [kW]

$\dot{E}_{x_1}$ – Taxa exergética do ponto (1), [kW]

$\dot{E}_{x_2}$ – Taxa exergética do ponto (2), [kW]

$\dot{E}_{x_3}$ – Taxa exergética do ponto (3), [kW]

$\dot{E}_{x_4}$ – Taxa exergética do ponto (4), [kW]

η_{CR} – Eficiência da caixa redutora, [-]

η_{GE} – Eficiência do gerador elétrico, [-]

η_{GE} – Eficiência do gerador de vapor, [-]

η_{Global} – Eficiência global, [-]

$\eta_{Ef,m}$ – Eficiência efetiva do motor, [-]

$\eta_{ELE_{Ciclo}}$ – Eficiência elétrica do ciclo binário, [-]

η_{iB} – Eficiência isentrópica da bomba, [-]

η_{iT} – Eficiência isentrópica da turbina, [-]

- η_{mB} – Eficiência mecânica da bomba, [-]
 η_{ME} – Eficiência do motor elétrico, [-]
 η_{mT} – Eficiência mecânica da turbina, [-]
 η_x – Eficiência exergetica do ciclo binário, [-]
 f_k – Fator exergoeconômico do “k” equipamento da planta, [-]
 i – Juros anuais da planta de potência, [-]
 $\dot{m}_a$ – Vazão mássica de água, [kg/s]
 $\dot{m}_{a_cat}$ – Vazão mássica de água fornecida pelo catálogo, [kg/s]
 $\dot{m}_{ar}$ – Vazão mássica de ar, [kg/s]
 $\dot{m}_c$ – Vazão mássica de combustível, [kg/s]
 $\dot{m}_{cond}$ – Vazão mássica de condensação, [kg/s]
 $\dot{m}_{CRO}$ – Vazão mássica do fluido orgânico, [kg/s]
 $\dot{m}_g$ – Vazão mássica dos gases de exaustão do motor, [kg/s]
 LT – Período estimado de operação da planta de potência, [anos]
 $\dot{Q}_{eco}$ – Potência calorífica do economizador, [kW]
 $\dot{Q}_{eva}$ – Potência calorífica do evaporador, [kW]
 $\dot{Q}_c$ – Potência calorífica, [kW]
 $\dot{Q}_{cm}$ – Potência calorífica de combustível, [kW]
 $\dot{Q}_{GV/Cd}$ – Potência calorífica do trocador de calor (GV/Cd), [kW]
 $\dot{Q}_i$ – Potência calorífica indicada, [kW]
 R – Razão entre a potência do ciclo binário e potência do motor, [-]
 r_k – Diferença de custo relativo do “k” equipamento do ciclo binário, [-]
 t – Tempo de operação, [h]
 $T_{LMDT\ 1\ (eco)}$ – Diferença de temperatura média logarítmica da região do economizador, [°C]
 $T_{LMDT\ 2\ (eva)}$ – Diferença de temperatura média logarítmica da região do evaporador, [°C]
 $T_{LMDT\ 1\ (GV/Cd)}$ – Diferença de temperatura média logarítmica da região (1) do trocador de calor (GV/Cd), [°C]
 $T_{LMDT\ 2\ (GV/Cd)}$ – Diferença de temperatura média logarítmica da região (2) do trocador de calor (GV/Cd), [°C]
 $U_{1\ (eco)}$ – Coeficiente global de troca térmica da região do economizador, [W/ °C. m²]
 $U_{2\ (eva)}$ – Coeficiente global de troca térmica da região do evaporador, [W/ °C. m²]

$U_{1 (GV/cd)}$ – Coeficiente global de troca térmica da região (1) do trocador de calor (GV/Cd),
[W/ °C.m²]

$U_{2 (GV/cd)}$ – Coeficiente global de troca térmica da região (2) do trocador de calor (GV/Cd),
[W/ °C.m²]

$\dot{W}_{EleLiq_{Ciclo}}$ – Potência elétrica líquida do Ciclo Binário, [kW]

$\dot{W}_{EleLiq_I}$ – Potência elétrica líquida inferior, [kW]

$\dot{W}_{EleLiq_S}$ – Potência elétrica líquida superior, [kW]

$\dot{W}_{GE,I}$ – Potência elétrica do gerador elétrico inferior, [kW]

$\dot{W}_{GE,S}$ – Potência elétrica do gerador elétrico superior, [kW]

$\dot{W}_{iB,I}$ – Potência indicada da bomba inferior, [kW]

$\dot{W}_{iB,S}$ – Potência indicada da bomba superior, [kW]

$\dot{W}_{iT,I}$ – Potência indicada inferior, [kW]

$\dot{W}_{iT,S}$ – Potência indicada superior, [kW]

$\dot{W}_m$ – Potência no freio do motor, [kW]

$\dot{W}_{ME,I}$ – Potência elétrica do motor elétrico inferior, [kW]

$\dot{W}_{ME,S}$ – Potência elétrica do motor elétrico superior, [kW]

$Z_{B,I}$ – Custo da bomba do ciclo inferior, [\$]

$\dot{Z}_{B,I 2022}$ – Custo nivelado da bomba do ciclo inferior considerando o ano de 2022, [\$/h]

$Z_{B,S}$ – Custo da bomba do ciclo superior, [\$]

$\dot{Z}_{B,S 2022}$ – Custo nivelado da bomba do ciclo superior considerando o ano de 2022, [\$/h]

$\dot{Z}_{tot}^{CI}$ – Custo nivelado do investimento com equipamentos, [\$/h]

Z_{Cd} – Custo do condensador, [\$]

$\dot{Z}_{Cd 2022}$ – Custo nivelado do condensador considerando o ano de 2022, [\$/h]

Z_{GV} – Custo do gerador de vapor de recuperação, [\$]

$\dot{Z}_{GV 2022}$ – Custo nivelado do gerador de vapor de recuperação considerando o ano de 2022,
[\$/h]

$Z_{GV/cd}$ – Custo do gerador de vapor/condensador, [\$]

$\dot{Z}_{GV/cd 2022}$ – Custo nivelado do gerador de vapor/condensador considerando o ano de 2022,
[\$/h]

$\dot{Z}_{tot}^{OM}$ – Custo nivelado do investimento com manutenção, [\$/h]

$Z_{T,I}$ – Custo da turbina do ciclo inferior, [\$]

$\dot{Z}_{T,I\ 2022}$ – Custo nivelado da turbina do ciclo inferior considerando o ano de 2022, [\$/h]

$Z_{T,S}$ – Custo da turbina do ciclo superior, [\$]

$\dot{Z}_{T,S\ 2022}$ – Custo nivelado da turbina do ciclo superior considerando o ano de 2022, [\$/h]

φ – Fator de manutenção, [-]

Lista de Siglas

CEC	Consumo Específico de Combustível
CRC	Ciclo de Rankine Convencional
CRO	Ciclo de Rankine Orgânico
FRC	Fator de Recuperação de Capital
GNL	Gás Natural Liquefeito
GWP	Potencial de Aquecimento Global (do inglês Global Warming Potential)
ICPEQ	Índice de Custo da Planta de Engenharia Química
IMO	Organização Marítima Internacional (do inglês: International Maritime Organization)
LMTD	Diferença de Temperatura Média Logarítmica (do inglês Log Mean Temperature Difference)
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (do inglês Ozone Depletion Potential)
PCI	Poder Calorífico Inferior de Combustível
SI	Sistema Internacional de Unidades
V.C	Volume de Controle

1 | Introdução

Segundo o World Shipping Council (WSC, 2009), o transporte marítimo, em comparação com o transporte aéreo, ferroviário e rodoviário, é o meio de transporte mais eficiente em termos ambientais, pois é responsável por aproximadamente 3% das emissões de CO₂ (dióxido de carbono) em todo o mundo. Além disso, é o principal meio de exportação de produtos, permitindo o transporte de grandes quantidades de carga de maneira mais eficiente e com menor custo. Nesse contexto, estima-se que 90% das exportações sejam realizadas por navios (ICS, 2017).

No entanto, apesar de sua eficiência, quando comparado a outros meios de transporte, aproximadamente 50% do conteúdo energético do navio é dissipado como calor residual em diferentes níveis de temperatura (Mondejar *et al.*, 2018). Segundo Mondejar *et al.* (2018), há quatro correntes de calor residual dos motores marítimos: gases de escape, camisa d'água, óleo lubrificante e ar de limpeza. De maneira simplificada, a Fig. 1.1. representa um esquema dos dispositivos usados para reaproveitar o calor residual.

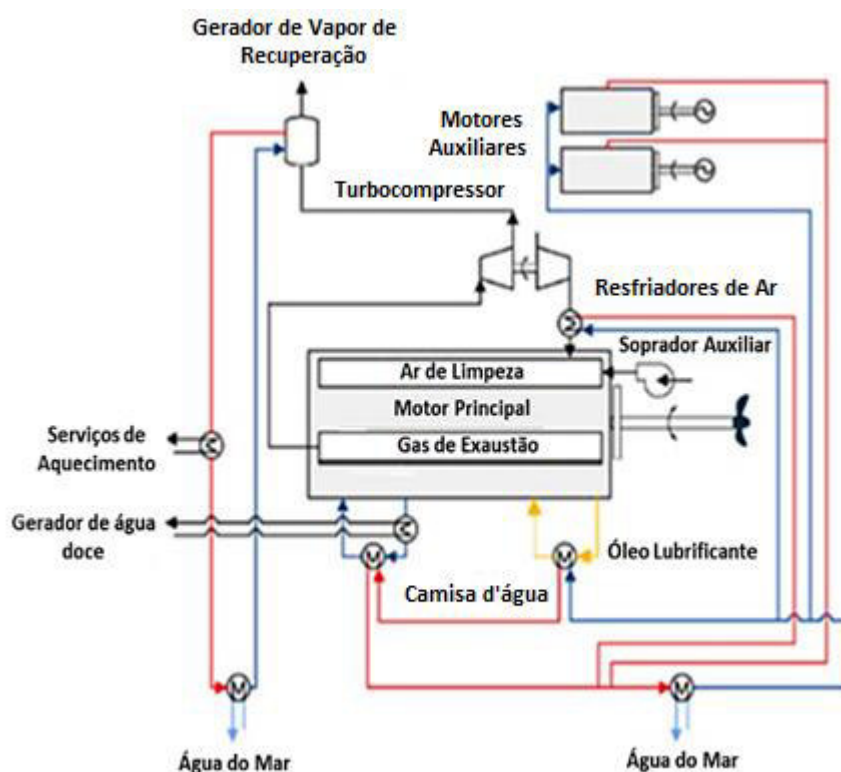


Figura 1.1 - Layout simplificado de um sistema de máquinas a bordo de grandes navios (Adaptado de Mondejar *et al.*, 2018).

Na Fig. 1.1 as linhas em vermelho representam o trajeto em que a água está em altas temperaturas e, em azul o trecho onde a água está em baixa temperatura. Da mesma forma, as linhas de óleo lubrificante estão representadas em amarelo e em preto está representado o fluxo de gases de escape. Desses fluxos, os gases e o ar de limpeza são apontados como as maiores fontes de reutilização de calor residual do combustível de um motor marítimo. Estima-se que esses dois fluxos juntos representam aproximadamente 40% do combustível (Mondejar *et al.*, 2018).

A Fig. 1.2 representa um diagrama de Sankey de distribuição de energia e fluxos de calor de um motor (Mondejar *et al.*, 2018). O diagrama de Sankey é uma representação visual do fluxo de energia, seu uso representa a quantidade de energia a qual está presente em um determinado ponto. A representação mostra a quantidade que cada fluxo de energia e calor em 100% de combustível, onde a propulsão representa pouco mais de 50% do valor total.

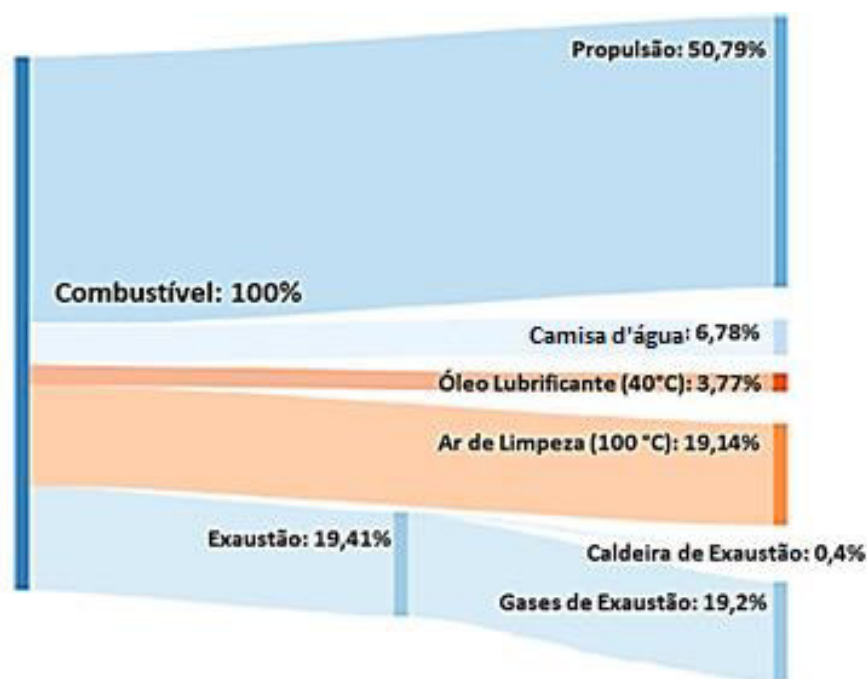


Figura 1.2 - Diagrama de Sankey de distribuição de energia e fluxos de calor de um motor (Adaptado de Mondejar *et al.*, 2018).

Assim, como forma de regulamentar o modal marítimo, de modo a permitir que trafeguem com segurança, a IMO (Organização Marítima Internacional) tem a função de garantir a segurança e eficiência da navegação. Como objetivos da IMO pode-se citar o aumento das formas de conversão de energia a fim de reduzir a emissão de gases para evitar a poluição marinha.

Como alternativa para o reaproveitamento dos gases de escape de motores marítimos, existe o ciclo binário de vapor. O ciclo binário combina dois ciclos, de modo que o calor rejeitado pelo ciclo superior é fornecido ao ciclo inferior. Nesse tipo de ciclo, é preciso utilizar dois fluidos diferentes, um para o ciclo superior e um para o ciclo inferior. Dependendo da aplicação, água pode ser usada no ciclo superior e fluidos orgânicos no ciclo inferior.

O ciclo inferior possui como característica fluidos de trabalho com temperatura de ebulição menor que a da água. Deste modo, nos últimos anos tem-se estudado novas tecnologias de reaproveitamento de calor desperdiçado. Assim, os ciclos combinados se tornaram uma boa alternativa, apresentando melhores desempenho no reaproveitamento do calor dos gases e melhores eficiências (Yue *et al*, 2014).

Neste estudo será utilizado o ciclo binário de vapor, o qual é a junção de um ciclo de Rankine convencional (CRC) operando com água, e o ciclo Rankine orgânico (CRO), o qual o fluido de trabalho é o fluido orgânico. No entanto, por ser um ciclo combinado são necessários mais equipamentos, o que acarreta maiores custos para aquisição da planta de potência.

Assim, unindo a necessidade de obter tecnologias mais eficientes, com o intuito de diminuir os problemas causados pelo desperdício de calor dos gases de exaustão no transporte marítimo, o presente trabalho visa realizar uma análise termoeconômica da recuperação do calor residual dos gases de motores marítimos por meio do ciclo binário de vapor.

1.1. Objetivo Geral

O estudo possui como objetivo geral realizar uma análise termoeconômica a respeito da recuperação do calor residual dos gases de motores marítimo, para geração de energia elétrica, por meio da utilização o ciclo binário de vapor.

Com isso, a fim de realizar a análise termoeconômica, o estudo é realizado em diferentes motores marítimos, diferentes pressões de entrada do gerador de vapor de recuperação, realizando a variação do título de saída da turbina superior e diferentes fluidos orgânicos. O esquema na Fig. 1.3, representa as combinações analisadas para determinar em qual distribuição o ciclo binário de vapor possui uma maior eficiência, menor taxa de destruição exergética, maior eficiência exergética e menor custo.

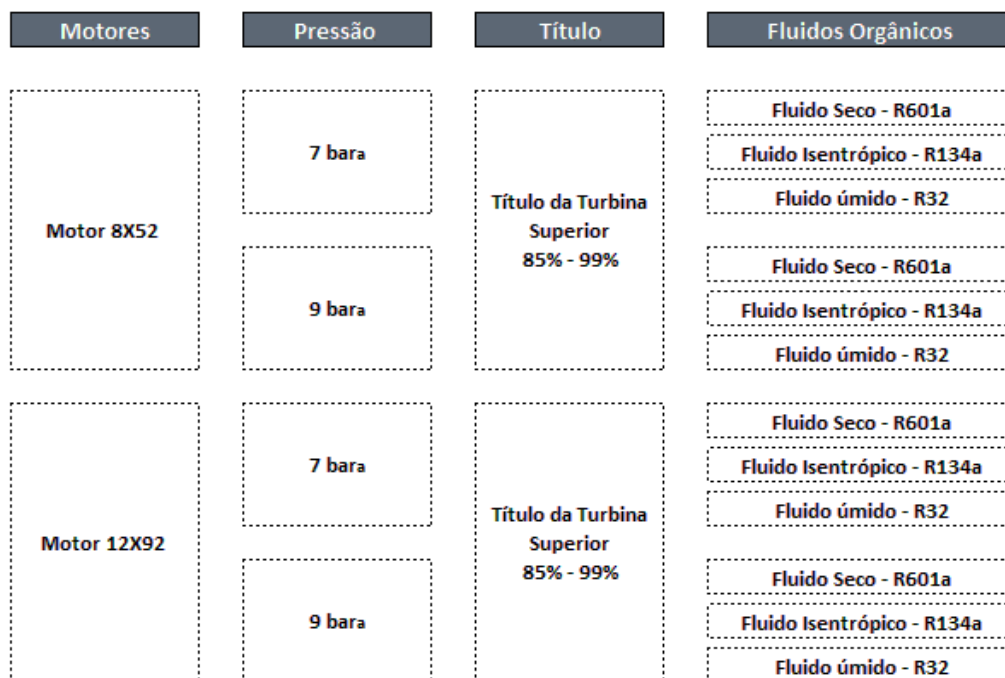


Figura 1.3 – Representação esquemática dos parâmetros de variação da análise termo-econômica do ciclo binário de vapor.

1.2. Objetivos Específicos

• Análise Energética

- Determinar a potência e a eficiência elétrica produzida com a variação do título da saída da turbina do ciclo superior para o ciclo binário de vapor;
- Determinar a quantidade de potência elétrica excedente gerada por meio do sistema de reaproveitamento do ciclo binário;
- Verificar a influência do ciclo binário para o uso de diferentes motores marítimos e com diferentes pressões do gerador de vapor de recuperação.

• Análise Exergética

- Determinar a taxa de destruição exergética dos equipamentos que compõe a planta de potência;
- Determinar a eficiência exergética do ciclo binário de vapor.

• Análise Econômica

- Estimar o valor dos equipamentos utilizados em uma planta de potência do ciclo binário;
- Estimar o custo nivelado (\$/h) de cada equipamento;

- Determinar o custo total da planta de potência binária.
- **Análise Termoeconômica**
 - Estimar o custo de produção de potência elétrica da planta de potência binária;
 - Analisar a relação entre custo e geração de potência, verificando a viabilidade do ciclo binário de vapor para reaproveitamento de calor residual;
 - Estimar a diferença de custo relativos dos produtos e combustíveis dos equipamentos do ciclo binário de vapor;
 - Estimar a taxa de custo de destruição exergética dos equipamentos;
 - Estimar o fator exergoeconômico dos equipamentos.

2 | Referencial Teórico

Nas seções que seguem são apresentados o referencial teórico que possui como embasamento a realização de uma análise termoeconômica a respeito da recuperação do calor residual do calor dos gases de motores marítimos por ciclo binário de vapor.

2.1. Ciclo Binário de Vapor

O ciclo binário é definido como um ciclo de potência que combina dois ciclos de Rankine convencionais, onde uma parte do ciclo situa-se em uma região de alta temperatura (ciclo superior) e a outra parte do ciclo em uma região de baixa temperatura (ciclo inferior). Segundo Çengel & Boles (2013), no ciclo binário o calor rejeitado pelo ciclo superior, de alta temperatura, será fornecido ao ciclo inferior, de baixa temperatura, visto que o condensador localizado no ciclo superior funciona como gerador de vapor ao ciclo inferior, conforme demonstrado na Fig. 2.1.

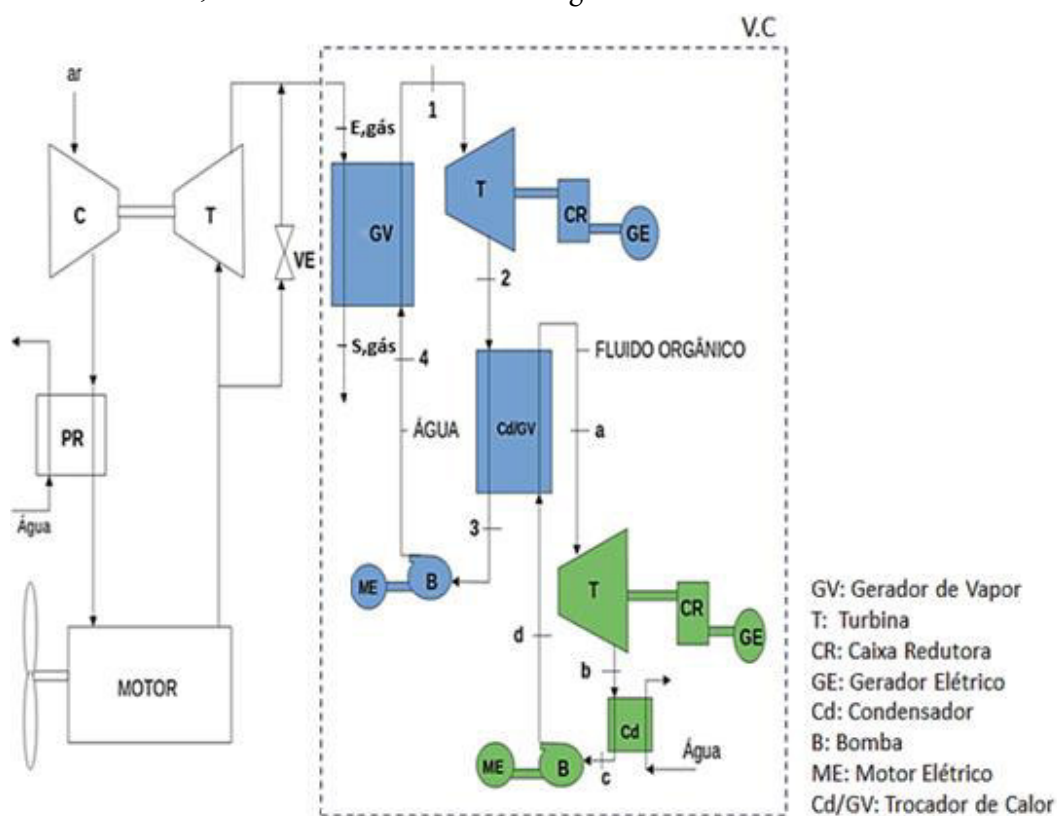


Figura 2.1 – Arranjo da planta operando com o ciclo binário.

O ciclo binário destina-se a aumentar a eficiência elétrica e a potência elétrica do ciclo de potência, aproveitando o calor liberado pelo ciclo superior (representado pela cor azul na Fig. 2.1) em um ciclo operando em temperatura mais baixa, ciclo inferior (representado pela cor verde na Fig. 2.1). Ele permite a utilização de dois fluidos

de trabalho distintos, sendo que para o estudo será utilizada água para o ciclo superior enquanto para o ciclo inferior serão utilizados fluidos orgânicos, tais como: fluido seco R601a (Isopentano - C_5H_{12}), fluido isentrópico R134a (Tetrafluoroetano - CH_2FCF_3) e fluido úmido R32 (Difluorometano - CH_2F_2).

Para o ciclo superior, no processo de 1-2, ocorre a expansão do fluido de trabalho, água, através da turbina (T) inicialmente na condição de vapor saturado, até condição de mistura de líquido mais vapor saturado a pressão do condensador (Cd). A transferência de calor do fluido de trabalho ocorre no processo de 2-3 onde, para o estado 3, entrada da bomba, onde é assumida a condição de líquido saturado. Em seguida, ocorre a compressão isentrópica através da bomba (B) até que este atinja a condição de líquido comprimido da entrada do gerador de vapor de recuperação (GV). Finalmente, o ciclo superior termina com a transferência de calor para o fluido de trabalho, à pressão constante, através do gerador de vapor de recuperação de calor, utilizando os gases quentes da combustão que saem do motor principal.

Da mesma forma, ocorre no ciclo inferior. No entanto, o trocador de calor ou gerador de vapor/condensador (Cd/GV) tem dupla função, condensador (ciclo superior) e gerador de vapor (ciclo inferior). Como dado de entrada determinou-se que o diferencial de temperatura entre o ciclo superior e o ciclo inferior, denominado “pinch point”, será fixo e igual a 15 [°C]. Além disso, os fluidos de trabalho utilizados no ciclo inferior serão os fluidos orgânicos.

Nas Figs. 2.2 -2.4 estão representados os diagramas T-s (temperatura e entropia) do ciclo binário de vapor operando com água na parte superior e os respectivos fluidos orgânicos na parte inferior do ciclo. Além disso, com os diagramas T-s é possível verificar o comportamento das curvas de saturação dos fluidos orgânicos, a qual será mais bem detalhada na subseção 2.2 desta dissertação.

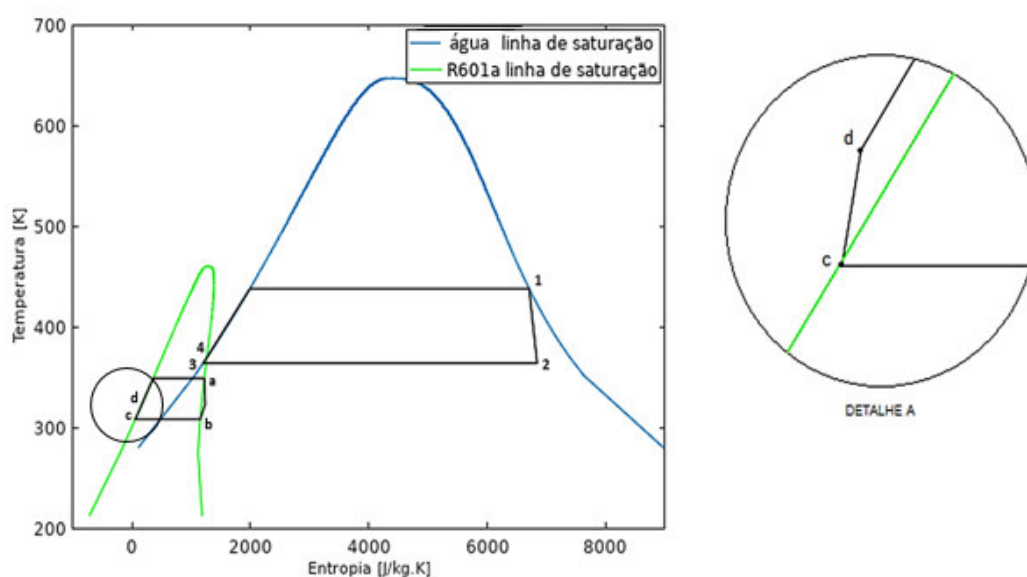


Figura 2.2 – Diagrama T-s do ciclo binário com água e R601a.

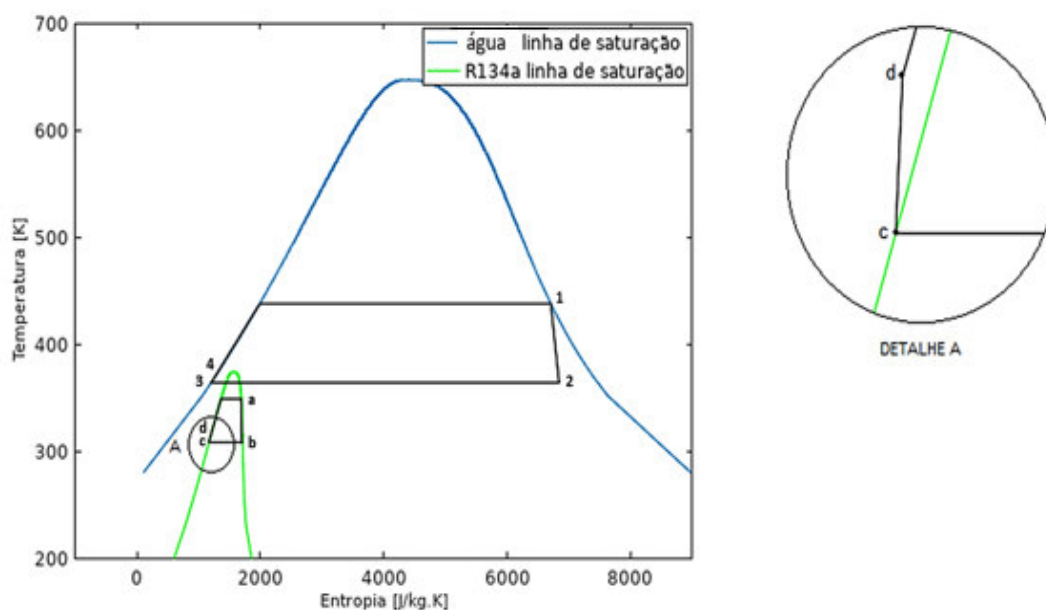


Figura 2.3 – Diagrama T-s do ciclo binário com água e R134a.

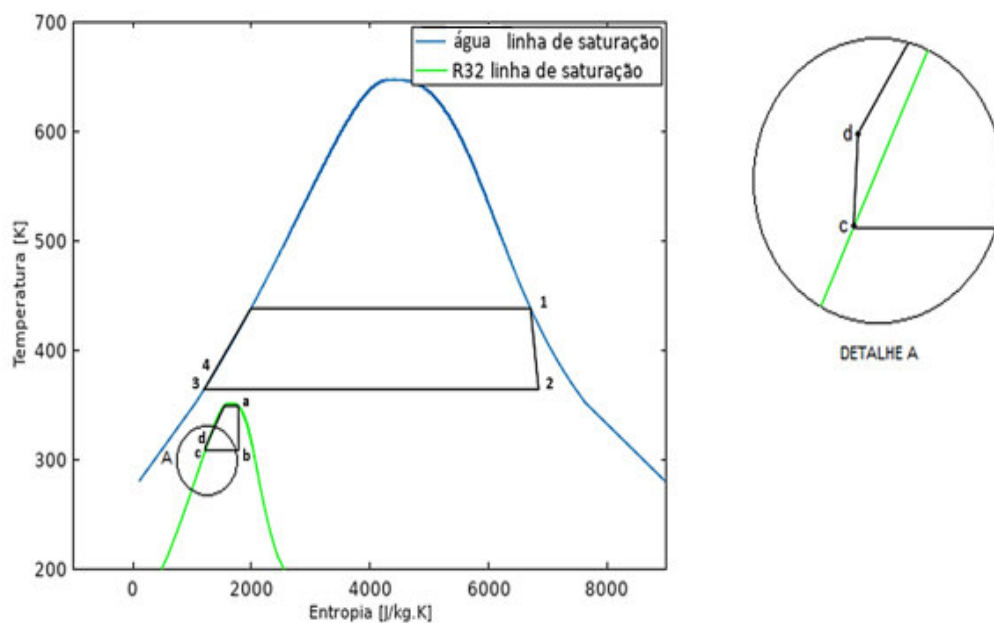


Figura 2.4 – Diagrama T-s do ciclo binário com água e R32.

2.2. Fluidos Orgânicos

No presente estudo foi utilizado como fluido de trabalho a água para a parte superior do ciclo e fluidos orgânicos para a parte inferior do ciclo binário. A utilização de fluidos orgânicos se fez necessário visto que o calor rejeitado pelo ciclo superior está a uma temperatura relativamente baixa, contudo suficiente para vaporizar os fluidos orgânicos. Esse fator, por sua vez, permite que a geração de potência ocorra em menores

temperaturas se comparado ao CRC, que opera com vapor de água (Quoilin *et al.*, 2013).

Os fluidos orgânicos são divididos em três categorias quanto a curva de saturação: seco, úmido e isentrópico. O tipo de fluido está associado com a inclinação da curva de saturação no diagrama T-s, ou seja, o fluido orgânico seco tende a ser encurvado para o lado direito, lado positivo do eixo, e o fluido orgânico isentrópico possui sua linha de saturação quase reta na vertical. O fluido orgânico úmido possui a curva de saturação mais aberta e na saída da turbina há o estado de mistura, ou seja, líquido e vapor. Além disso, Quoilin *et al.*, (2013) afirma que ciclos que operam com fluidos isentrópicos e secos são preferíveis, visto que podem operar sem superaquecer o fluido, procedimento o qual é comum em fluidos úmidos.

Os fluidos orgânicos foram escolhidos com base nas características termodinâmicas dos fluidos, segundo ao Potencial de Destruição de Ozônio (ODP) e Potencial de Aquecimento Global (GWP). No presente estudo foi selecionado um fluido orgânico de cada tipo, buscando identificar qual tipo de fluido para torna o ciclo binário mais vantajoso.

Na Fig. 2.5 é possível verificar a característica de cada um dos fluidos no diagrama T-s.

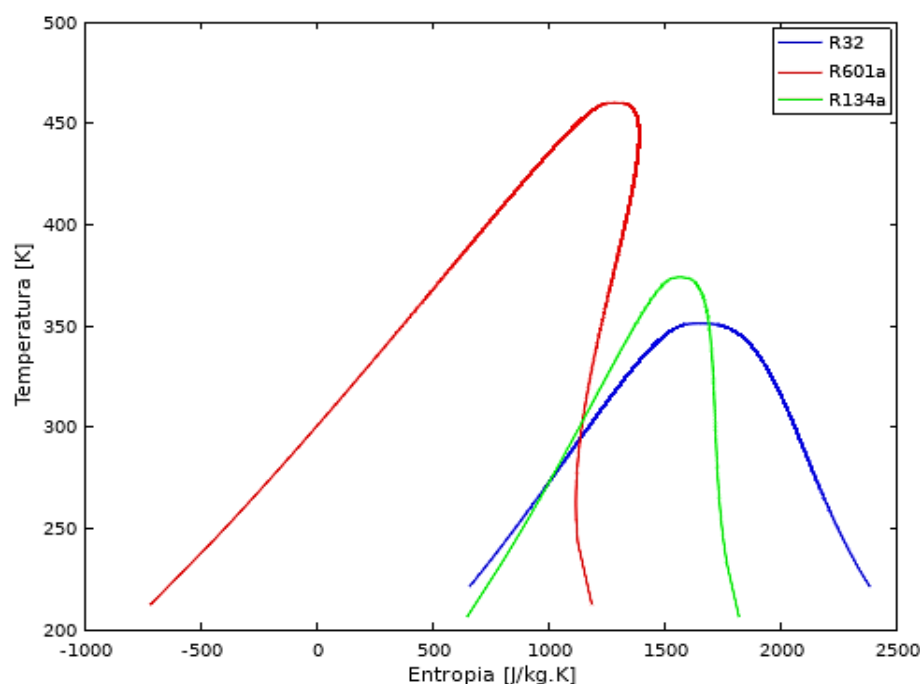


Figura 2.5 – Digrama T-s dos fluidos orgânicos.

2.2.1. Fluidos Orgânicos do Estudo

No presente estudo foram variados os fluidos orgânicos no ciclo inferior do ciclo binário. Para isso, foi necessário determinar algumas características dos fluidos empregados.

A classe Ashrae 34 (do inglês *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) (Ashrae 34, 2018) classifica os fluidos refrigerantes por perigo quanto a toxicidade e inflamabilidade. Deste modo, a toxicidade dos fluidos refrigerantes é classificada em menor toxicidade (classe A) e maior toxicidade (classe B). A inflamabilidade do refrigerante é classificada em 1, 2L, 2 e 3. A classe 1 é para fluidos refrigerantes que não possuem propagação de chama, a classe 2 e 2L são intermediárias e dependendo da temperatura apresentam propagação de chama e, a classe 3 são os fluidos refrigerantes que são mais inflamáveis.

Deste modo, na Tab. 2.1 está representado o esquema com base na classificação ASHRAE 34.

Tabela 2.1 – Classificação de segurança dos fluidos (ASHRAE 34, 2018)

Aumento de Inflamabilidade	Inflamabilidade Alta	A3	B3
	Inflamabilidade Baixa	A2	B2
		A2L	B2L
	Sem propagação de chama	A1	B1
		Toxicidade Baixa	Toxicidade Alta
		Aumento de Toxicidade	

Outras características importantes são os valores de ODP e GWP do fluido orgânico. O potencial de aquecimento global (GWP – do inglês *Global Warming Potential*) foi desenvolvido a fim de determinar a quantidade de energia as emissões de um gás, em função do tempo que será convertido em dióxido de carbono (CO_2). O valor de GWP é calculado para um determinado período, o qual normalmente estima-se para um intervalo de 100 anos. Desta forma, quanto maior for o valor do GWP, maior o impacto sobre o aquecimento global.

O potencial de destruição da camada de ozônio (ODP – do inglês *Ozone Depletion Potential*) é um índice que varia de 0 até 1. Assim, quando mais próximo de

zero for o valor de ODP de um fluido, menor será o impacto de destruição da camada de ozônio.

A Tab. 2.2 apresenta os dados referente a cada fluido orgânico utilizado neste trabalho.

Tabela 2.2 – Propriedades dos fluidos orgânicos.

Características dos Fluidos	R601a	R134a	R32
Temperatura Crítica (°C)	187,20	101,06	78,11
Classe Ashrae 34	A3	A1	A2
ODP	0	0	0
GWP (100 anos)	3	1430	675
Tipo de Fluido ORC	Seco	Isentrópico	Úmido

2.2.3. Ponto Crítico dos Fluidos Orgânicos do Estudo

Segundo Moran & Shapiro (2014), ponto crítico refere-se ao ponto onde as linhas de líquido e vapor saturados se encontram. Neste ponto a temperatura e pressão denominas críticas são os máximos valores o qual a fase líquida e de vapor podem coexistir em equilíbrio. Na Fig. 2.6 consegue-se ilustrar tridimensionalmente onde este ponto ocorre no diagrama p-v-T (pressão, volume específico e temperatura).

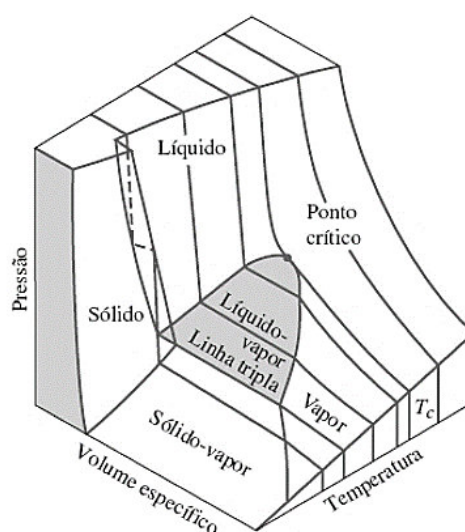


Figura 2.6 – Diagrama p-v-T da água (Moran & Shapiro, 2014).

O ciclo superior utiliza como fluido de trabalho apenas a água a qual sua temperatura crítica é igual a 647,09 [K], aproximadamente 374 [°C], valor este consideravelmente maior que a temperatura crítica dos fluidos orgânicos utilizados na parte inferior do ciclo, conforme demonstrado na Tab. 2.2. Como os ciclos superior e inferior estão interligados por um trocador de vapor ao realizar variações no ciclo superior acarreta modificações ao ciclo inferior. Com isso, ao aumentar o título de saída da turbina

superior, ocorre o aumento da temperatura de exaustão da turbina superior e, consequentemente, a temperatura de entrada da turbina do ciclo inferior, onde por sua vez possuem os fluidos orgânicos.

Em vista disso, ao realizar a variação do título observou-se que o fluido orgânico seco R601a não atinge o ponto crítico em nenhum dos pontos variados. Por outro lado, o fluido isentrópico R134a e o fluido úmido R32 atingem seu ponto crítico antes do ponto máximo de título avaliado, ou seja, quando o título de saída da turbina superior é igual a 99%. Com objetivo de entender o comportamento dos fluidos quando ultrapassam a sua pressão crítica são mostrados na Fig. 2.7 as linhas de entalpia dispostas no diagrama T-s. Nesta é possível observar que à medida que se aumenta o título há o aumento da entalpia.

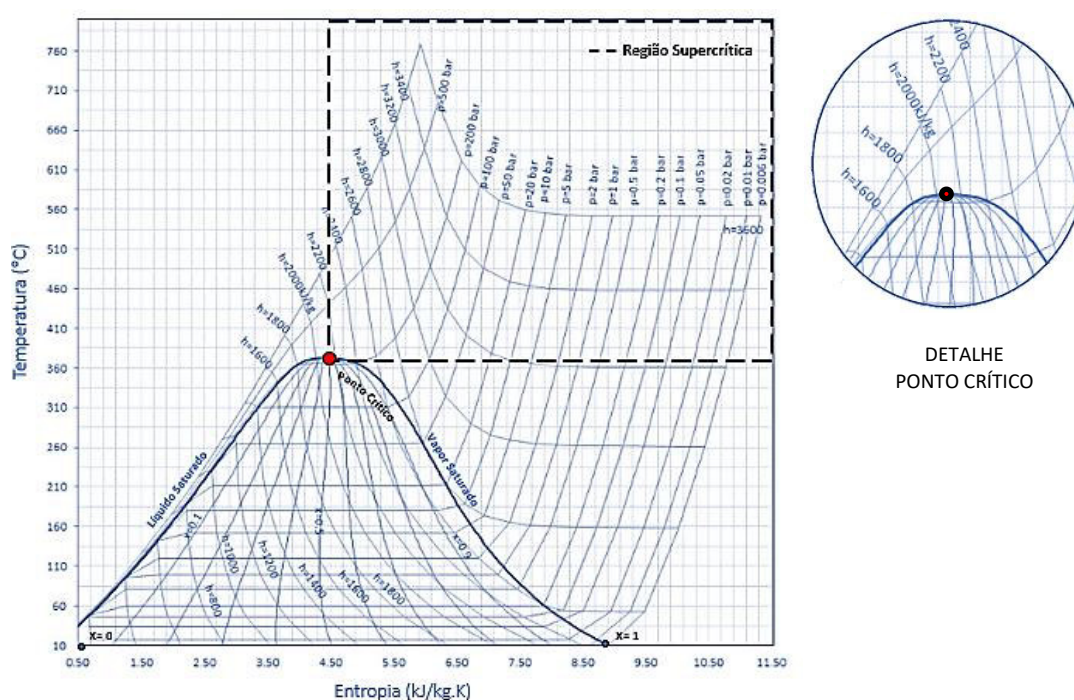


Figura 2.7 – Diagrama T-s da água com linhas de entalpia (ASME, 2014 - adaptado).

Assim, para avaliar o que ocorre nos fluidos orgânicos foi traçado o diagrama T-s até que se atinja o ponto crítico. Com isso, é possível observar que o fluido seco R601a de fato não atinge o ponto crítico com o aumento do título e pressão de saída da turbina superior. No entanto, o mesmo não ocorre com os demais fluidos orgânicos do estudo, visto que os fluidos R134a e R32 ultrapassam seus pontos críticos e chegam à região supercrítica. No estado supercrítico, as propriedades do fluido assumem valores intermediários entre gás e líquido (Taylor, 1996).

Na Fig. 2.8 são mostrados os diagramas T-s dos fluidos do estudo considerando um título de saída da turbina superior igual a 99%, maior título avaliado nesta dissertação. As figuras foram realizadas de forma ilustrativa. Os pontos de entrada e saída

da turbina, assim como na bomba são muito próximos um do outro, pois a variação entre eles é muito pequena. Deste modo, alguns pontos estão

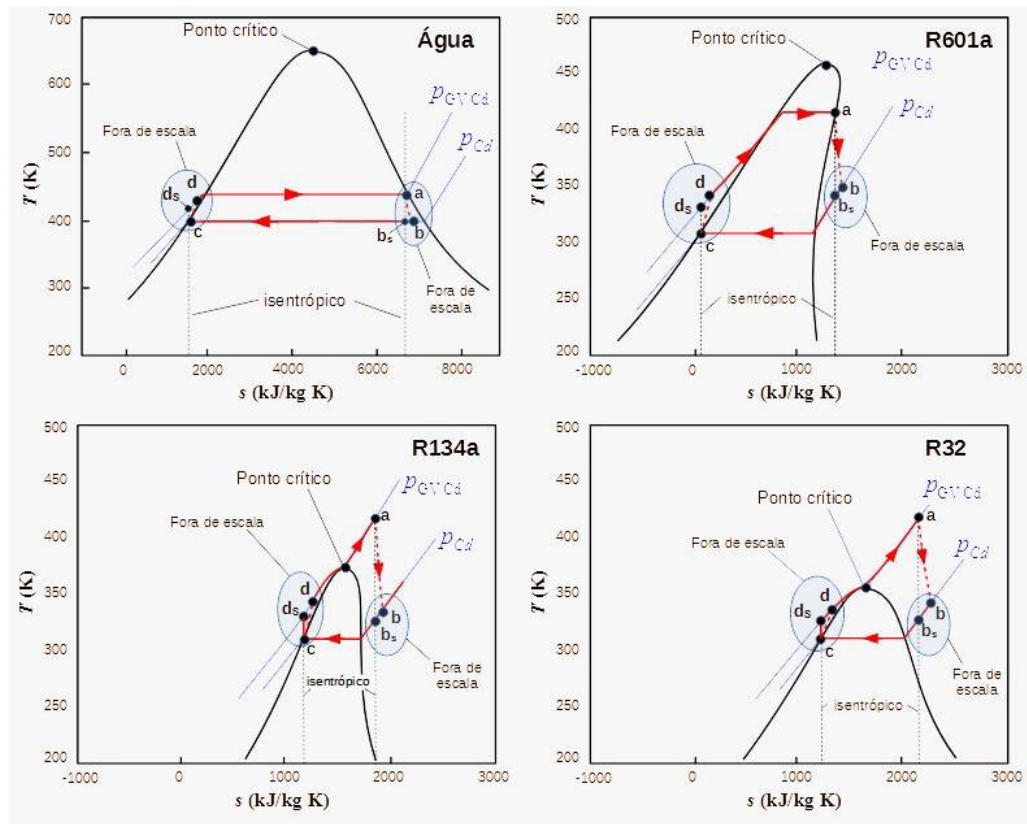


Figura 2.8 – Diagrama T-s dos fluidos para um título de 99% na saída da turbina superior.

Em vista disso, de modo a verificar o comportamento das entalpias durante a variação do título e pressão, são mostrados na Fig. 2.9 os gráficos das entalpias dos fluidos analisados para as duas diferentes pressões de saídas do gerador de vapor de recuperação. Com isso, observou-se que nos pontos onde se alcança a pressão crítica ocorre uma certa inconsistência física nas linhas.

As linhas de entalpia têm a tendência de aumentar com o aumento do título e pressão, fato este observado no fluido seco R601a, representado em vermelho na Fig. 2.9. Porém, para a linha verde do fluido isentrópico R134a e a para linha azul do fluido R32 há o aumento da entalpia até o ponto onde atinge a pressão crítica e depois uma oscilação formando um ponto de mínima entalpia.

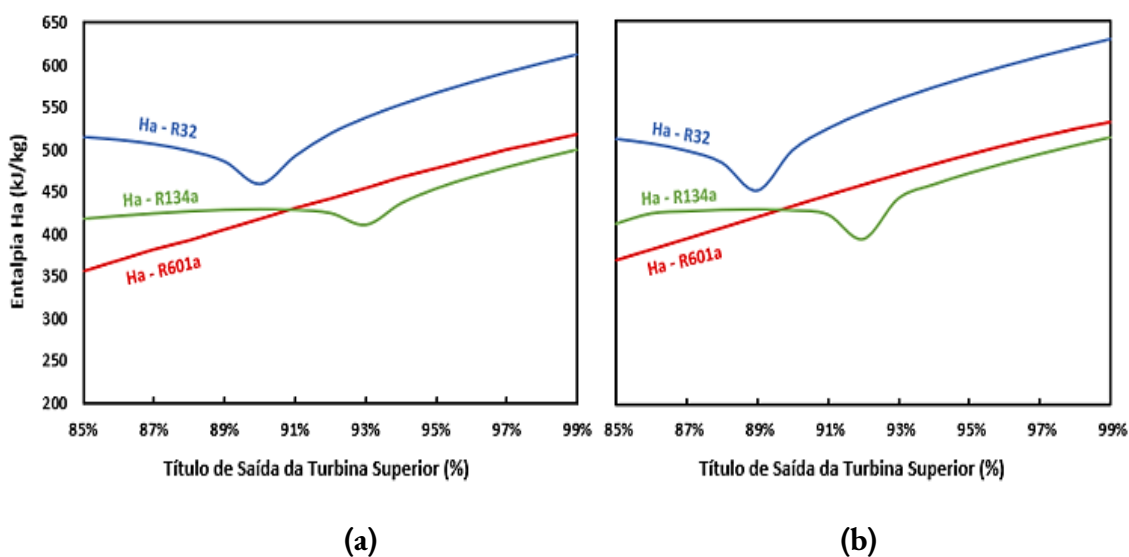


Figura 2.9 – Gráfico de entalpias com a variação do título para uma pressão de (a) 7 bar_a e (b) 9 bar_a.

2.3. Análise Energética

Análise energética de plantas de potência está relacionado com a 1ª Lei da Termodinâmica ou Lei da Conservação de Energia (Moran & Shapiro, 2014).

Deste modo, a 1ª Lei da Termodinâmica é utilizada para determinar as potências elétricas e potências caloríficas produzidas e fornecidas pelos equipamentos que compõe uma planta de potência. Esta é definida, por um volume de controle (sistema aberto), como:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2.1)$$

Onde, $\frac{dE}{dt}$ é a taxa de transferência de energia [kW], $\dot{Q}$ refere-se a taxa de transferência de calor [kW], $\dot{W}$ a potência [kW], $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são as vazões mássicas de entrada e saída do sistema, respectivamente [kg/s], v_e e v_s as velocidades de entrada e saída do sistema, respectivamente [m/s], e g é a aceleração da gravidade a qual utiliza-se como 9,81[m/s²] e z_e e z_s são alturas inicial e final [m].

Por medidas de simplificação, é normalmente desconsiderado a influência das energias cinética e potencial e é considerado um sistema em regime permanente, ou seja, $\frac{dE}{dt} = 0$.

Para este estudo, a análise energética será utilizada para determinar as potências elétricas de cada um dos equipamentos do ciclo binário e a taxa de transferência

de calor do gerador de vapor de recuperação. Com isso, é possível determinar o quanto de potência elétrica é gerado por cada uma das parcelas que compõe o ciclo binário de vapor e assim determinar a eficiência elétrica.

2.4. Análise Exergética

A exergia é a propriedade a qual quantifica o potencial de uso, ou seja, o trabalho que realmente pode ser utilizado. A exergia, ao contrário da energia, não se conserva, pois, ela pode ser destruída por meio de irreversibilidades (Moran & Shapiro, 2014).

Durante a transferência de exergia de um sistema para outro a parcela que não é utilizada como fonte de geração é dita como perda de um sistema. O objetivo principal então é a redução da parcela de exergia que não é utilizada pelo sistema, ou seja, a exergia que foi destruída durante a transferência exergética.

Com isso, a exergia de um sistema pode ser descrita como:

$$E = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + EC + EP \quad (2.2)$$

Onde o subíndice “0” representa as propriedades do sistema no estado morto, estado pelo qual têm como referência valores em equilíbrio com o ambiente. A exergia de um sistema é função da energia interna U [kJ], volume V [m³], entropia S [kJ/kg. K], energia cinética EC [kJ] e energia potencial EP [kJ].

2.4.1. Balanço Exergético de um Volume de Controle

Nesta dissertação, uma análise de volume de controle (V.C) será realizada para cada um dos equipamentos que constitui a planta de potência do ciclo binário de vapor. Deste modo, assim como na análise energética, será realizado um balanço exergético a fim de determinar as propriedades do sistema e quantidade de trabalho teórico disponível. Diferentemente da análise energética, a quantidade de exergia durante o processo varia visto que pode ocorrer destruição exergética.

O balanço de exergia aplicado a um volume de controle assume a forma:

$$\frac{dEx}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \dot{Q} - \left[\dot{W}_{VC} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right] + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (2.3)$$

Segundo Tsatsaronis (1993) T_c é a temperatura na fronteira do sistema em que ocorre a transferência de calor, T_0 corresponde à temperatura de referência, a qual será considerada a temperatura ambiente de 25 [°C]. Além disso, $\dot{Q}$ corresponde à potência calorífica [kW] do ciclo binário de vapor, $\dot{W}_{VC}$ a potência elétrica líquida associada ao volume de controle [kW] e $p_0 \frac{dV_{VC}}{dt}$ corresponde à variação de pressão e volumétrica dentro de um volume de controle [kW].

Em vista disso, Tsatsaronis (1993) determinou que T_c , a qual corresponde a temperatura onde ocorre transferência de calor entre a vizinha e o sistema será igual a:

$$T_c = \frac{h_s - h_e}{s_s - s_e} \quad (2.4)$$

Onde h_s e h_e corresponde à entalpia de saída e entrada do volume de controle [kJ/kg] e, s_s e s_e são as entropias de saída e entrada do volume de controle [kJ/kg. K], o qual juntos determinam a temperatura onde ocorre a transferência de calor [°C].

Além disso, o termo de exergia por unidade mássica que entra e sai do volume de controle é expresso por:

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.5)$$

Do mesmo modo, que realizado na análise energética, no sistema serão desconsideradas as energias cinética e potencial.

Na Eq. 2.3, O termo $\frac{dEx}{dt}$ é a taxa de exergia em função do tempo, o primeiro termo a direita da igualdade da Eq. (2.3) se refere a taxa de exergia que acompanha a transferência de calor. O segundo termo, por sua vez, se refere a taxa de transferência de energia pelo trabalho e a variação do volume do sistema. Os termos h_0 e s_0 referem-se a entalpia e a entropia de referência, neste caso foi avaliado a temperatura e a pressão ambiente. Por fim, o último termo a direita da equação, expresso por $\dot{E}_d$ representa a taxa de destruição de exergia do sistema.

2.5. Análise Econômica

Um dos fatores mais importantes que afetam a seleção de um projeto de planta de potência é o custo para aquisição dos produtos. O preço de mercado é afetado, não apenas pelo custo de produção e pelo lucro desejado, mas também pela demanda, oferta, competição, subsídios. Com isso é desejável se obter um projeto que seja eficiente e ao mesmo tempo com o menor custo.

O custo total de uma planta de potência é composto por dois tipos de custos: variáveis e fixos. Os custos fixos não dependem da taxa de produção (custos de depreciação, impostos sobre instalações, seguros, manutenção, aluguel e assim por diante), já os custos variáveis variam mais ou menos diretamente com o volume de produção.

Para se realizar uma análise econômica de um projeto deve-se realizar algumas análises e determinar alguns valores, tais como:

- estimar o investimento de cada um dos equipamentos que compõe a planta;

- estimar o custo da planta de ciclo binário de vapor;
- determinar custo nivelado do produto.

2.5.1. Nivelamento dos Custos

Segundo Bejan *et al.*, (1996), o nivelamento dos custos consiste em reverter o custo de cada equipamento por unidade de tempo de operação. Deste modo, a Eq. (2.6) realiza o nivelamento dos custos.

$$\dot{C}_k = \frac{C_k \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (2.6)$$

Onde o subíndice “k” no equacionamento consiste em cada equipamento da planta, FRC fator de recuperação de capital, φ o fator de manutenção e N é o número em horas de operação.

O nivelamento dos custos deve ser realizado para cada um dos equipamentos que compõe a planta de potência do ciclo binário. Na seção 4.4 desta dissertação estará contida a metodologia detalhada de realização do nivelamento dos custos de cada equipamento que compõe a planta de potência estudada.

2.6. Análise Termoeconômica

A termoeconomia é o ramo da engenharia que combina a análise exérgica, a qual une energia e exergia, e princípios econômicos para fornecer informações não disponíveis por meio de análises energéticas convencionais e avaliações econômicas. Com isso, considera-se a termoeconomia como minimização de custos auxiliada por exergia (Bejan *et al.*, 1996).

Além disso, se um sistema tiver mais de um produto, como o ciclo binário estudado, Fig. 2.1, é desejável se determinar os custos de produção de cada produto. Os custos são então cobrados dos produtos finais de acordo com o tipo e a quantidade utilizada para gerar um produto final. No projeto de um sistema térmico, tal alocação de custos auxilia na identificação de processos e operações de custo ineficazes e na identificação de opções técnicas que podem melhorar a relação custo-benefício do sistema (Bejan *et al.*, 1996).

Dentre os diversos objetivos da termoeconomia pode-se citar:

- obtenção dos custos de cada produto gerado por um sistema;
- compreensão do processo de formação de custos e o fluxo de custos do sistema;
- otimização das variáveis específicas em um único componente;
- otimização do sistema em geral.

2.6.1. Parâmetros da Termoeconomia

Para realizar uma análise termoeconômica mais detalhada do ciclo binário de vapor será necessário determinar as seguintes variáveis:

- eficiência exergética do ciclo binário de vapor;
- taxa de destruição exergética dos equipamentos;
- diferença de custo relativo
- custo de destruição exergética
- fator exergoeconômico
- custo de aquisição dos equipamentos
- nivelamento do custo dos equipamentos
- custo de produção de energia elétrica

A eficiência exergética do ciclo binário de vapor e a taxa de destruição exergética dos equipamentos da planta binária de vapor será mais bem detalhada na seção 4 e dividida em cada componente da planta de potência. A eficiência exergética, de forma genérica, é representada pela Eq. (2.7) e a taxa de destruição exergética é oriunda da 2ª Lei da Termodinâmica e balanço de exergia, Eq. (2.3), por meio de volume de controle dos equipamentos.

$$\eta_x = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_C} \quad (2.7)$$

Onde η_x é a eficiência exergética do ciclo binário de vapor [%] e, $\dot{E}_P$ e $\dot{E}_C$ são as taxas de exergia referente aos produtos gerados e as fontes utilizadas como combustíveis no ciclo binário [kW], respectivamente.

Além disso, para a análise termoeconômica do ciclo binário serão analisados os custos gastos com a planta de potência e geração do produto. Para se determinar o custo de exergia é necessário determinar o custo associado a cada fluxo exergético. Deste modo, os custos dos fluxos de entrada, saída, potência e calor podem ser descritos da seguinte maneira:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{m}_e e_{fe} \quad (2.8)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{m}_s e_{fs} \quad (2.9)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2.10)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (2.11)$$

Onde $\dot{C}_e$ e $\dot{C}_s$ estão associados ao fluxo de exergia das variáveis de entrada e saída [\$/h] respectivamente e, $\dot{C}_w$ e $\dot{C}_q$ são fluxos de exergia associados a potência elétrica e a taxa de transferência de calor [\$/h] respectivamente.

Outro fator importante é a diferença relativa do custo, a qual refere-se a diferença entre o custo médio dos produtos ($c_{k,P}$) e combustíveis ($c_{k,C}$) dos equipamentos. Os combustíveis são a fontes de entrada do equipamento e, os produtos são as fontes de saída do equipamento. A diferença relativa do custo, de forma simplificada, é representada pela Eq. (2.12).

$$r_k = \frac{c_{k,P} - c_{k,C}}{c_{k,C}} \quad (2.12)$$

$$c_{k,P} = \frac{\dot{C}_{k,P}}{\dot{E}_{k,P}} \quad (2.13)$$

$$c_{k,C} = \frac{\dot{C}_{k,C}}{\dot{E}_{k,C}} \quad (2.14)$$

Onde r_k é a diferença relativa do custo dos “k” equipamentos que compõe a planta [%], $c_{k,P}$ e $c_{k,C}$ são os custos médios dos produtos gerados e dos combustíveis dos “k” equipamentos [\$/GJ], respectivamente, $\dot{C}_{k,P}$ e $\dot{C}_{k,C}$ são os custos dos produtos e combustíveis [\$/h] respectivamente e, $\dot{E}_{k,P}$ e $\dot{E}_{k,C}$ são as taxas de exergia dos produtos e combustíveis dos equipamentos [kW], respectivamente.

A destruição exergética impacta no custo da planta de potência do ciclo binário de vapor analisado e, cada equipamento compõe uma parcela de taxa destruição exergética. Deste modo, a Eq. (2.15) representa o custo de destruição exergética dos equipamentos do ciclo binário de vapor.

$$\dot{C}_{Dk} = c_{k,C} \cdot \dot{E}_{Dk} \quad (2.15)$$

Onde $\dot{C}_{Dk}$ é a taxa de custo de destruição exergética dos “k” equipamentos do ciclo [\$/h] e, $\dot{E}_{Dk}$ a taxa de destruição exergética dos equipamentos [kW].

O fator exergoeconômico é avaliado para cada equipamento que compõe a planta de potência analisada a fim de avaliar as possibilidades de melhoria no projeto, ou seja, no ciclo binário implementado.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{Dk}} \quad (2.16)$$

Onde f_k é o fator exergoeconômico dos equipamentos [%] e $\dot{Z}_k$ é o custo nivelado dos equipamentos [\$/h].

3 | Estado da Arte

Nesta seção serão apresentados alguns estudos os quais foram utilizados como auxílio no desenvolvimento da análise termoeconômica para recuperação do calor dos gases de motores marítimos em plantas binárias. Os estudos apresentados são, em sua maioria, oriundos das plantas termodinâmicas do ciclo de Rankine e suas otimizações.

Quoilin *et al.*, (2011) realizou uma análise sobre otimização termoeconômica do ciclo de Rankine orgânico na recuperação de calor residual. Os autores, verificaram que a seleção de fluidos para o ciclo Rankine orgânico é uma questão importante e depende muito da aplicação e das condições de trabalho. Logo, na pesquisa, eles analisaram um modelo termodinâmico CRO de recuperação de calor residual comparando seu desempenho termodinâmico e termoeconômico de vários fluidos de trabalho típicos para CRO's de baixa a média temperatura.

A determinação de fluidos orgânicos que possuem baixos valores de ODP, melhor classificação GWP do fluido e com propriedades termodinâmicas adequadas ao sistema são de grande importância para a otimização da planta de potência. Assim, eles concluíram que para a otimização termodinâmica leva à seleção dos seguintes fluidos de trabalho, classificados por eficiência geral (maior eficiência primeiro): nbutano, R245fa, R123, n-pentano, HFE7000, SES36, R134a, R1234yf. Por outro lado, a otimização termoeconômica leva à seleção do seguinte fluido de trabalho, classificado por custo de investimento específico (o mais baixo primeiro): n-butano, n-pentano, SES36, R245fa, R123, HFE7000, R134a, R1234yf.

Apesar da grande quantidade de estudos de fluido de trabalho para aplicações CRO, suas conclusões não levam a um único fluido ideal para um determinado nível de temperatura e uma determinada aplicação. A idealização do sistema depende de diversos parâmetros, visto que, fluidos que produzem eficiências melhores, não necessariamente, são economicamente viáveis. Deste modo, ao selecionar o fluido deve-se levar em consideração o que se deseja para o sistema, avaliando todas as variáveis;

Além disso, otimizar o desempenho termodinâmico de um sistema de recuperação de calor residual CRO, exige uma temperatura de evaporação ideal que maximiza a potência de saída (ou a eficiência geral). A temperatura de evaporação ideal é geralmente muito abaixo da temperatura da fonte de calor. No entanto, a otimização termoeconômica leva à seleção de uma temperatura de evaporação mais alta, pois aumenta a densidade de vapor de alta pressão e diminui o custo da turbina e do evaporador.

Portanto, se a otimização termodinâmica puder realizar uma boa ideia dos melhores fluidos, não levará necessariamente à seleção do fluido de trabalho ideal em termos de rentabilidade econômica.

De maneira semelhante, Imran *et al.*, (2014) desenvolveram uma análise de otimização termoeconômica de um Ciclo Rankine Orgânico comparando o sistema

simplificado com um sistema regenerativo. A intenção dos autores foi analisar o comportamento efetivo e econômico do ciclo de modo a verificar com qual fluido orgânico e em qual destruição o ciclo possui maior eficiência e menor custo.

Com isso, observaram que dos cinco fluidos orgânicos analisados, os fluidos R245fa e o R141b são os que apresentam os maiores custos. Além disso, em critérios econômicos o CRO básico, ou seja, sem processo regenerativo, tem o custo mais baixo de investimento.

Os autores também analisaram os parâmetros operacionais, dos quais concluíram que o superaquecimento na entrada da turbina resulta em um pequeno aumento na eficiência térmica, mas aumento significativo no custo específico de investimento. A pressão de evaporação tem efeito promissor na eficiência térmica e no custo específico de investimento, visto que para cada fluido orgânico analisado existe uma faixa onde a eficiência térmica é máxima e o custo é mínimo.

Ao comparar o seguinte projeto com o estudo de Imran *et al*, (2014) observou-se a semelhança em relação a pressão. Pois, ao variar o título e pressão de saída da turbina superior também existe um ponto de otimização, ou seja, onde a eficiência térmica do ciclo é máxima.

De maneira semelhante, Yang e Yeh (2015) desenvolveram um estudo a respeito de uma otimização termoeconômica sobre a utilização do ciclo de Rankine orgânico (CRO) na recuperação de calor residual dos gases de exaustão de motores diesel de grande porte. Assim como no estudo de Yang e Yeh (2015) o presente estudo também se relaciona com plantas de potência do ciclo CRO o qual será representado pela parcela inferior do ciclo binário de vapor.

A análise desenvolvida pelos autores foi realizada numericamente, determinando a variação da potência líquida, eficiência térmica e custo total de equipamentos do sistema CRO com diversas pressões de entrada e saída da turbina. Além disso, por questões ambientais foram utilizados fluidos de trabalho com potencial zero de destruição da camada de ozônio e baixo potencial de aquecimento global. As análises foram feitas para diversos tipos de fluidos orgânicos tais como: R717, R152a, R134a, R600a, R236ea, R600, R245fa e R245ca.

Por meio deste estudo, os autores concluíram que dos fluidos orgânicos utilizados o que obteve melhores resultados foi o R245fa. Com o uso deste, obteve-se uma melhoria de 6% na eficiência elétrica por meio do processo de otimização do CRO, ou seja, com a utilização do ciclo orgânico consegue-se obter melhores eficiências ao ciclo. Além disso, o aumento adequado da temperatura de entrada da turbina do fluido de trabalho no estado superaquecido melhora a desempenho termoeconômico do sistema CRO. Os autores concluíram que a faixa adequada de temperatura para a melhoria deste desempenho encontra-se entre 100 - 130 [°C].

A otimização do desempenho termodinâmico de plantas de potência que utilizam o sistema CRO tendem a maximizar a eficiência energética e/ou minimizar os custos do sistema, visto que os fluidos orgânicos possuem temperatura e pressão de

saturação inferior ao da água. Deste modo, possibilita a compra de equipamentos menos robustos e por consequência com menor custo para o sistema.

No estudo de Khanmohammadi e Azimian (2015) foi realizada a análise exergoeconômica de plantas combinadas com a variação da pressão para produção de energia elétrica. Este estudo foi utilizado como base nesta dissertação de mestrado devido ao uso de plantas combinadas, tais como o ciclo binário, e devido a variação de pressão, a qual também foi realizada neste estudo.

A fim de avaliar os resultados os autores analisaram três diferentes configurações de plantas combinadas. A primeira configuração trata-se de uma planta sem queimadores de duto, a segunda e a terceira possuem queimadores, no entanto dispostos em locais distintos. A segunda dispõe o queimador de duto antes do superaquecedor de alta pressão e, na terceira disposição o queimador está localizado entre o superaquecedor e o evaporador de alta pressão.

Deste modo, os autores concluíram que a inserção dos queimadores de dutos a segunda e terceira configuração, reduziu a eficiência exergética do sistema, visto que se adicionou mais um equipamento para realizar destruição de exergia. Além disso, a primeira configuração apresenta a menor produção de potência elétrica, comparado com as demais disposições propostas, a segunda e terceira configuração aumentam o custo para produção de potência elétrica em 24 % e 25 %, respectivamente. Estes percentuais correspondem a 1,64 [\$/GJ] e 1,71 [\$/GJ], respectivamente;

Deste modo, apesar de aumentar a produção de potência elétrica, verificou-se que a inserção de um duto queimador em ambas as configurações analisadas, segunda e terceira configuração, acarreta diminuição da eficiência exergética, aumento da taxa de destruição de exergia e de custo a planta de potência.

Com intuito de realizar uma análise a fim de verificar o comportamento exergoeconômico de uma planta de potência, verificando qual equipamento possui a maior taxa de destruição exergética e impacta no ciclo Zhao e Wang (2016) realizaram uma análise exergoeconômica e otimização de um sistema de energia binário. No entanto, o sistema avaliado pelos autores baseia-se em um sistema binário de uma planta geotérmica.

A análise foi realizada para examinar os efeitos dos principais parâmetros termodinâmicos, incluindo pressão de flash, formado no sistema de condensação com a redução da pressão do equipamento, pressão e a temperatura de entrada da turbina CRO no desempenho do sistema. Como comparação, também foi realizada otimização termodinâmica para máxima eficiência exergética.

Deste modo, eles concluíram que o aumento da pressão flash tem um impacto positivo no desempenho exergoeconômico do sistema. Quando a pressão do flash aumenta, o custo efetivo do sistema reduz. Além disso, nota-se que uma rápida diminuição no custo efetivo do sistema pode trazer uma quantidade significativa de benefícios econômicos, considerando uma operação a longo prazo do sistema.

Existe um valor ideal de pressão de entrada da turbina CRO para minimizar o custo efetivo do sistema. Quando a pressão de entrada da turbina CRO é inferior

ou superior ao valor ideal, o desempenho exergoeconômico do sistema diminui. Por outro lado, o aumento do superaquecimento do vapor de entrada da turbina CRO tem um efeito negativo no desempenho exergoeconômico do sistema.

Devido à crise dos combustíveis fósseis nos últimos anos e o funcionamento eficiente da produção de energia, Mohammadi *et al.*, (2018) desenvolveu um estudo com intuito de reaproveitamento do calor dos gases de escape. Neste estudo os autores utilizaram um sistema combinado de uma turbina a gás, ciclo de Rankine e ciclo de Rankine orgânico para reaproveitamento.

Deste modo, foi realizada uma análise exergoeconômica, com intuito de determinar a eficiência exergética, a fim de analisar a destruição e desperdício de energia do sistema, e a análise econômica do sistema empregado para o reaproveitamento. Para determinar os custos os autores realizaram um equacionamento para cada um dos equipamentos, os quais foram utilizados como base nesta dissertação de mestrado.

Com isso, foi concluído que a eficiência exergética do sistema, ou seja, quanto de fato se consegue-se utilizar o calor como fonte de energia foi de aproximadamente 41,23 %. Com isso observou-se que mais da metade da energia é desperdiçada pelos equipamentos e pelo sistema em forma de calor residual. Além disso, a análise econômica dos equipamentos verificou que os maiores custos são da câmara de combustão, compressor e turbina a gás;

A conclusão realizada pelos autores foi que os custos para inserção de uma tecnologia para reaproveitamento do calor desperdiçado, adicionando mais equipamentos a planta de potência, não compensa, neste caso, o aumento da eficiência exergética do sistema.

Recentemente, Tian *et al.*, (2020) realizaram um estudo sobre otimização termoeconômica de ciclos de Rankine orgânico com base no calor residual de motores marítimos e recuperação de energia fria de gás natural liquefeito. O motor por eles utilizados nesta análise é um motor Diesel de duplo combustível os quais os gases de escape e a água de resfriamento da camisa do motor marítimo foram usados como fontes de calor.

Neste estudo, inicialmente, foi realizada uma avaliação completa do desempenho termoeconômico para o sistema CRO combinado utilizando 11 fluidos de trabalho de origem orgânica, os quais são menos nocivos ao meio ambiente. Em seguida, foram examinados os efeitos das pressões de evaporação e condensação no trabalho de saída, a eficiência energética, eficiência exergética, custo total de investimento e período de retorno. Finalmente, as destruições de exergia e os custos de investimento de cada componente sob as condições ideais de operação foram analisados para fazer sugestões para melhorias adicionais.

A utilização de um sistema CRO combinado foi proposta para utilização em cascata do calor residual do motor marítimo bicomustível e energia fria do GNL. Em particular, os efeitos da pressão de condensação e da pressão de evaporação no desempenho do sistema CRO foram investigados. Estabelecendo um modelo matemático os autores verificaram que o aumento da evaporação intermediária resulta na diminuição

do desempenho térmico e o aumento da condensação intermediária do sistema contribui para o aumento do desempenho térmico. Do mesmo modo, ocorre para o desempenho econômico.

Além disso, a destruição de exergia ocorreu principalmente em trocadores de calor e, o custo de investimento do evaporador para as combinações dos fluidos representou 3,89 % e 4,08 % do custo do sistema, respectivamente. O custo das turbinas pode ultrapassar 50 % do custo do sistema. Portanto, o custo total do investimento pode ser reduzido otimizando os expansores.

Ao comparar o estudo realizado por Tian *et al.*, (2020) e os resultados obtidos nesta dissertação de mestrado observou-se algumas semelhanças. Os trocadores de calor e geradores de vapor também correspondem aos equipamentos que contribuem para a taxa de destruição exergética do sistema, as turbinas são os equipamentos com maior custo de aquisição e as eficiências energéticas encontram-se na mesma faixa de variação.

Dentro da análise termoeconômica estão inclusas as análises energéticas, exergéticas e econômicas. Deste modo, é comum alguns autores realizarem primeiramente essas análises de forma separada. Em vista disso, a fim de determinar a quantidade de trabalho que realmente é possível de se utilizar para geração de energia Fieli *et al.*, (2020) realizaram uma análise exergética sobre reaproveitamento de calor residual em motores marítimos.

O estudo é composto por uma análise exergoeconômica e otimização de uma planta de cogeração por meio da recuperação do calor residual de motores marítimos em água doce. Dentro deste estudo foram realizadas simulações termodinâmicas no software EES e análises de energia, exergia e exergoeconômicas do sistema energético e dessalinização projetado. Além disso, foram verificados os pontos ótimos do sistema, pontos esses onde se obtém os melhores resultados energéticos, exergéticos e econômicos.

Com isso, os autores concluíram que a eficiência energética e exergética de um sistema de cogeração de eletricidade em motores marítimos de navios que operam em água doce são 91,84 %, 24,33 %, respectivamente. Além disso, verificou-se que a soma dos custos dos produtos é igual a 192,7 [\$/GJ].

Analizou e verificou que dos componentes da planta de cogeração, os que apresentam uma maior taxa de destruição exergética, são o aquecedor de água, o desumidificador e umidificador. Em contrapartida a menor taxa de destruição exergética ocorre na bomba. Em relação a custos de equipamentos, o maior custo foi referente a turbina enquanto o menor ocorre na válvula de expansão.

Os ciclos de Rankine permite a realização de modificações em seu arranjo, com intuito de otimização do sistema de reaproveitamento do calor residual. Em vista disso, existe o ciclo de Rankine regenerativo o qual o fluido sai da turbina e retorno a um aquecedor com intuito de reutilizar o calor o qual seria desperdiçado na atmosfera.

Seguindo este contexto, Feng *et al.*, (2023) realizou uma análise termodinâmica e termoeconômica comparando a utilização do ciclo CRO simples, ou seja,

sem modificações, e um CRO regenerativo. Além disso, os autores realizam a análise utilizando diferentes fluidos orgânicos, de modo a verificar em qual dos casos há a melhor otimização termoeconômica.

Deste modo, com base na análise termodinâmica e termoeconômica dos estudos os autores concluíram que a eficiência térmica do ciclo de Rankine orgânico simples é maior em comparação com o ciclo de Rankine orgânico com regeneração. No entanto, as modificações para tornar o ciclo regenerativo refletiu em maiores custos, ou seja, o custo de produção de energia do ciclo de Rankine orgânico com sistema regenerativo é maior ao ser comparado com o ciclo simplificado.

Além disso, ao analisar o uso de diferentes fluidos orgânicos, análise também realizada nesta dissertação, verificou-se que um fluido refrigerante específico, R236ea, se obteve maiores potências líquidas de saída e maiores taxas de recuperação do calor residual, sendo assim o fluido que obteve maiores fatores termodinâmicos. Por outro lado, ao analisar o fluido refrigerante R601a, verificou-se que apesar do fluido não apresentar os melhores resultados termodinâmicos, o fluido apresenta o menor custo de produção de energia para ambas a disposição de ciclos de Rankine orgânico analisados, sendo assim o fluido com melhor desempenho termoeconômico.

Com isso, ao realizar a comparação do estudo de Feng *et al.*, (2023) e esta dissertação verificou-se que em ambos os estudos o sistema que apresenta melhores resultados termodinâmicos não necessariamente está relacionado com melhores resultados termoeconômico. Além disso, ambas análises verificaram que o uso do fluido R601a apresenta melhor desempenho termoeconômico.

4 | Metodologia

A base teórica para o desenvolvimento da seguinte dissertação é oriunda da 1ª e da 2ª Leis da Termodinâmica. Para facilitar os cálculos e obter resultados mais concretos a resolução do ciclo binário será feita no software GNU Octave com a biblioteca de dados termodinâmicos CoolProp (Bell *et al.*, 2014).

O ciclo binário de vapor utilizado possui turbinas e bombas operando adiabaticamente, onde o fluido entra nas turbinas no estado de vapor saturado e sai do condensador no estado de líquido saturado. Alguns dados são fornecidos pelos catálogos dos motores e os demais são considerados com base na temperatura ambiente.

Para elaboração do estudo foram consideradas algumas variáveis tais como: variáveis de decisão, parâmetros e variáveis dependentes. As variáveis de decisão são aquelas que mudam durante o estudo, e geralmente dentro de um intervalo determinado. Os parâmetros são mantidos fixos e as variáveis dependentes são aquelas cujos valores dependem de outras variáveis (Bejan *et al.*, 1996). Deste modo, neste estudo serão utilizadas as variáveis definidas na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Variáveis do ciclo binário de vapor.

Variáveis do Ciclo Binário	Característica da Variável	Valores
Pinch Point	Parâmetro	15 °C
Perdas associadas aos equipamentos	Parâmetro	Tab. 4.2
Fluido de trabalho do ciclo superior	Parâmetro	Água
Temperatura ponto morto Gases e Água	Parâmetro	25 °C
Pressão ponto morto Gases e Água	Parâmetro	1 atm
Temperatura ponto morto da Água do Mar	Parâmetro	15 °C
Salinidade da Água do Mar	Parâmetro	35,16 g/kg
Fluidos Orgânicos	Parâmetro	R601a, R134a e R32
Temperatura de Saída do Condensador Inferior	Parâmetro	35°C
Pressão de Entrada da Turbina Superior	Variável de Decisão	7 bar _a e 9 bar _a
Motores Marítimos	Variável de Decisão	8X52 e 12X92
Título da Saída da Turbina Superior	Variável de Decisão	85% - 99%
Cargas dos Motores (25% - 100%)	Variável de Decisão	25% - 100%
Pressão de Saída da Turbina Superior	Variável Dependente	-
Temperatura de Entrada da Turbina Superior	Variável Dependente	-

A pressão de saída da turbina localizada na parte superior do ciclo binário é uma variável dependente pois determinou-se, para este estudo, que os valores dos títulos da saída da turbina superior irão variar de 85% até 99% com um passo de 1%. Por isso, o valor da pressão de saída da turbina superior irá variar pois título e pressão são variáveis dependentes entre si. Além disso, a temperatura de entrada da turbina superior é uma

variável dependente da pressão de entrada que é uma variável que, para este estudo, será modificada entre 7 bar_a e 9 bar_a.

Os parâmetros por sua vez são valores fixos os quais para este estudo será o pinch-point, diferença de temperatura entre a saída do fluido do ciclo superior e entrada no ciclo inferior, fixado em 15 [°C], assim como a temperatura de saída do condensador do ciclo inferior que será fixada em 10 [°C] acima da temperatura ambiente. Este valor foi definido a partir da ISO 3046, a qual trata do desempenho de motores de combustão interna alternativos.

Outros parâmetros utilizados foram os dados termodinâmicos relativos ao ponto morto, com subíndice “0”. Os gases, a água e os fluidos orgânicos terão como pressão e temperatura no ponto morto 1 atm e 25 [°C], respectivamente. No entanto, a água salgada, a qual está em contato o condensador localizado na parte inferior, possui valores de referência diferentes devido a solubilidade da água. Deste modo, a temperatura do ponto morto da água salgada e sua salinidade são iguais a 15 [°C] e 35,16504 [g/kg] (ITTC, 2011).

Além disso, para tornar o ciclo binário com valores mais próximos da realidade foram consideradas algumas perdas nos equipamentos tais como: eficiência isentrópica das turbinas (η_{iT}) e das bombas (η_{iB}); eficiência mecânica das turbinas (η_{mT}) e das bombas (η_{mB}); eficiência das caixas redutoras (η_{CR}); eficiência dos geradores elétricos (η_{GE}); eficiência dos motores elétricos (η_{ME}) e eficiência do gerador de vapor (η_{GV}), conforme mostrado na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 – Dados das perdas consideradas nas máquinas e equipamentos.

Eficiências	Símbolo	Valor
Eficiência isentrópica das turbinas	η_{iT}	0,87
Eficiência isentrópica das bombas	η_{iB}	0,83
Eficiência mecânica das turbinas	η_{mT}	0,99
Eficiência mecânica das bombas	η_{mB}	0,92
Eficiência das caixas redutoras	η_{CR}	0,97
Eficiência dos geradores elétricos	η_{GE}	0,98
Eficiência dos motores elétricos	η_{ME}	0,90
Eficiência do gerador de vapor	η_{GV}	1,00

4.1. Motores Marítimos

O funcionamento do ciclo binário ocorre por intermédio do calor residual dos gases de motores marítimos, o qual para o presente estudo serão utilizados motores do fabricante Wärtsilä. Deste modo, a fim de verificar a influência do ciclo binário de vapor foi analisado o comportamento do ciclo para situações distintas: considerando a utilização do motor modelo 8X52 para as pressões do gerador de vapor de recuperação iguais a 7 bar_a e 9 bar_a e considerando a utilização de motor com maiores proporções,

modelo 12X92, com a mesma variação de pressão. Além disso, os cálculos foram feitos para diferentes tipos de fluidos orgânicos.

Os catálogos dos motores, General Technical Data (GTD, 2020) dispõem de alguns dados como listados nas Tabs. 4.3 - 4.6.

Tabela 4.3 – Vazão mássica dos gases de exaustão do motor 8X52 com pressão de 7 bar_a (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Potência do Motor (kW)	Vazão de Vapor (kg/h)
100	14480	2830
95	13756	2290
90	13032	1710
85	12308	1290
80	11584	1090
75	10860	950
70	10136	770
60	8688	560
50	7240	600
40	5792	820
30	4344	480
25	3620	560

Tabela 4.4 – Vazão mássica dos gases de exaustão do motor 8X52 com pressão de 9 bar_a (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Potência do Motor (kW)	Vazão de Vapor (kg/h)
100	14480	2280
95	13756	1770
90	13032	1210
85	12308	810
80	11584	630
75	10860	500
70	10136	340
60	8688	180
50	7240	270
40	5792	550
30	4344	270
25	3620	370

Tabela 4.5 – Vazão mássica dos gases de exaustão do motor 12X92 com pressão de 7 bar_a (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Potência do Motor (kW)	Vazão de Vapor (kg/h)
100	77400	13930
95	73530	10890
90	69660	8500
85	65790	6700
80	61920	5270
75	58050	4470
70	54180	4090
60	46440	4280
50	38700	5420
40	30960	7360
30	23330	6420
25	19350	6030

Tabela 4.6 – Vazão mássica dos gases de exaustão do motor 12X92 com pressão de 9 bar_a (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Potência do Motor (kW)	Vazão de Vapor (kg/h)
100	77400	10880
95	73530	7940
90	69660	5670
85	65790	3990
80	61920	2690
75	58050	2020
70	54180	1770
60	46440	2260
50	38700	3720
40	30960	6020
30	23330	5340
25	19350	5100

Os catálogos dos motores disponibilizam as vazões mássicas de vapor para diferentes cargas do motor, no entanto este valor corresponde a uma temperatura de água de alimentação do gerador de vapor igual a 80 [°C] (GTD, 2020). Entretanto, durante a resolução do ciclo verificou-se que a temperatura de entrada do gerador de vapor possui valor distinto ao disponibilizado pelo fabricante do motor. Deste modo, foi considerado que o calor de recuperação é constante, tornando possível a

determinação da vazão mássica de água ($\dot{m}_a$), para a temperatura de entrada do gerador de vapor do ciclo, Eq. (4.1).

A vazão mássica de água, determinada pela Eq. (4.1), é identificada pela razão entre a diferença entre entalpia do ponto 1 (h_1) e a entalpia do ponto 4 (h_4) disponibilizada pelo catálogo (h_{4_cat}) e a diferença da entalpia do ponto 1 e a entalpia do ponto 4 (h_4). O subíndice “cat”, refere-se aos dados fornecidos pelo catálogo do motor ou determinados pela temperatura e pressão disponíveis no catálogo.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a_cat} \frac{(h_1 - h_{4_cat})}{(h_1 - h_4)} \quad (4.1)$$

Além disso, os catálogos dos motores disponibilizam dados que são utilizados para determinar a eficiência efetiva do motor marítimo, tais como: potência no freio do motor ($\dot{W}_m$); consumo específico de combustível (CEC); poder calorífico inferior de combustível (PCI). Esses dados independem da pressão de entrada do gerador de vapor, por isso os dados do motor serão os mesmos para a pressão de 7 bar_a e 9 bar_a.

As Tabs. 4.7 - 4.8 se referem aos catálogos dos motores marítimos 8X52 e 12X92 para as pressões do gerador de recuperação de 7 bar_a e 9 bar_a. Os dados descritos também são independentes da pressão do gerador de recuperação utilizada, ou seja, para o mesmo modelo de motor na pressão de 7 bar_a e 9 bar_a os dados serão iguais.

Tabela 4.7 – Dados do motor 8X52 para a pressão de 7 bar_a e 9 bar_a (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Potência do Motor (kW)	CEC (g/kWh)
100	14480	170,0
95	13756	167,0
90	13032	164,3
85	12308	162,7
80	11584	161,9
75	10860	161,5
70	10136	161,5
60	8688	162,2
50	7240	163,9
40	5792	166,8
30	4344	167,9
25	3620	169,0

Tabela 4.8 – Dados do motor 12X92 para a pressão de 7 bar_a e 9 bar_a (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Potência do Motor (kW)	CEC (g/kWh)
100	77400	169,0
95	73530	166,0
90	69660	163,3
85	65790	161,7
80	61920	160,9
75	58050	160,5
70	54180	160,5
60	46440	161,2
50	38700	162,9
40	30960	165,8
30	23330	166,9
25	19350	168,0

Para determinar a vazão mássica de combustível do motor ($\dot{m}_c$), foi realizado um equacionamento com base no consumo específico de combustível (CEC) e a potência no freio do motor. Este dado, por sua vez, será utilizado para determinar a potência calorífica de combustível ($\dot{Q}_c$).

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{W}_m CEC}{1000 \cdot 3600} \quad (4.2)$$

Onde $\dot{W}_m$ é a potência do motor marítimo [kW], CEC é o consumo específico de combustível [g/kWh] e o denominador da equação é utilizado para realizar a conversão de valores da vazão mássica de combustível [kg/s].

A potência calorífica do combustível ($\dot{Q}_{cm}$) [kW] é determinada pela vazão mássica de combustível e o poder calorífico inferior do combustível.

$$\dot{Q}_{cm} = \dot{m}_c PCI \quad (4.3)$$

Onde PCI é o poder calorífico inferior de combustível [kJ/kg] e $\dot{m}_c$ a vazão mássica de combustível [kg/s].

Após determinar a potência calorífica dos gases do motor e com a potência do freio disponibilizada no catálogo, determina-se a eficiência efetiva do motor.

$$\eta_{Ef,m} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{Q}_{c\ m}} \quad (4.4)$$

Onde $\eta_{Ef,m}$ é a eficiência efetiva do motor [%], $\dot{W}_m$ é a potência do motor [kW] e $\dot{Q}_{c\ m}$ é a potência calorífica de combustível do motor [kW].

4.2. Gerador de Vapor / Condensador

O trocador de calor localizado no centro do ciclo binário, Fig. 2.1, atua como gerador de vapor e condensador ao ciclo inferior e ao ciclo superior, respectivamente. Deste modo, a Fig. 4.1 representa o balanço de energia, de exergia e de custo do equipamento. Em vista disso, as seções 4.2.1 – 4.2.4 realizam as análises energética, exergetica, econômica e termoeconômica do gerador de vapor/condensador.

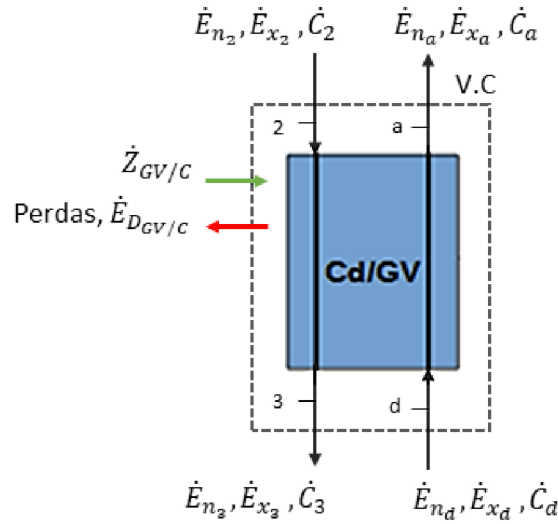


Figura 4.1 – Balanço energético, exergetico e econômico do gerador de vapor/condensador.

4.2.1. Análise Energética do Gerador de Vapor / Condensador

Por meio de um balanço de energia no gerador de vapor/condensador determina-se a razão entre as vazões mássicas da parte superior e inferior do ciclo binário, Eq. (4.10). A razão entre as vazões mássicas foi utilizada para determinar a vazão mássica do fluido orgânico localizado na parte inferior do ciclo binário ($\dot{m}_{CRO}$).

$$\dot{E}_{n_2} + \dot{E}_{n_d} = \dot{E}_{n_3} + \dot{E}_{n_a} \quad (4.5)$$

$$\dot{E}_{n_2} = \dot{m}_a(h_2) \quad (4.6)$$

$$\dot{E}_{n_3} = \dot{m}_a(h_3) \quad (4.7)$$

$$\dot{E}_{n_a} = \dot{m}_{CRO}(h_a) \quad (4.8)$$

$$\dot{E}_{n_d} = \dot{m}_{CRO}(h_d) \quad (4.9)$$

$$\frac{\dot{m}_{COR}}{\dot{m}_a} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_a - h_d)} \quad (4.10)$$

Onde $\dot{E}_{n_2}$ e $\dot{E}_{n_a}$, são as taxas de energia do gerador de vapor/condensador [kW], $\dot{E}_{n_3}$ e $\dot{E}_{n_d}$ as taxa de energia de saída do gerador de vapor/condensador [kW], h_2 e h_3 as entalpias dos pontos (2) e (3) [kJ/kg] respectivamente, h_a e h_d as entalpias dos pontos (a) e (d) [kJ/kg] respectivamente e, $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_{CRO}$ são as vazões mássicas de água e do fluido orgânico [kg/s] respectivamente.

4.2.2. Análise Exergética do Gerador de Vapor / Condensador

Para verificar a taxa de destruição exergética deste equipamento, $\dot{E}_{D_{GV/cd}}$ em [kW], foi realizado por meio da Fig. 4.1 o balanço exergético do gerador de vapor/condensador que compõe a planta de potência do ciclo binário de vapor.

$$\dot{E}_{D_{GV/cd}} = (\dot{E}_{x_2} + \dot{E}_{x_d}) - (\dot{E}_{x_3} + \dot{E}_{x_a}) \quad (4.11)$$

$$\dot{E}_{x_2} = \dot{m}_a[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] \quad (4.12)$$

$$\dot{E}_{x_3} = \dot{m}_a[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \quad (4.13)$$

$$\dot{E}_{x_a} = \dot{m}_{CRO}[(h_a - h_0) - T_0(s_a - s_0)] \quad (4.14)$$

$$\dot{E}_{x_d} = \dot{m}_{CRO}[(h_d - h_0) - T_0(s_d - s_0)] \quad (4.15)$$

Reorganizando os equacionamentos determina-se a taxa de destruição exergética do equipamento.

$$\dot{E}_{D_{GV/cd}} = \dot{m}_a[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - \dot{m}_{CRO}[(h_a - h_d) - T_0(s_a - s_d)] \quad (4.16)$$

Onde $\dot{E}_{x_2}$, $\dot{E}_{x_3}$, $\dot{E}_{x_a}$ e $\dot{E}_{x_d}$ são as taxa de exergia dos pontos (2), (3), (a) e (d) respectivamente, s_2 , s_3 , s_a e s_d as entropias dos pontos (2), (3), (a) e (d) [kJ/kg. K] respectivamente e, h_0 , s_0 e T_0 são a entalpia, a entropia e a temperatura de referência.

4.2.3. Análise Econômica do Gerador de Vapor / Condensador

Para realizar a análise econômica do ciclo binário deve-se calcular o custo de cada equipamento que compõe a planta de potência.

Segundo Li *et al.*, (2019), para realizar a análise econômica deve-se considerar principalmente três aspectos tais como: custo de produção, período de retorno

do investimento, taxa de retorno do investimento e o custo com os equipamentos. A Eq. (4.17), determina o custo com equipamentos tendo como referencial o custo de 2001 (Turton *et al.*, 2008).

$$C\$_{2001} = Z_{TS} + Z_{TI} + Z_{BS} + Z_{BI} + Z_C + Z_{GV} + Z_{GV/cd} \quad (4.17)$$

Onde, Z_{TS} e Z_{TI} são custos relacionados com as turbinas superior e inferior [\$] respectivamente, Z_{BS} e Z_{BI} são custos relacionados com as bombas superior e inferior [\$] respectivamente, Z_C é o custo relacionado com o condensador [\$], Z_{GV} é o custo relacionado ao gerador de vapor de recuperação e, $Z_{GV/cd}$ é o custo relacionado com o gerador de vapor/condensador que separa a parte superior e inferior do ciclo binário de vapor [\$].

Ressalta-se que, segundo Turton *et al.*, (2008) a Eq. (4.17) representa um custo tendo como referência o ano de 2001, a qual é introduzido pelo Índice de Custo da Planta de Engenharia Química (ICPEQ). No entanto a Eq. (4.18) tem o intuito de reajustar o valor para o atual de 2022.

$$C\$_{k\ 2022} = \frac{C\$_{k\ 2001} ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.18)$$

Onde $C\$_{k\ 2022}$ é o custo reajustado dos “k” equipamentos da planta de potência para o ano de 2022, $ICPEQ_{2001} = 394,3$ e $ICPEQ_{2022} = 816,3$ segundo a Chemical Engineering Plan Cost (2022).

O fator de recuperação de capital (FRC) tem o intuito de converter o valor presente em um fluxo de pagamentos anuais e iguais ao longo de um período. Para o presente estudo será considerado um período (LT) de 20 anos e um tempo de operação (t) de 7500 horas. Além disso, os juros anuais (i) da planta de potência será igual a 12%.

$$FRC = \frac{i(1+i)^{LT}}{(1+i)^{LT} - 1} \quad (4.19)$$

Por meio do equacionamento desenvolvido por Mohammadi *et al.*, (2018) realizou-se a análise do custo do gerador de vapor/condensador.

$$Z_{GV/cd} = 34,9 \cdot A_{GV/cd} \quad (4.20)$$

Para determinar área de transferência de calor ($A_{GV/cd}$) primeiramente dividiu-se o equipamento trocador de calor em duas áreas distintas. A Fig. 2.1 (a) representa a área de transferência de calor dos fluidos que não atingem o ponto crítico como o R601a e dos demais fluidos até o ponto de pressão crítica. Por outro lado, a Fig. 2.1 (b)

representa a área de transferência de calor dos fluidos R134a e R32 imediatamente após a pressão crítica. Essa divisão se fez necessário, visto que ao atingir a zona de pressão crítica algumas características termodinâmicas do fluido, em determinado ponto, são modificadas.

Deste modo, a área 1 corresponde a região no diagrama T-s da Fig. 2.1 (a) como uma área onde em uma de suas extremidades o fluido orgânico entra como líquido comprimido (ponto d) ao gerador de vapor até uma região onde ele se encontra no estado líquido (ponto w). Na outra extremidade a água encontra-se em mudança de estado físico de vapor para líquido (ponto z – ponto 3). A área 2 da Fig. 2.1 (a) corresponde a área onde há a transição de estado físico do fluido orgânico, passando de estado líquido para vapor saturado (ponto a). A outra extremidade, por sua vez, se assemelha a região da área 1, onde a água está em condensação.

Por outro lado, ao analisar a Fig. 2.1 (b) observa-se que a área 1 corresponde a região onde o fluido orgânico entra como líquido comprimido (ponto d) no gerador de vapor e vai até a região onde se encontra o ponto crítico (ponto w). A área 2 da Fig. 2.1 (b) encontra-se a região onde o fluido ultrapassa a região de pressão crítica e passa do estado do ponto a de vapor saturado, Fig. 2.1 (a), para vapor superaquecido (ponto a').

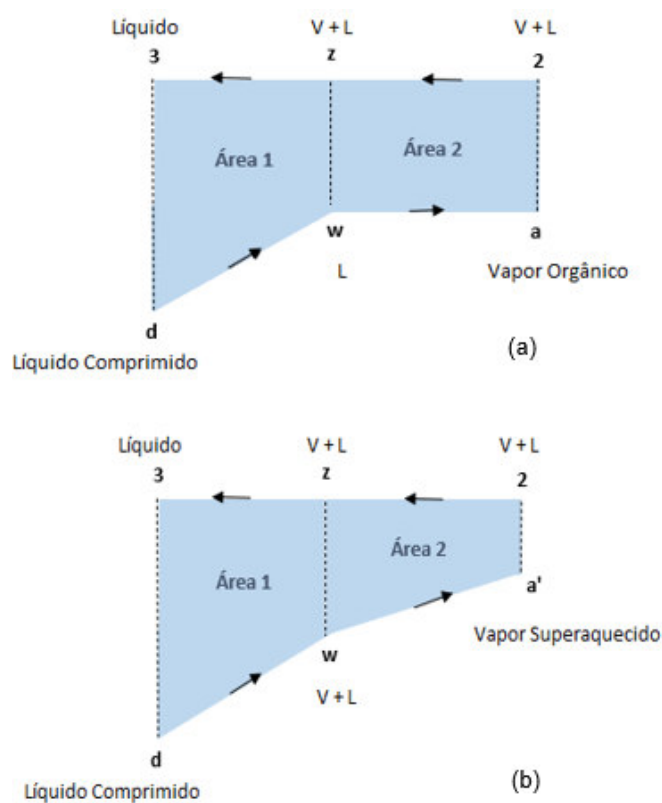


Figura 4.2 – Áreas de transferência de calor do trocador de calor (GV/Cd) para: a) R601a, R134a e R32 até o ponto crítico e b) R134a e R32 pós ponto crítico.

A partir desta divisão determinou-se os coeficientes de película “h” os coeficientes globais de troca térmica “U” e as áreas onde ocorrem a transferência de calor.

Entretanto, para determinar a transferência de calor são considerados as resistências as quais ocorrem por condução, convecção e radiação. Neste estudo somente a resistência de forma convectiva será considerado, ou seja, as demais formas de troca de calor serão desconsideradas. A Tab. 4.9 estão contidos os coeficientes de película de cada um dos pontos mencionados (Dimian & Bildea, 2008).

Tabela 4.9 – Coeficientes de película da área de transferência de calor do trocador de calor (GV/Cd).

Coeficientes de Película por Convecção (GV/Cd)		
Pontos	Característica	h (W/°C m²)
Ponto 2 – Ponto z	água em condensação	4500
Ponto w – Ponto a	fluido orgânico evaporando	1050
Ponto w – Ponto a'	fluido orgânico superaquecido	505
Ponto z – Ponto 3	água em condensação	4500
Ponto d – Ponto w	fluido orgânico líquido	1400

Deste modo, como a transferência de calor ocorre por convecção, ou seja, a transferência de calor ocorre devido a movimentação das moléculas dos fluidos a diferentes temperaturas determinou-se por meio dos coeficientes de películas por convecção os coeficientes globais de troca térmica da área 1 e área 2 da Fig. 4.2, respectivamente.

$$U_{1 (GV/Cd)} = \frac{1}{\frac{1}{h_{(z-3)}} + \frac{1}{h_{(d-w)}}} \quad (4.21)$$

$$U_{2 (GV/Cd)} = \frac{1}{\frac{1}{h_{(2-z)}} + \frac{1}{h_{(w-a)}}} \quad (4.22)$$

Onde $h_{(z-3)}$, $h_{(d-w)}$, $h_{(2-z)}$ e $h_{(w-a)}$ são os coeficientes de película da água em condensação, do fluido orgânico no estado líquido e do fluido orgânico evaporando [W/°C.m²], respectivamente e $U_{1 (GV/Cd)}$ e $U_{2 (GV/Cd)}$ são os coeficientes globais de troca térmica correspondentes a área 1 e área 2 [W/°C.m²], respectivamente.

No entanto, para cada área delimitada há diferentes temperaturas de transferência de calor. Assim, pela Diferença de Temperatura Média Logarítmica (LMTD – do inglês *Log Mean Temperature Difference*), consegue-se determinar as temperaturas onde ocorrem a transferência de calor do sistema.

$$LMTD_{1 (GV/cd)} = \frac{(T_3 - T_d) - (T_z - T_w)}{\ln \left(\frac{T_3 - T_d}{T_z - T_w} \right)} \quad (4.23)$$

$$LMTD_{2 (GV/cd)} = \frac{(T_2 - T_a) - (T_z - T_w)}{\ln \left(\frac{T_2 - T_a}{T_z - T_w} \right)} \quad (4.24)$$

Onde T_3 , T_d , T_z , T_w , T_2 e T_a são as temperaturas correspondentes aos pontos (3), (d), (z), (w), (2) e (a) [°C], respectivamente e, $LMTD_{1 (GV/cd)}$ e $LMTD_{2 (GV/cd)}$ correspondem a diferença de temperatura média logarítmica da área 1 e área 2 [°C], respectivamente.

A fonte de calor por sua vez, nesta circunstância, por não haver troca com o meio e perdas do sistema determinou-se pela potência calorífica do equipamento, $\dot{Q}_{GV/cd}$, à qual é obtida pela Eq. (4.25).

$$\dot{Q}_{GV/cd} = \dot{m}_{CRO}[(h_a - h_w)] \quad (4.25)$$

Com isso, obtêm-se pelas Eqs. (4.26) - (4.28) as áreas de troca térmica $A_{1 GV/cd}$ e $A_{2 GV/cd}$, assim como a área total de troca térmica do equipamento $A_{GV/cd}$, [m²].

$$A_{1 GV/cd} = \frac{\dot{Q}_{GV/cd}}{U_{1 (GV/cd)} \cdot LMTD_{1 (GV/cd)}} \quad (4.26)$$

$$A_{2 GV/cd} = \frac{\dot{Q}_{GV/cd}}{U_{2 (GV/cd)} \cdot LMTD_{2 (GV/cd)}} \quad (4.27)$$

$$A_{GV/cd} = A_{1 GV/cd} + A_{2 GV/cd} \quad (4.28)$$

Deste modo, após determinar área de troca térmica consegue-se calcular o custo de aquisição do equipamento, Eq. (4.20), seu custo nivelado e a conversão do seu custo com base nos valores do ano presente.

$$\dot{Z}_{GV/cd} = \frac{Z_{GV/cd} \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.29)$$

$$\dot{Z}_{GV/cd \ 2022} = \frac{\dot{Z}_{GV/cd} \cdot ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.30)$$

Onde $\dot{Z}_{GV/Cd}$ corresponde ao custo nivelado do gerador de vapor/condensador [\$/h] e $\dot{Z}_{GV/Cd\ 2022}$ o custo nivelado do equipamento considerando o último ano de vigência [\$/h].

4.2.4. Análise Termoeconômica do Gerador de Vapor / Condensador

A análise termoeconômica será realizada com base nos fluxos dos produtos (fontes de saída) e combustíveis (fontes de entrada) que estão contidos nos volumes de controle do equipamento. Além disso, segundo Bejan *et al.* (1996), existem algumas simplificações e associações entre os fluxos, as quais são aspectos importantes que facilitam os cálculos. Com isso, as Eqs. (4.31) – (4.33) representam a análise termoeconômica do trocador de calor e suas simplificações utilizadas.

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_d + \dot{Z}_{GV/Cd\ 2022} = \dot{C}_3 + \dot{C}_a \quad (4.31)$$

$$c_2 \cdot \dot{E}_{x_2} + c_d \cdot \dot{E}_{x_d} + \dot{Z}_{GV/Cd\ 2022} = c_3 \cdot \dot{E}_{x_3} + c_a \cdot \dot{E}_{x_a} \quad (4.32)$$

$$c_2 = c_3 \quad (4.33)$$

Onde $\dot{C}_2$, $\dot{C}_3$, $\dot{C}_a$ e $\dot{C}_d$ são as taxas de custos dos pontos (2), (3), (a) e (d), [\$/h], respectivamente e, c_2 , c_3 , c_a e c_d são os custos unitários dos pontos (2), (3), (a), e (d) [\$/GJ], respectivamente.

O custo unitário dos pontos (2) e (3) são considerados iguais pois não há variação do custo durante a passagem pelos condensadores, função a qual o equipamento está realizando na parte superior do ciclo binário (Bejan *et al.*, 1996). Além disso, com intuito de verificar de forma mais detalhada a análise termoeconômica do equipamento determinou-se a diferença relativa do custo, o custo de destruição exergética e o fator exergoeconômico do trocador de calor.

Dentro na análise exergética verifica-se a presença da taxa de destruição exergética de cada um dos componentes que compõe o ciclo binário. No entanto, é importante determinar o custo a destruição exergética do equipamento, de modo a verificar o quanto a perda de trabalho para geração de energia impacta na planta de potência.

A diferença relativa do custo, segundo Bejan *et al.*, (1996), informa o aumento médio exergético entre os produtos gerados pelo equipamento e as fontes utilizadas como combustível. Deste modo, verifica-se que quanto maior o valor da diferença de custo relativo do equipamento maior será o seu potencial de otimização de custo.

O fator exergoeconômico, expressa a contribuição da taxa de custo não exergético na taxa de custo, não exergético e exergética, do trocador de calor.

$$c_{P\ GV/Cd} = \frac{\dot{C}_2 - \dot{C}_3}{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_3}} \quad (4.34)$$

$$c_{C\ GV/cd} = \frac{\dot{C}_a - \dot{C}_d}{\dot{E}_{x_a} - \dot{E}_{x_d}} \quad (4.35)$$

$$r_{GV/cd} = \frac{c_{P\ GV/cd} - c_{C\ GV/cd}}{c_{C\ GV/cd}} \quad (4.36)$$

$$\dot{C}_{D\ GV/cd} = \dot{E}_{D\ GV/cd} \cdot c_{C\ GV/cd} \quad (4.37)$$

$$f_{GV/cd} = \frac{\dot{Z}_{GV/cd\ 2022}}{\dot{Z}_{GV/cd\ 2022} + \dot{C}_{D\ GV/cd}} \quad (4.38)$$

Onde $c_{P\ GV/cd}$ e $c_{C\ GV/cd}$ são os custos unitário de produto e combustível do trocador de calor, [\$/GJ], $r_{GV/cd}$ é a diferença relativa do custo [%], $\dot{C}_{D\ GV/cd}$ é a taxa de custo de destruição exergética do equipamento [\$/h] e, $f_{GV/cd}$ é o fator exergoeconômico do equipamento [%].

4.3. Turbinas

Com intuito de realizar análise termoeconômica as próximas seções abordarão a análise energética, exergética e econômica das turbinas do ciclo binário de vapor. Deste modo, na Fig. 4.3 é mostrado o balanço de energia, exergia e custo das turbinas que compõe o ciclo binário.

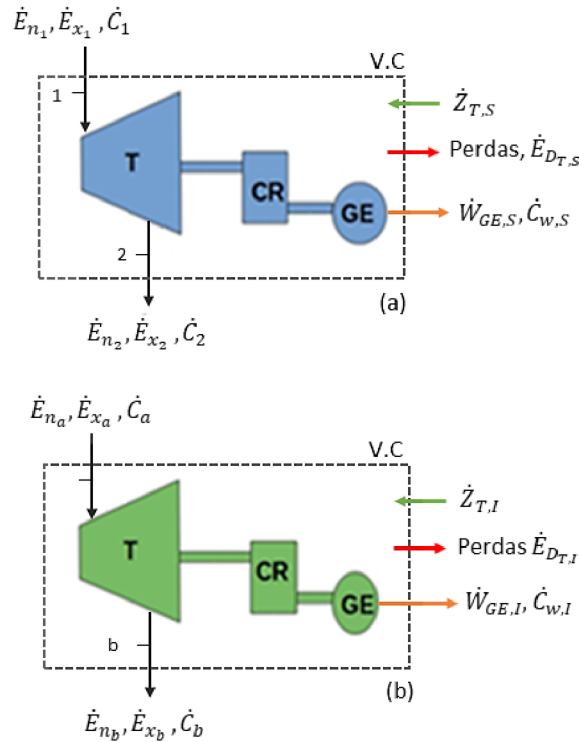


Figura 4.3 – Balanço energético, exergético e econômico da: a) turbina superior, b) turbina inferior.

4.3.1. Análise Energética das Turbinas

Com base na equação da 1ª Lei da Termodinâmica e considerando todas as simplificações utilizadas, energias cinéticas e potenciais desprezíveis, sistema em regime permanente e máquinas operando adiabaticamente, foi realizado o balanço energético nas turbinas o qual é possível identificar os tipos de energias existentes nos equipamentos. Com isso, determinou-se a potência indicada na parte superior do ciclo ($\dot{W}_{iT,S}$).

$$\dot{W}_{iT,S} = \dot{E}_{n_1} - \dot{E}_{n_2} \quad (4.39)$$

$$\dot{E}_{n_1} = \dot{m}_a(h_1) \quad (4.40)$$

$$\dot{E}_{n_2} = \dot{m}_a(h_2) \quad (4.41)$$

Substituindo as Eqs. (4.40) e (4.41) na Eq. (4.39) obtém-se a equação que determina a potência indicada da turbina superior.

$$\dot{W}_{iT,S} = \dot{m}_a(h_1 - h_2) \quad (4.42)$$

Onde $\dot{W}_{iT,S}$ é a potência indicada da turbina superior [kW] e, h_1 é a entalpia de entrada da turbina superior do ciclo binário de vapor [kJ/kg].

Do mesmo modo, na turbina inferior do ciclo binário determinou-se a potência indicada da turbina inferior ($\dot{W}_{iT,I}$).

$$\dot{W}_{iT,I} = \dot{E}_{n_a} - \dot{E}_{n_b} \quad (4.43)$$

$$\dot{E}_{n_a} = \dot{m}_{CRO}(h_a) \quad (4.44)$$

$$\dot{E}_{n_b} = \dot{m}_{CRO}(h_b) \quad (4.45)$$

Assim, de forma semelhante a qual foi realizada com a turbina do ciclo superior, substituindo as Eqs. (4.44) e (4.45) na Eq. (4.43) obtém-se a equação que determina a potência indicada da turbina inferior.

$$\dot{W}_{iT,I} = \dot{m}_{CRO}(h_a - h_b) \quad (4.46)$$

Onde $\dot{W}_{iT,I}$ é a potência indicada da turbina inferior [kW], $\dot{E}_{n_b}$ é a taxa de energia ponto (b) [kW] e, h_b a entalpia do ponto (b) [kJ/kg].

Para se determinar a potência elétrica do gerador elétrico da parte superior e inferior deve-se considerar as perdas na caixa redutora, no gerador elétrico e a perda mecânica da turbina.

$$\dot{W}_{GE,S} = \dot{W}_{iT,S} \eta_{mT} \eta_{GE} \eta_{CR} \quad (4.47)$$

$$\dot{W}_{GE,I} = \dot{W}_{iT,I} \eta_{mT} \eta_{GE} \eta_{CR} \quad (4.48)$$

Onde $\dot{W}_{GE,S}$ e $\dot{W}_{GE,I}$ são as potências dos geradores elétricos do ciclo superior e inferior [kW] respectivamente, η_{mT} , η_{GE} e η_{CR} são as perdas associadas a turbina, o gerador elétrico e a caixa redutora [%] respectivamente.

4.3.2. Análise Exergética das Turbinas

A análise exergética dos equipamentos tem o intuito de determinar qual será a taxa de destruição de exergia de cada turbina que compõe o ciclo binário de vapor.

$$\dot{E}_{D_{T,S}} = -\dot{W}_{GE,S} + \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} \quad (4.49)$$

$$\dot{E}_{x_1} = \dot{m}_a [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)] \quad (4.50)$$

$$\dot{E}_{x_2} = \dot{m}_a [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)] \quad (4.51)$$

Substituindo as Eqs. (4.50) e (4.51) na Eq. (4.49) obtém-se a equação que determina a taxa de destruição exergética da turbina superior.

$$\dot{E}_{D_{T,S}} = -\dot{W}_{GE,S} + \dot{m}_a [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] \quad (4.52)$$

Onde $\dot{E}_{D_{T,S}}$ representa a taxa de destruição de exergia da turbina do ciclo superior [kW], $\dot{E}_{x_1}$ corresponde a exergia de entrada da turbina superior [kW] e, s_1 refere-se a entropia de entrada do equipamento [kJ/kg. K].

De forma semelhante, determinou-se a taxa de destruição exergética da turbina localizada na parte inferior do ciclo binário de vapor.

$$\dot{E}_{D_{T,I}} = -\dot{W}_{GE,I} + \dot{E}_{x_a} - \dot{E}_{x_b} \quad (4.53)$$

$$\dot{E}_{x_a} = \dot{m}_{CRO} [(h_a - h_0) - T_0 (s_a - s_0)] \quad (4.54)$$

$$\dot{E}_{x_b} = \dot{m}_{CRO} [(h_b - h_0) - T_0 (s_b - s_0)] \quad (4.55)$$

Substituindo as Eqs. (4.54) e (4.55) na Eq. (4.53) obtém-se a equação que determina a taxa de destruição exergética da turbina inferior.

$$\dot{E}_{D_{T,I}} = -\dot{W}_{GE,I} + \dot{m}_{CRO}[(h_a - h_b) - T_0(s_a - s_b)] \quad (4.56)$$

Onde $\dot{E}_{D_{T,I}}$ representa a taxa de destruição de exergia da turbina do ciclo inferior [kW], $\dot{E}_{x_b}$ corresponde a exergia do ponto (b) [kW] e, s_b refere-se a entropia do ponto (b) [kJ/kg. K].

4.3.3. Análise Econômica das Turbinas

Com intuito de determinar o custo das turbinas desenvolveu-se o equacionamento onde $Z_{T,S}$ e $Z_{T,I}$ são custos relacionado a turbina superior e inferior [R\$] respectivamente. Os subíndices "T, S" e "T, I" representam a turbina superior e inferior, respectivamente.

Segundo Mohammadi *et al.*, (2018), o equacionamento da turbina a vapor de água e a turbina do ciclo orgânico são calculados de maneiras distintas. Deste modo, o equacionamento para as turbinas é descrito como base nas equações abaixo:

$$Z_{T,S} = 3880,5 \cdot \dot{W}_{GE,S}^{0,7} \left(1 + \left(\frac{0,05}{1 - \eta_{iT}} \right)^3 \right) \left(1 + e^{\left(\frac{T_1 - 593}{10,42} \right)} \right) \quad (4.57)$$

$$Z_{T,I} = 10^{(2,6259 + 1,4398 \log(\dot{W}_{GE,I}) - 0,1776(\log(\dot{W}_{GE,I}))^2)} \quad (4.58)$$

$$\dot{Z}_{T,S} = \frac{Z_{T,S} \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.59)$$

$$\dot{Z}_{T,I} = \frac{Z_{T,I} \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.60)$$

Onde $Z_{T,S}$ e $Z_{T,I}$, corresponde ao custo de aquisição das turbinas [\$] do ciclo superior e inferior respectivamente e, $\dot{Z}_{T,S}$ e $\dot{Z}_{T,I}$ correspondem ao custo nivelado da turbina do ciclo superior e inferior [\$/h] respectivamente.

As equações do custo de aquisição das turbinas são distintas. Este fator se deve as propriedades termodinâmicas, de pressão e temperatura de cada uma delas. A turbina do ciclo superior está diretamente ligada ao gerador de vapor de recuperação e início do ciclo. Deste modo, possui temperatura de ebulição e pressão maior e por isso seu equacionamento depende da potência gerada e pela temperatura de entrada. A turbina do ciclo superior possui temperatura de ebulição menor. Deste modo, esta turbina não necessita de parâmetros tão robustos, quando comparado com a turbina do ciclo inferior.

No entanto, deve-se ressaltar que o equacionamento não está com base ao custo do ano vigente. Para isso, para tornar o custo de aquisição das turbinas, com base nos valores de 2022 deve-se realizar o cálculo base ICPEQ para cada uma das turbinas que compõe o ciclo binário de vapor.

$$\dot{Z}_{T,S \ 2022} = \frac{\dot{Z}_{T,S} \cdot ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.61)$$

$$\dot{Z}_{T,I \ 2022} = \frac{\dot{Z}_{T,I} \cdot ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.62)$$

4.3.4. Análise Termoeconômica das Turbinas

Realizando volumes de controle nas turbinas do ciclo binários de vapor determinou-se o equacionamento da taxa de custo dos fluxos que passam pelo equipamento, assim como seus custos unitários.

$$\dot{C}_1 + \dot{Z}_{T,S \ 2022} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{w \ TS} \quad (4.63)$$

$$c_1 \cdot \dot{E}_{x_1} + \dot{Z}_{T,S \ 2022} = c_2 \cdot \dot{E}_{x_2} + c_{w \ TS} \cdot \dot{W}_{GE,S} \quad (4.64)$$

$$c_1 = c_2 \quad (4.65)$$

$$\dot{C}_a + \dot{Z}_{T,I \ 2022} = \dot{C}_b + \dot{C}_{w \ TI} \quad (4.66)$$

$$c_a \cdot \dot{E}_{x_a} + \dot{Z}_{T,I \ 2022} = c_b \cdot \dot{E}_{x_b} + c_{w \ TI} \cdot \dot{W}_{GE,I} \quad (4.67)$$

$$c_a = c_b \quad (4.68)$$

Onde $\dot{C}_1$, $\dot{C}_b$, $\dot{C}_{w \ TS}$ e $\dot{C}_{w \ TI}$ são as taxas de custos dos pontos (1), (b) e de energia elétrica do gerador elétrico do ciclo superior e inferior, [\$/h], respectivamente e, c_1 , c_b , $c_{w \ TS}$ e $c_{w \ TI}$ são os custos unitários dos pontos (1), (b) e energia elétrica gerada pelo gerador elétrico superior e inferior [\$/GJ], respectivamente

O custo unitário dos pontos (1) e (2) são considerados iguais pois não há variação do custo durante a passagem pela turbina do ciclo superior (Bejan *et al.*, 1996). Do mesmo modo, ocorre com os pontos (a) e (b), pontos referentes aos fluxos que passam pela turbina do ciclo inferior.

$$c_{P \ TS} = \frac{\dot{C}_{w \ TS}}{\dot{W}_{GE,S}} \quad (4.69)$$

$$c_{C\ TS} = \frac{\dot{C}_1 - \dot{C}_2}{\dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2}} \quad (4.70)$$

$$r_{TS} = \frac{c_{P\ TS} - c_{C\ TS}}{c_{C\ TS}} \quad (4.71)$$

$$\dot{C}_{D\ TS} = \dot{E}_{D\ TS} \cdot c_{C\ TS} \quad (4.72)$$

$$f_{TS} = \frac{\dot{Z}_{TS\ 2022}}{\dot{Z}_{TS\ 2022} + \dot{C}_{D\ TS}} \quad (4.73)$$

Do mesmo modo, se realiza para a turbina localizada no ciclo inferior.

$$c_{P\ TI} = \frac{\dot{C}_{w\ TI}}{\dot{W}_{GE,I}} \quad (4.74)$$

$$c_{C\ TI} = \frac{\dot{C}_a - \dot{C}_b}{\dot{E}_{x_a} - \dot{E}_{x_b}} \quad (4.75)$$

$$r_{TI} = \frac{c_{P\ TI} - c_{C\ TI}}{c_{C\ TI}} \quad (4.76)$$

$$\dot{C}_{D\ TI} = \dot{E}_{D\ TI} \cdot c_{C\ TI} \quad (4.77)$$

$$f_{TI} = \frac{\dot{Z}_{TI\ 2022}}{\dot{Z}_{TI\ 2022} + \dot{C}_{D\ TI}} \quad (4.78)$$

Onde $c_{P\ TS}$ e $c_{P\ TI}$ é custo unitários do produto gerado pelas turbinas superior e inferior [\$/GJ], respectivamente, $c_{C\ TS}$ e $c_{C\ TI}$ o custo da fonte de combustível das turbinas superior e inferior [\$/GJ], respectivamente, r_{TS} e r_{TI} as diferença relativa do custo, gerada pelo produto e pelo combustível, das turbinas do ciclo superior e inferior [%], respectivamente, $\dot{C}_{D\ TS}$ e $\dot{C}_{D\ TI}$ as taxa de custo de destruição exergéticas das turbinas superior e inferior [\$/h], respectivamente e, f_{TS} e f_{TI} os fatores exergoeconômicos das turbinas superior e inferior [%], respectivamente.

4.4. Bombas

A fim de realizar a análise termoeconômica das bombas que compõe o ciclo binário de vapor as próximas seções abordaram a análise energética, exergética, econômica e termoeconômica do equipamento.

Deste modo, na Fig. 4.4 possui o balanço de energia, exergia e custo das bombas que compõe o ciclo binário.

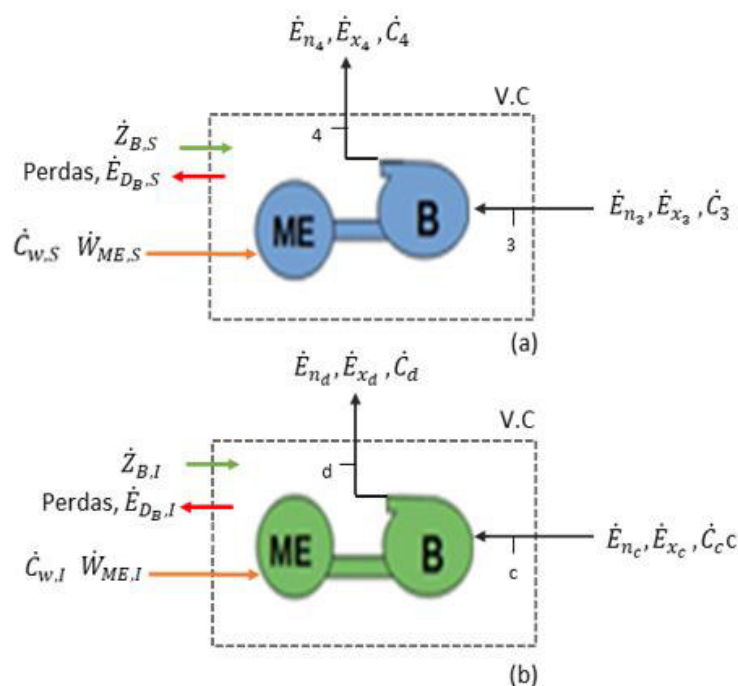


Figura 4.4 – Balanço energético, exergético e econômico da: a) bomba superior, b) bomba inferior.

4.4.1. Análise Energética das Bombas

Do mesmo modo que feito com as turbinas, com base na 1ª Lei da Termodinâmica e considerando todas as simplificações, conforme seção 2.3, utilizadas foi realizada uma análise energética para as bombas.

Assim, realizando por meio de balanço energético, Fig. 4.4, nas duas bombas que compõe o ciclo binário determina-se a potência indicada da parte superior e inferior do ciclo.

$$\dot{W}_{iB,S} = \dot{E}_{n_4} - \dot{E}_{n_3} \quad (4.79)$$

$$\dot{E}_{n_3} = \dot{m}_a(h_3) \quad (4.80)$$

$$\dot{E}_{n_4} = \dot{m}_a(h_4) \quad (4.81)$$

Reorganizando as equações determina-se a Eq. (4.82) a qual representa a potência indicada da bomba localizada na parte superior do ciclo binário de vapor.

$$\dot{W}_{iB,S} = \dot{m}_a(h_4 - h_3) \quad (4.82)$$

Onde $\dot{W}_{iB,S}$ representa a potência indicada pela bomba superior [kW], $\dot{E}_{n_4}$ representa a energia do ponto (4) [kW] e h_4 é a entalpia do ponto (4) [kJ/kg].

Assim, por meio do balanço energético da Fig. 4.4 (b) consegue-se realizar o equacionamento a fim de determinar a potência indicada da bomba do ciclo inferior.

$$\dot{W}_{iB,I} = \dot{E}_{n_d} - \dot{E}_{n_c} \quad (4.83)$$

$$\dot{E}_{n_c} = \dot{m}_{CRO}(h_c) \quad (4.84)$$

$$\dot{E}_{n_d} = \dot{m}_{CRO}(h_d) \quad (4.85)$$

$$\dot{W}_{iB,I} = \dot{m}_{CRO}(h_d - h_c) \quad (4.86)$$

Onde $\dot{W}_{iB,I}$ representa a potência indicada pela bomba inferior [kW], $\dot{E}_{n_c}$ representa a energia do ponto (c) [kW] e, h_c é a entalpia de entrada bomba [kJ/kg].

Entretanto, ambas as bombas são instaladas com motores elétricos e para determinar a potência elétrica do motor elétrico das duas partes do ciclo binário considera-se as perdas oriundas do motor elétrico e a perda mecânica da bomba.

$$\dot{W}_{ME,S} = \frac{\dot{W}_{iB,S}}{\eta_{mB}\eta_{ME}} \quad (4.87)$$

$$\dot{W}_{ME,I} = \frac{\dot{W}_{iB,I}}{\eta_{mB}\eta_{ME}} \quad (4.88)$$

Onde $\dot{W}_{ME,S}$ e $\dot{W}_{ME,I}$ são as potências dos motores elétricos do ciclo inferior e superior [kW] respectivamente e, η_{mB} e η_{ME} são as perdas atreladas a bomba e ao motor elétrico [%] respectivamente.

4.4.2. Análise Exergética das Bombas

Assim como ocorre nas turbinas os valores determinados por $\dot{E}_{D_{B,S}}$ e $\dot{E}_{D_{B,I}}$ representam a taxa de destruição de exergia ocasionadas na bomba do ciclo superior e inferior, respectivamente.

$$\dot{E}_{D_{B,S}} = \dot{W}_{ME,S} + \dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_4} \quad (4.89)$$

$$\dot{E}_{x_3} = \dot{m}_a[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \quad (4.90)$$

$$\dot{E}_{x_4} = \dot{m}_a[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] \quad (4.91)$$

$$\dot{E}_{D_{B,S}} = \dot{W}_{ME,S} + \dot{m}_a[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)] \quad (4.92)$$

$$\dot{E}_{D_{B,I}} = \dot{W}_{ME,I} + \dot{E}_{x_c} - \dot{E}_{x_d} \quad (4.93)$$

$$\dot{E}_{x_c} = \dot{m}_{CRO}[(h_c - h_0) - T_0(s_c - s_0)] \quad (4.94)$$

$$\dot{E}_{x_d} = \dot{m}_{CRO}[(h_d - h_0) - T_0(s_d - s_0)] \quad (4.95)$$

$$\dot{E}_{D_{B,I}} = \dot{W}_{ME,I} + \dot{m}_{CRO}[(h_d - h_c) - T_0(s_d - s_c)] \quad (4.96)$$

Onde $\dot{E}_{D_{B,S}}$ e $\dot{E}_{D_{B,I}}$ são as taxas de destruição exergética das bombas [kW] localizadas na parte superior e inferior do ciclo binário de vapor respectivamente, $\dot{E}_{x_4}$ e $\dot{E}_{x_c}$ são as taxa de exergia dos pontos (4) e (c) [kW] respectivamente, h_4 e h_c correspondem à entalpia do pontos (4) e (c) [kJ/kg] respectivamente e, s_4 e s_c as entropias dos pontos (4) e (c) [kJ/kg. K] respectivamente.

4.4.3. Análise Econômica das Bombas

De forma semelhante aos demais equipamentos da planta de potência do ciclo binário de vapor é possível determinar os custos das bombas. Os subíndices "B, S" e "B, I" representam a bomba superior e inferior, respectivamente.

$$Z_{B,S} = 549,13(\dot{W}_{ME,S})^{0,71} \left(1,41 \left(1 + \left(\frac{0,2}{1 - \eta_{iB}} \right) \right) \right) \quad (4.97)$$

$$Z_{B,I} = 549,13(\dot{W}_{ME,I})^{0,71} \left(1,41 \left(1 + \left(\frac{0,2}{1 - \eta_{iB}} \right) \right) \right) \quad (4.98)$$

$$\dot{Z}_{B,S} = \frac{Z_{B,S} \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.99)$$

$$\dot{Z}_{B,I} = \frac{Z_{B,I} \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.100)$$

$$\dot{Z}_{B,S \ 2022} = \frac{\dot{Z}_{B,S} ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.101)$$

$$\dot{Z}_{B,I \ 2022} = \frac{\dot{Z}_{B,I} ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.102)$$

Onde $Z_{B,S}$ e $Z_{B,I}$, corresponde ao custo de aquisição das bombas [\$] do ciclo superior e inferior respectivamente, $\dot{Z}_{B,S}$ e $\dot{Z}_{B,I}$ correspondem ao custo nivelado da bomba

do ciclo superior e inferior [\$/h] respectivamente e, $\dot{Z}_{B,S\ 2022}$ e $\dot{Z}_{B,I\ 2022}$ os custos nivelados da bomba superior e inferior reajustados ao ano vigente [\$/h], respectivamente.

4.4.4. Análise Termoeconômica das Bombas

Para determinar o custo dos fluxos que compõe as bombas do ciclo superior e inferior foram realizados volumes de controle em cada um dos equipamentos. Deste modo, por meio dos equacionamentos abaixo foi possível identificar as taxas de custo dos fluxos de entrada e saída dos equipamentos, assim como os custos unitários dos fluxos.

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_{wBS} + \dot{Z}_{B,S\ 2022} = \dot{C}_4 \quad (4.103)$$

$$c_3 \cdot \dot{E}_{x_3} + c_{wBS} \cdot \dot{W}_{ME,S} + \dot{Z}_{B,S\ 2022} = c_4 \cdot \dot{E}_{x_4} \quad (4.104)$$

$$c_{wBS} = c_{wTS} \quad (4.105)$$

$$\dot{C}_c + \dot{C}_{wBI} + \dot{Z}_{B,I\ 2022} = \dot{C}_d \quad (4.106)$$

$$c_c \cdot \dot{E}_{x_c} + c_{wBI} \cdot \dot{W}_{ME,I} + \dot{Z}_{B,I\ 2022} = c_d \cdot \dot{E}_{x_d} \quad (4.107)$$

$$c_{wBI} = c_{wTI} \quad (4.108)$$

Onde $\dot{C}_4$, $\dot{C}_c$, $\dot{C}_{wBS}$ e $\dot{C}_{wBI}$ correspondem a taxa de custo dos pontos (4), (c) e a energia elétrica utilizada para acionar os motores elétricos do ciclo superior e inferior, [\$/h], respectivamente e, c_4 , c_c , c_{wBS} e c_{wBI} são os custos unitários dos pontos (4), (c) e de energia elétrica de acionamento dos motores elétricos superior e inferior [\$/GJ], respectivamente.

O custo unitário referente a potência elétrica será considerado constante, ou seja, o custo de geração de energia elétrica no gerador elétrico será o mesmo utilizado para acionar o motor elétrico da bomba.

A fim de determinar o custo referente ao produto e combustível das bombas do ciclo binário de vapor, assim como a diferença relativa do custo, custo referente a perda de exergia que o equipamento ocasiona e o fator exergoeconômico realizou-se os seguintes equacionamentos abaixo:

$$c_{P\ BS} = \frac{\dot{C}_3 - \dot{C}_4}{\dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_4}} \quad (4.109)$$

$$c_{C\ BS} = \frac{\dot{C}_{wBS}}{\dot{W}_{ME,S}} \quad (4.110)$$

$$r_{BS} = \frac{c_{P\ BS} - c_{C\ BS}}{c_{C\ BS}} \quad (4.111)$$

$$\dot{C}_{D\ BS} = \dot{E}_{D\ BS} \cdot c_{C\ BS} \quad (4.112)$$

$$f_{BS} = \frac{\dot{Z}_{BS\ 2022}}{\dot{Z}_{BS\ 2022} + \dot{C}_{D\ BS}} \quad (4.113)$$

De modo a verificar o a diferente relativa do custo, o custo de destruição exergética e o fator exergoeconômico a análise também foi realizada a bomba inferior do ciclo binário de vapor.

$$c_{P\ BI} = \frac{\dot{C}_c - \dot{C}_d}{\dot{E}_{x_c} - \dot{E}_{x_d}} \quad (4.114)$$

$$c_{C\ BI} = \frac{\dot{C}_{w\ BI}}{\dot{W}_{ME,I}} \quad (4.115)$$

$$r_{BI} = \frac{c_{P\ BI} - c_{C\ BI}}{c_{C\ BI}} \quad (4.116)$$

$$\dot{C}_{D\ BI} = \dot{E}_{D\ BI} \cdot c_{C\ BI} \quad (4.119)$$

$$f_{BI} = \frac{\dot{Z}_{BI\ 2022}}{\dot{Z}_{BI\ 2022} + \dot{C}_{D\ BI}} \quad (4.120)$$

Onde $c_{P\ BS}$ e $c_{P\ BI}$ corresponde ao custo unitário do produtos gerado pelas bombas superior e inferior [\$/GJ], respectivamente, $c_{C\ BS}$ e $c_{C\ BI}$ se refere ao custo da fonte de combustível das bombas superior e inferior [\$/GJ], respectivamente, r_{BS} e r_{BI} são as diferença relativa do custo, gerada pelo produto e pelo combustível, das bombas do ciclo superior e inferior [%], respectivamente, $\dot{C}_{D\ BS}$ e $\dot{C}_{D\ BI}$ são as taxa de custo de destruição exergéticas das bombas superior e inferior [\$/h], respectivamente e, f_{BS} e f_{BI} correspondem aos fatores exergoeconômicos das bombas superior e inferior [%], respectivamente.

4.5. Gerador de Vapor de Recuperação

O calor dos gases do motor marítimo passa pelo gerador de vapor de recuperação e é transferido para o ciclo binário de vapor. A Fig. 4.5. representa o balanço de energia, de exergia e de custos realizados no gerador de vapor de recuperação.

Deste modo, as próximas seções abordarão as análises energética, exergética, econômica e termoeconômica do equipamento.

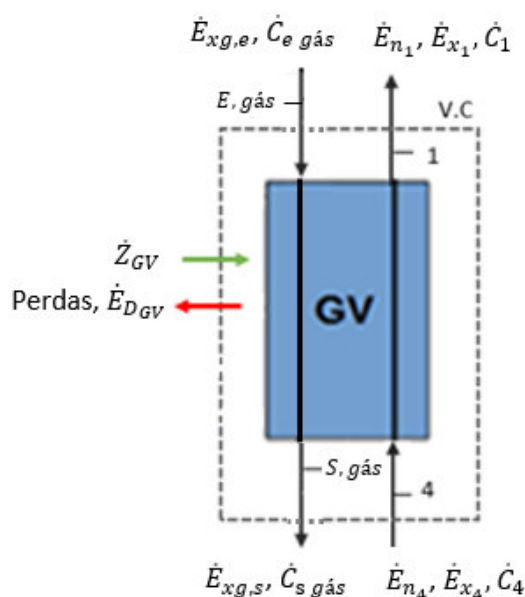


Figura 4.5 – Balanço energético, exergético e econômico do gerador de vapor de recuperação.

4.5.1. Análise Energética do Gerador de Vapor de Recuperação

O ciclo superior recebe o calor dos gases de combustão através do gerador de vapor. Deste modo, por meio de um balanço de energia é possível determinar a taxa de transferência de calor indicada, ou seja, a taxa de quantidade de calor fornecida ao ciclo.

$$\dot{Q}_i = \dot{E}_{n1} - \dot{E}_{n4} \quad (4.121)$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_a(h_1 - h_4) \quad (4.122)$$

Onde $\dot{Q}_i$ é a taxa de transferência de calor indicada [kW].

Entretanto, segundo o catálogo dos motores utilizado não há perdas no gerador de vapor de recuperação, ou seja, a eficiência é igual a 100% (GTD, 2020).

$$\dot{Q}_c = \frac{\dot{Q}_i}{\eta_{GV}} \quad (4.123)$$

Onde $\dot{Q}_c$ é a potência calorífica do gerador de vapor de recuperação [kW] e, η_{GV} é a perda associada ao gerador de vapor de recuperação [%].

4.5.2. Análise Exergética do Gerador de Vapor de Recuperação

Para determinar a análise exergética do gerador de vapor de recuperação necessita-se de dados dos gases de exaustão do motor, tais como vazão mássica do ar e temperatura dos gases. Nas Tab. 4.10 – 4.11 são mostrados os dados referentes a temperatura dos gases de exaustão do motor ($T_{ex, g}$) e as vazões mássicas de ar.

Tabela 4.10 – Dados dos gases de exaustão do motor 8X52 (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Vazão de Ar (kg/s)	$T_{ex, g}$ (°C)
100	30,49	237
95	29,42	228
90	28,32	218
85	27,32	210
80	26,61	206
75	25,76	204
70	24,52	201
60	21,78	197
50	18,78	201
40	15,20	214
30	12,29	206
25	10,38	214

Tabela 4.11 – Dados dos gases de exaustão do motor 12X92 (Adaptado de GTD, 2020).

Condição Isso		
Carga do Motor (%)	Vazão de Ar (kg/s)	$T_{ex, g}$ (°C)
100	172,43	228
95	166,81	219
90	161,09	211
85	154,68	206
80	147,30	201
75	140,19	199
70	133,10	198
60	115,31	202
50	96,99	213
40	75,54	238
30	60,79	243
25	52,13	249

Com isso, por meio da relação entre gás, ar e combustíveis determina-se a vazão mássica de gás a qual servirá para o equacionamento da análise exergética do gerador de vapor de recuperação.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_c \quad (4.124)$$

Onde $\dot{m}_g$ e $\dot{m}_{ar}$ são as vazões mássicas do gás e do ar [kg/s], respectivamente.

O gerador de vapor de recuperação está localizado na parte superior do ciclo binário de vapor e o calor fornecido ao equipamento ocorre pelos gases de exaustão do motor marítimo.

$$\dot{E}_{D_{GV}} = \dot{E}_{xg,e} + \dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x1} - \dot{E}_{xg,s} \quad (4.125)$$

$$\dot{E}_{xg,e} = \dot{m}_g [(h_{g,e} - h_{0g}) - T_0 (s_{g,e} - s_{0g})] \quad (4.126)$$

$$\dot{E}_{xg,s} = \dot{m}_g [(h_{g,s} - h_{0g}) - T_0 (s_{g,s} - s_{0g})] \quad (4.127)$$

Onde $\dot{E}_{D_{GV}}$ é a taxa de destruição exergética do gerador de vapor de recuperação [kW] $\dot{E}_{xg,e}$ e $\dot{E}_{xg,s}$ são as taxa de exergia de entrada e saída dos gases de exaustão [kW] respectivamente, $h_{g,e}$ e $h_{g,s}$ correspondem à entalpia de entrada e saída dos gases [kJ/kg] respectivamente e, $s_{g,e}$ e $s_{g,s}$ as entropias de entrada e saída dos gases [kJ/kg.K] respectivamente.

4.5.3. Análise Econômica do Gerador de Vapor de Recuperação

De maneira semelhante a desenvolvida nos cálculos dos custos do trocador de calor (GV/Cd), o custo do gerador de vapor de recuperação desenvolvido por Mohammadi *et al.*, (2018) é representado pela Eq. (4.128).

$$Z_{GV} = 34,9.A_{eva} + 45,7.A_{eco} \quad (4.128)$$

Onde A_{eva} e A_{eco} são as áreas do evaporador e do economizador [m²], respectivamente.

O gerador de vapor de recuperação é dividido em duas áreas distintas, a área do evaporador e a área do economizador. A área do economizador, correspondente a área 1 da Fig. 4.6 corresponde a região no diagrama T-s da Fig. 2.1 como uma área onde em uma de suas extremidades a água entra como líquido comprimido (ponto 4) ao gerador de vapor até uma região onde ele se encontra no estado líquido (ponto x). Na outra extremidade o gás passa pelo equipamento até seu ponto de exaustão (S gás – saída do gás).

Por outro lado, a área do evaporador, correspondente a área 2 da Fig. 4.6 há a transição de estado físico da água, passando de estado líquido para gás (ponto 1). A outra extremidade, por sua vez, se assemelha a região da área 1, onde o gás entra no equipamento (E gás – entrada do gás).

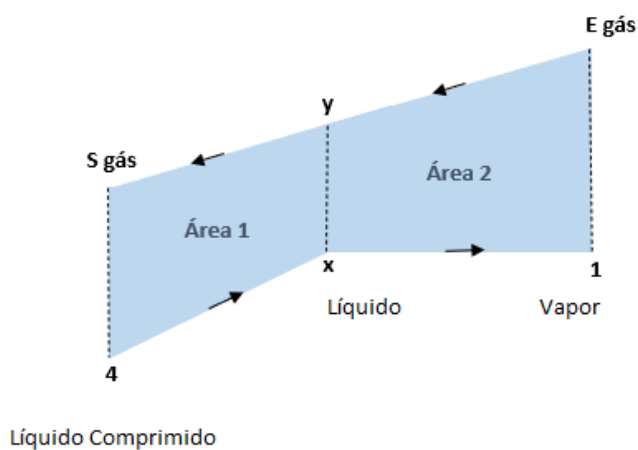


Figura 4.6 – Áreas de transferência de calor do gerador de vapor de recuperação (GV).

A Tab. 4.12 estão contidos os coeficientes de película dos respectivos pontos onde os fluidos foram analisados (Dimian & Bildea, 2008).

Tabela 4.12 – Coeficientes de película da área de transferência de calor do gerador de vapor de recuperação (GV).

Coeficientes de Película por Convecção (GV)		
Pontos	Característica	h (W/°C m²)
Ponto 4 – Ponto x	água líquida	2250
Ponto y – Ponto S gás	gás	50
Ponto x – Ponto 1	água em ebulição	1750
Ponto E gás – Ponto y	gás	50

Com os coeficientes de película determinou-se os coeficientes globais de troca térmica “U” de cada umas das áreas as quais se dividiu o gerador de vapor de recuperação do ciclo binário de vapor.

$$U_{1(eco)} = \frac{1}{\frac{1}{h_{(4-x)}} + \frac{1}{h_{(y-Sgás)}}} \quad (4.129)$$

$$U_{2(eva)} = \frac{1}{\frac{1}{h_{(x-1)}} + \frac{1}{h_{(Egás-y)}}} \quad (4.130)$$

Onde $h_{(4-x)}$, $h_{(y-Sgás)}$, $h_{(x-1)}$ e $h_{(Egás-y)}$ são os coeficientes de película da água líquida, do gás e da água em ebulição $[W/°C.m^2]$, respectivamente e $U_{1(eco)}$ e $U_{2(eva)}$ são os coeficientes globais de troca térmica correspondentes ao economizador (área 1) e do evaporador (área 2) $[W/°C.m^2]$, respectivamente.

Pela equação da LMDT determinou-se as temperaturas onde ocorrem a transferência de calor do sistema.

$$LMDT_{1(eco)} = \frac{(T_{Sgás} - T_4) - (T_y - T_x)}{\log\left(\frac{T_{Sgás} - T_4}{T_y - T_x}\right)} \quad (4.131)$$

$$LMDT_{2(eva)} = \frac{(T_{Egás} - T_1) - (T_y - T_x)}{\log\left(\frac{T_{Egás} - T_1}{T_y - T_x}\right)} \quad (4.132)$$

Onde $T_{Sgás}$, T_4 , T_y , T_x , $T_{Egás}$ e T_1 são as temperaturas correspondentes aos pontos (Sgás), (4), (y), (x), (Egás) e (1) $[°C]$, respectivamente e, $LMDT_{1(eco)}$ e $LMDT_{2(eva)}$ correspondem a diferença de temperatura média logarítmica do economizador e do evaporador $[°C]$, respectivamente.

A fonte de calor por sua vez, é determinada pela potência calorífica do economizador e do evaporador.

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_a(h_x - h_4) \quad (4.133)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_a(h_1 - h_x) \quad (4.134)$$

Com isso, obtêm-se pelas Eqs. (4.135) e (4.136) as áreas de troca térmica do economizador ($A_{1(eco)}$) e do evaporador ($A_{2(eva)}$).

$$A_{1(eco)} = \frac{\dot{Q}_{eco}}{U_{1(eco)} \cdot T_{LMDT_{1(eco)}}} \quad (4.135)$$

$$A_{2(eva)} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{U_{2(eva)} \cdot T_{LMDT_{2(eva)}}} \quad (4.136)$$

Deste modo, após determinar área de troca térmica consegue-se calcular o custo de aquisição do equipamento, Eq. (4.128), seu custo nivelado e a conversão do seu custo com base nos valores do ano presente.

$$\dot{Z}_{GV} = \frac{Z_{GV} \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.137)$$

$$\dot{Z}_{GV \ 2022} = \frac{\dot{Z}_{GV} \cdot ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.138)$$

Onde $\dot{Z}_{GV}$ corresponde ao custo nivelado do gerador de vapor de recuperação [\$/h] e $\dot{Z}_{GV \ 2022}$ o custo nivelado considerando o último ano de vigência [\$/h].

4.5.4. Análise Termoeconômica do Gerador de Vapor de Recuperação

Realizando a análise termoeconômica no gerador de vapor de recuperação analisou-se os custos dos fluxos que estão contidos no equipamento.

$$\dot{C}_4 + \dot{C}_{e \ g\acute{a}s} + \dot{Z}_{GV \ 2022} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{s \ g\acute{a}s} \quad (4.139)$$

$$c_4 \cdot \dot{E}_{x_4} + c_{e \ g\acute{a}s} \cdot \dot{E}_{x_{g,e}} + \dot{Z}_{GV \ 2022} = c_1 \cdot \dot{E}_{x_1} + c_{s \ g\acute{a}s} \cdot \dot{E}_{x_{g,s}} \quad (4.140)$$

$$c_{e \ g\acute{a}s} = c_{s \ g\acute{a}s} \quad (4.141)$$

$$c_{e \ g\acute{a}s} = \frac{C_{HFO}}{PCI_{HFO}} \quad (4.142)$$

Onde $\dot{C}_{e \ g\acute{a}s}$ e $\dot{C}_{s \ g\acute{a}s}$ correspondem à taxa de custo dos fluxos de entrada e saída dos gases de exaustão do motor marítimo, [\$/h], respectivamente e, $c_{e \ g\acute{a}s}$ e $c_{s \ g\acute{a}s}$ são os custos unitários de entrada e saída dos gases [\$/GJ], respectivamente, C_{HFO} é o custo do combustível utilizado [\$/ton] e PCI_{HFO} refere-se ao poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg].

No entanto, segundo Bejan *et al.* (1996), o custo unitário de entrada e saída dos gases de exaustão do motor marítimo são iguais. Além disso, o custo dos gases é uma relação do custo do HFO (Heavy Fuel Oil), combustível utilizado, Eq. (4.142). Deste modo, segundo Wärtzilä (2021), fabricante dos motores utilizados nessa dissertação, o custo do HFO é fixo e igual a 650 [\$/ton] e o valor do poder calorífico inferior (LHV) deste combustível é igual a 40200 [kJ/kg] (MEPC, 2016).

Aperfeiçoando a análise termoeconômica do gerador de vapor de recuperação do ciclo binário de vapor realizou-se os seguintes equacionamentos:

$$c_{P \ GV} = \frac{\dot{C}_1 - \dot{C}_4}{\dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_4}} \quad (4.143)$$

$$c_{C\ GV} = \frac{\dot{C}_{e\ g\acute{a}s} - \dot{C}_{s\ g\acute{a}s}}{\dot{E}_{x_{g,e}} - \dot{E}_{x_{g,s}}} \quad (4.144)$$

$$r_{GV} = \frac{c_{P\ GV} - c_{C\ GV}}{c_{C\ GV}} \quad (4.145)$$

$$\dot{C}_{D\ GV} = \dot{E}_{D\ GV} \cdot c_{C\ GV} \quad (4.146)$$

$$f_{GV} = \frac{\dot{Z}_{GV\ 2022}}{\dot{Z}_{GV\ 2022} + \dot{C}_{D\ GV}} \quad (4.147)$$

Onde $c_{P\ GV}$ e $c_{C\ GV}$ correspondem aos custos unitários dos produtos gerados e pelas fontes de combustíveis do gerador de vapor de recuperação [\$/GJ], respectivamente, r_{GV} é a diferença de custo relativo, gerado pelo produto e pelo combustível, do gerador de vapor [%], $\dot{C}_{D\ GV}$ é a taxa do custo de destruição exergéticas do equipamento [\$/h] e, f_{GV} corresponde ao fator exergoeconômico do gerador de vapor [%].

4.6. Condensador

O ciclo binário de vapor analisado possui dois equipamentos que exercem a função de condensador. No ciclo superior existe o gerador de vapor/condensador que exerce a função de gerador de vapor ao ciclo inferior e de condensador ao ciclo superior. Do mesmo modo, no ciclo inferior há um condensador. A Fig. 4.7 representa o balanço energético, exergético e econômico do condensador.

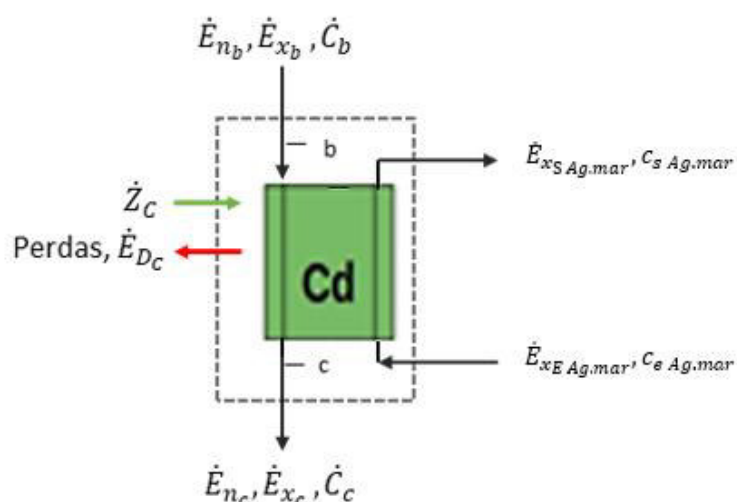


Figura 4.7 – Balanço energético, exergético e econômico do condensador.

4.6.1. Análise Energética do Condensador

Realizando o balanço energético no condensador consegue-se determinar a taxa de energia de entrada, ponto (b) da Fig. 4.7, e a taxa de energia de saída, ponto (c) da Fig. 4.7.

No entanto, a taxa de energia entrada do condensador é a mesma que sai da turbina inferior o qual seu equacionamento já foi detalhado na seção 4.3.1 desta dissertação. Da mesma forma, ocorre na taxa de energia de saída do condensador, a qual vem a ser a mesma taxa de energia de entrada da bomba, detalhada na seção 4.4.1.

O diferencial ocorre pois o condensador, localizado não ciclo inferior do ciclo binário de vapor, possui ligação com a água do mar. A água do mar possui como característica principal a salinidade, que por sua vez é igual 35,16504 [g/kg] (ITTC, 2011). No entanto, para considerar este valor de salinidade da água é necessário considerar que a temperatura ambiente da água do mar é igual a 15 [°C] a pressões atmosférica.

4.6.2. Análise Exergética do Condensador

A fim de determinar a taxa de destruição exergética do condensador foi realizado o balanço exergético do equipamento.

$$\dot{E}_{D_C} = (\dot{E}_{x_b} + \dot{E}_{x_{E Ag.mar}}) - (\dot{E}_{x_c} + \dot{E}_{x_{S Ag.mar}}) \quad (4.148)$$

$$\dot{E}_{x_{E a}} = \dot{m}_{cond}(h_{E Ag.mar} - h_{0 Ag.mar}) - T_{0 cond}(s_{E Ag.mar} - s_{0 Ag.mar}) \quad (4.149)$$

$$\dot{E}_{x_{S a}} = \dot{m}_{cond}[(h_{S Ag.mar} - h_{0 Ag.mar}) - T_{0 cond}(s_{S Ag.mar} - s_{0 Ag.mar})] \quad (4.150)$$

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{CRO} \left(\frac{h_c - h_b}{h_{E Ag.mar} - h_{S Ag.mar}} \right) \quad (4.151)$$

Onde $\dot{E}_{D_C}$ é a taxa de destruição exergética do condensador [kW], $\dot{m}_{cond}$ é a vazão mássica de água de condensação [kg/s], $h_{E Ag.mar}$, $h_{S Ag.mar}$ e $h_{0 Ag.mar}$ são as entalpias de entrada, de saída e de referência da água do mar [kJ/kg], respectivamente, $s_{E Ag.mar}$, $s_{S Ag.mar}$ e $s_{0 Ag.mar}$ são as entropias de entrada, de saída e de referência da água do mar [kJ/kg.K], respectivamente e, $T_{0 cond}$ correspondente a temperatura de condensação de referência da água do mar, igual a 15 [°C].

4.6.3. Análise Econômica do Condensador

Segundo Mohammadi *et al.*, (2018) por meio do equacionamento abaixo pode-se determinar o custo do condensador.

$$Z_C = 1773 \dot{m}_{cond} \quad (4.152)$$

$$\dot{Z}_C = \frac{Z_C \cdot FRC \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (4.153)$$

$$\dot{Z}_{C\ 2022} = \frac{\dot{Z}_C \cdot ICPEQ_{2022}}{ICPEQ_{2001}} \quad (4.154)$$

Onde Z_C corresponde ao custo de aquisição do condensador [\$], $\dot{Z}_C$ corresponde ao custo nivelado do condensador [\$/h] e, $\dot{Z}_{C\ 2022}$ corresponde ao custo nivelado do condensador atualmente [\$/h].

4.6.4. Análise Termoeconômica do Condensador

Por fim, foi realizada a análise termoeconômica do condensador. Este equipamento, localizada na parte inferior do ciclo, possui contato com os fluidos orgânicos e com água do mar.

$$\dot{C}_b + \dot{C}_{e\ Ag.mar} + \dot{Z}_{C\ 2022} = \dot{C}_c + \dot{C}_{s\ Ag.mar} \quad (4.155)$$

$$c_b \cdot \dot{E}_{x_b} + c_{e\ Ag.mar} \cdot \dot{E}_{x_{E\ Ag.mar}} + \dot{Z}_{C\ 2022} = c_c \cdot \dot{E}_{x_c} + c_{s\ Ag.mar} \cdot \dot{E}_{x_{S\ Ag.mar}} \quad (4.156)$$

$$c_b = c_c \quad (4.157)$$

$$c_{e\ Ag.mar} = 0 \quad (4.158)$$

Onde $\dot{C}_{e\ Ag.mar}$ e $\dot{C}_{s\ Ag.mar}$ correspondem à taxa de custo dos fluxos de entrada e saída dos da água de condensação, [\$/h], respectivamente e, $c_{e\ Ag.mar}$ e $c_{s\ Ag.mar}$ são os custos unitários de entrada e saída da água de condensação [\$/GJ], respectivamente

O custo unitário do lado de condensação do fluido orgânicos permanece constante e é igual durante a entrada e saída. No entanto, do lado da água do mar o custo de entrada da água é considerado nulo, visto que este fluido é uma fonte natural do meio ambiente e não possui custo de produção.

Finalizando a análise termoeconômica, As Eqs. (4.158) – (4.163) correspondem aos equacionamentos que determinam a diferença de custo relativo, o custo de destruição exergética e o fator exergoeconômico do condensador do ciclo inferior.

$$c_{P\ Cd} = \frac{\dot{C}_{s\ Ag.mar} - \dot{C}_{e\ Ag.mar}}{\dot{E}_{x_{S\ Ag.mar}} - \dot{E}_{x_{E\ Ag.mar}}} \quad (4.159)$$

$$c_{C\ Cd} = \frac{\dot{C}_b - \dot{C}_c}{\dot{E}_{x_b} - \dot{E}_c} \quad (4.160)$$

$$r_{Cd} = \frac{c_{P\ Cd} - c_{C\ Cd}}{c_{C\ Cd}} \quad (4.161)$$

$$\dot{C}_{D\ Cd} = \dot{E}_{D\ C} \cdot c_{C\ Cd} \quad (4.162)$$

$$f_{Cd} = \frac{\dot{Z}_{C\ 2022}}{\dot{Z}_{C\ 2022} + \dot{C}_{D\ Cd}} \quad (4.163)$$

Onde $c_{P\ Cd}$ e $c_{C\ Cd}$ correspondem aos custos unitários dos produtos gerados e pelas fontes de combustíveis do condensador [\$/GJ], respectivamente, r_{Cd} é a diferença de custo relativo, gerado pelo produto e pelo combustível [%], $\dot{C}_{D\ Cd}$ é a taxa do custo de destruição exergéticas do equipamento [\$/h] e, f_{Cd} corresponde ao fator exergoeconômico do condensador localizado no ciclo inferior [%].

4.7. Potência e Eficiência Elétrica

Após a determinar a potência elétrica do gerador elétrico, desenvolvida na seção 4.3.1, e da potência mecânica do motor elétrico, realizada na seção 4.4.1, é possível determinar a potência elétrica líquida de cada parte que compõe o ciclo binário.

$$\dot{W}_{E,Liq,S} = \dot{W}_{GE,S} - \dot{W}_{ME,S} \quad (4.164)$$

$$\dot{W}_{E,Liq,I} = \dot{W}_{GE,I} - \dot{W}_{ME,I} \quad (4.165)$$

Onde $\dot{W}_{E,Liq,S}$ e $\dot{W}_{E,Liq,I}$ são as potências elétricas líquidas do ciclo superior e inferior [kW] respectivamente.

Com isso, após determinar a potência elétrica líquida de cada uma das parcelas que compõe o ciclo binário de vapor é possível determinar a potência elétrica do ciclo binário. Onde, por sua vez, a potência elétrica do ciclo binário ($\dot{W}_{E,Liq,Ciclo}$) é oriunda da soma entre a parte superior e inferior do ciclo.

$$\dot{W}_{E,Liq,Ciclo} = \dot{W}_{E,Liq,S} + \dot{W}_{E,Liq,I} \quad (4.166)$$

Com todas as potências determinadas é possível calcular a eficiência elétrica do ciclo binário.

$$\eta_{ELE\ Ciclo} = \frac{\dot{W}_{E,Liq,Ciclo}}{\dot{Q}_C} \quad (4.167)$$

Onde $\eta_{ELE\ Ciclo}$ é a eficiência elétrica do ciclo binário de vapor [%].

Os dados determinados nesta seção serão utilizados para os resultados que compõe a análise energética dessa dissertação.

4.8. Eficiência Exergética

Após determinar as taxas de exergia dos gases de exaustão dos motores marítimos consegue-se realizar o equacionamento a fim de determina a eficiência exergética do ciclo binário de vapor. A eficiência exergética segundo Bejan *et al.*, (1996), é um parâmetro indicativo do desperdício dos recursos energéticos, ou seja, a eficiência exergética é a razão entre o produto e o combustível (recursos gastos para obtenção do produto).

$$\eta_x = \frac{\dot{W}_{E,Liq,Ciclo}}{\dot{E}_{xg,e} - \dot{E}_{xg,s}} \quad (4.168)$$

Onde η_x é a eficiência exergética do ciclo binário de vapor [%].

4.9. Custo de Potência Elétrica

O custo de produção de energia elétrica é um parâmetro importante e representativo na análise termoeconômica do ciclo binário de vapor. Este fator determina o custo gerados pelos geradores elétricos das turbinas e utilizados pelos motores elétricos que acionam as bombas. Por simplificação, o custo elétrico da turbina e da bomba do ciclo superior são iguais assim como o custo da turbina e da bomba do ciclo inferior.

Deste modo, a Eq. (4.169) representam os custos unitário de potência elétrica do ciclo binário de vapor.

$$c_{w\ Ciclo} = \frac{c_{w\ TS} \cdot \dot{W}_{E,Liq,S} + c_{w\ TI} \cdot \dot{W}_{E,Liq,I}}{\dot{W}_{E,Liq,Ciclo}} \quad (4.169)$$

Onde $c_{w\ Ciclo}$ é o custo unitário de potência elétrica [\$/GJ].

No entanto, de modo a verificar qual a influência do custo do ciclo inferior, ou seja, quanto a inserção do ciclo inferior ao ciclo superior custará para produzir energia, os custos unitários do ciclo superior e inferior também foram analisados de forma individual. Para realizar esta análise, foi preciso considerar que no equipamento intermediário, trocador de calor (GV/Cd), os custos referentes ao ciclo superior seriam nulos na análise do ciclo inferior.

Em outras palavras, os custos $\dot{C}_2$ e $\dot{C}_3$ serão considerados nulos na Eq. (4.31) da seção 4.2.4, a respeito da análise termoeconômica do Gerador de Vapor/Condensador.

4.10. Modelagem Computacional

De modo a simplificar a resolução e obter valores mais concretos a modelagem computacional do ciclo binário foi feita no software GNU Octave, ao qual foi inserido a biblioteca de dados termodinâmicos do CoolProp (Bell *et al.*, 2014). A biblioteca de dados termodinâmicos utilizada possui uma função padronizada conforme exemplificado na Eq. (4.170), a qual permite determinar os valores dos pontos do arranjo do ciclo binário por meio de seis variáveis.

$$h1 = PropsSI("H", "P", p1, "Q", x1, "WATER") \quad (4.170)$$

No modelo utilizado na Eq. (4.170), a variável a ser determinada é a entalpia (H), o qual seu valor poder ser encontrado, por exemplo, fornecendo ao código a pressão (P), o título (Q) e o fluido de trabalho utilizado. Do mesmo modo, foram determinados as pressões, temperaturas e títulos de todos os pontos do ciclo. A biblioteca de dados do CoolProp por meio de sua plataforma eletrônica disponibiliza a legenda das variáveis as quais podem ser determinadas, os fluidos e suas propriedades.

O CoolProp exige tipos específicos de unidades, por exemplo, temperatura em Kelvin (K), Pressão em pascal (Pa). Os resultados das potências são sempre fornecidos em Watt (W), as entropias são fornecidas em J/kg, logo deve se atentar as unidades para não ocasionar erros.

Além disso, o catálogo do motor disponibiliza seus dados com base em diferentes cargas do motor marítimo logo, para verificar em qual carga a potência do ciclo e do motor é possível haver maior aproveitamento se calculou a razão entre a potência do ciclo e do motor marítimo.

Para calcular a razão entre potências (R) a potência elétrica do ciclo binário foi calculada considerando um título fixo para saída da turbina superior do ciclo binário igual a 90%. Em CRC recomenda-se que o título da saída da turbina seja igual ou superior a 90%. Deste modo, foi considerado o mesmo padrão para o ciclo binário analisado nesta dissertação.

$$R = \frac{\dot{W}_{E_{LiqCiclo}}}{\dot{W}_m} \quad (4.170)$$

Onde R é a razão entre a potência elétrica do ciclo binário e do motor marítimo, [%].

No apêndice A desta dissertação está contido o código realizado no software GNU Octave com os comandos termodinâmicos do CoolProp, desenvolvido para realizar os resultados do estudo.

5 | Resultados

Neste estudo serão realizadas algumas análises com o intuito de determinar a viabilidade termoeconômica da recuperação do calor residual dos gases de motores marítimos por meio do uso de um ciclo de potência binário.

5.1. Validação

De modo a verificar o código desenvolvido para calcular o ciclo binário de vapor o qual será a base para a dissertação foi realizado o exercício 8.76 do livro de Moran e Shapiro – 2014.

Um ciclo de potência a vapor binário, consiste em dois ciclos ideais de Rankine com vapor d'água e amônia como fluidos de trabalho. No ciclo de vapor, o vapor superaquecido entra na turbina a 6 MPa e 640 °C e o líquido saturado sai do condensador a 60 °C. O calor rejeitado pelo ciclo de vapor d'água é fornecido ao ciclo de amônia, produzindo vapor saturado a 50 °C que entra na turbina de amônia. O líquido saturado sai do condensador de amônia a 1 MPa. Para a potência líquida de saída de 20 MW do ciclo binário, determine: a) a potência de saída das turbinas de vapor d'água e amônia, em MW, b) a taxa de acréscimo de calor para o ciclo binário, em MW e, c) a eficiência térmica do ciclo.

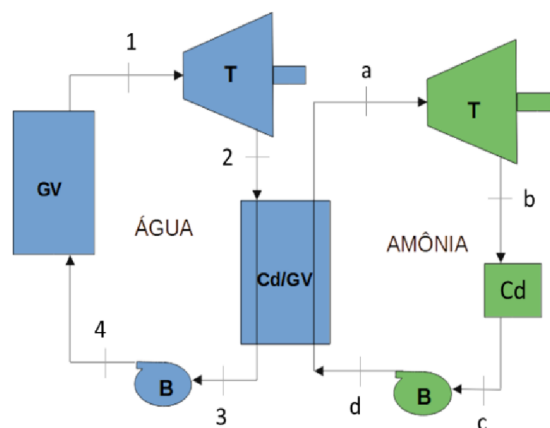


Figura 5.1 – Arranjo do ciclo binário do exemplo analisado (Moran e Shapiro 2014, adaptado)

Desde modo, foi realizado o balanço energético em cada equipamento que compõe o ciclo binário do livro conseguiu-se determinar o que é solicitado. A fim de analisar o código criado o qual servirá como base para a resolução da dissertação de mestrado o exemplo do livro foi realizado de duas maneiras: manuscrita e pelo código no Octave com a biblioteca de dados termodinâmicos do CoolProp. Na Tab. 5.1 estão contidos os valores realizados de forma manuscrita e pelo código do Octave. Ressaltando,

que o valor que importa é a diferença de entalpia entre o ponto de entrada e saída do equipamento, visto que existem diferentes referências termodinâmicas para se extrair as propriedades.

Tabela 5.1 – Comparação dos resultados pelo método manuscrito e computacional.

Resultados	Manuscrito	Octave	Erro
Variação de entalpia na turbina superior (kJ/kg)	1355,0	1355,0	0%
Variação de entalpia na turbina inferior (kJ/kg)	88,26	87,94	0,36%
Variação de entalpia na bomba superior (kJ/kg)	6,08	6,082	0,033%
Variação de entalpia na bomba inferior (kJ/kg)	1,71	1,715	0,29%
Variação de entalpia no condensador inferior (kJ/kg)	1085	1086	0,092%
Variação de entalpia no gerador de vapor (kJ/kg)	3495,4	3495,5	0,0029%
Potência de saída da turbina superior (MW)	17,98	17,96	0,11%
Potência de saída da turbina inferior (MW)	2,15	2,13	0,94%
Taxa de acréscimo de calor (MW)	46,38	46,35	0,065%
Eficiência térmica (%)	43,1	43,1	0%

As soluções obtidas através das tabelas termodinâmicas (Moran e Shapiro, 2014) e o software CoolProp resultam em valores semelhantes, ou seja, a diferença não ultrapassa 1%.

Por questão de verificação, foram analisados também os resultados da análise exergética, econômica e termoeconômica do estudo realizado por Mohammadi *et al.*, (2018), o qual foi utilizado como referência para os cálculos dessa dissertação. Com isso, observou-se que as eficiências exergéticas, apesar de utilizar um ciclo diferente dessa dissertação, apresentaram valores aproximados, e de mesma grandeza. Com relação a taxa de destruição exergética verificou-se que os equipamentos que apresentam maiores taxas de destruição exergética são o gerador de vapor e o trocador de calor, assim como neste estudo.

Além disso, verificou-se que as turbinas são os equipamentos que mais contribuem com o custo da planta de potência. Esse fator por sua vez, foi analisado em diversos estudos os quais foram citados na seção 3 sobre estado da arte.

5.2. Análise Energética

Na análise energética deste projeto foram variados os títulos de saída da turbina do ciclo superior, os motores marítimos, as pressões de saída do gerador de vapor de recuperação e os fluidos orgânicos do ciclo inferior. Deste modo, foi possível identificar o ponto de máxima potência elétrica e eficiência elétrica do ciclo binário os quais foram calculados considerando que a carga dos motores opera em 100%.

5.2.1. Motor Marítimo 8X52

Para verificar o comportamento do ciclo binário utilizando o motor 8X52, a análise foi realizada para duas pressões diferentes do gerador de vapor de

recuperação, 7 bar_a e 9 bar_a, com diferentes fluidos orgânicos. A Fig. 5.2 representa o comportamento da potência elétrica gerada por cada uma das partes que compõem o ciclo binário. Neste estudo, os ciclos superior e inferior correspondem ao ciclo Rankine convencional e ao ciclo Rankine orgânico, respectivamente.

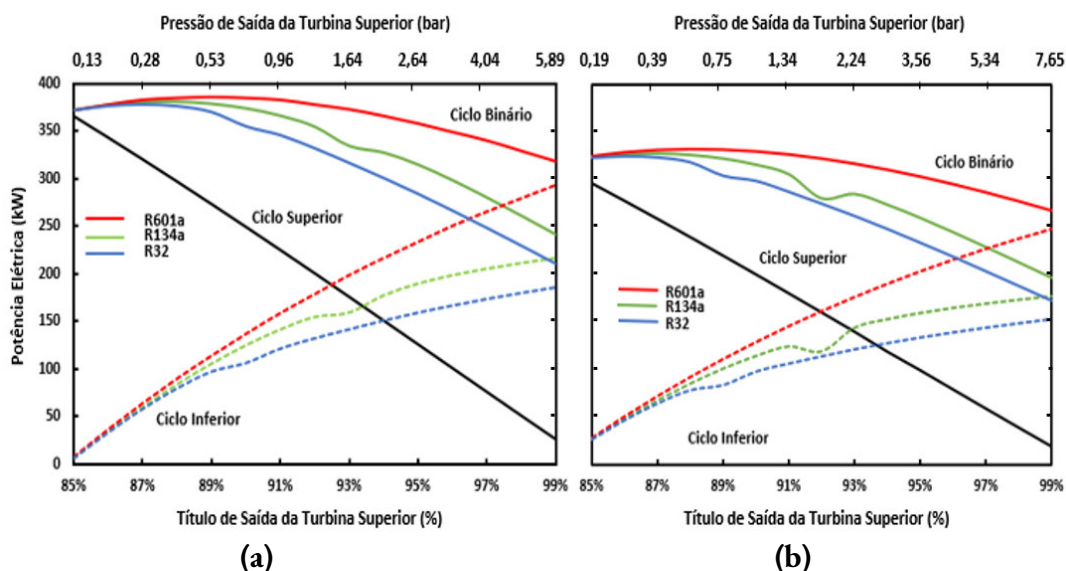


Figura 5.2 – Comportamento da potência elétrica com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Nos gráficos de potência elétrica do ciclo, calculada pela Eq. (4.91), da Fig. 5.2 os fluidos orgânicos representados pela cor vermelha, verde e azul, correspondem aos fluidos CRO do tipo seco (R601a), isentrópico (R134a) e úmido (R32), respectivamente.

Com isso, foi possível verificar que a potência elétrica do ciclo binário ao utilizar o fluido orgânico seco R601a, representado em vermelho nos gráficos, corresponde aos maiores valores de potência elétrica. Este fato pode ser decorrente da característica do fluido seco que se encontra em estado superaquecido na saída da turbina. Outra característica observada para ambas as pressões analisadas é que o ciclo binário atinge valores máximos até um determinado ponto em que possui pressões consideradas ótimas para operação.

Além disso, conforme discutido na seção 2.2.3, os fluidos orgânicos R134a e R32 atingem o ponto crítico com o aumento do título. Deste modo, consegue-se observar uma ondulação nas curvas de potência elétrica nos títulos onde a pressão no GV/Cd excede o valor crítico. A Tab. 5.2 representa os valores da potência máxima gerada com a utilização do motor 8X52 para as pressões do gerador de recuperação iguais a 7 bar_a e 9 bar_a, respectivamente. Além disso, vale ressaltar que cada potência máxima gerada corresponde a uma pressão e título.

Tabela 5.2 – Valores obtidos para potência elétrica máxima com motor 8X52 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a.

ORC	Dados de Potência Elétrica para o Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Potência elétrica máxima do ciclo binário (kW)	386,00	331,33
	Pressão ótima (bar _a)	0,53	0,55
	Título ótimo (%)	89	88
R134a	Potência elétrica máxima do ciclo binário (kW)	380,94	326,36
	Pressão ótima (bar _a)	0,39	0,39
	Título ótimo (%)	88	87
R32	Potência elétrica máxima do ciclo binário (kW)	378,14	323,77
	Pressão ótima (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo (%)	88	87

O fluido orgânico seco além de apresentar os maiores valores de potência elétrica também apresenta os maiores valores de título ótimo e o mais próximo do valor considerado termodinamicamente recomendado, igual a 90%. Esses valores foram obtidos com base na pressão ótima de saída da turbina do ciclo superior, que foi variada neste estudo.

Ao analisar a Fig.5.2 verifica-se que à medida que se aumenta o título e pressão de saída da turbina superior a potência elétrica da parte superior aumenta e da parte inferior diminui. No entanto, cabe ressaltar que no ponto de maior pressão analisado, onde o título é igual a 99%, há a predominância do ciclo inferior. Deste modo, neste ponto a potência elétrica do ciclo binário corresponde ao menor valor, semelhante ao ciclo inferior. Este fator deve-se também as inconsistência e problemas de alta pressão na turbina, causando erosão das pás do equipamento, reduzindo a vida útil e eficiência do equipamento.

A fim de identificar a quantidade de potência elétrica gerada a mais com a inclusão do ciclo inferior ao ciclo superior a Fig. 5.3 representa a potência elétrica excedente para cada um dos fluidos orgânicos em três pontos diferentes. A potência excedente foi analisada no ponto inicial onde se variou o título de saída da turbina superior, igual a 85%, no ponto ótimo de cada um dos fluidos, onde a potência elétrica produzida é máxima, e com o título de 90%, considerado o termodinamicamente recomendado para a integridade dos equipamentos.

Com isso, conclui-se que com a utilização apenas do ciclo superior, seria deixado de se produzir mais de 50% de potência elétrica ao ciclo quando o título é de 90%, ou seja, com a adição do ciclo inferior à planta, consegue-se reaproveitar o calor desperdiçado, gerando energia.

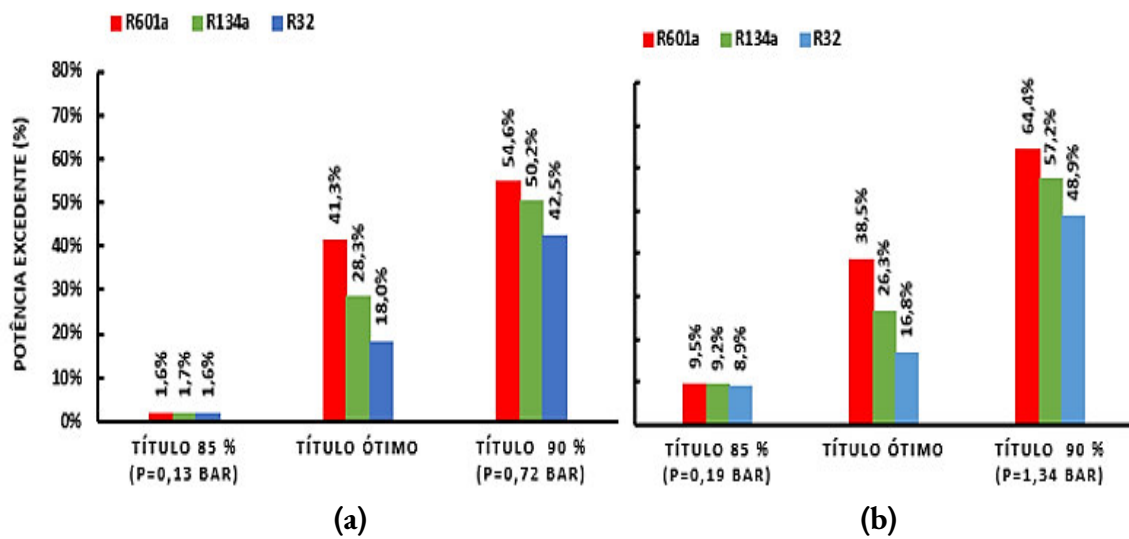


Figura 5.3 – Potência elétrica excedente produzida com o ciclo para um motor 8X52 e pressão do gerador de recuperação de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

De forma semelhante a potência elétrica obtida com a variação do título de saída da turbina do ciclo de superior, verificou-se a eficiência elétrica. A Fig. 5.4 (a) apresenta a eficiência elétrica do ciclo binário, calculada pela Eq. (4.125), quando a pressão do gerador de recuperação é igual a 7 bar_a e a Fig. 5.4 (b) representa a eficiência elétrica com a pressão de 9 bar_a.

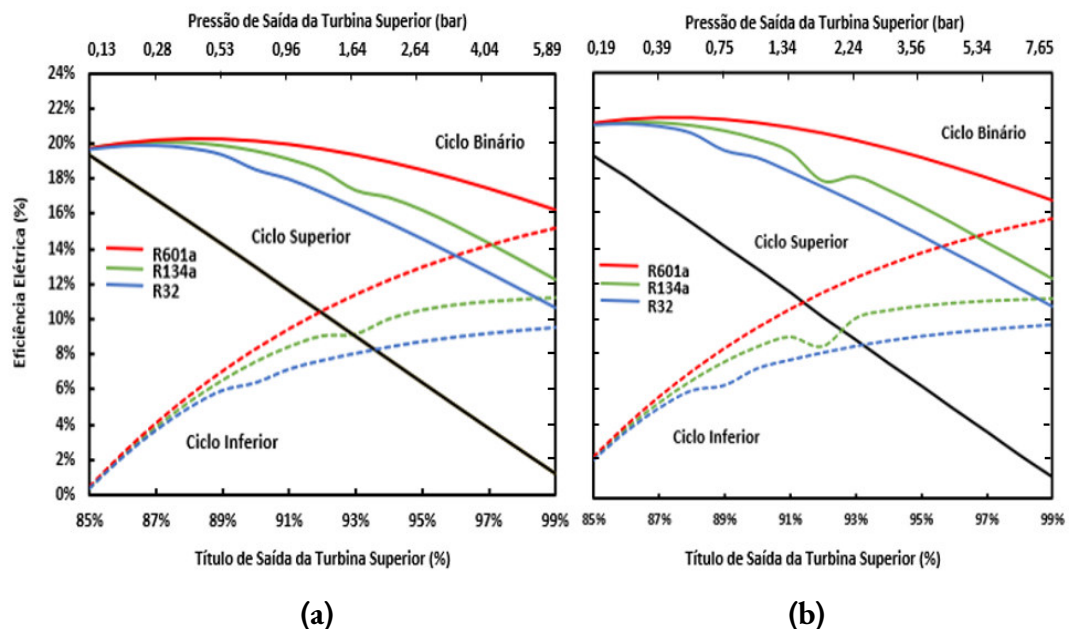


Figura 5.4 – Comportamento da eficiência elétrica com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Para verificar o valor da eficiência elétrica do ciclo binário obtido com a variação de fluidos orgânicos, pressões e título de saída da turbina do ciclo superior, foi analisado o valor da eficiência global, oriunda da combinação do ciclo binário e do motor marítimo, Tab. 5.3. Outro valor analisado foi a eficiência elétrica para o título termodinamicamente recomendado de 90%.

Tabela 5.3 – Valores obtidos para eficiência elétrica máxima com motor 8X52 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a.

ORC	Dados de Eficiência Elétrica para o Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Eficiência elétrica máxima do ciclo binário (%)	20,26	21,45
	Eficiência global (%)	50,91	50,72
	Eficiência elétrica para título de 90% (%)	20,14	21,17
	Pressão ótima (bar _a)	0,39	0,39
	Título ótimo (%)	88	87
R134a	Eficiência elétrica máxima do ciclo binário (%)	20,04	21,21
	Eficiência global (%)	50,89	50,70
	Eficiência elétrica para título de 90% (%)	19,53	20,26
	Pressão ótima (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo (%)	87	86
R32	Eficiência elétrica máxima do ciclo binário (%)	19,91	21,08
	Eficiência global (%)	50,88	50,69
	Eficiência elétrica para título de 90% (%)	18,54	19,18
	Pressão ótima (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo (%)	87	86

Dos resultados obtidos, observou-se que para ambas as pressões analisadas, os melhores resultados foram obtidos com a utilização do fluido orgânico seco R601a, representado em vermelho nos gráficos das Figs. 5.2 e 5.4. A utilização de fluido orgânico seco caracteriza-se por não haver mudança de estado do fluido na passagem pela turbina, ou seja, o fluido entra e sai da turbina na forma de vapor superaquecido. Por outro lado, o fluido úmido entra na turbina como vapor saturado e sai como uma mistura de líquido e vapor saturados. A presença de líquido na turbina provoca erosão nas pás da turbina causando perdas (Quoilin *et al.*, 2011).

Para representar a razão entre a potência do ciclo binário de vapor e a potência do motor foi realizado uma análise em função da variação da carga do motor. As cargas do motor variam em: 25%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, 75%, 80%, 85%, 90%, 95%, 100%. Essa análise foi realizada considerando que o título de saída da turbina superior é fixo e igual a 90%.

Na Tab. 5.4 estão contidos os valores de razão média entre potências, a qual é função dos 12 pontos de carga a qual o motor está distribuído.

Tabela 5.4 – Razão Média entre Potências para o Motor 8X52.

ORC	Razão Média entre Potências para o Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Razão média entre potências	0,016	0,011
R134a	Razão média entre potências	0,015	0,010
R32	Razão média entre potências	0,015	0,010

Na análise da relação entre a potência elétrica gerada pelo ciclo binário de vapor e aquela consumida pelo motor, verificou-se que a taxa média de utilização ocorre em maiores proporções com o fluido orgânico seco R601a. Quanto aos demais fluidos orgânicos, seus valores são muito próximos, no entanto, o fluido R32 apresenta valores sutilmente menores que os demais fluidos orgânicos. Com isso, observou-se também que para os três fluidos orgânicos os picos de uso ocorrem quando a carga do motor está em 25%, 40% e 100%. Este fato ocorre em ambas as pressões do gerador de recupera-

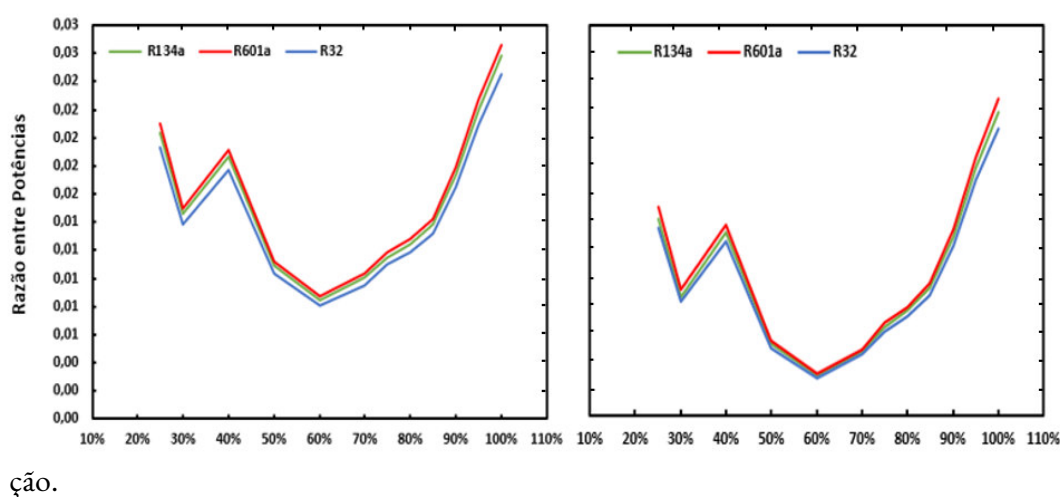


Figura 5.5 – Razão entre potências com a variação da carga do motor um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar.

5.2.2. Motor Marítimo 12X92

Para ampliar o estudo, foram realizadas novamente as análises realizadas na seção 5.2.1, porém, para um motor maior, modelo 12X92.

Os gráficos representados pela Fig. 5.6 demonstram a potência elétrica gerada pelo ciclo binário com base na variação do título de saída da turbina do ciclo superior, que por sua vez corresponde a um CRC.

Com base nos gráficos da Fig. 5.6, é possível verificar que para ambas as pressões a potência elétrica gerada pelo ciclo binário ao utilizar o fluido orgânico seco R601a é maior. Além disso, observou-se que apesar da pressão ter aumentado de 7 bar_a

para 9 bar_a, os valores são maiores quando a pressão do gerador de recuperação é menor e igual a 7 bar_a.

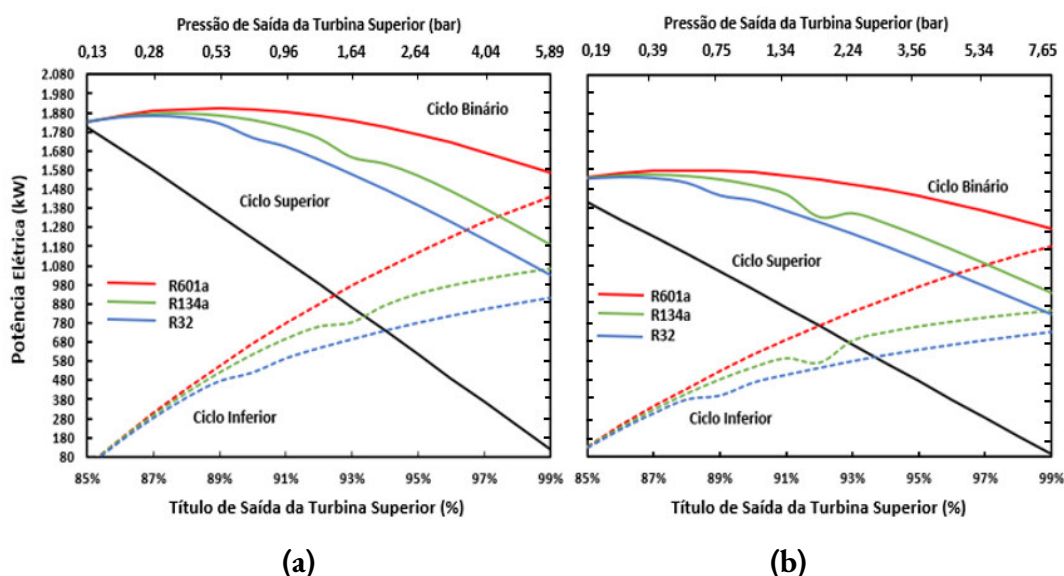


Figura 5.6 – Comportamento da potência elétrica com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Tabela 5.5 – Valores para potência elétrica máxima do motor 12X92 para pressões de 7 bar_a e 9 bar_a.

ORC	Dados de Potência Elétrica para o Motor 12X92	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Potência elétrica máxima do ciclo binário (kW)	1903,20	1581,80
	Pressão ótima (bar _a)	0,53	0,55
	Título ótimo (%)	89	88
R134a	Potência elétrica máxima do ciclo binário (kW)	1875,40	1558,10
	Pressão ótima (bar _a)	0,39	0,39
	Título ótimo (%)	88	87
R32	Potência elétrica máxima do ciclo binário (kW)	1861,60	1545,70
	Pressão ótima (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo (%)	87	86

De maneira semelhante ao motor anterior, a potência elétrica no maior ponto de título e pressão analisados possui o menor valor produzido. Este fator deve-se, pois, neste ponto há o predomínio do ciclo inferior, a qual também possui o menor valor de potência elétrica neste ponto.

O uso do ciclo binário em seu pior caso, produziu 1,60% a mais de potência elétrica é produzida com uma pressão de 7 bar_a, e no ponto de título igual 90%, o uso do ciclo superior sozinho deixaria de produzir aproximadamente 40% da potência elétrica.

O mesmo ocorre quando se utiliza o mesmo motor, mas com uma pressão de 9 bar_a. No entanto, o excedente de potência com o uso do ciclo binário para esta pressão pode ser ainda maior dependendo do ponto analisado.

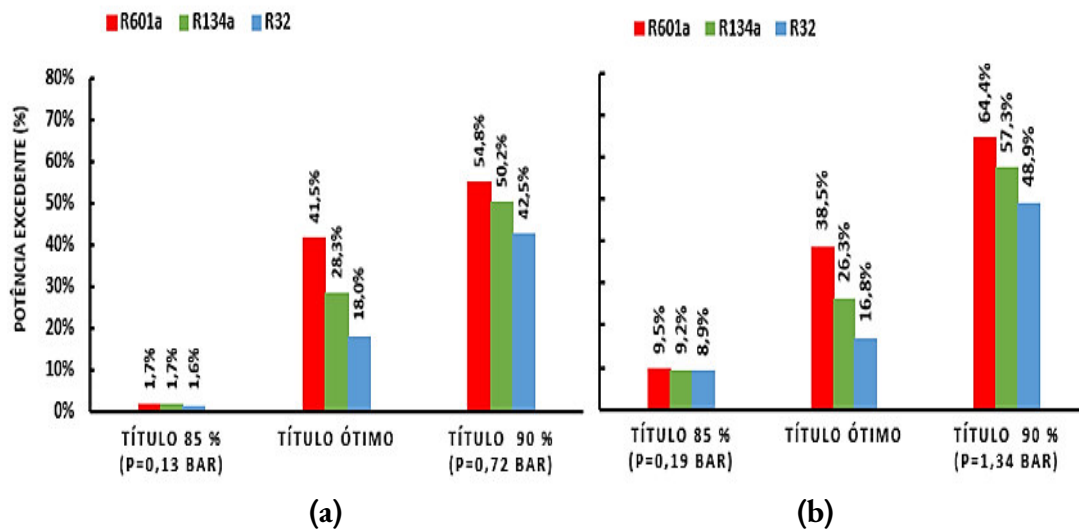


Figura 5.7 – Potência elétrica excedente produzida com o ciclo para um motor 12X92 e pressão do gerador de recuperação de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Para analisar a máxima eficiência elétrica gerada pelo ciclo binário com a utilização de um motor maior, modelo 12X92, foram variadas as pressões, e consequentemente o título, da saída da turbina do ciclo superior, conforme mostrado na Fig.5.8.

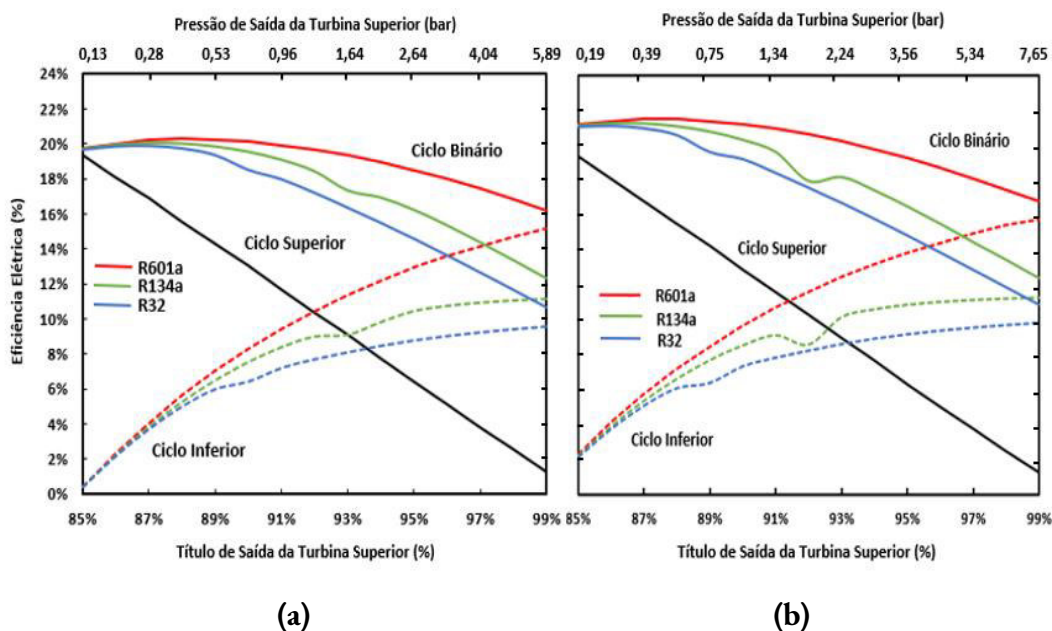


Figura 5.8 – Comportamento da eficiência elétrica com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

A Tab. 5.6 apresenta os valores encontrados para a máxima eficiência elétrica com a utilização de um motor modelo 12X92 para as diferentes pressões do gerador de recuperação. Além disso, foram determinados os valores de eficiência global, a eficiência para um título de 90% e os valores ótimos de pressão e títulos, ponto em que se obtém a máxima eficiência elétrica.

Tabela 5.6 – Valores obtidos para eficiência elétrica máxima com motor 12X92 para pressões do gerador de recuperação de 7 bar_a e 9 bar_a.

ORC	Dados de Eficiência Elétrica para o Motor 12X92	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Eficiência elétrica máxima do ciclo binário (%)	20,26	21,45
	Eficiência global (%)	51,11	50,89
	Eficiência elétrica para título de 90% (%)	20,14	21,17
	Pressão ótima (bar _a)	0,39	0,39
	Título ótimo (%)	88	87
R134a	Eficiência elétrica máxima do ciclo binário (%)	20,04	21,21
	Eficiência global (%)	51,09	50,88
	Eficiência elétrica para título de 90% (%)	19,48	20,26
	Pressão ótima (bar _a)	0,26	0,28
	Título ótimo (%)	87	86
R32	Eficiência elétrica máxima do ciclo binário (%)	19,91	21,08
	Eficiência global (%)	51,07	50,88
	Eficiência elétrica para título de 90% (%)	18,54	19,18
	Pressão ótima (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo (%)	87	86

De forma semelhante foi realizado a razão entre a potência do ciclo binário de vapor e a potência do motor considerando um motor de maiores proporções modelo 12X92.

Na Tab. 5.6 estão contidos os valores de razão média entre potências do ciclo binário de vapor e a do motor, a qual é função dos 12 pontos de carga a qual o motor está distribuído.

Tabela 5.7 – Razão média entre potências para o motor 12X92.

ORC	Razão Média entre Potências para o Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Razão média entre potências (%)	2,10	1,60
R134a	Razão média entre potências (%)	2,03	1,53
R32	Razão média entre potências (%)	1,93	1,45

Na Fig. 5.9 está representado o gráfico da razão entre as potências elétricas do ciclo e do motor marítimo 12X92. Para este motor analisado, verificou-se que os maiores valores de razão ocorrem quando é utilizado o fluido orgânico seco R601a. Os picos por sua vez com este motor ocorrem, para ambas as pressões analisadas, quando a

carga do motor está em seus extremos, ou seja, em 25% e 100%. Esses pontos correspondem então aos pontos de maior uso do motor.

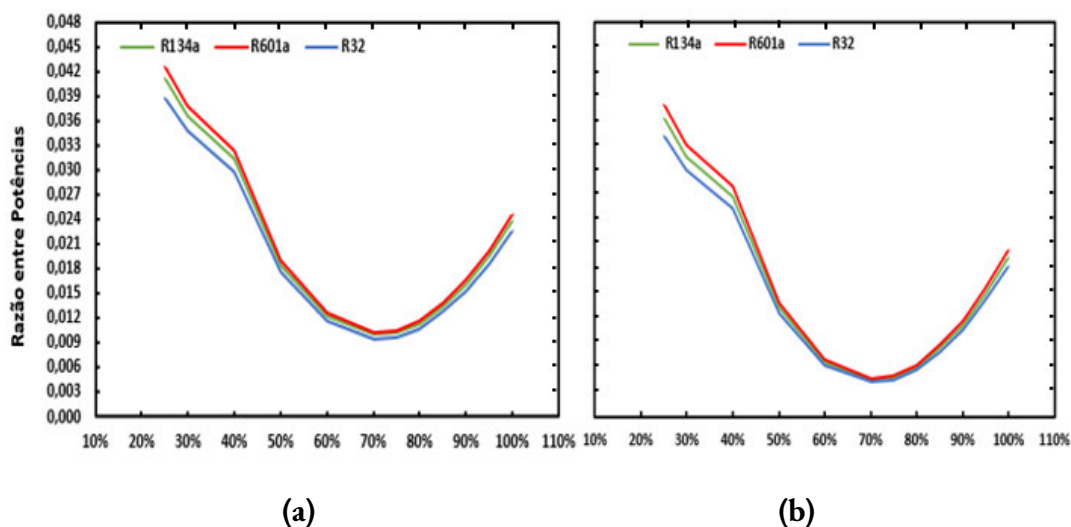


Figura 5.9 – Razão entre potências com a variação da carga do motor um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

5.3. Análise Exergética

Nesta seção será abordada as taxas de destruição exergética em cada um dos equipamentos que compõe a planta de potência, assim como a eficiência exergética do ciclo binário. A taxa de destruição exergética será analisada em cada um dos equipamentos com o intuito de verificar em qual equipamento há a maior taxa de destruição. A eficiência exergética do ciclo binário de vapor será analisada a fim de observar a quantidade de energia que de fato consegue-se utilizar.

Deste modo, assim como realizado na seção 5.2 serão feitas análises em dois motores marítimos, operando com duas pressões do gerador de vapor de recuperação e, para o ciclo inferior, serão observados o comportamento do ciclo para três fluidos orgânicos diferentes.

5.3.1. Motor Marítimo 8X52

A eficiência exergética, calculada pela Eq. (4.130), do ciclo binário de vapor possui um ponto ótimo, ou seja, ponto do qual a eficiência exergética é máxima.

A eficiência exergética representa o valor que de fato consegue-se utilizar como fonte de energia. Deste modo, a Fig. 5.10 representa o comportamento da eficiência exergética com a variação do título de saída da turbina superior. Nas figuras é possível observar que eficiência exergética do ciclo superior possui característica decrescente com o aumento da pressão e título. Do mesmo modo, o ciclo binário também possui essa característica. No entanto, o ciclo inferior possui a curva crescente até a pressão crítica, após tende a decrescer.

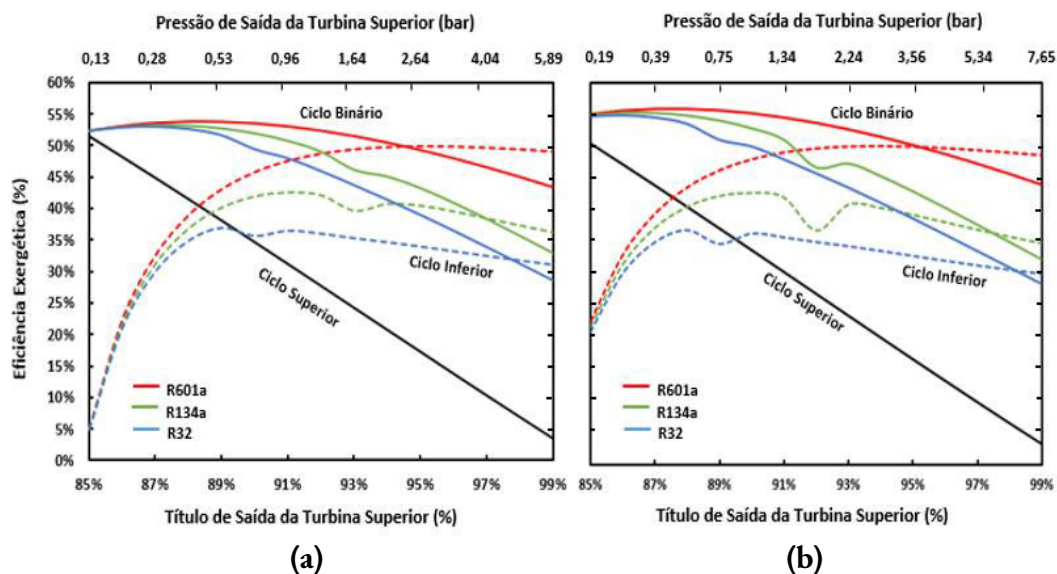


Figura 5.10 – Comportamento da eficiência exergética com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

De forma semelhante ao que ocorre na análise energética, quando a pressão do gerador de vapor de recuperação atinge valores próximos ao crítico, uma pequena oscilação é observada nas curvas de eficiência exergética mostrada na Fig. 5.10.

Além disso, de modo a mapear qual equipamento da planta de potência possui a maior taxa de destruição exergética a Fig. 5.11 representa, em ordem crescente, as taxas de destruição exergética dos sete equipamentos que compõe o ciclo binário de vapor, nos seus pontos ótimos de eficiência exergética. Na Fig. 5.11 (a) estão representados os equipamentos considerando a pressão do gerador de vapor de recuperação igual a 7 bar_a e a Fig. 5.11 (b) representa os equipamentos operando com pressão igual a 9 bar_a.

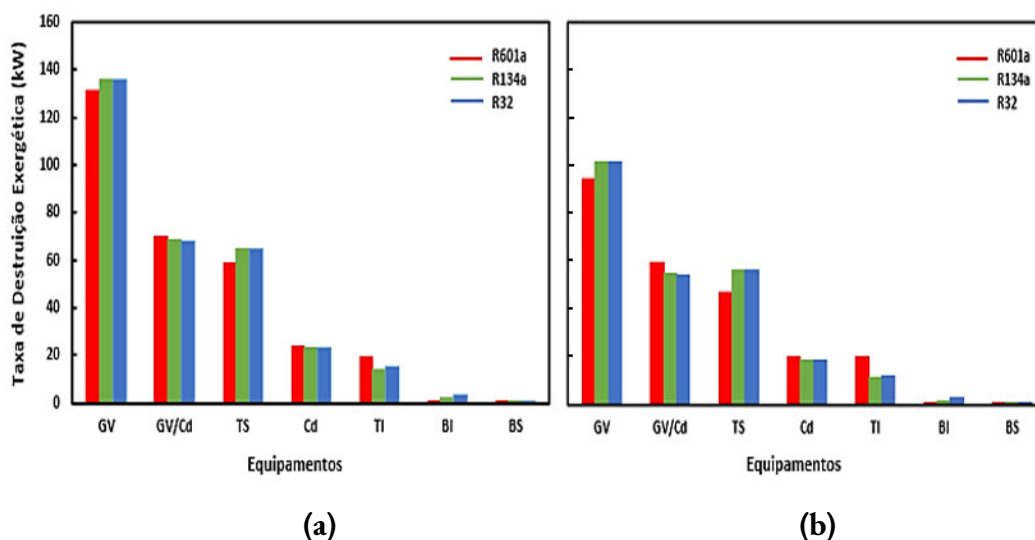


Figura 5.11 – Taxa de destruição exergética dos equipamentos para o motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Na Tab. 5.8 apresenta o valor máximo de eficiência exergética no ponto onde a pressão e o título são ótimos. Além disso, verificou-se a taxa de destruição exergética de cada equipamento da planta no ponto de máxima eficiência exergética.

Tabela 5.8 – Dados exergéticos para o motor 8X52.

ORC	Dados de Exergia para o Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Eficiência exergética máxima do ciclo binário (%)	53,89	55,92
	Destruição exergética da turbina superior (kW)	59,12	46,88
	Destruição exergética da turbina inferior (kW)	19,19	19,78
	Destruição exergética da bomba superior (kW)	0,22	0,23
	Destruição exergética da bomba inferior (kW)	0,45	0,53
	Destruição exergética do gerador de vapor de recuperação (kW)	131,69	94,18
	Destruição exergética do gerador de vapor/condensador (kW)	70,05	59,46
	Destruição exergética do condensador (kW)	24,08	19,87
	Pressão ótima – máxima ef. exergética (bar _a)	0,39	0,55
	Título ótimo – máxima ef. exergética (%)	88	88
R134a	Eficiência exergética máxima do ciclo binário (%)	53,29	55,27
	Destruição exergética da turbina superior (kW)	64,77	56,06
	Destruição exergética da turbina inferior (kW)	14,22	11,46
	Destruição exergética da bomba superior (kW)	0,23	0,24
	Destruição exergética da bomba inferior (kW)	1,72	1,39
	Destruição exergética do gerador de vapor de recuperação (kW)	135,88	101,38
	Destruição exergética do gerador de vapor/condensador (kW)	68,44	54,55
	Destruição exergética do condensador (kW)	23,13	18,48
	Pressão ótima – máxima ef. exergética (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo – máxima ef. exergética (%)	87	86
R32	Eficiência exergética máxima do ciclo binário (%)	52,94	54,94
	Destruição exergética da turbina superior (kW)	64,77	56,06
	Destruição exergética da turbina inferior (kW)	14,98	12,07
	Destruição exergética da bomba superior (kW)	0,23	0,24
	Destruição exergética da bomba inferior (kW)	3,56	2,88
	Destruição exergética do gerador de vapor de recuperação (kW)	135,88	101,38
	Destruição exergética do gerador de vapor/condensador (kW)	68,21	54,37
	Destruição exergética do condensador (kW)	23,15	18,42
	Pressão ótima – máxima ef. exergética (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo – máxima ef. exergética (%)	87	86

Deste modo, verificou-se que as maiores eficiências exergéticas ocorre com a utilização do fluido orgânico seco R601a, fato que também ocorre na análise energética, onde os maiores valores de potência e eficiência elétrica ocorrem com o mesmo fluido.

5.3.2. Motor Marítimo 12X92

De forma semelhante ao realizado com o motor 8X52 foi analisado o comportamento da eficiência exergética do ciclo binário utilizando um motor de maiores proporções, modelo 12X92.

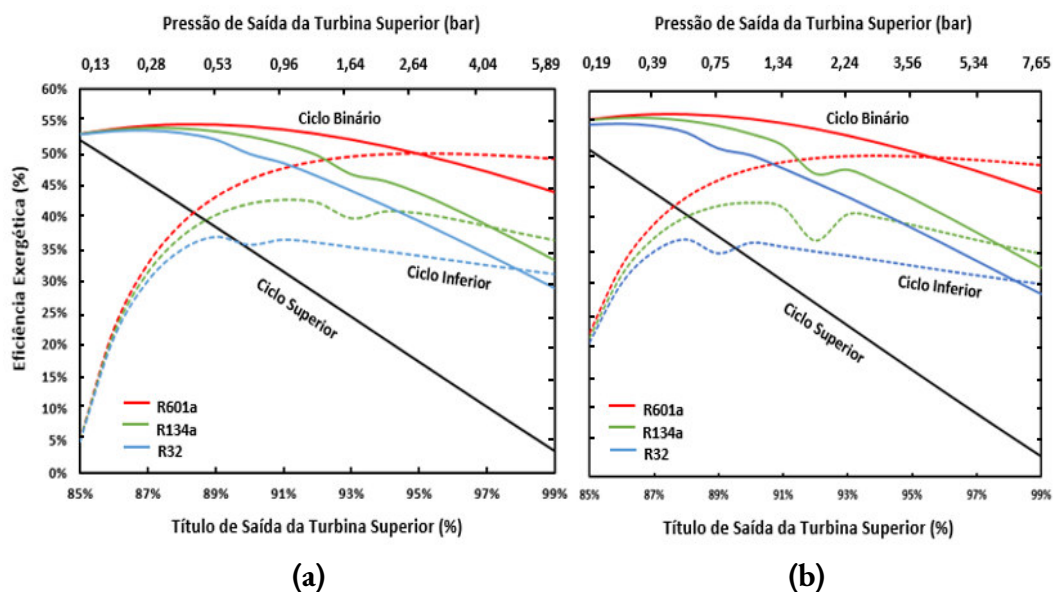


Figura 5.12 – Comportamento da eficiência exergetica com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

De forma semelhante a realizada com o motor 8X52 também se determinou as taxas de destruição exergetica dos equipamentos da planta binária de vapor. Com isso, verificou-se que o gerador de vapor de recuperação é o equipamento que possui a maior taxa de destruição exergetica.

Outro aspecto observado é que do mesmo modo que ocorre com o motor de menores proporções, as taxas de destruição exergetica são maiores quando a pressão do gerador de vapor de recuperação é 7 bar_a.

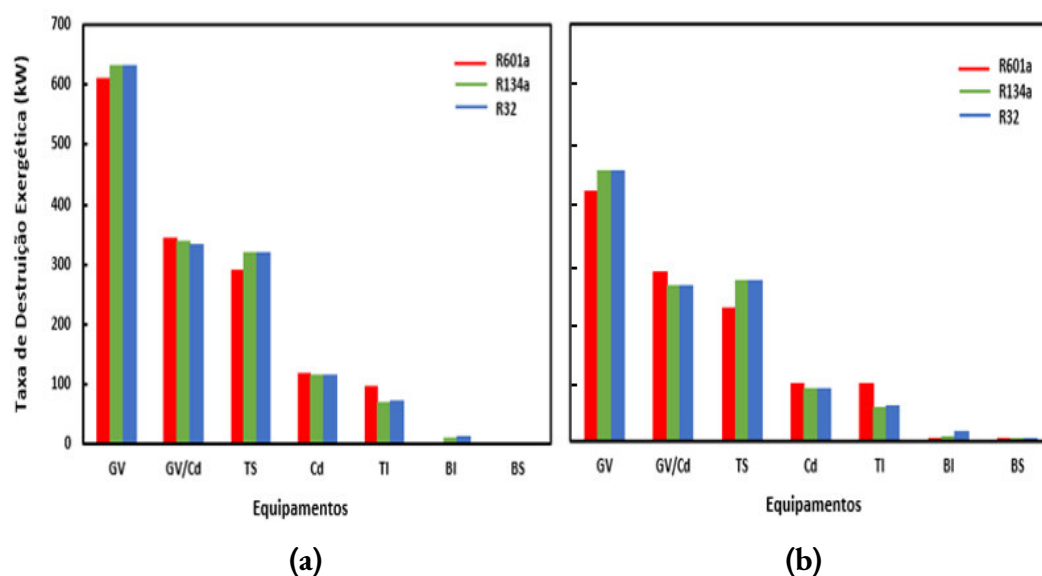


Figura 5.13 – Taxa de destruição exergetica dos equipamentos para o motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Tabela 5.9 – Dados exergeticos para o motor 12X92.

ORC	Dados de Exergia para o Motor 12X92	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Eficiência exergetica máxima do ciclo binário (%)	54,48	56,52
	Destruição exergetica da turbina superior (kW)	291,04	223,79
	Destruição exergetica da turbina inferior (kW)	94,49	94,43
	Destruição exergetica da bomba superior (kW)	1,11	1,12
	Destruição exergetica da bomba inferior (kW)	2,22	2,52
	Destruição exergetica do gerador de vapor de recuperação (kW)	610,62	419,57
	Destruição exergetica do gerador de vapor/condensador (kW)	344,86	283,83
	Destruição exergetica do condensador (kW)	118,54	94,86
	Pressão ótima – máxima ef. exergetica (bar _a)	0,39	0,55
	Título ótimo – máxima ef. exergetica (%)	88	88
R134a	Eficiência exergetica máxima do ciclo binário (%)	53,89	55,86
	Destruição exergetica da turbina superior (kW)	318,87	267,62
	Destruição exergetica da turbina inferior (kW)	70,02	54,71
	Destruição exergetica da bomba superior (kW)	1,11	1,13
	Destruição exergetica da bomba inferior (kW)	8,48	6,67
	Destruição exergetica do gerador de vapor de recuperação (kW)	631,22	453,90
	Destruição exergetica do gerador de vapor/condensador (kW)	336,93	260,41
	Destruição exergetica do condensador (kW)	113,85	87,88
	Pressão ótima – máxima ef. exergetica (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo – máxima ef. exergetica (%)	87	86
R32	Eficiência exergetica máxima do ciclo binário (%)	53,53	53,53
	Destruição exergetica da turbina superior (kW)	318,87	267,62
	Destruição exergetica da turbina inferior (kW)	71,96	57,64
	Destruição exergetica da bomba superior (kW)	1,11	1,13
	Destruição exergetica da bomba inferior (kW)	11,78	13,75
	Destruição exergetica do gerador de vapor de recuperação (kW)	631,22	453,90
	Destruição exergetica do gerador de vapor/condensador (kW)	333,43	259,55
	Destruição exergetica do condensador (kW)	113,94	87,95
	Pressão ótima – máxima ef. exergetica (bar _a)	0,28	0,28
	Título ótimo – máxima ef. exergetica (%)	87	86

Da análise das Figs. 5.12 e 5.13 e a Tab. 5.19 observou-se que as maiores eficiências exergeticas, da mesma forma que ocorre com o motor 8X52, ocorrem com a utilização do fluido orgânico seco R601a. Além disso, as taxas de destruição exergeticas dos equipamentos com o uso do fluido seco tende a ser discretamente menor, quando comparado com os dois outros fluidos utilizados neste estudo.

5.4. Análise Econômica

A determinação dos custos dos equipamentos que compõe a planta de potência binária foi realizada com base no equacionamento de Mohammadi *et al.*, (2018). Assim, como as duas análises acima, a análise de investimento com os equipamentos será realizada para dois motores, operando em duas diferentes pressões do gerador de vapor de recuperação, e para três fluidos orgânicos distintos desempenhando a função de fluido de trabalho ao ciclo inferior.

5.4.1. Motor Marítimo 8X52

Na análise econômica do ciclo binário de vapor foram analisados os custos dos equipamentos do ciclo superior, do ciclo inferior e do ciclo binário completo. Deste modo, foram considerados o gerador de vapor de recuperação, a turbina superior, o trocador de calor e a bomba superior como equipamentos do ciclo superior. Para o ciclo inferior foram considerados a turbina inferior, o condensador e a bomba inferior para análise de custos.

Com isso, a Fig. 5.14 representa a análise de custos do ciclo binário de vapor e das duas partes que o compõe.

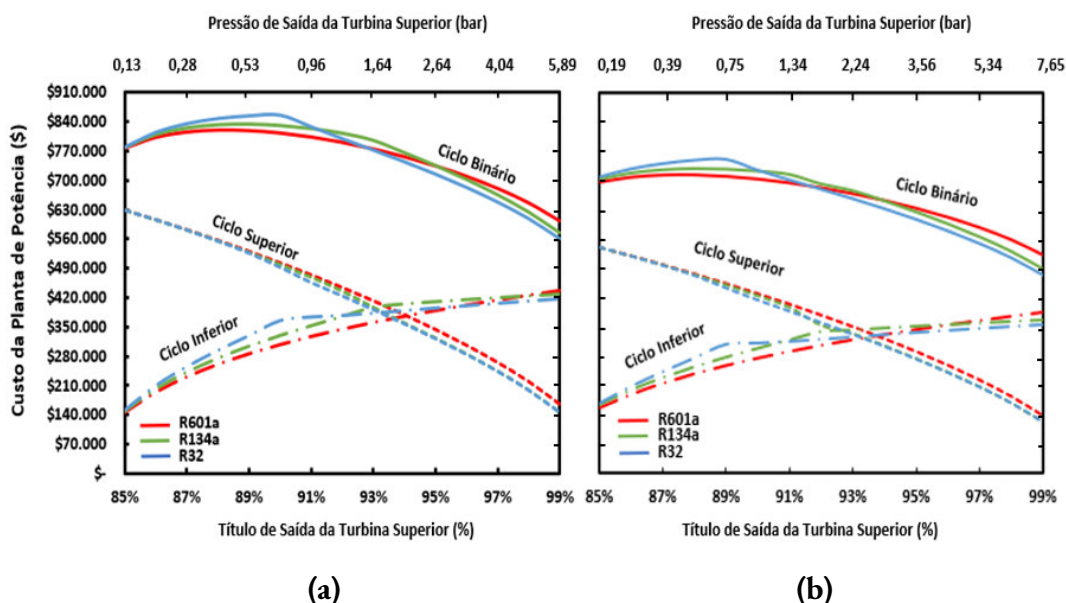


Figura 5.14 – Custo da planta de potência com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Assim como nos gráficos da análise energética e da análise exergética, na análise econômica verifica-se que a presença da dispersão das curvas ocasionada pela pressão crítica dos fluidos. Um fator que se diferencia das análises anteriores é o ciclo superior, o qual na análise energética e exergética é igual independente do fluido orgânico utilizado. No entanto, devido ao trocador de calor, equipamento intermediário entre os dois ciclos, ser considerado como custo ao ciclo superior há uma leve diferença nos valores no custo do ciclo superior.

Na Tab. 5.10 estão contidos os valores dos custos da planta de potência binária no ponto do título de referência termodinâmica igual 90%. Os equacionamentos dos custos são considerados em dólares, visto que a compra desses equipamentos, na maioria das vezes, é oriunda de importação de outros países.

Tabela 5.10 – Custo do ciclo binário de vapor para o motor 8X52.

ORC	Custo Ciclo Binário para Motor 8X52 – Título 90%	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Custo planta de potência (\$ mil)	816,77	708,36
	Custo do ciclo superior (\$ mil)	508,37	433,36
	Custo do ciclo inferior (\$ mil)	308,40	275,00
R134a	Custo planta de potência (\$ mil)	834,46	725,57
	Custo do ciclo superior (\$ mil)	504,27	427,87
	Custo do ciclo inferior (\$ mil)	330,19	297,71
R32	Custo planta de potência (\$ mil)	860,37	741,55
	Custo do ciclo superior (\$ mil)	496,54	431,07
	Custo do ciclo inferior (\$ mil)	363,83	310,48

Foi também analisado o custo nivelado de cada equipamento que compõe a planta de potência do ciclo binário de vapor do estudo. Deste modo, a Tab. 5.11 representa os custos em \$/h dos componentes.

Tabela 5.11 – Custo nivelado dos equipamentos para o motor 8X52.

ORC	Custo Nivelado para Motor 8X52 – Título 90%	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Turbina do ciclo superior (\$/h)	7,72	6,62
	Turbina do ciclo inferior (\$/h)	3,11	2,99
	Bomba do ciclo superior (\$/h)	0,05	0,06
	Bomba do ciclo inferior (\$/h)	0,14	0,14
	Condensador (\$/h)	2,63	2,11
	Gerador de Vapor de Recuperação (\$/h)	0,64	0,53
	Gerador de Vapor / Condensador (\$/h)	1,28	1,04
R134a	Turbina do ciclo superior (\$/h)	7,72	6,62
	Turbina do ciclo inferior (\$/h)	3,15	3,02
	Bomba do ciclo superior (\$/h)	0,05	0,06
	Bomba do ciclo inferior (\$/h)	0,49	0,53
	Condensador (\$/h)	2,65	2,13
	Gerador de Vapor de Recuperação (\$/h)	0,64	0,53
	Gerador de Vapor / Condensador (\$/h)	1,20	0,94
R32	Turbina do ciclo superior (\$/h)	7,72	6,62
	Turbina do ciclo inferior (\$/h)	3,29	2,99
	Bomba do ciclo superior (\$/h)	0,05	0,06
	Bomba do ciclo inferior (\$/h)	0,97	0,78
	Condensador (\$/h)	2,67	2,15
	Gerador de Vapor de Recuperação (\$/h)	0,64	0,53
	Gerador de Vapor / Condensador (\$/h)	1,05	1,00

Deste modo, observou-se que dos equipamentos analisados as turbinas são as que apresentam maiores custos nivelados (\$/h). Além disso, a turbina superior ainda apresenta valores mais expressivos, em comparação com a turbina do ciclo inferior. Este fator se deve visto que ao selecionar as turbinas dois parâmetros principais são levados em consideração à pressão e temperatura, a qual no ciclo superior apresente valores mais elevados nesse equipamento.

5.4.2. Motor Marítimo 12X92

De forma semelhante, foi verificado o custo do ciclo binário para um motor de maiores proporções, modelo 12X92. Com isso, a Fig. 5.15 representa a análise de custos do ciclo binário de vapor e das duas partes que o compõe.

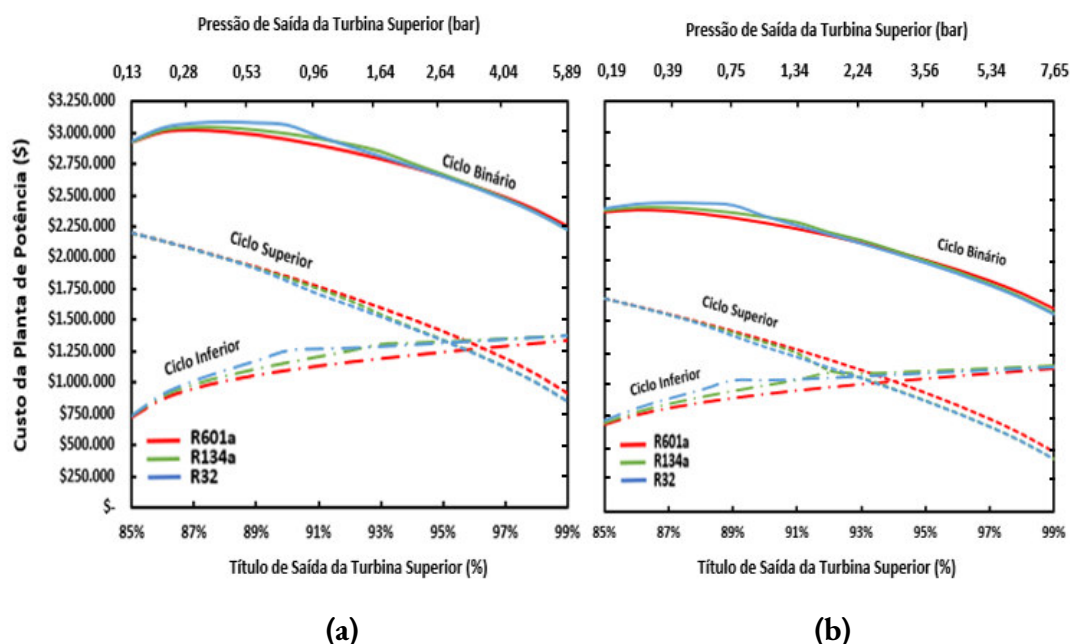


Figura 5.15 – Custo da planta de potência com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Assim como na análise econômica do motor 8X52 a Tab. 5.12 representa o custo da planta de potência binária para um título de saída da turbina superior de 90%. É possível observar, em comparação com o outro motor analisado, que o custo aumenta de forma bem expressiva quando se utiliza motores de maiores proporções. Este fato ocorre visto que, se produz maiores potências elétricas e demanda mais dos equipamentos, refletindo assim nos custos.

Tabela 5.12 – Custo do ciclo binário de vapor para o motor 12X92.

ORC	Custo do Ciclo Binário para Motor 12X92 – Título 90%	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Custo planta de potência (\$ mil)	2946,64	2284,94
	Custo do ciclo superior (\$ mil)	1849,59	1354,60
	Custo do ciclo inferior (\$ mil)	1097,05	930,34
R134a	Custo planta de potência (\$ mil)	2997,65	2334,80
	Custo do ciclo superior (\$ mil)	18436,15	1337,02
	Custo do ciclo inferior (\$ mil)	1161,51	997,78
R32	Custo planta de potência (\$ mil)	3065,88	2392,16
	Custo do ciclo superior (\$ mil)	1810,77	1351,34
	Custo do ciclo inferior (\$ mil)	1255,14	1040,82

A Tab. 5.13 representa os custos em \$/h dos componentes do ciclo binário de vapor da planta de potência analisada.

Tabela 5.13 – Custo nivelado dos equipamentos para o motor 12X92.

ORC	Custo Nivelado para Motor 12X92 – Título 90%	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Turbina ciclo superior (\$/h)	23,55	19,78
	Turbina ciclo inferior (\$/h)	7,53	7,25
	Bomba ciclo superior (\$/h)	0,17	0,17
	Bomba ciclo inferior (\$/h)	0,42	0,43
	Condensador (\$/h)	12,96	10,05
	Gerador de Vapor de Recuperação (\$/h)	7,43	2,58
	Gerador de Vapor / Condensador (\$/h)	4,10	3,28
R134a	Turbina ciclo superior (\$/h)	23,55	19,78
	Turbina ciclo inferior (\$/h)	7,60	7,30
	Bomba ciclo superior (\$/h)	0,17	0,17
	Bomba ciclo inferior (\$/h)	1,50	1,57
	Condensador (\$/h)	13,03	10,15
	Gerador de Vapor de Recuperação (\$/h)	7,43	2,58
	Gerador de Vapor / Condensador (\$/h)	3,85	2,94
R32	Turbina ciclo superior (\$/h)	23,55	19,78
	Turbina ciclo inferior (\$/h)	7,82	7,25
	Bomba ciclo superior (\$/h)	0,17	0,17
	Bomba ciclo inferior (\$/h)	2,96	2,33
	Condensador (\$/h)	13,15	10,26
	Gerador de Vapor de Recuperação (\$/h)	7,43	2,58
	Gerador de Vapor / Condensador (\$/h)	3,36	3,22

Com isso, observou-se que motores de maiores proporções tendem a produzir maiores potências elétricas e isso faz com os equipamentos necessitem de componentes com custos mais elevados. Além disso, dos equipamentos analisados a turbina do ciclo superior, a qual é submetida a maiores pressões e temperaturas no ciclo, é o equipamento que possui maior custo nivelado. Em seguida o condensador, localizado na parte inferior do ciclo binário, possui um dos maiores custos.

5.5. Análise Termoeconômica

Esta análise tem como intuito verificar o custo de energia elétrica do ciclo binário utilizado neste estudo. Deste modo, foi necessário determinar o custo de cada um dos fluxos que compõe o ciclo binário de vapor.

5.5.1. Motor Marítimo 8X52

Nesta análise foram determinados os custos unitários para produção de potência elétrica para os três fluidos orgânicos. Deste modo, na Fig. 5.16 estão contidos os custos unitários de potência elétrica do ciclo binário, a qual foi determinada por meio da Eq. (4.167).

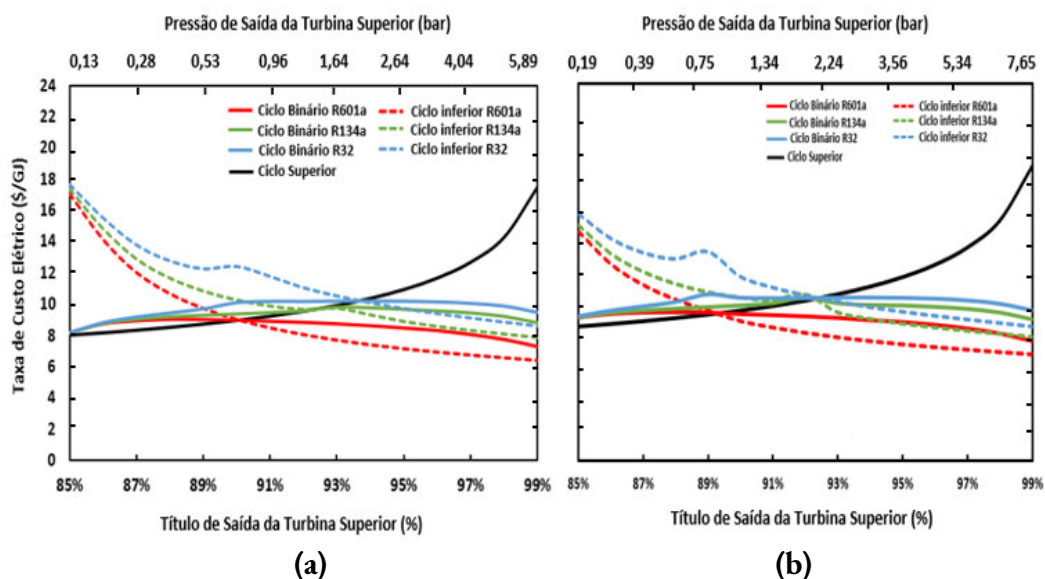


Figura 5.16 – Custo unitário de energia do ciclo binário com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

A otimização termoeconômica está na produção de máxima eficiência aliada a menores custos. No entanto, não necessariamente o ponto onde há a maior eficiência elétrica do ciclo será onde terá o menor custo. Deste modo, na Tab. 5.14 estão contidos os custos unitários gastos para produção de energia elétrica para um título termodinâmico de referência igual a 90%.

Ao observar a Fig.5.16 observou-se que o ponto de menor custo do ciclo binário ocorre quando o título é igual a 99%. Este ponto por sua vez, como visto na Fig.5.4 não reflete em uma maior eficiência energética.

Tabela 5.14 – Custo unitário de energia para o motor 8X52 para título de 90%.

ORC	Custo de Energia do Ciclo Binário para Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Custo de energia do ciclo binário (\$/GJ)	9,00	9,27
	Custo de energia do ciclo superior (\$/GJ)	8,98	9,56
	Custo de energia do ciclo inferior (\$/GJ)	9,04	8,86
	Pressão de mínimo custo (bar _a)	5,89	7,65
	Título de mínimo custo (%)	99	99
R134a	Custo de energia do ciclo binário (\$/GJ)	9,41	9,85
	Custo de energia do ciclo superior (\$/GJ)	8,98	9,56
	Custo de energia do ciclo inferior (\$/GJ)	10,25	10,36
	Pressão de mínimo custo (bar _a)	5,89	7,65
	Título de mínimo custo (%)	99	99
R32	Custo de energia do ciclo binário (\$/GJ)	10,12	10,33
	Custo de energia do ciclo superior (\$/GJ)	8,98	9,56
	Custo de energia do ciclo inferior (\$/GJ)	12,42	11,69
	Pressão de mínimo custo (bar _a)	5,89	7,65
	Título de mínimo custo (%)	99	99

O ciclo binário operando com o fluido orgânico seco R601a apresenta as menores taxas de custos nos pontos de títulos avaliados. Este custo, por sua vez, é maior quando se utiliza o fluido orgânico úmido R32. Este fator por sua vez, foi verificado para ambas as pressões do gerador de vapor.

A fim de analisar a influência do custo de energia com a inserção do ciclo inferior ao ciclo superior, a Fig. 5.17 representa as curvas dos fluidos orgânicos, fluido utilizadas no ciclo inferior, e da água. Para realizar a análise individual dos custos dos ciclos foi considerado que não há influência dos custos dos fluxos do ciclo superior ao ciclo inferior, com base na simplificação realizada na seção 4.7 deste estudo.

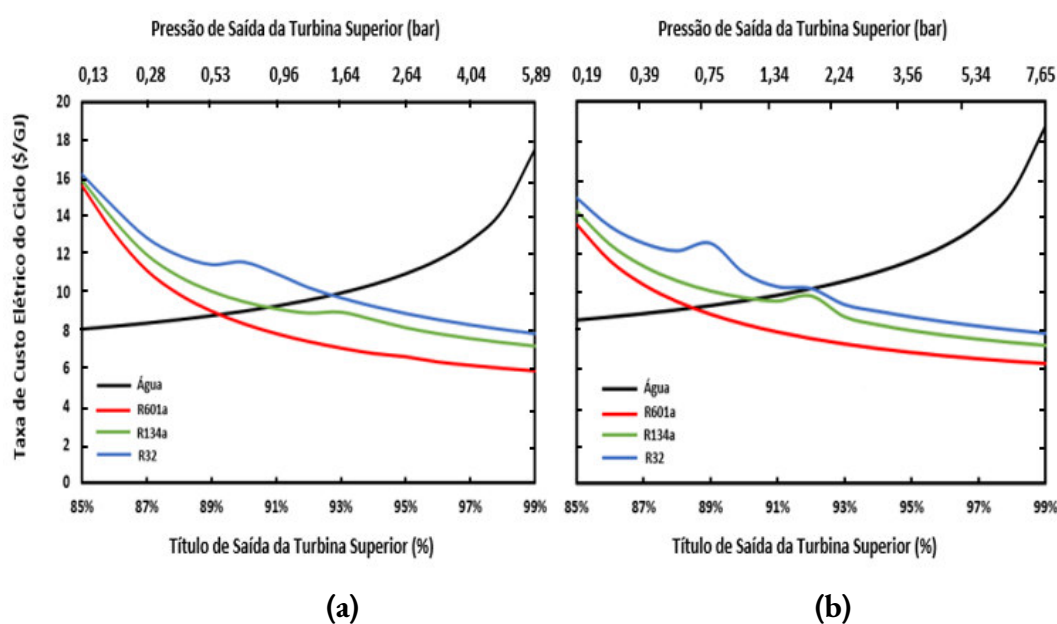


Figura 5.17 – Custo unitário de energia dos ciclos com a variação do título para um motor 8X52 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Deste modo, ao analisar a Fig. 5.17, observou-se que o menor custo ocorre em ambas as extremidades de variação do título. As extremidades por sua vez, são os pontos onde há a predominância de apenas um dos ciclos, ou seja, o ciclo inferior com título de 85% não gera grande impacto e é mínimo em comparação ao ciclo inferior. Do mesmo modo, com título de 99% o ciclo superior gera pouco impacto quando comparado ao ciclo inferior.

Além disso, com intuito de realizar uma análise termoeconômica mais detalhada do ciclo binário, a fim de verificar o custo e qual a principal causa do aumento deste parâmetro determinou-se a diferença relativa dos custos, entre o produto e o combustível, a taxa de custo de destruição exergética e o fator exergoeconômico dos equipamentos da planta binária.

A diferença relativa do custo, determinado pela Eq. (2.12) expressa o aumento do custo médio entre o produto e o combustível. Este parâmetro indica que os

equipamentos com maior potencial de otimização exergoeconômica, ou seja, que possua menores taxas de custos de destruição exergética para o sistema. Deste modo, quanto maior for o valor da diferença relativa do custo maior será o potencial de otimização do custo do equipamento, tendo como intuito a redução da diferença relativa e redução do custo do produto.

A taxa de custo de destruição exergética, Eq. (2.15) determina o custo referente a exergia destruída pelo equipamento. O fator exergoeconômico, determinado pela Eq. (2.16), expressa a viabilidade do investimento com o equipamento com relação ao custo associado a perda exergética.

Na Fig. 5.18 está representada a variação do custo de destruição exergética dos equipamentos em função da variação do título e pressão de saída da turbina superior.

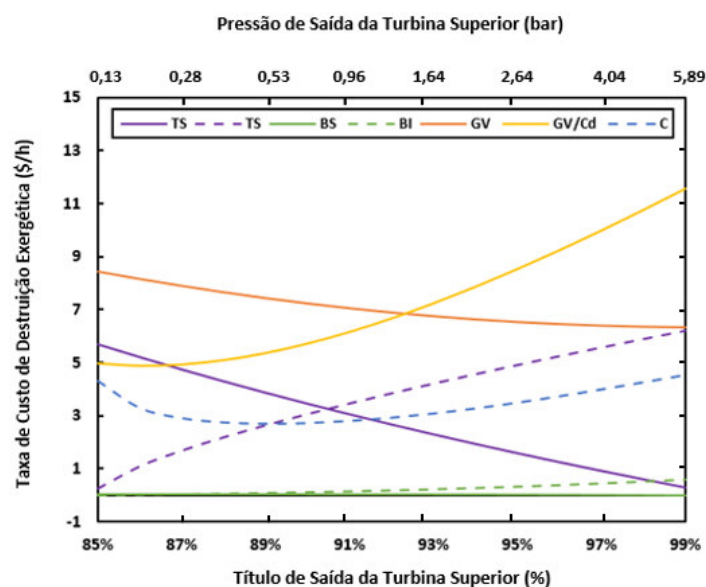


Figura 5.18 – Taxa de custo de destruição exergética dos equipamentos em função da variação do título para um motor 8X52 e pressão no gerador de 7 bar_a e fluido R601a.

Ao analisar a Fig. 5.18 verificou-se que o gerador de vapor de recuperação e o trocador de calor possuem os maiores custos de destruição exergética. Em contrapartida, as bombas são os equipamentos que possuem custos de destruição exergética próximo de zero.

Ao analisar a Fig. 5.11, contida na seção referente a análise exergética, o gerador de vapor e o trocador de calor são os equipamentos que possuem maiores taxas de destruição exergética. Assim como, as bombas são os equipamentos que possuem as menores taxas de destruição exergética, o que reflete em menores custos de destruição exergética para esses equipamentos.

A Fig. 5.19 representa a diferença relativa dos custos em relação ao produto e combustível dos equipamentos.

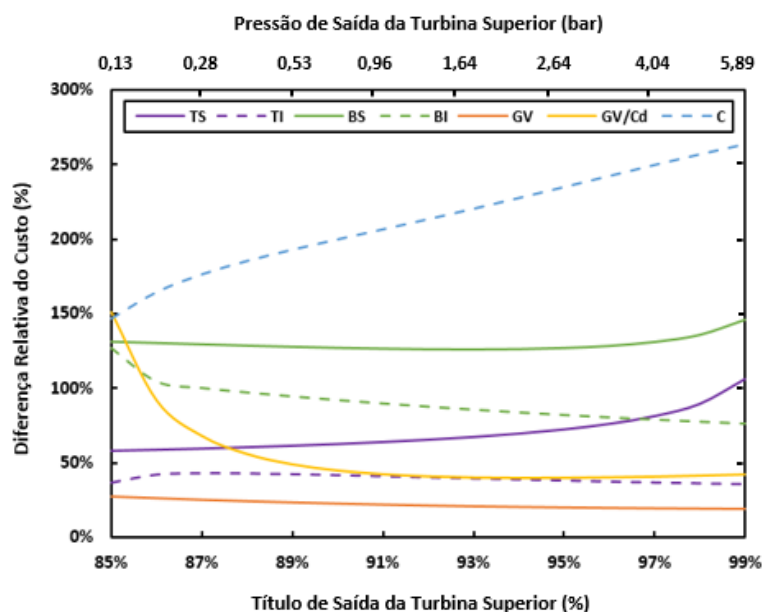


Figura 5.19 – Diferença relativa do custo dos equipamentos em função da variação do título para um motor 8X52 e pressão no gerador de 7 bar_a e fluido R601a.

Deste modo, na Fig. 5.19 verifica-se que o condensador do ciclo inferior possui característica crescente com a variação da pressão e título de saída da turbina superior. Esta característica é reflexo do custo desse equipamento o qual é diretamente proporcional ao aumento de pressão e título. Os valores de diferença relativa de custos mais altos significam que há um aumento do custo de produção em relação ao combustível.

Ao analisar o gerador de vapor de recuperação e o trocador de calor, os quais possuem as maiores taxas de custo de destruição exergética verificou-se que a diferença de custo relativo apresenta um valor relativamente baixo, quando comparado com os demais componentes.

A redução da diferença relativa do custo representa que o custo de combustível é maior que o custo do produto. Esta redução, por sua vez, representa um melhor aproveitamento dos recursos por meio destes equipamentos, visto que a diferença entre o custo de combustível e do produto é pequena.

Por fim, com intuito de finalizar a análise termoeconômica do motor 8X52 a Fig. 5.20 representa o comportamento do fator exergoeconômico dos equipamentos do ciclo binário de vapor com a variação do título e pressão da turbina superior.

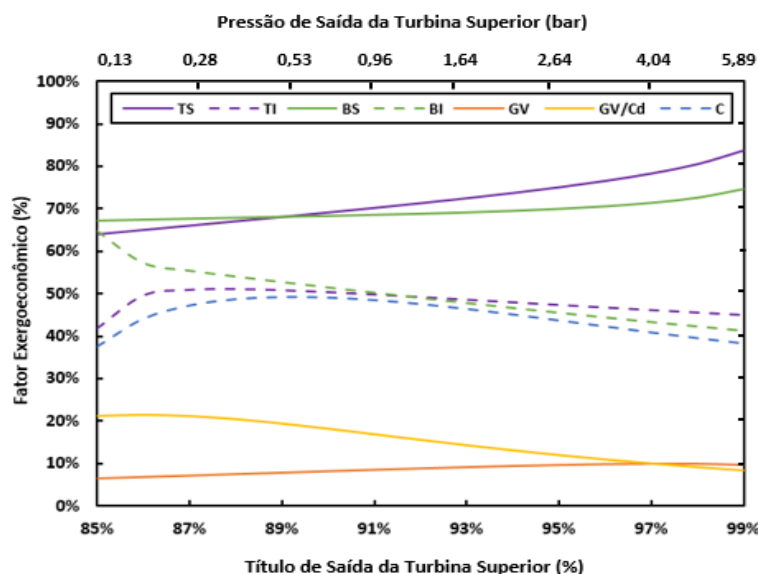


Figura 5.20 – Fator exergoeconômico dos equipamentos em função da variação do título para um motor 8X52 e pressão no gerador de 7 bar_a e fluido R601a.

O fator exergoeconômico com valores baixos indica que o custo associado a destruição exergética é predominante, ou seja, necessita de otimização, visto que se necessita investir para aumentar a eficiência e reduzir a destruição exergética do equipamento. Em contrapartida, quando o fator exergoeconômico apresentar altos valores indica que o custo associado a aquisição do equipamento é predominante, em comparação ao custo de destruição exergética.

Deste modo, em relação ao fator exergoeconômico é desejável que este valor será relativamente alto, tendo predomínio do custo do equipamento, não sendo necessário investir para aumento de eficiência e redução do custo de destruição exergética.

O fator exergoeconômico do gerador de vapor de recuperação e do trocador de calor possuem os valores mais baixos, o que caracteriza que a maior parte dos custos com esses equipamentos são oriundas da destruição exergética, conforme verificado na Fig.5.18.

Ao analisar as turbinas e bombas, equipamentos que possuem os maiores fatores exergoeconômicos, verificou-se que eles também possuem baixas taxas de destruição exergética, conforme Fig. 5.11. Além disso, ao analisar o custo das turbinas essas possuem os maiores custos de aquisição de equipamento, fator este que comprova o equacionamento do fator exergoeconômico, o qual determina que maiores valores significam que o custo de compra do componente tem um impacto maior que o custo de destruição exergética.

5.5.2. Motor Marítimo 12X92

A Fig. 5.21. representa os custos unitários de potência elétrica do ciclo binário com o uso de um motor de maiores proporções, modelo 12X92.

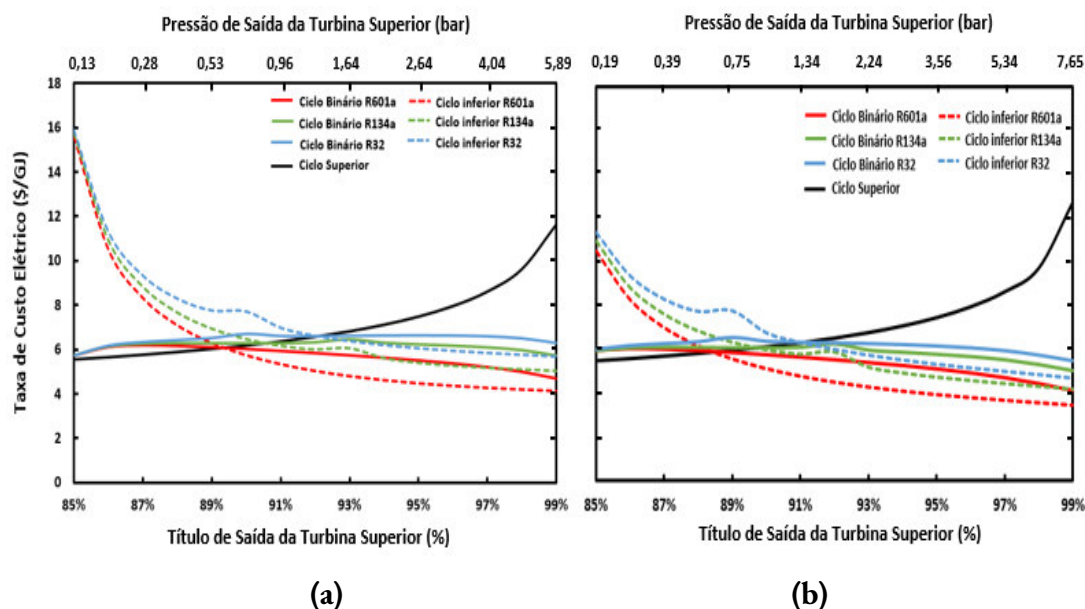


Figura 5.21 – Custo unitário de energia do ciclo binário com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Na Tab. 5.15 estão contidos os custos do ciclo binário considerando um título igual a 90%.

Tabela 5.15 – Custo unitário de energia para o motor 12X92 para título de 90%.

ORC	Custo de Energia do Ciclo Binário para Motor 8X52	7 bar _a	9 bar _a
R601a	Custo de energia do ciclo binário (\$/GJ)	6,03	5,72
	Custo de energia do ciclo superior (\$/GJ)	6,19	6,12
	Custo de energia do ciclo inferior (\$/GJ)	5,73	5,11
	Pressão de mínimo custo (bar _a)	5,89	7,65
	Título de mínimo custo (%)	99	99
R134a	Custo de energia do ciclo binário (\$/GJ)	6,28	6,07
	Custo de energia do ciclo superior (\$/GJ)	6,19	6,12
	Custo de energia do ciclo inferior (\$/GJ)	6,47	5,98
	Pressão de mínimo custo (bar _a)	5,89	7,65
	Título de mínimo custo (%)	99	99
R32	Custo de energia do ciclo binário (\$/GJ)	6,69	6,34
	Custo de energia do ciclo superior (\$/GJ)	6,19	6,12
	Custo de energia do ciclo inferior (\$/GJ)	7,72	6,74
	Pressão de mínimo custo (bar _a)	5,89	7,65
	Título de mínimo custo (%)	99	99

Na Fig. 5.22 está representado o custo com energia considerando os ciclos separadamente. Da mesma maneira, que ocorre com o motor menor, com o motor 12X92 é possível verificar que os menores custos ocorrem nas extremidades de título e pressão avaliados.

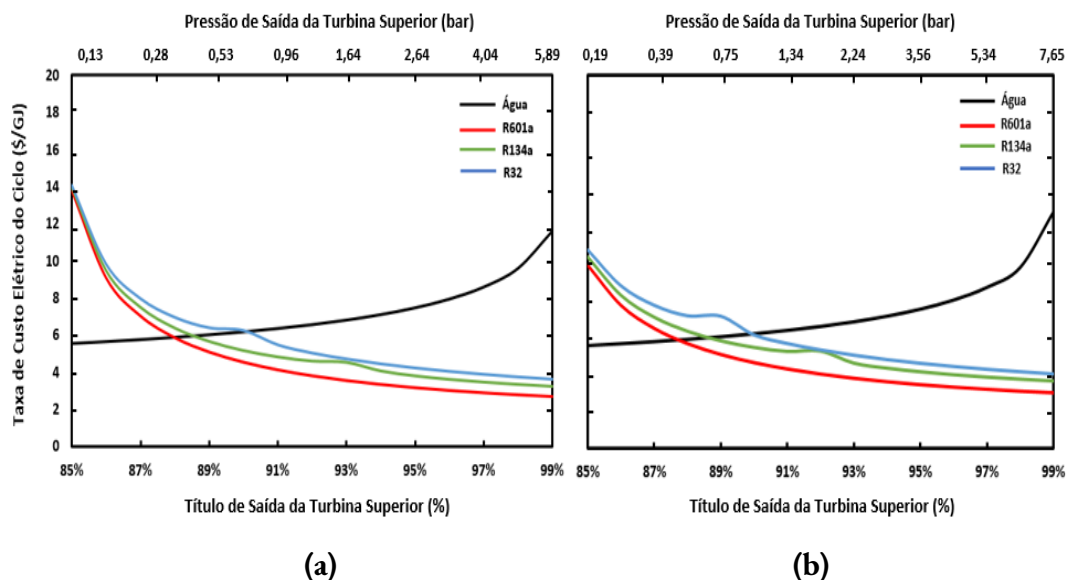


Figura 5.22 – Custo unitário de energia dos ciclos com a variação do título para um motor 12X92 e pressões no gerador de: a) 7 bar_a e b) 9 bar_a.

Além disso, de modo a realizar a otimização termoeconômica do ciclo binário de vapor determinou-se a taxa de custo de destruição exergética, a diferença relativa do custo e o fator exergoeconômico de cada um dos equipamentos. A Fig. 5.23 representa a taxa de custo de destruição exergética.

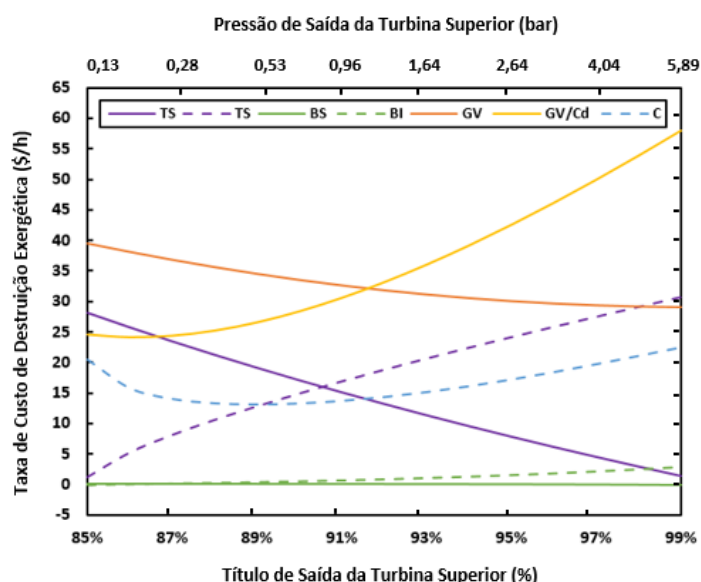


Figura 5.23 – Taxa de custo de destruição exergética dos equipamentos em função da variação do título para um motor 12X92 e pressão no gerador de 7 bar_a e fluido R601a.

Na Fig. 5.23 demonstra que o gerador de vapor de recuperação e o trocador de calor, assim como o motor 8X52, representam os maiores custos de destruição exergética. Em contrapartida, as bombas são os equipamentos que possuem custos de destruição exergética próximo de zero. No entanto, com o motor 12X92 os custos de destruição exergética dos equipamentos são expressivamente maiores.

O gerador de vapor de recuperação e o trocador de calor também são os equipamentos que apresentam as maiores taxas de destruição exergética.

Na Fig. 5.24 foi realizada análise da diferença relativa dos custos do produto e combustível dos equipamentos.

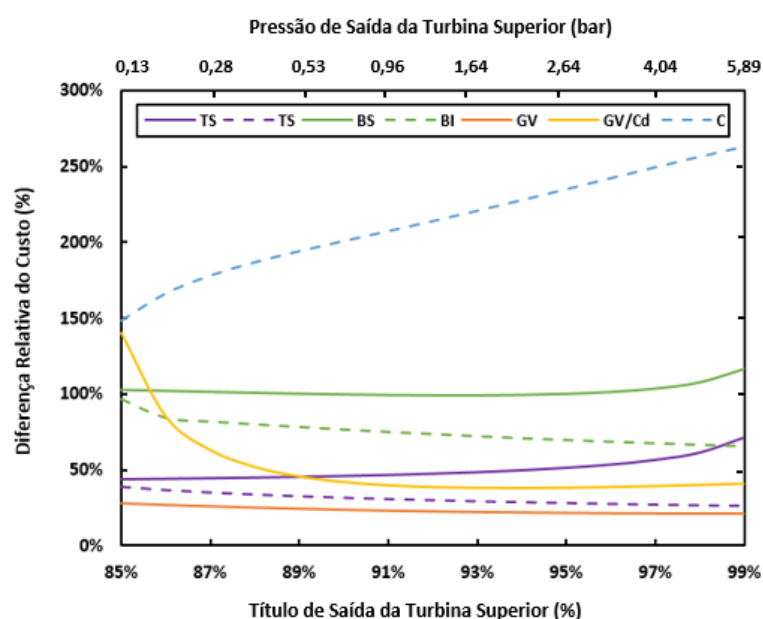


Figura 5.24 – Diferença relativa do custo dos equipamentos em função da variação do título para um motor 12X92 e pressão no gerador de 7 bar_a e fluido R601a.

Na Fig. 5.24 verifica-se que o condensador é o equipamento que os maiores valores de diferença relativa de custo. Esta característica é oriunda, visto que, o custo do produto e combustível destes equipamentos possui uma diferença grande em seus valores.

O gerador de vapor de recuperação, trocador de calor e as bombas, são os equipamentos que apresentam a diferença de custo relativo com valores mais baixos, quando comprado com os demais componentes. Os valores baixos, por sua vez, representam que há um melhor aproveitamentos dos recursos por meio destes equipamentos, visto que a diferença entre o custo de combustível e do produto é pequena.

Por fim, foi analisado o fator exergoeconômico dos equipamentos do ciclo binário de vapor com a variação do título e pressão da turbina superior.

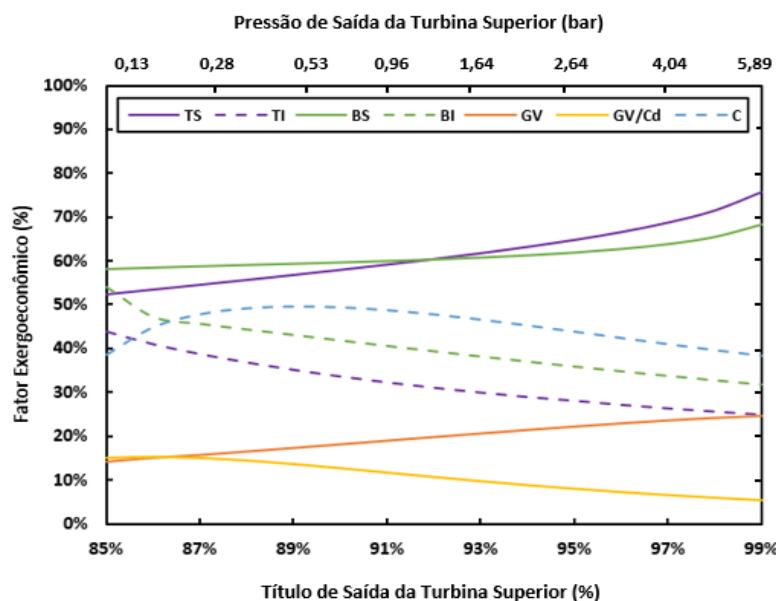


Figura 5.25 – Fator exergoeconômico dos equipamentos em função da variação do título para um motor 12X92 e pressão no gerador de 7 bar_a e fluido R601a.

O fator exergoeconômico do gerador de vapor de recuperação e do trocador de calor possuem os valores mais baixos, o que caracteriza que a maior parte dos custos com esses equipamentos são oriundas da destruição exergética, conforme verificado na Fig.5.23. A turbina e a bomba do ciclo superior, por sua vez, possuem os maiores fatores exergoeconômicos, e verificou-se que esses equipamentos também possuem baixas taxas de destruição exergética, conforme Fig. 5.13.

Os dados obtidos estão contidos no Apêndice B desta dissertação.

6 | Conclusão

Nesta seção será abordada as conclusões com base no estudo desta dissertação e recomendações para continuidade em trabalhos futuros.

6.1. Conclusão

Com isso, nesta análise termoeconômica conclui-se que energeticamente a inserção do ciclo inferior orgânico ao ciclo superior de Rankine se consegue produzir maiores potências elétricas. Além disso, verificou-se que a inserção do ciclo inferior, consegue-se produzir um excedente de potência elétrica na região de otimização de pelo menos 18%, quando a pressão é 7 bar_a, ou 16% quando a pressão do gerador de recuperação for de 9 bar_a.

Com relação a eficiência elétrica observou-se que inicialmente, quando o título é igual a 85% e há a predominância do ciclo superior, os valores do ciclo superior e do ciclo binário são muito próximos. Do mesmo modo, ocorre quando o título é igual a 99%, quando há a predominância do ciclo inferior no ciclo binário de vapor. Deste modo, conclui-se que de forma energética com o ciclo binário de vapor consegue-se produzir um excedente de potência elétrica com a inserção do ciclo inferior, no entanto a eficiência elétrica é maior nas extremidades a qual há a influência de apenas um dos ciclos em predominância.

Ao realizar a análise exergética, verificou-se que a eficiência exergética máxima é de aproximadamente 50%, o restante é desperdiçado pelos equipamentos e pelo sistema. Além disso, em ambos motores e pressões analisadas o gerador de vapor de recuperação e o trocador de calor intermediário são os equipamentos que possuem maiores taxas de destruição exergética, ou seja, são os equipamentos que mais desperdiçam fontes para produção de energia.

Com relação aos custos dos equipamentos, verificou-se que apesar de produzir um excedente de potência elétrica, fonte que seria desperdiçada no meio ambiente, a inserção do ciclo inferior ocasiona custos bem elevados na planta de potência. O ciclo binário por sua vez não é vantajoso economicamente, em termos de eletricidade, pois seu menor custo ocorre quando título é igual a 99%, o qual há predominância do ciclo inferior. Ao analisar separadamente os ciclos verificou-se que o custo de eletricidade com o uso de fluidos orgânicos é aproximadamente 50% maior quando o título de saída da turbina superior é igual a 85%. Deste modo, em questões econômicas, verificou-se que somente nas extremidades dos títulos avaliados há vantagens.

Com isso, conclui-se que a inclusão do ciclo inferior não compensa a eficiência energética e exergética e econômica, devido ao alto custo de aquisição dos equipamentos e produção de energia. Além disso, verificou-se que o gerador de vapor de recuperação é o equipamento que possui maior taxa e custo de destruição exergética, refletindo em um menor fator exergoeconômico. As turbinas por sua vez, apesar de maiores

custos de aquisição, são os equipamentos, juntamente com as bombas, que apresentam maiores fatores exergoeconômicos e menores taxas de custos de destruição exergéticas.

6.2. Recomendações para Trabalhos Futuros

Para reduzir a emissão de gases de efeito estufa (GEE) produzidos pelos navios, diversas estratégias têm sido investigadas. Entre as principais abordagens para reduzir o consumo de combustível do navio estão a otimização do formato do casco e da hélice, uso de combustíveis alternativos de baixo carbono tais como, o gás liquefeito de petróleo (GLP) e o gás liquefeito natural (GLN). Além disso, os sistemas de recuperação de calor residual podem ser considerados uma alternativa importante para produzir mais energia com o mesmo consumo de combustível.

Nesta dissertação se utilizou o sistema do ciclo binário de vapor como alternativa para recuperação do calor residual dos gases de motores marítimos. O ciclo binário de vapor é composto por duas das maiores tecnologias empregadas para recuperação de calor residual, o ciclo de Rankine convencional e o ciclo de Rankine orgânico. Com isso, de modo a verificar o comportamento da tecnologia empregada, foram utilizados dois motores marítimos, com pressões diferentes, vários títulos e pressões de saída da turbina do ciclo superior e diferentes fluidos orgânicos.

No entanto, existem diversas tecnologias empregadas tais como: ciclo de Rankine convencional, ciclo de Rankine orgânico, ciclo binário, ciclo Kalina. Além disso, no ciclo de Rankine pode-se realizar modificações com intuito de otimização, aumentando a produção de energia, como o caso dos ciclos de reaquecimento e regeneração.

Deste modo, as pesquisas futuras têm o intuito de analisar outras tecnologias de modo a verificar o comportamento energético, exergético, econômico e exergoeconômico. O intuito será comparar as tecnologias, verificando qual obtém a melhor otimização termoeconômica, ou seja, possui maior produção de energia, com baixas taxas de destruição exergética e custo.

Referências

1. ASHRAE - 34. **Designation and Safety Classification of Refrigerants**. Ashrae Technology Council and by the American National Standards Institute, 2018.
2. ASME. **International Steam Tables for Industrial Use**. 3ª ed. Two Park Avenue, New York, 2014.
3. BEJAN, Adrian *et al.* **Thermal design and optimization**. John Wiley & Sons, 1996.
4. BELL, Ian *et al.* **Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp**. Journal of Industrial & Engineering Chemistry Research. pp – 2498 -2508, 2014.
5. Catálogos dos Motores. Disponível em: < <http://www.wartsila.com>>. Acesso em: 04 de abr. 2020.
6. ÇENGEL, Yunus & BOLES, Michael. **Termodinâmica**. 7ª ed. Editora McGraw Hill, 2013.
7. Chemical Engineering Plant Cost Index. Disponível em: < <https://www.chemengonline.com/pci-home>>. Acesso em: 18 set. 2022.
8. CoolProp. Disponível em: < <http://www.coolprop.org>> (Versão 6.4.1). Acesso em: 04 de abr. 2020.
9. DIMIAN, Alexandre & BILDEA, Costin. **Chemical Process Design: Computer-Aided Case Studies**. 1ª ed. Editora Wiley-VCH Verlag GmbH, 2008.
10. FEILI, Milad *et al.* **Exergoeconomic analysis and optimization of a new combined power and freshwater system driven by waste heat of a marine diesel engine**. Journal of Thermal Science and Engineering Progress, 2020.
11. FENG, Junsheng *et al.* **Thermodynamic and thermo-economic analysis, performance comparison and parameter optimization of basic and regenerative organic Rankine cycles for waste heat recovery**. Journal Case Studies in Thermal Engineering, 2023.
12. GANAPATHY V. **Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications, and Calculations**. 1ª ed. New York: CRC Press, 2003.
13. General Technical Data – GTD.exe. Catálogos do Motores 8X52 e 12X92. Acesso em: 04 de abr. 2020.
14. GNU Octave. Disponível em:<<http://www.gnu.org/software/octave>> (Versão 4.2.2). Acesso em: 04 de abr. 2020.

15. ICS. **Shipping and World Trade: World Seaborn Trade**. Disponível em: < <https://www.ics-shipping.org/shipping-fact/shipping-and-world-trade-world-sea-borne-trade/>> Acesso em: 20 no. 2020.
16. IMO. Disponível em:<<http://www.imo.org>>. Acesso em: 04 de abr. 2020.
17. IMRAN, Muhammad *et al.* **Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications**. Journal of Energy Conversion and Management. pp 107-118, 2014.
18. International Towing Tank Conference – ITTC. Recommended Procedures – Fresh Water and Seawater Properties. pp – 8-45, 2ª ed, 2011.
19. KHANMOHAMMADI, Shoaib & AZIMIAN, Ahmad. **Exergoeconomic Evaluation of a Two-Pressure Level Fired Combined-Cycle Power Plant**. Journal Energy, 2015.
20. LI, Tailu *et al.* **Thermodynamic and economic evaluation of the organic Rankine cycle (ORC) and two-stage series organic Rankine cycle (TSORC) for flue gas heat recovery**. Journal of Energy Conversion and Management. pp 816-829, 2019.
21. LIPTÁK, Bela. **Post-Oil Energy Technology: The World's First Solar Hydrogen Demonstration Power Plant**. pp 576, 2008.
22. MEPC. **Amendments to the 2014 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships**. 2016.
23. MOHAMMADI, A *et al.* **Thermoeconomic analysis and multiobjective optimization of a combined gas turbine, steam, and organic Rankine cycle**. Journal Energy Science & Engineering, 2018.
24. MONDEJAR, ME *et al.* **A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications**. Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews. pp 126 – 151, 2018.
25. MORAN, Michael & SHAPIRO, Howard. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.
26. Protocolo de Montreal (1987). Disponível em: < <https://www.protocolodemontreal.org.br/site/>>. Acesso em: 18 de set. 2022.
27. QUOILIN, Sylvain *et al.* **Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems**. Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp. 168–186, 2013.
28. QUOILIN, Sylvain *et al.* **An Introduction to Thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles**. Faculty of Applied Science of the University of Liège – Belgica, 2008.

29. QUOILIN, Sylvain *et al.* **Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles.** Elsevier 2011.
30. TAYLOR, L.T. **Supercritical Fluid Extraction.** New York, NY: Wiley Interscience, 1996.
31. TIAN, Zhen *et al.* **Multi-Objective Thermo-Economic Optimization of a Combined Organic Rankine Cycle (ORC) System Based on Waste Heat of Dual Fuel Marine Engine and LNG Cold Energy Recovery.** Journal of Energies, 2020.
32. TSATSARONIS, George. **Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems.** Journal Energy Combust Sci, pp. 227 – 257, 1993.
33. TURTON, Richard *et al.* **Analysis, Synthesis and design of chemical processes.** 3^a ed. Editora Pearson Education, 2008.
34. VELÉZ, Fredy *et al.* **A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation.** Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews. pp 4175 – 4189, 2012.
35. WSC. **The Liner Shipping Industry and Carbon Emission Policy.** Set. de 2009.
36. YANG, Min-Hsiung & YEH, Rong-Hua. **Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery.** Journal of Energy, pp.1-13, 2015.
37. YUE, Chen *et al.* **Analysis of the integrated characteristics of the CPS (combined power system) of a bottoming organic Rankine cycle and a diesel engine.** Journal of Energy 72, pp.739-751, 2014.
38. ZHAO Yajing & WANG Jiangfeng. **Exergoeconomic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power system.** Journal Applied Energy, pp. 150-170, 2016.

Apêndice A

```

clear
close all
clc

CoolProp
clear

P1=0.7e6; %Pa
X1=1;
X3=0; %Liquido Saturado
P4=P1;
X5=0;
P5=P1;
PP=15;
Xa=1; %Vapor Saturado
Xb_VS=1;
Xd_LS=0;
Tc=308.15;
Xc=0; %Liquido Saturado
Xe=0;
EficISO_TV=0.87;
EficISO_B=0.83;
EficMEC_B=0.92;
EficMEC_T=0.99;
Efic_GB=0.97;
Efic_GE=0.98;
Efic_ME=0.9;
To=298.15;
Po=101325; %[Pa]
Fluido="Water"
Fluido_ORC="R601a" %Variável
Te_sal=288.15
Ts_sal=298.15
To_cond=288.15

for X2=0.85:0.01:0.99

%Lado do Vapor d'água

%Ponto 1
T1=PropsSI("T", "P", P1, "Q", X1, Fluido)
T1=T1
H1=PropsSI("H", "P", P1, "Q", X1, Fluido)
S1=PropsSI("S", "P", P1, "Q", X1, Fluido)

%Ponto 2
P2=P1;
X2cal=1;
while X2cal>X2
    P2=P2-1000;
    S2s=S1;
    H2s=PropsSI("H", "P", P2, "S", S2s, Fluido);

```

```

T2s=PropsSI("T", "P", P2, "S", S2s, Fluido);
H2=H1-EficISO_TV*(H1-H2s);
X2s=PropsSI("Q", "P", P2, "H", H2s, Fluido);
X2cal=PropsSI("Q", "P", P2, "H", H2, Fluido);
T2=PropsSI("T", "P", P2, "H", H2, Fluido);
S2=PropsSI("S", "P", P2, "H", H2, Fluido);
end
%
while X2cal<X2
    P2=P2+1;
    S2s=S1;
    H2s=PropsSI("H", "P", P2, "S", S2s, Fluido);
    T2s=PropsSI("T", "P", P2, "S", S2s, Fluido);
    H2=H1-EficISO_TV*(H1-H2s);
    X2s=PropsSI("Q", "P", P2, "H", H2s, Fluido);
    X2cal=PropsSI("Q", "P", P2, "H", H2, Fluido);
    T2=PropsSI("T", "P", P2, "H", H2, Fluido);
    S2=PropsSI("S", "P", P2, "H", H2, Fluido);
end
%
H2s=H2s
H2=H2
X2cal=X2cal
P2=P2
T2s=T2s
T2=T2
S2=S2

%Ponto 3
T3=T2
H3=PropsSI("H", "T", T3, "Q", X3, Fluido)
S3=PropsSI("S", "T", T3, "Q", X3, Fluido)
P3=PropsSI("P", "T", T3, "Q", X3, Fluido)
rho3=PropsSI("D", "T", T3, "Q", X3, Fluido);
v3= 1/rho3;
S4s=S3;

%Ponto 4
H4s=H3 + v3*(P4-P3)
T4s=PropsSI("T", "H", H4s, "P", P4, Fluido)
H4=H3 + (H4s - H3)/EficISO_B
T4=PropsSI("T", "H", H4, "P", P4, Fluido)
S4=PropsSI("S", "H", H4, "P", P4, Fluido)
X4=PropsSI("Q", "P", P4, "H", H4, Fluido)

%Ponto 4 temperatura 80°C
T4catalogo=353.15
H4catalogos=PropsSI("H", "T", T4catalogo, "P", P4, Fluido)
H4catalogo=H3+(H4catalogos - H3)/EficISO_B
S4catalogo=PropsSI("S", "H", H4catalogo, "P", P4, Fluido)

%Ponto 5
T5=PropsSI("T", "P", P5, "Q", X5, Fluido)
H5=PropsSI("H", "P", P5, "Q", X5, Fluido)
S5=PropsSI("S", "P", P5, "Q", X5, Fluido)

% ponto x
Hx=PropsSI("H", "P", P1, "Q", 0, Fluido)
Sx=PropsSI("S", "P", P1, "Q", 0, Fluido)

```

```

Tx=PropsSI("T", "P", P1, "Q", 0, Fluido)

%Ponto a
Ta=T3-PP
Tcr=PropsSI("Tcrit", Fluido_ORC)
if Ta>Tcr

    Pa=PropsSI("Pcrit", Fluido_ORC)
    Ha=PropsSI("H", "T", Ta, "P", Pa, Fluido_ORC)
    Sa=PropsSI("S", "T", Ta, "P", Pa, Fluido_ORC)
    Xacrit=PropsSI("Q", "T", Ta, "P", Pa, Fluido_ORC)

else

    Ha=PropsSI("H", "T", Ta, "Q", Xa, Fluido_ORC)
    Pa=PropsSI("P", "T", Ta, "Q", Xa, Fluido_ORC)
    Sa=PropsSI("S", "T", Ta, "Q", Xa, Fluido_ORC)
end
%

Pcr=PropsSI("Pcrit", Fluido_ORC)
Scr=PropsSI("S", "T", Tcr, "P", Pcr, Fluido_ORC)

%ponto b
Sbs=Sa;
Pb=PropsSI("P", "T", Tc, "Q", Xc, Fluido_ORC)
Hbs=PropsSI("H", "P", Pb, "S", Sbs, Fluido_ORC)
Tbs=PropsSI("T", "P", Pb, "S", Sbs, Fluido_ORC)
Hb=Ha-EficISO_TV*(Ha-Hbs)
Tb=PropsSI("T", "P", Pb, "H", Hb, Fluido_ORC)
Xb=PropsSI("Q", "P", Pb, "H", Hb, Fluido_ORC)
Sb=PropsSI("S", "P", Pb, "H", Hb, Fluido_ORC)
Tb_VS=PropsSI("T", "P", Pb, "Q", Xb_VS, Fluido_ORC)
Sb_VS=PropsSI("S", "P", Pb, "Q", Xb_VS, Fluido_ORC)

%Ponto c
Pc=Pb
Hc=PropsSI("H", "T", Tc, "Q", Xc, Fluido_ORC)
Sc=PropsSI("S", "T", Tc, "Q", Xc, Fluido_ORC)
rhoc=PropsSI("D", "T", Tc, "Q", Xc, Fluido_ORC);
vc= 1/rhoc;

%Ponto d
Sds=Sc;
Pd=Pa

Hds=Hc + vc*(Pd-Pc)
Hd=Hc + (Hds - Hc)/EficISO_B
Td=PropsSI("T", "H", Hd, "P", Pd, Fluido_ORC)
Sd=PropsSI("S", "P", Pd, "H", Hd, Fluido_ORC)
Xd=PropsSI("Q", "P", Pd, "H", Hd, Fluido_ORC)
Td_LS=PropsSI("T", "P", Pd, "Q", Xd_LS, Fluido_ORC)
Sd_LS=PropsSI("S", "P", Pd, "Q", Xd_LS, Fluido_ORC)

% ponto w
Hw=PropsSI("H", "P", Pa, "Q", 0, Fluido_ORC)
Sw=PropsSI("S", "P", Pa, "Q", 0, Fluido_ORC)
Tw=PropsSI("T", "P", Pa, "Q", 0, Fluido_ORC)

```

```

%Ponto e
Te=Ta
Pe=Pa
Te=PropsSI("T", "P", Pe, "Q", Xe, Fluido_ORC)
He=PropsSI("H", "P", Pe, "Q", Xe, Fluido_ORC)
Se=PropsSI("S", "P", Pe, "Q", Xe, Fluido_ORC)

Steam=[3.869444444, 3.025, 2.361111111, 1.861111111, 1.463888889,
1.241666667, 1.136111111, 1.188888889, 1.505555556, 2.044444444,
1.783333333, 1.675]

for i=1

vazao_vapor(i)=(Steam(i)*(H1-H4catalogo))/(H1-H4)
Razao_massas=(Ha-Hd)/(H2-H3)
m_inferior(i)=vazao_vapor(i)/Razao_massas

%%%% análise energética %%%%

WiT_superior(i)=vazao_vapor(i)*(H1-H2);
WeT_superior(i)=WiT_superior(i)*EficMEC_T;
WeleGE_superior(i)=(WeT_superior(i)*Efic_GB*Efic_GE)/1000;
WiB_superior(i)=vazao_vapor(i)*(H4-H3);
WeleME_superior(i)=(WiB_superior(i)/(EficMEC_B*Efic_ME))/1000;

WiT_inferior(i)=m_inferior(i)*(Ha-Hb);
WeT_inferior(i)=WiT_inferior(i)*EficMEC_T;
WeleGE_inferior(i)=(WeT_inferior(i)*Efic_GB*Efic_GE)/1000;
WiB_inferior(i)=m_inferior(i)*(Hd-Hc);
WeleME_inferior(i)=(WiB_inferior(i)/(EficMEC_B*Efic_ME))/1000;

Wele_Liqsuperior(i)=(WeleGE_superior(i)-WeleME_superior(i))
Wele_Liqinferior(i)=(WeleGE_inferior(i)-WeleME_inferior(i))
Wele_Liq(i)=[Wele_Liqsuperior(i) + Wele_Liqinferior(i)]

Qin_superior(i)=vazao_vapor(i)*(H1-H4);
Qin_inferior(i)=m_inferior(i)*(Ha-Hd);

Qc_superior(i)=Qin_superior(i)/1000
Qc_inferior(i)=Qin_inferior(i)/1000

Efic_ELE(i)=Wele_Liq(i)/Qc_superior(i)

Efic_ELEsuperior(i)=Wele_Liqsuperior(i)/Qc_superior(i)
Efic_ELEinferior(i)=Wele_Liqinferior(i)/Qc_inferior(i)

%Motor

PCI=42707
Pot_motor=[77400, 73530, 69660, 65790, 61920, 58050, 54180, 46440,
38700, 30960, 23220, 19530]
BSFC=[169, 166, 163.30, 161.70, 160.90, 160.50, 160.50, 161.20,
162.90, 165.80, 166.90, 168]
Air=[172.43, 166.8111, 161.0889, 154.6797, 147.3008, 140.1908,
133.1022, 115.3131, 96.9972, 75.5425, 60.7978, 52.1267]
Tge=[501.15, 492.15, 484.15, 479.15, 474.15, 472.15, 471.15,
475.15, 486.15, 511.15, 516.15, 522.15]

mc(i)=[Pot_motor(i)*BSFC(i)]/[3600*1000]

```

```

Qc(i)=mc(i)*PCI
Efi_Efmotor(i)=Pot_motor(i)/Qc(i)
EficienciaGLOBAL(i)=[Pot_motor(i) + Wele_Liq(i)]/Qc(i)
Gas(i)=Air(i)+mc(i)
DeltaHg(i)=(vazao_vapor(i)*(H1-H4))/(Gas(i));
Hge(i)=PropsSI("H", "P", Po, "T", Tge(i), "Air")
Sge(i)=PropsSI("S", "P", Po, "T", Tge(i), "Air")
Hgs(i)=Hge(i)-DeltaHg(i)
Tgs(i)=PropsSI("T", "P", Po, "H", Hgs(i), "Air")
Sgs(i)=PropsSI("S", "P", Po, "T", Tgs(i), "Air")

%Ponto y
Hy(i)=((vazao_vapor(i)*Hx)+(Gas(i)*Hgs(i))-(vazao_vapor(i)*H4))/Gas(i)
Sy(i)=PropsSI("S", "P", Po, "H", Hy(i), "Air")
Ty(i)=PropsSI("T", "P", Po, "H", Hy(i), "Air")

% ponto z
Hz(i)=(Hw*m_inferior(i) + H3*vazao_vapor(i) - Hd*m_inferior(i))/vazao_vapor(i)
Sz(i)=PropsSI("S", "P", P3, "H", Hz(i), Fluido)
Tz(i)=PropsSI("T", "P", P3, "H", Hz(i), Fluido)

%Razão
R(i)=Wele_Liq(i)/Pot_motor(i)

%%%% Análise exergética %%%%

Ho_vapor=PropsSI('H', 'T', To, 'P', Po, Fluido);
So_vapor=PropsSI('S', 'T', To, 'P', Po, Fluido);
Ho_ORC=PropsSI('H', 'T', To, 'P', Po, Fluido_ORC);
So_ORC=PropsSI('S', 'T', To, 'P', Po, Fluido_ORC);
Ho_GAS=PropsSI('H', 'T', To, 'P', Po, "Air");
So_GAS=PropsSI('S', 'T', To, 'P', Po, "Air");
Ho_SAL=PropsSI('H', 'T', To_cond, 'P', Po, 'INCOMP:MITSW[0.03516504]');
So_SAL=PropsSI('S', 'T', To_cond, 'P', Po, 'INCOMP:MITSW[0.03516504]');

%Gerador de Vapor / Condensador

Ex2(i)=(vazao_vapor(i)*((H2-Ho_vapor)-To*(S2-So_vapor)))/1000; %KW
Ex3(i)=(vazao_vapor(i)*((H3-Ho_vapor)-To*(S3-So_vapor)))/1000;
Exa(i)=(m_inferior(i)*((Ha-Ho_ORC)-To*(Sa-So_ORC)))/1000;
Exd(i)=(m_inferior(i)*((Hd-Ho_ORC)-To*(Sd-So_ORC)))/1000;
EdGV_C(i)=(Ex2(i)+Exd(i))-(Ex3(i)+Exa(i))

%Turbinas

Ex1(i)=(vazao_vapor(i)*((H1-Ho_vapor)-To*(S1-So_vapor)))/1000;
Exb(i)=(m_inferior(i)*((Hb-Ho_ORC)-To*(Sb-So_ORC)))/1000;
EdT_S(i)=(-WeleGE_superior(i)) + Ex1(i) - Ex2(i)
EdT_I(i)=(-WeleGE_inferior(i)) + Exa(i) - Exb(i)

%Bombas

Ex4(i)=(vazao_vapor(i)*((H4-Ho_vapor)-To*(S4-So_vapor)))/1000;

```

```

Exc(i)=(m_inferior(i)*((Hc-Ho_ORC)-To*(Sc-So_ORC)))/1000;
EdB_S(i)= WeleME_superior(i) + Ex3(i) - Ex4(i)
EdB_I(i)= WeleME_inferior(i) + Exc(i) - Exd(i)

%Condensador

Hsal_e=PropsSI("H","T",Te_sal, "P", Po, 'IN-
COMP::MITSW[0.03516504]');
Ssal_e=PropsSI("S","T",Te_sal, "P", Po, 'IN-
COMP::MITSW[0.03516504]');
Hsal_s=PropsSI("H","T",Ts_sal, "P", Po, 'IN-
COMP::MITSW[0.03516504]');
Ssal_s=PropsSI("S","T",Ts_sal, "P", Po, 'IN-
COMP::MITSW[0.03516504]');

mcond(i)=(m_inferior(i)*(Hc-Hb))/(Hsal_e-Hsal_s)

Exsal_e(i)=(mcond(i)*((Hsal_e-Ho_SAL)-To_cond*(Ssal_e-
So_SAL)))/1000;
Exsal_s(i)=(mcond(i)*((Hsal_s-Ho_SAL)-To_cond*(Ssal_s-
So_SAL)))/1000;
EdC(i)=(Exb(i)+Exsal_e(i))-(Exc(i)+Exsal_s(i))

%Gerador de Vapor de Recuperação

Exge(i)=(Gas(i)*((Hge(i)-Ho_GAS)-To*(Sge(i)-So_GAS)))/1000;
Exgs(i)=(Gas(i)*((Hgs(i)-Ho_GAS)-To*(Sgs(i)-So_GAS)))/1000;
EdGV(i)=(Exge(i)+Ex4(i))-(Exgs(i)+Ex1(i))

E_sup(i)=Exge(i)-Exgs(i)
E_inf(i)=Ex2(i)-Ex3(i)

Ex_inf(i)=(Wele_Liqinferior(i)/E_inf(i))
Ex_sup(i)=(Wele_Liqsuperior(i)/E_sup(i))
Ex_ciclo(i)=(Wele_Liq(i))/(E_sup(i))

%%%% Análise de Custo %%%%

ICPEC_2001=394.3;
ICPEC_2022=816.3;
F=1.06;
N=7446;
ij=0.12;
LT=20;

FRC=(ij*(1+ij)^(LT))/(((1+ij)^(LT))-1);

%Turbinas

Z_TS(i)=3880.5*(WeleGE_superior(i)^0.7)*(1+(0.05/(1-Ef
cISO_TV)))^3*(1+e^((T1-593)/10.42));
Z_TS_2022(i)=(Z_TS(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)
Z_TSniv(i)=(Z_TS_2022(i)*F*FRC)/(N)

Z_TI(i)=10^(2.6259+(1.4398*log10(WeleGE_inferior(i)))-
0.1776*(log10(WeleGE_inferior(i)))^2);
Z_TI_2022(i)=(Z_TI(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)
Z_TIniv(i)=(Z_TI_2022(i)*F*FRC)/(N)

```

```
%Bombas
```

```
Z_BS(i)=549.13*((WeleME_superior(i))^0.7)*(1.41*(1+(0.2/(1-Efi-  
cISO_B)))));  
Z_BS_2022(i)=(Z_BS(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)  
Z_BSniv(i)=(Z_BS_2022(i)*F*FRC)/(N)
```

```
Z_BI(i)=549.13*((WeleME_inferior(i))^0.7)*(1.41*(1+(0.2/(1-Efi-  
cISO_B)))));  
Z_BI_2022(i)=(Z_BI(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)  
Z_BIniv(i)=(Z_BI_2022(i)*F*FRC)/(N)
```

```
%Gerador de Vapor / Condensador
```

```
% trecho 1: z->3 água condensando e d-> w fluido orgânico líquido
```

```
h1=8500;  
h2=1400;
```

```
U1=1/((1/h1)+(1/h2));
```

```
Delta1=T3-Td;  
Delta2(i)=Tz(i)-Tw;  
LMTD1(i)=(Delta1-Delta2(i))/log(Delta1/Delta2(i));  
Q1(i)=m_inferior(i)*(Hw-Hd);  
A1(i)=Q1(i)/(U1*LMTD1(i));
```

```
% trecho 2: 2->z água condensando e w-> fluido orgânico evaporando
```

```
h3=h1;
```

```
if Ta>Tcr
```

```
h4=505;  
U2=1/((1/h3)+(1/h4))  
Delta3=T2-Ta  
LMTD2(i)=(Delta3-Delta2(i))/log(Delta3/Delta2(i))  
Q2(i)=m_inferior(i)*(Ha-Hw)  
A2(i)=Q2(i)/(U2*LMTD2(i))  
  
A_GvCd(i)=A1(i)+A2(i)  
Z_GVCd(i)=130*(A_GvCd(i)/0.093)^(0.78)  
Z_GVCd_2022(i)=(Z_GVCd(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)  
Z_GVCdniv(i)=(Z_GVCd_2022(i)*F*FRC)/(N)
```

```
else
```

```
h4=1050  
U2=1/((1/h3)+(1/h4))  
Delta3=T2-Ta  
LMTD2(i)=(Delta3-Delta2(i))/log(Delta3/Delta2(i))  
Q2(i)=m_inferior(i)*(Ha-Hw)  
A2(i)=Q2(i)/(U2*LMTD2(i))  
  
A_GvCd(i)=A1(i)+A2(i)  
Z_GVCd(i)=130*(A_GvCd(i)/0.093)^(0.78)  
Z_GVCd_2022(i)=(Z_GVCd(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)  
Z_GVCdniv(i)=(Z_GVCd_2022(i)*F*FRC)/(N)
```

end

$U2 = 1 / ((1/h3) + (1/h4)) ;$

$\Delta T3 = T2 - T_a ;$

$LMTD2(i) = (\Delta T3 - \Delta T2(i)) / \log(\Delta T3 / \Delta T2(i)) ;$

$Q2(i) = m_{inferior}(i) * (H_a - H_w) ;$

$A2(i) = Q2(i) / (U2 * LMTD2(i)) ;$

$A_{GvCd}(i) = A1(i) + A2(i) ;$

$Z_{GVCd}(i) = 130 * (A_{GvCd}(i) / 0.093)^{(0.78)} ;$

$Z_{GVCd_2022}(i) = (Z_{GVCd}(i) * ICPEC_2022) / (ICPEC_2001)$

$Z_{GVCdniv}(i) = (Z_{GVCd_2022}(i) * F * FRC) / (N)$

%Condensador

% trecho; b->c água condensado e entrada sal -> saída sal água condensado

$h5 = h1 ;$

$h6 = h1 ;$

$U3 = 1 / ((1/h5) + (1/h6)) ;$

$\Delta T4 = T_b - T_{s_sal} ;$

$\Delta T5 = T_c - T_{e_sal} ;$

$LMTD3(i) = (\Delta T4 - \Delta T5) / \log(\Delta T4 / \Delta T5) ;$

$Q3(i) = m_{inferior}(i) * (H_b - H_c) ;$

$A_{Cd}(i) = Q3(i) / (U3 * LMTD3(i)) ;$

$Z_{Cd}(i) = 1773 * m_{cond}(i) ;$

$Z_{Cd_2022}(i) = (Z_{Cd}(i) * ICPEC_2022) / (ICPEC_2001)$

$Z_{Cdniv}(i) = (Z_{Cd_2022}(i) * F * FRC) / (N)$

%Gerador de Vapor de Recuperação

% trecho 1: 4->x água e Tsg-> y gases

$h7 = 1000 ;$

$h8 = 50 ;$

$U4 = 1 / ((1/h7) + (1/h8)) ;$

$\Delta T6(i) = T_{gs}(i) - T4 ;$

$\Delta T7(i) = T_y(i) - T_x ;$

$LMTD4(i) = (\Delta T6(i) - \Delta T7(i)) / \log(\Delta T6(i) / \Delta T7(i)) ;$

$Q4(i) = vazao_vapor(i) * (H_x - H4) ;$

$A4(i) = Q4(i) / (U4 * LMTD4(i)) ;$

$Zeco(i) = 45.7 * A4(i) ;$

% trecho 2: x->1 água evaporando e y-> Teg gases

$h9 = 8500 ;$

$h10 = 50 ;$

$U5 = 1 / ((1/h9) + (1/h10)) ;$

$\Delta T8(i) = T_{ge}(i) - T1 ;$

$LMTD5(i) = (\Delta T8(i) - \Delta T7(i)) / \log(\Delta T8(i) / \Delta T7(i)) ;$

```

Q5(i)=vazao_vapor(i)*(H1-Hx);
A5(i)=Q5(i)/(U5*LMTD5(i));

Zeva(i)=34.9*A5(i);

Z_GVR(i)=Zeco(i)+Zeva(i);
Z_GVR_2022(i)=(Z_GVR(i)*ICPEC_2022)/(ICPEC_2001)
Z_GVRniv(i)=(Z_GVR_2022(i)*F*FRC)/(N)

Zsuperior(i)=Z_TS_2022(i)+Z_BS_2022+Z_GVR_2022(i)+Z_GVCd_2022(i)
Zinferior(i)=Z_TI_2022(i)+Z_BI_2022(i)+Z_Cd_2022(i)
Zciclo(i)=Zsuperior(i)+Zinferior(i)

%%%% Análise de Termoeconômica %%%%

c_fuel=650; %[$/Ton]
LHV=40200; %[kJ/kg]

c_gas=(c_fuel/1000)/(LHV);

Ce_gas(i)=c_gas*Exge(i);
Cs_gas(i)=c_gas*Exgs(i);

A=[1 (-1) 0 0 (-1) 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 1 (-1) 0 0 0 0 0 (-1) 0 0 1 0 0 0 0;
    0 0 1 (-1) 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
    (-1) 0 0 1 0 0 1 (-1) 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 1 (-1) 0 0 (-1) 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 (-1) 0 0 0 1 (-1);
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 (-1) 0 1 0 0;
    0 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 1 (-Exge/Exgs) 0 0 0 0 0 0 0 0;
    1 (-Ex1/Ex2) 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 1 (-Exa/Exb) 0 0 0 0 0 0;
    0 1 (-Ex2/Ex3) 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 (-Exb/Exc) 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 0;
    0 0 0 0 1 (-WeleGE_superior/WeleME_superior) 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 (-WeleGE_inferior/WeleME_inferior) 0
0];

B=[-Z_TSniv/3600;-Z_GVCdniv/3600;-Z_BSniv/3600;-Z_GVRniv/3600;-
Z_TIniv/3600;-Z_Cdniv/3600;-Z_BIniv/3600;Ce_gas;0;0;0;0;0;0;0;0];

X=inv(A)*B;

c1(i)=1e6*X(1)/Ex1(i) %$/GJ
c2(i)=1e6*X(2)/Ex2(i)
c3(i)=1e6*X(3)/Ex3(i)
c4(i)=1e6*X(4)/Ex4(i)
cw1(i)=1e6*X(5)/WeleGE_superior(i)
cw2(i)=1e6*X(6)/WeleME_superior(i)
ce_gas(i)=1e6*X(7)/Exge(i)
cs_gas(i)=1e6*X(8)/Exgs(i)
ca(i)=1e6*X(9)/Exa(i)
cb(i)=1e6*X(10)/Exb(i)
cc(i)=1e6*X(11)/Exc(i)

```

```

cd(i)=1e6*X(12)/Exd(i)
cw3(i)=1e6*X(13)/WeleGE_inferior(i)
cw4(i)=1e6*X(14)/WeleME_inferior(i)
ce_sal(i)=1e6*X(15)
cs_sal(i)=1e6*X(16)/Exsal_s(i)

%Turbinas

Ep_TS=WeleGE_superior(i);
Cp_TS=X(5);
cp_TS(i)=1e6*Cp_TS/Ep_TS(i)
Ec_TS(i)=(Ex1(i)-Ex2(i));
Cc_TS=X(1)-X(2);
cc_TS(i)=1e6*Cc_TS/Ec_TS(i)

r_TS(i)=(cp_TS(i)-cc_TS(i))/(cc_TS(i))
CD_TS(i)=(3600*EdT_S(i)*cc_TS(i))/1e6
X_TS(i)=Z_TSniv(i)+CD_TS(i);
f_TS(i)=(Z_TSniv(i))/((Z_TSniv(i))+CD_TS(i))

Ep_TI(i)=WeleGE_inferior(i);
Cp_TI=X(13);
cp_TI(i)=1e6*Cp_TI/Ep_TI(i)
Ec_TI(i)=Exa(i)-Exb(i);
Cc_TI=X(9)-X(10);
cc_TI(i)=1e6*Cc_TI/Ec_TI(i)

r_TI(i)=(cp_TI(i)-cc_TI(i))/(cc_TI(i))
CD_TI(i)=(3600*EdT_I(i)*cc_TI(i))/1e6
X_TI(i)=Z_TIniv(i)+CD_TI(i);
f_TI(i)=(Z_TIniv(i))/(Z_TIniv(i)+CD_TI(i))

%Bombas

Ep_BS(i)=Ex3(i)-Ex4(i);
Cp_BS=X(3)-X(4);
cp_BS(i)=1e6*Cp_BS/Ep_BS(i)
Ec_BS(i)=WeleME_superior(i);
Cc_BS=X(6);
cc_BS(i)=1e6*Cc_BS/Ec_BS(i)

r_BS(i)=(cp_BS(i)-cc_BS(i))/(cc_BS(i))
CD_BS(i)=(3600*EdB_S(i)*cc_BS(i))/1e6
X_BS(i)=Z_BSniv(i)+CD_BS(i);
f_BS(i)=(Z_BSniv(i))/(Z_BSniv(i)+CD_BS(i))

Ep_BI(i)=Exc(i)-Exd(i);
Cp_BI=X(11)-X(12);
cp_BI(i)=1e6*Cp_BI/Ep_BI(i)
Ec_BI(i)=WeleME_inferior(i);
Cc_BI=X(14);
cc_BI(i)=1e6*Cc_BI/Ec_BI(i)

r_BI(i)=(cp_BI(i)-cc_BI(i))/(cc_BI(i))
CD_BI(i)=(3600*EdB_I(i)*cc_BI(i))/1e6
X_BI(i)=Z_BIniv(i)+CD_BI(i);
f_BI(i)=(Z_BIniv(i))/(Z_BIniv(i)+CD_BI(i))

```

```
%Gerador de vapor de Recuperação
```

```
Ep_GV(i)=Ex1(i)-Ex4(i);
Cp_GV=X(1)-X(4);
cp_GV(i)=1e6*Cp_GV/Ep_GV(i);
Ec_GV(i)=Exge(i)-Exgs(i);
Cc_GV=X(7)-X(8);
cc_GV(i)=1e6*Cc_GV/Ec_GV(i);

r_GV(i)=(cp_GV(i)-cc_GV(i))/(cc_GV(i))
CD_GV(i)=(3600*EdGV(i)*cc_GV(i))/1e6
X_GV(i)=Z_GVRniv(i)+CD_GV(i);
f_GV(i)=(Z_GVRniv(i))/(Z_GVRniv(i)+CD_GV(i))
```

```
%Gerador de vapor / Condensador
```

```
Ep_GVCd(i)=Exa(i)-Exd(i);
Cp_GVCd=X(9)-X(12);
cp_GVCd(i)=1e6*Cp_GVCd/Ep_GVCd(i);
Ec_GVCd(i)=Ex2(i)-Ex3(i);
Cc_GVCd=X(2)-X(3);
cc_GVCd(i)=1e6*Cc_GVCd/Ec_GVCd(i);

r_GVCd(i)=(cp_GVCd(i)-cc_GVCd(i))/(cc_GVCd(i))
CD_GVCd(i)=(3600*EdGV_C(i)*cc_GVCd(i))/1e6
X_GVCd(i)=Z_GVCdniv(i)+CD_GVCd(i);
f_GVCd(i)=(Z_GVCdniv(i))/(Z_GVCdniv(i)+CD_GVCd(i))
```

```
%Condensador
```

```
Ep_Cd(i)=Exsal_s(i)-Exsal_e(i);
Cp_Cd=X(16)-X(15);
cp_Cd(i)=1e6*Cp_Cd/Ep_Cd(i);
Ec_Cd(i)=Exb(i)-Exc(i);
Cc_Cd=X(10)-X(11);
cc_Cd(i)=1e6*Cc_Cd/Ec_Cd(i);

r_Cd(i)=(cp_Cd(i)-cc_Cd(i))/(cc_Cd(i))
CD_Cd(i)=(3600*EdC(i)*cc_Cd(i))/1e6
X_Cd(i)=Z_Cdniv(i)+CD_Cd(i);
f_Cd(i)=(Z_Cdniv(i))/(Z_Cdniv(i)+CD_Cd(i))
```

```
%Linha de Saturação
```

```
fluid_A = "Water";

pCri_A = Props1SI("Pcrit",fluid_A);
p_A = linspace(0.01e5,pCri_A,500);

for i = 1:length(p_A)
    Tsat_A(i) = PropsSI('T','P',p_A(i),'Q',0,fluid_A);
    sSatL_A(i) = PropsSI('S','P',p_A(i),'Q',0,fluid_A);
    sSatG_A(i) = PropsSI('S','P',p_A(i),'Q',1,fluid_A);
end
%

Tsat_A = [Tsat_A fliplr(Tsat_A)];
sSat_A = [sSatL_A fliplr(sSatG_A)];
```

```

str = [strcat(num2str(fluid_A), ' Linha de Saturação')];

figure
plot(sSat_A,Tsat_A)
xlim([-1000 9000])
ylim([200 700])
xlabel('Entropia [J/kg.K]')
ylabel('Temperatura [K]')
legend(str)
set(gca,"fontsize", 12)
set(legend, "fontsize", 12)

xA = [S1 S2 S3 S4 S5 S1]
yA = [T1 T2 T3 T4 T5 T1]

str = [strcat(num2str(fluid_A), ' Linha de Saturação')];

figure
plot(sSat_A,Tsat_A,"k")
xlim([-1000 9000])
ylim([200 700])
xlabel('Entropia [J/kg.K]')
ylabel('Temperatura [K]')
hold on
plot(xA,yA,"k")

fluid_B = "R601a";

pCri_B = PropsSI("Pcrit",fluid_B);
p_B = linspace(0.01e5,pCri_B,100);

for i = 1:length(p_B)
    Tsat_B(i) = PropsSI('T','P',p_B(i),'Q',0,fluid_B);
    sSatL_B(i) = PropsSI('S','P',p_B(i),'Q',0,fluid_B);
    sSatG_B(i) = PropsSI('S','P',p_B(i),'Q',1,fluid_B);
end
%

Tsat_B = [Tsat_B fliplr(Tsat_B)];
sSat_B = [sSatL_B fliplr(sSatG_B)];

str = [strcat(num2str(fluid_B), ' Linha de Saturação')];

figure
plot(sSat_B,Tsat_B)
xlim([-1000 9000])
ylim([200 700])
xlabel('Entropia [J/kg.K]')
ylabel('Temperatura [K]')
legend(str)
set(gca,"fontsize", 12)
set(legend, "fontsize", 12)

xB = [Sa Sb Sb_VS Sc Sd Se Sa]
yB = [Ta Tb Tb_VS Tc Td Te Ta]

figure
plot(sSat_B,Tsat_B,"b")

```

```

xlim([-1000 3000])
ylim([200 500])
xlabel('Entropia [J/kg.K]')
ylabel('Temperatura [K]')
hold on
plot(xB,yB,"k")

str = [strcat(num2str(fluid_A), ' linha de saturação');
strcat(num2str(fluid_B), ' linha de saturação')];
figure
plot(sSat_A,Tsat_A,sSat_B,Tsat_B,"g")
xlim([-1000 9000])
ylim([200 700])
xlabel('Entropia [J/kg.K]')
ylabel('Temperatura [K]')
legend(str)
set(gca,"fontsize", 12)
set(legend, "fontsize", 12)

hold on
plot(xA,yA,"k",xB,yB,"k")

end
end
%
```

Apêndice B

Dados exergoeconômicos da turbina superior para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	32,62	20,66	5,69	10,09	57,84	63,97
86%	32,42	20,48	5,20	9,65	58,55	64,99
87%	32,37	20,31	4,74	9,20	59,34	66,01
88%	32,30	20,16	4,29	8,72	60,24	67,03
89%	32,28	20,02	3,86	8,23	61,24	68,07
90%	32,31	19,89	3,45	7,72	62,39	69,11
91%	32,39	19,79	3,05	7,18	63,72	70,19
92%	32,54	19,69	2,67	6,62	65,27	71,30
93%	32,76	19,60	2,29	6,03	67,12	72,46
94%	33,07	19,53	1,93	5,42	69,37	73,69
95%	33,52	19,46	1,57	4,77	72,21	75,04
96%	34,15	19,41	1,25	4,07	75,92	76,54
97%	35,08	19,37	0,92	3,33	81,14	78,30
98%	36,59	19,33	0,61	2,50	89,37	80,51
99%	39,75	19,29	0,29	1,54	106,07	83,75

Dados exergoeconômicos da turbina inferior para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	71,21	51,96	0,26	0,18	37,04	41,69
86%	56,35	39,54	1,10	1,08	42,52	49,48
87%	49,40	34,44	1,69	1,75	43,42	50,81
88%	45,55	31,78	2,20	2,29	43,33	51,00
89%	43,15	30,21	2,65	2,73	42,83	50,74
90%	41,57	29,24	3,07	3,11	42,15	50,28
91%	40,49	28,63	3,48	3,44	41,41	49,72
92%	39,73	28,25	3,86	3,73	40,65	49,12
93%	39,20	28,02	4,23	3,98	39,90	48,50
94%	38,85	27,91	4,58	4,21	39,17	47,87
95%	38,62	27,89	4,93	4,41	38,47	47,25
96%	38,49	27,93	5,26	4,60	37,80	46,64
97%	38,44	28,02	5,59	4,77	37,17	46,05
98%	38,45	28,15	5,91	4,93	36,58	45,46
99%	38,51	28,31	6,22	5,07	36,02	44,88

Dados exergoeconômicos da bomba superior para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	75,49	32,62	0,03	0,05	131,45	67,19
86%	74,87	32,47	0,03	0,05	130,57	67,44
87%	74,34	32,37	0,03	0,06	129,70	67,68
88%	73,92	32,30	0,03	0,06	128,86	67,90
89%	73,63	32,28	0,03	0,06	128,08	68,12
90%	73,47	32,31	0,03	0,05	127,39	68,34
91%	73,48	32,39	0,02	0,05	126,84	68,58
92%	73,68	32,54	0,02	0,05	126,46	68,84
93%	74,14	32,76	0,02	0,05	126,34	69,15
94%	74,93	33,07	0,02	0,05	126,55	69,52
95%	76,17	33,52	0,02	0,05	127,25	69,99
96%	78,08	34,15	0,02	0,04	128,67	70,60
97%	81,11	35,08	0,01	0,04	131,24	71,44
98%	86,34	36,60	0,01	0,03	135,93	72,66
99%	97,74	39,75	0,01	0,02	145,92	74,74

Dados exergoeconômicos da bomba inferior para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão 7 bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	161,37	71,21	0,01	0,01	126,61	64,81
86%	115,05	56,35	0,03	0,04	104,17	57,23
87%	98,74	44,40	0,05	0,06	99,87	55,39
88%	89,66	45,55	0,07	0,09	96,86	53,99
89%	83,80	43,15	0,10	0,11	94,20	52,69
90%	79,71	41,57	0,13	0,14	91,74	51,41
91%	76,70	40,49	0,16	0,16	89,48	50,16
92%	74,42	39,73	0,20	0,19	87,31	48,93
93%	72,65	39,20	0,24	0,22	85,32	47,72
94%	71,27	28,47	0,29	0,25	83,47	46,55
95%	70,18	36,62	0,34	0,28	81,74	45,40
96%	69,33	38,49	0,40	0,32	80,13	44,29
97%	68,66	38,44	0,46	0,35	78,63	46,21
98%	68,15	38,45	0,54	0,39	77,24	42,16
99%	67,75	38,51	0,61	0,43	75,93	41,14

Dados exergoeconômicos do gerador de vapor de recuperação para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão de 7 bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	20,21	16,17	8,46	0,59	27,49	6,54
86%	20,43	16,17	8,17	0,60	26,35	6,86
87%	20,26	16,17	7,91	0,61	25,31	7,18
88%	20,11	16,17	7,67	0,62	24,37	7,50
89%	19,97	16,17	7,44	0,63	23,51	7,83
90%	19,85	16,17	7,24	0,64	22,75	8,16
91%	19,74	16,17	7,06	0,65	22,07	8,48
92%	19,64	16,17	6,89	0,66	21,47	8,78
93%	19,56	16,17	6,75	0,67	20,95	9,07
94%	19,49	16,17	6,63	0,68	20,50	9,33
95%	19,42	16,17	6,53	0,69	20,13	9,56
96%	19,38	16,17	6,45	0,70	19,83	9,73
97%	19,33	16,17	6,39	0,70	19,58	9,83
98%	19,30	16,17	6,35	0,69	19,37	9,81
99%	19,27	16,17	6,33	0,67	19,19	9,58

Dados exergoeconômicos do trocador de calor para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão de 7 bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	51,87	20,66	4,96	1,34	150,99	21,30
86%	39,27	20,48	4,87	1,34	91,77	21,58
87%	34,12	20,31	4,92	1,33	67,96	21,29
88%	31,41	20,16	5,08	1,31	55,80	20,55
89%	29,80	20,02	5,35	1,30	48,87	19,50
90%	28,80	19,90	5,71	1,28	44,73	18,26
91%	28,14	19,79	6,15	1,25	42,24	16,93
92%	27,72	19,69	6,66	1,23	40,79	15,59
93%	27,45	19,60	7,23	1,21	40,03	14,30
94%	27,29	19,53	7,85	1,18	39,76	13,07
95%	27,22	19,46	8,52	1,16	39,83	11,94
96%	27,20	19,41	9,23	1,13	40,15	10,89
97%	27,24	19,37	9,98	1,10	40,66	9,93
98%	27,31	19,33	10,75	1,07	41,32	9,06
99%	27,41	19,29	11,55	1,04	42,10	8,26

Dados exergoeconômicos do condensador para o fluido orgânico R601a, motor 8X52 e pressão de 7 bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	128,07	51,96	4,33	2,61	146,45	37,65
86%	104,48	39,54	3,30	2,61	164,25	44,12
87%	95,13	34,44	2,92	2,61	176,17	47,21
88%	90,63	21,77	2,75	2,61	185,18	48,69
89%	88,45	30,21	2,71	2,62	192,75	49,20
90%	87,64	29,24	2,73	2,63	199,68	49,06
91%	87,73	28,63	2,81	2,65	206,43	48,48
92%	88,48	28,25	2,94	2,66	213,25	47,56
93%	89,74	28,02	3,09	2,68	220,25	46,42
94%	91,40	27,91	3,29	2,70	227,46	45,13
95%	93,38	27,89	3,50	2,73	234,84	43,75
96%	95,60	27,93	3,75	2,75	242,28	42,34
97%	97,98	28,02	4,00	2,78	249,67	40,95
98%	100,46	28,15	4,27	2,81	256,84	39,62
99%	102,94	28,31	4,55	2,83	263,60	38,39

Dados exergoeconômicos da turbina superior para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	29,87	20,80	28,16	30,81	43,63%	52,24%
86%	29,68	20,62	25,78	29,46	43,93%	53,34%
87%	29,52	20,46	23,49	28,07	44,28%	54,44%
88%	29,40	20,32	21,29	26,62	44,69%	55,57%
89%	29,31	20,19	19,17	25,12	45,18%	56,71%
90%	29,27	20,08	17,13	23,55	45,76%	57,89%
91%	29,26	19,98	15,16	21,91	46,45%	59,10%
92%	29,30	19,90	13,26	20,20	47,28%	60,37%
93%	29,40	19,83	11,42	18,41	48,29%	61,72%
94%	29,66	19,77	9,64	16,53	49,55%	63,17%
95%	29,82	19,72	7,91	14,55	51,17%	64,78%
96%	30,19	19,69	6,24	12,43	53,32%	66,60%
97%	30,76	19,67	4,61	10,15	56,39%	68,77%
98%	31,69	19,65	3,03	7,63	61,28%	71,58%
99%	33,65	19,64	1,49	4,69	71,32%	75,83%

Dados exergoeconômicos da turbina inferior para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	69,16	49,16	1,22	0,95	38,49%	43,89%
86%	52,26	38,32	5,24	3,64	36,40%	40,97%
87%	45,28	33,58	8,12	5,13	34,85%	38,72%
88%	41,57	31,12	10,59	6,16	33,58%	36,78%
89%	39,34	29,69	12,82	6,93	32,49%	35,08%
90%	37,91	28,82	14,92	7,53	31,54%	33,56%
91%	36,97	28,29	16,91	8,03	30,71%	32,19%
92%	36,35	27,97	18,81	8,44	29,96%	30,96%
93%	35,94	27,80	20,65	8,78	29,29%	29,85%
94%	35,70	27,74	22,42	9,08	28,69%	28,83%
95%	35,58	27,76	24,15	9,34	28,14%	27,98%
96%	35,55	27,85	25,83	9,57	27,64%	27,03%
97%	35,59	27,99	27,49	9,77	27,19%	26,22%
98%	35,70	28,16	29,11	9,95	26,77%	25,47%
99%	35,86	28,37	30,71	10,11	26,39%	24,76%

Dados exergoeconômicos da bomba superior para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	60,61	29,87	0,12	0,17	102,92%	58,10%
86%	60,02	29,68	0,12	0,17	102,24%	58,42%
87%	59,51	29,52	0,12	0,17	101,58%	58,73%
88%	59,08	29,40	0,12	0,17	100,96%	59,03%
89%	58,74	29,31	0,12	0,17	100,40%	59,32%
90%	58,51	29,27	0,11	0,17	99,91%	59,63%
91%	58,39	29,26	0,11	0,17	99,55%	59,96%
92%	58,41	29,30	0,11	0,16	99,33%	60,33%
93%	58,60	29,40	0,10	0,16	99,31%	60,76%
94%	59,01	29,57	0,10	0,15	99,59%	61,27%
95%	59,71	29,82	0,09	0,14	100,26%	61,91%
96%	60,84	30,19	0,08	0,13	101,53%	62,75%
97%	62,67	30,76	0,06	0,11	103,77%	63,88%
98%	65,88	31,69	0,05	0,09	107,86%	65,55%
99%	72,92	33,65	0,03	0,06	116,72%	68,42%

Dados exergoeconômicos da bomba inferior para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	136,19	69,16	0,03	0,03	96,93%	54,04%
86%	96,37	52,26	0,13	0,12	84,40%	47,21%
87%	82,40	45,28	0,23	0,19	81,97%	45,64%
88%	74,86	41,57	0,33	0,26	80,09%	44,36%
89%	70,15	39,34	0,45	0,34	78,32%	43,09%
90%	66,97	37,91	0,58	0,42	76,64%	41,84%
91%	64,72	36,97	0,73	0,50	75,04%	40,59%
92%	63,08	36,35	0,90	0,58	73,54%	39,36%
93%	61,87	35,94	1,09	0,67	72,14%	38,17%
94%	60,98	35,70	1,31	0,77	70,82%	37,00%
95%	60,34	35,58	1,55	0,87	69,60%	35,88%
96%	59,88	35,55	1,82	0,97	68,46%	34,79%
97%	59,58	35,59	2,12	1,08	67,40%	33,74%
98%	59,41	35,70	2,45	1,19	66,41%	32,73%
99%	59,35	35,86	2,81	1,31	65,49%	31,76%

Dados exergoeconômicos do gerador de vapor de recuperação para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	20,76	16,17	39,43	6,57	28,38%	14,28%
86%	20,58	16,17	38,04	6,72	27,30%	15,16%
87%	20,43	16,17	36,74	6,88	26,32%	15,78%
88%	20,28	16,17	35,55	7,06	25,44%	16,57%
89%	20,16	16,17	34,44	7,24	24,66%	17,37%
90%	20,04	16,17	33,44	7,43	23,96%	18,19%
91%	19,95	16,17	32,54	7,64	23,36%	19,01%
92%	19,86	16,17	31,74	7,85	22,85%	19,82%
93%	19,79	16,17	31,05	8,07	22,42%	20,63%
94%	19,74	16,17	30,46	8,30	22,07%	21,42%
95%	19,70	16,17	29,97	8,54	21,81%	22,18%
96%	19,66	16,17	29,57	8,79	21,62%	22,91%
97%	19,65	16,17	29,28	9,03	21,49%	23,57%
98%	19,63	16,17	29,08	9,26	21,43%	24,15%
99%	19,63	16,17	28,97	9,44	21,40%	24,58%

Dados exergoeconômicos do trocador de calor para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	49,86	20,80	24,58	4,33	139,75%	14,97%
86%	38,11	20,62	24,16	4,32	84,83%	15,17%
87%	33,33	20,46	24,40	4,28	62,89%	14,94%
88%	30,84	20,32	25,23	4,19	51,77%	14,37%
89%	29,38	20,19	26,57	4,17	45,52%	13,57%
90%	28,48	20,08	28,38	4,10	41,85%	12,63%
91%	27,92	19,98	30,58	4,03	39,71%	11,65%
92%	27,56	19,90	33,14	3,96	38,54%	10,66%
93%	27,36	19,83	36,01	3,88	38,01%	9,72%
94%	27,26	19,77	39,14	3,79	37,91%	8,84%
95%	27,25	19,72	42,52	3,71	38,14%	8,03%
96%	27,29	19,69	46,11	3,62	38,59%	7,29%
97%	27,38	19,67	49,88	3,53	39,21%	6,61%
98%	27,51	19,65	53,83	3,44	39,98%	6,00%
99%	27,66	19,64	57,92	3,34	40,85%	5,45%

Dados exergoeconômicos do condensador para o fluido orgânico R601a, motor 12X92 e pressão de 7bar_a.

Título	cP [\$/GJ]	cF [\$/GJ]	CD [\$/h]	Z [\$/h]	r [%]	f [%]
85%	124,18	49,94	20,46	12,86	148,69%	38,59%
86%	102,13	38,32	15,76	12,84	166,56%	44,89%
87%	93,45	33,58	14,00	12,84	178,32%	47,85%
88%	89,34	31,12	13,28	12,87	187,09%	49,21%
89%	87,42	29,69	13,10	12,90	194,42%	49,63%
90%	86,79	28,82	13,26	12,96	201,12%	49,43%
91%	87,02	28,29	13,68	13,03	207,65%	48,78%
92%	87,89	27,97	14,31	13,11	214,26%	47,81%
93%	89,26	27,80	15,12	13,20	221,07%	46,62%
94%	91,02	27,74	16,08	13,30	228,10%	45,28%
95%	93,09	27,74	17,18	13,42	235,30%	43,86%
96%	95,40	27,85	18,39	13,54	242,58%	42,41%
97%	97,89	27,99	19,69	13,67	249,80%	40,98%
98%	100,49	28,16	21,05	13,81	256,80%	39,61%
99%	103,10	28,37	22,44	13,95	263,38%	38,34%