



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Química

Thalyta Stefani Amancio Santiago

**Análise do Desempenho Termodinâmico de um Sistema de
Trigeração com Diferentes Configurações Aplicado a um
Hospital de Médio Porte**

Campinas

2020



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Química

Thalyta Stefani Amancio Santiago

Análise do Desempenho Termodinâmico de um Sistema de Trigeração com Diferentes Configurações Aplicado a um Hospital de Médio Porte

Dissertação de Mestrado apresentada à
Faculdade de Engenharia Química da
Universidade Estadual de Campinas como
parte dos requisitos exigidos para a obtenção
do título de Mestra em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak Dangelo

ESTE TRABALHO CORRESPONDE À
VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO
DEFENDIDA PELA ALUNA THALYTA
STEFANI AMANCIO SANTIAGO, E
ORIENTADA PELO PROF. DR. JOSÉ
VICENTE HALLAK DANGELO.

Campinas

2020

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

Santiago, Thalyta Stefani Amancio, 1993-
Sa59a Análise do desempenho termodinâmico de um sistema de trigerção com diferentes configurações aplicado a um hospital de médio porte / Thalyta Stefani Amancio Santiago. – Campinas, SP : [s.n.], 2020.

Orientador: José Vicente Hallak D'Angelo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Ciclo de rankine. 2. Cogeração. 3. Simulação de processos. 4. Exergia. 5. Sistemas energéticos. I. D'Angelo, José Vicente Hallak, 1967-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Thermodynamic performance analysis of a trigeneration system with different configurations applied to a medium-sized hospital

Palavras-chave em inglês:

Trigeneration

Organic rankine cycle

Exergy

Simulation

Thermodynamic performance

Área de concentração: Engenharia Química

Titulação: Mestra em Engenharia Química

Banca examinadora:

José Vicente Hallak D'Angelo [Orientador]

Flávio Vasconcelos da Silva

Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

Roger Josef Zemp

Data de defesa: 19-02-2020

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-0963-6692>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/5571083721453193>

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação de Mestrado defendida por Thalyta Stefani Amancio Santiago aprovada em 19 de fevereiro de 2020 pela banca examinadora constituída pelos professores doutores:

Prof. Dr. Roger Josef Zemp – Presidente

DESQ/FEQ/UNICAMP

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

DESQ/FEQ/UNICAMP

Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

FEM/UNICAMP

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

Dedico este trabalho à minha família e aos professores que tive ao longo da minha vida.

Agradecimentos

À minha família, pelo constante incentivo pela busca do conhecimento em especial, à minha avó Rita (em memória) por todo amor e dedicação que tive a oportunidade de receber. Aos meus pais, Stelly e Tomaz, por todos os ensinamentos, apoio e amor incondicional. Ao meu avô Euclides, pelas sábias histórias.

Aos meus irmãos, Miguel e Murilo, que sempre alegram o meu dia a cada sorriso e carinho, independente da distância.

Ao meu namorado Fernando, por todo companheirismo, incentivo e apoio incondicional.

Aos amigos que fiz em Campinas e àqueles de Uberlândia que continuam sempre presentes, mesmo à distância.

Ao Professor José Vicente, que em todo momento honrou seu papel de orientador. Obrigada pela sua atenção e pelos seus incentivos e ensinamentos. Eles foram muito além de conceitos científicos e contribuíram para o meu amadurecimento acadêmico e pessoal.

Ao grupo de pesquisa, em especial à Ana Elisa, pelas constantes conversas que contribuíram para o desenvolvimento do trabalho.

Aos professores Roger, Carlos Eduardo e Flávio pela avaliação cuidadosa e sugestões que contribuíram para o resultado final dessa dissertação. Agradeço também a todos os professores/pesquisadores com os quais me comuniquei e que responderam às minhas dúvidas.

À Faculdade de Engenharia Química da UNICAMP, pela oportunidade de realização do mestrado, e à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo suporte financeiro – Código de Financiamento 001.

Enfim, a todos que de alguma forma colaboraram para a realização dessa dissertação.

“Enquanto cultiva seus grandes sonhos, vá colhendo suas pequenas realizações”
(Gil Pinna)

Resumo

Os sistemas de trigeração são conhecidos por produzirem potência, utilidades quente e fria a partir de uma mesma fonte de energia. Um sistema convencional de trigeração é constituído por um ciclo de Brayton, seguido por um gerador de vapor de recuperação de calor (HRSG) e um sistema de refrigeração por absorção (SRA). Essa integração térmica aumenta a eficiência global do sistema e permite diminuir tanto o consumo global de combustíveis quanto a emissão de gases de efeito estufa. Os sistemas de trigeração podem ser aplicados em quaisquer empreendimentos no qual exista a demanda simultânea de potência, aquecimento e resfriamento. O presente trabalho teve como objetivo realizar uma análise paramétrica do desempenho termodinâmico de um sistema de trigeração com quatro configurações aplicado a um hospital de médio porte com as demandas de energia baseadas no Hospital das Clínicas da Unicamp. Esses sistemas diferenciam-se entre si pela localização de um segundo ciclo de potência (ciclo de Rankine orgânico, ORC) e pela estação do ano (primavera/verão e outono/inverno). Os fluidos orgânicos selecionados foram pentano, para quando o ORC era posicionado depois do SRA; e R141b, quando era posicionado antes. O equipamento principal escolhido para o sistema de trigeração foram microturbinas devido a possibilidade de uma ser desativada durante o outono/inverno e o par refrigerante/absorvente escolhido do SRA foi amônia/água. Os sistemas foram simulados no *software* Aspen Hysys v.10 tendo como base de cálculo 7 microturbinas capazes de gerar 200 kW cada nas condições ISO 3977-2 (e 196,4 kW a 25 °C) e a refrigeração de fluido secundário a 6 °C com carga térmica fixa de 200 kW na primavera/verão e 150 kW no outono/inverno. A análise paramétrica no SRA definiu os parâmetros de operação estudados desse ciclo e o COP obtido foi de 0,655. A adição de um segundo ciclo de potência permitiu a produção de potência utilizando o fluido pentano em 189,2 kW (primavera/verão) e 192,9 kW (outono/inverno); e utilizando o fluido R141b em 269,20 kW (primavera/verão) e 237,1 kW (outono/inverno). A vazão mássica desse último fluido foi cerca de 60% maior. A análise energética apresentou um fator de utilização de energia 0,473 enquanto que a eficiência exergética nessas condições foi 0,382. A análise exergética também mostrou que a posição do ORC no ciclo interfere consideravelmente na destruição de exergia. Foi realizada também uma análise econômica preliminar dos sistemas que resultou num tempo de retorno de capital de 2,2 anos, tornando o sistema bastante atrativo para análises mais aprofundadas dos sistemas propostos.

Palavras-chaves: ciclo de rankine; cogeração; simulação de processos; exergia; sistemas energéticos.

Abstract

A trigeneration system is well known by producing combined cooling, heating and power (CCHP) using a unique energy source. Conventional trigeneration systems consist of a Brayton cycle, followed by a heat recovery steam generator (HRSG) and finally an absorption chiller. This thermal integration is one of the ways to decrease global primary energy consumption and greenhouse gas emission. Trigeneration systems can be applied in any enterprise where there is a simultaneous demand for power, heating and cooling. The present work aimed to perform a parametric analysis of the thermodynamic performance of a trigeneration system with four configurations applied to a medium-sized hospital based on the Unicamp Hospital das Clínicas energy demands. These systems differ from each other by the inclusion of a second power cycle (ORC) and the season (spring/summer and autumn/winter). ORC is used due to its capability of processing waste heat from prime movers more efficiently, consequently increasing the plant power generation. The working fluids select were pentane and R141b to ORC placed before and after SRA, respectively. Microturbines were select as the prime movers for the trigeneration system due to the possibility to be deactivated during autumn/winter. The SRA refrigerant/absorbent fluids chosen was ammonia/water. The systems were simulated in Aspen Hysys v.10 based on 7 microturbines capable of generating 200 kW/each at ISO conditions 3977-2 (and 196.4 kW at 25 °C) and secondary fluid at 6 °C with a fixed refrigeration capacity of 200 kW in spring/summer and 150 kW in autumn/winter. The parametric analysis in SRA defined the operating parameters of this cycle and the COP obtained was 0.655. The addition of a second power cycle using pentane allowed for power output of 189.2 kW (spring/summer) and 192.9 kW (autumn/winter); and using R141b, 269.20 kW (spring/summer) and 237.1 kW (autumn / winter). Comparing both mass flow, this last fluids about 60% higher. The energy analysis showed an energy utilization factor of 0.473 while the exergetic efficiency in these conditions was 0.382. The exergetic analysis also showed that the ORC position interferes considerably in the destruction of exergy. Later, a preliminary economic analysis of the system was presented resulted in a capital return time of 2.2 years. Further investigation of the proposed systems are very attractive.

Keywords: trigeneration; organic Rankine cycle; exergy; simulation; thermodynamic performance.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Esquema de uma planta de trigerção.	22
Figura 2.1 – Representação esquemática do ciclo de Brayton.	27
Figura 2.2 – Unidade de uma microturbina a gás.	29
Figura 2.3 – Representação esquemática do ciclo de Rankine.	30
Figura 2.4 – Classificação dos fluidos de trabalho.	31
Figura 2.5 – Representação esquemática do ciclo de compressão de vapor.	33
Figura 2.6 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção.	34
Figura 2.7 – Comparação entre sistemas SCHP e CCHP.	36
Figura 4.1 – Demandas médias de eletricidade.	53
Figura 4.2 – Demandas médias de água quente.	54
Figura 4.3 – Demandas médias de carga térmica do chiller.	55
Figura 4.4 – Representação do Sistema de Trigerção convencional.	56
Figura 4.5 – Representação do Sistema de Trigerção combinado com ORC.	56
Figura 4.6 – Representação do sistema de trigerção proposto.	57
Figura 4.7 – Simulação do ciclo de Brayton regenerativo.	62
Figura 4.8 – Simulação da trigerção.	64
Figura 4.9 – Simulação do SRA.	65
Figura 4.10 – Simulação do ORC.	66
Figura 4.11 – Fluxograma das etapas da metodologia das simulações.	74
Figura 5.1 – Curva de ELV da mistura $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ com os dados de Tillner e Friend (1998) para a pressão de 1317,2 kPa.	77
Figura 5.2 – SRA com pré-resfriador para validação.	80
Figura 6.1 – Efeito da temperatura no absorvedor sobre o COP e f	84
Figura 6.2 – Efeito da temperatura no absorvedor sobre a vazão mássica do SRA.	84
Figura 6.3 – Efeito da temperatura do gerador sobre o COP e f	85
Figura 6.4 – Efeito da temperatura do gerador sobre a vazão mássica do SRA.	86
Figura 6.5 – Efeito da variação da pressão do ciclo sobre o COP e f	87
Figura 6.6 – Efeito da temperatura do gerador sobre a vazão mássica do SRA.	87
Figura 6.7 – Efeito da temperatura no (T_{PP}) do trocador de calor <i>pinch point</i> no W_{liq} e na \dot{m} com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C.	91
Figura 6.8 – Efeito da temperatura no (T_{PP}) do trocador de calor <i>pinch point</i> na eficiência do ORC.	92

Figura 6.9 – Efeito da temperatura no (T_{PP}) do trocador de calor <i>pinch point</i> na eficiência energética e exergética com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C. . . .	93
Figura 6.10 – Efeito da pressão de entrada da turbina P_{25} no W_{liq} e na \dot{m} com $T_{PP} = 40$ °C e $T_{27} = 50$ °C.	95
Figura 6.11 – Efeito da pressão de entrada da turbina P_{25} na eficiência do ORC.	96
Figura 6.12 – Efeito da pressão de entrada da turbina P_{25} na eficiência energética e exergética com $T_{PP} = 40$ °C e $T_{27} = 50$ °C.	97
Figura 6.13 – Efeito da temperatura de saída do trocador de calor T_{27} no W_{liq} e na \dot{m} com $T_{PP} = 40$ °C e $P = 2000$ kPa.	99
Figura 6.14 – Efeito da variação da pressão do ciclo sobre o COP e f	100
Figura 6.15 – Efeito da temperatura de saída do trocador de calor T_{27} na eficiência energética e exergética com $T_{PP} = 40$ °C e $P = 2000$ kPa.	101
Figura 6.16 – Comparação da exergia destruída no ORC para o grupo 1.	104
Figura 6.17 – Comparação da exergia destruída no ORC para o grupo 2.	104
Figura 6.18 – Demandas médias de eletricidade nos dias úteis e não úteis.	105
Figura A.1 – Efeito de T_{PP} no FUE e ψ_{tri} com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pós-SRA.	129
Figura A.2 – Efeito de T_{PP} no FUE e ψ_{tri} com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pré-SRA.	130
Figura A.3 – Efeito de P_{25} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pós-SRA.	130
Figura A.4 – Efeito de P_{25} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pré-SRA.	131
Figura A.5 – Efeito de T_{27} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $P = 2000$ kPa na configuração ORC pós-SRA.	131
Figura A.6 – Efeito de T_{27} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $P = 2000$ kPa na configuração ORC pré-SRA.	132

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Comparação econômica de tecnologias de geração de potência.	27
Tabela 2.2 – Comparação entre energia e exergia.	38
Tabela 4.1 – Média demandas de utilidades.	59
Tabela 4.2 – Composição do gás natural da Gás Local.	60
Tabela 4.3 – Propriedades termodinâmicas do n-pentano.	61
Tabela 4.4 – Propriedades termodinâmicas do R141b.	61
Tabela 4.5 – Ciclos e pacotes termodinâmicos selecionados.	62
Tabela 4.6 – Fração mássica de NH ₃ no SRA na literatura.	68
Tabela 4.7 – Faixa dos parâmetros para análise do SRA.	68
Tabela 4.8 – Faixa de operação para a análise de sensibilidade do SRA.	69
Tabela 4.9 – Variáveis fixas na simulação.	69
Tabela 4.10–Faixa de operação para a análise de sensibilidade do ORC.	70
Tabela 4.11–Variáveis fixas na simulação do ORC.	70
Tabela 4.12–Valores de exergia química padrão (\overline{ex}^{qui}).	73
Tabela 5.1 – Desvio dos dados das propriedades críticas e fator acêntrico de substâncias puras contidas no Aspen Hysys e no NIST.	75
Tabela 5.1 – Desvio dos dados das propriedades críticas e fator acêntrico de substâncias puras contidas no Aspen Hysys e no NIST.	76
Tabela 5.2 – Referência técnica da microturbina Capstone C200.	78
Tabela 5.3 – Parâmetros de entrada adotado.	79
Tabela 5.4 – Comparação dos dados de simulação com o catálogo de referência.	79
Tabela 5.5 – Temperaturas nas correntes do ciclo SRA.	81
Tabela 5.6 – Pressões nas correntes do ciclo SRA.	81
Tabela 6.1 – Conclusão qualitativa do SRA.	88
Tabela 6.2 – Situações propostas do posicionamento do ORC.	89
Tabela 6.3 – Condições de entrada e fluido orgânico de cada cenário.	89
Tabela 6.4 – Análise qualitativa do efeito de T_{PP} nas variáveis analisadas.	90
Tabela 6.5 – Análise qualitativa do efeito de P_{25} nas variáveis analisadas.	94
Tabela 6.6 – Vazão mássica do ORC em cada configuração.	98
Tabela 6.7 – Conclusão qualitativa do ORC.	98
Tabela 6.8 – Valores selecionados da análise paramétrica.	102
Tabela 6.9 – Valores selecionados da análise paramétrica.	103
Tabela 7.1 – Descrição dos custos de investimento da unidade de microturbina.	108

Tabela 7.2 – Descrição dos custos de investimento.	109
Tabela 7.3 – Valores de correlações para custo de equipamento na condição base. . . .	110
Tabela 7.4 – Valores de correlações B , F_M e F_{BM}	110
Tabela 7.5 – Coeficiente global de transferência de calor dos componentes do SRA e ORC.	111
Tabela 7.6 – Descrição dos custos de operação.	111
Tabela 7.7 – Custos de investimento.	113
Tabela 7.8 – Custos de manutenção e reparos.	114
Tabela 7.9 – Receita anual.	115
Tabela 7.10–Receita anual considerando sistema de trigeriação convencional.	115
Tabela 7.11–TRC simples e descontado.	115
Tabela B.1 – Custo do equipamento e custo do módulo.	133

Nomenclatura

Lista de Acrônimos e Abreviações

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BL	Benefício líquido de energia anual
CAPEX	<i>Capital Expenditure</i>
CCHP	<i>Combined Cooling, Heating and Power</i>
CEPCI	<i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i>
CHP	<i>Combined Heating and Power</i>
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz
EIA	<i>Energy Information Administration</i>
ELV	Equilíbrio líquido vapor
FIC	Custo total dos módulos
FUE	Fator de utilização de energia
GEE	Emissões de gases de efeito estufa
GLP	Gás liquefeito de petróleo
GN	Gás natural
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidrofluorcarboneto
HRSG	<i>Heat recovery steam generator</i>
LHV	<i>Low heat value</i>
LT	Lei da Termodinâmica
MCI	Motor de combustão interna
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
OPEX	<i>Operational Expenditure</i>

ORC	Ciclo de Rankine orgânico
PP	<i>Pinch point</i>
PRSV	Peng-Robinson-Stryjek-Vera
SRA	Sistema de refrigeração por absorção
SCHP	<i>Separate Cooling, Heating and Power</i>
SE	<i>Stirling engine</i>
TC	Trocador de calor
TRC	Tempo de retorno do capital
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
VCC	<i>Vapor Compression Cycle</i>
VE	Válvula de expansão

Lista de Variáveis com Letras Latinas e Gregas

A	Área	m^2
COP	Coeficiente de desempenho	–
C	Custo	US\$ ou R\$
ex	Exergia específica de fluxo	$kJ \cdot kg^{-1}$
$\dot{E}x$	Taxa de transferência de exergia	kW
f	Razão de circulação	–
h	Entalpia específica	$kJ \cdot kg^{-1}$
k_{ij}	Parâmetro de Interação Binário	–
\dot{m}	Vazão mássica	$kg \cdot h^{-1}$ ou $kg \cdot s^{-1}$
P	Pressão	kPa
\dot{Q}	Taxa de transferência (fluxo) de calor	kW
RC	Razão de compressão	–
s	Entropia específica	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
T	Temperatura	$^{\circ}C$
\dot{W}	Taxa de transferência (fluxo) de trabalho	kW
X	Fração de vapor	–

Δ	Variação	–
η	Eficiência energética	–
ψ	Eficiência exergética	–
ω	Fator acêntrico	–
ξ	Fração mássica	–

Lista de Subscritos e Sobrescritos

amb	Ambiente
BM	Módulo de um equipamento
b	Bomba
CC	Câmara de combustão
cin	Parcela cinética da exergia específica
comb	Combustível
comp	Compressor
d	Exergia destruída
e	Entrada
ex	Exergética
evap	Evaporador
exaust	Exaustão
F	Fator
fis	Parcela física da exergia específica
forn	Fornecido
f	Fria
ger	Gerador
i	Corrente
isen	Isentrópico
k	Equipamento
liq	Líquido
M	Material

MO	Mão de obra
MP	Matéria prima
mec	Mecânica
o	Condições de referência
q	Quente
quim	Parcela química da exergia específica
pot	Parcela potencial da exergia específica
s	Saída
tri	Trigeração
vap	Vapor

Sumário

1	Introdução	21
1.1	Contextualização do trabalho	21
1.2	Objetivos	23
1.3	Estrutura do trabalho	24
2	Fundamentação Teórica	26
2.1	Ciclo de potência	26
2.1.1	Turbinas a gás	26
2.1.2	Microturbina a gás	28
2.1.3	Turbinas a vapor	30
2.1.4	Motor de combustão interna	32
2.1.5	Motor Stirling	32
2.1.6	Células combustíveis	32
2.2	Ciclos de refrigeração	32
2.2.1	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	33
2.2.2	Ciclo de refrigeração por absorção	33
2.3	Trigeração	35
2.4	Índices de impacto ambiental	36
2.5	Avaliação do desempenho termodinâmico	37
2.5.1	Análise energética	37
2.5.2	Análise exergética	38
3	Revisão da Literatura	42
3.1	Tecnologia de ciclos combinados	42
3.2	Ciclo de Rankine orgânico	46
3.3	Avaliação econômica	49
3.4	Conclusões	50
4	Metodologia	52
4.1	Definição da aplicação do estudo	52
4.1.1	Demanda de eletricidade	53
4.1.2	Demanda de vapor	53
4.1.3	Demanda de água quente para fins sanitários	54
4.1.4	Demanda de frio	54
4.2	Descrição do sistema de trigeração	55
4.3	Descrição dos estudos de caso	59

4.4	Descrição dos fluidos de trabalho	60
4.5	Ferramenta computacional e pacote termodinâmico	61
4.6	Descrição da simulação	62
4.7	Validação	66
4.8	Análise paramétrica	67
4.8.1	Análise paramétrica do SRA	67
4.8.2	Análise paramétrica do ORC	69
4.9	Análise energética e exergetica	70
5	Validação das simulações	75
5.1	Validação das propriedades das substâncias	75
5.2	Validação do equilíbrio de fases da mistura amônia/água	76
5.3	Validação dos ciclos termodinâmicos	78
5.3.1	Validação do ciclo de Brayton regenerativo	78
5.3.2	Validação do ciclo de refrigeração por absorção	79
5.3.3	Conclusões	82
6	Resultados e Discussões da Análise Paramétrica	83
6.1	Análise paramétrica do SRA	83
6.1.1	Efeito da temperatura do absorvedor sobre o COP e f	83
6.1.2	Efeito da temperatura do gerador sobre o COP e f	85
6.1.3	Efeito da variação da pressão do ciclo sobre o COP e f	86
6.1.4	Conclusão da análise paramétrica do SRA	88
6.2	Análise paramétrica do ORC	89
6.2.1	Efeito da temperatura no ponto <i>pinch</i> no trocador de calor	90
6.2.2	Efeito da pressão de entrada da turbina	94
6.2.3	Efeito da temperatura de entrada da bomba	98
6.2.4	Conclusão da análise paramétrica do ORC	102
6.3	Exergia destruída	103
6.4	Síntese e comentários dos resultados obtidos	105
7	Análise econômica da influência do posicionamento do ORC no sistema de trigeração	107
7.1	Introdução	107
7.2	Metodologia	107
7.2.1	Custos da unidade da microturbina	108
7.2.2	Funções de custo de investimento	108
7.2.3	Funções de custo de operação	111
7.2.4	Tempo de retorno do capital	112
7.2.5	Custo de energia elétrica e utilidades	112

7.3	Resultados da Análise Econômica Preliminar	113
7.4	Conclusão da Análise Econômica Preliminar	116
8	Conclusão	117
	Referências	120
	Apêndices	128
	APÊNDICE A Análise paramétrica considerando toda a água quente do condensador do ORC	129
	APÊNDICE B Custo do módulo detalhado	133

1 Introdução

1.1 Contextualização do trabalho

A busca pela diminuição do consumo de combustíveis fósseis e do aquecimento global são duas das principais preocupações no setor de geração de energia. Por essa razão, vem se tornando crescente a atenção dada pelos órgãos governamentais e pela população ao consumo racional e eficiente desse combustível, como também às emissões de gases de efeito estufa (GEE). Entretanto, em decorrência do constante aumento da demanda de energia em muitos processos, a energia continua sendo produzida e consumida em grandes quantidades, principalmente pelo setor industrial, responsável pelo maior consumo da matriz energética tanto brasileira quanto mundial.

Um sistema convencional de geração de energia elétrica possui em média 30% de eficiência, isso significa que 70% da energia de origem não são utilizados (SHEYKHI *et al.*, 2019). Além disso, uma grande quantidade de calor de exaustão à média/baixa temperatura é normalmente emitida para a atmosfera por vários tipos de processos industriais, principalmente nas indústrias de aço, automóveis e cimento (CAO *et al.*, 2018). Por isso, integrar subsistemas de aquecimento e resfriamento em uma planta convencional é um modo de aumentar significativamente a eficiência global do sistema, além de reduzir o teor de poluentes ambientais.

A trigeração é uma tecnologia introduzida em meados da década de 90 que produz, a partir da mesma fonte de energia, potência, utilidades quente e fria, podendo ser aplicada em qualquer empreendimento onde exista demanda de energia elétrica, aquecimento e resfriamento. O objetivo principal da trigeração é obter o máximo aproveitamento de energia da fonte primária, com isso, o combustível é utilizado de maneira mais eficiente e racional possível, reduzindo o consumo de combustíveis fósseis e a emissão de gases de efeito estufa. A Figura 1.1 apresenta uma representação esquemática de uma planta de trigeração.

Os principais equipamentos que transformam energia térmica ou química em energia elétrica, térmica ou mecânica podem ser uma caldeira, uma turbina a gás, turbina a vapor ou um motor de combustão interna. O ciclo de Rankine orgânico (ORC, do inglês “*Organic Rankine Cycle*”) é um subsistema em potencial para ser integrado ao sistema de trigeração para gerar potência, visto que sua aplicação é para fontes de temperaturas médias e baixas (AL-SULAIMAN *et al.*, 2012). Na unidade de aquecimento de uma planta de trigeração,

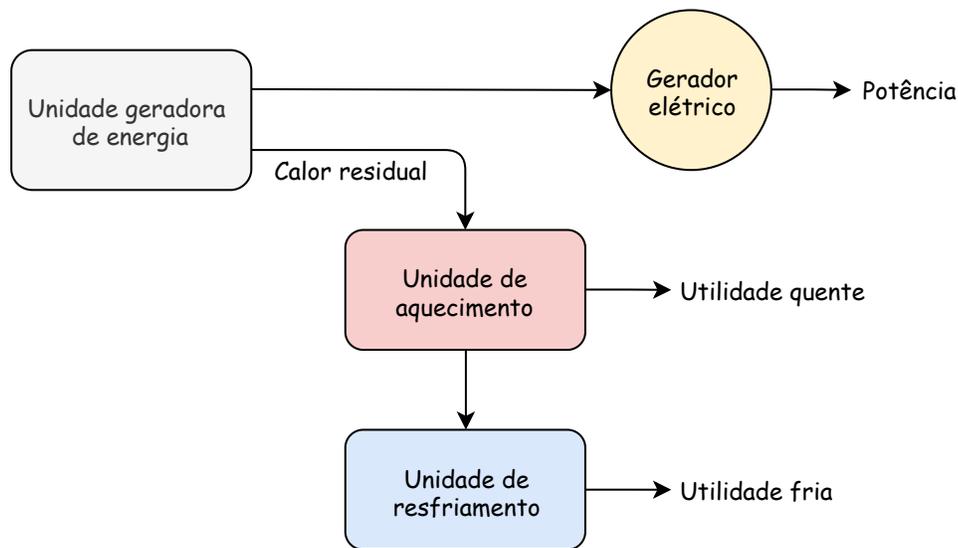


Figura 1.1 – Esquema de uma planta de trigeração.

é utilizada, normalmente, uma caldeira e na unidade de resfriamento, um sistema de refrigeração por absorção (SRA). O SRA é utilizado pois produz a utilidade fria a partir de uma fonte de baixa temperatura. De acordo com Dinçer e Rosen (2007), esse ciclo tem atraído interesse devido às suas vantagens sobre outros sistemas de refrigeração por compressão a vapor, incluindo operação silenciosa, alta confiabilidade e longa vida útil. Além disso, o uso do ciclo de absorção aumenta a eficiência global do processo.

Além de melhorar a eficiência global e reduzir os custos de operação, um sistema de geração distribuída, também chamado de cogeração/trigeração emite menores quantidades de GEE por utilizar menos combustível para produzir a mesma capacidade, se comparado com uma planta convencional. Wang *et al.* (2009) trouxeram resultados mostrando que a utilização da trigeração reduz a emissão de gás carbônico em torno de 52%, quando comparado à simples geração.

De acordo com Ahmadi *et al.* (2012b), outro benefício importante dos sistemas de trigeração é que eles reduzem os custos e as perdas de energia por precisarem de menos linhas de transmissão e unidades de distribuição. A produção convencional de eletricidade é geralmente por uma usina centralizada, localizada longe do usuário final. As perdas de transmissão e distribuição de eletricidade de um sistema centralizado para o usuário podem ser de cerca de 9%. Segundo o relatório do Balanço energético nacional (BEN, 2019), as perdas de transmissão na energia elétrica no Brasil do ano de 2018 foram de 101,0 TWh, o que corresponde a 15,9% de perdas comparada à demanda de energia elétrica brasileira.

Os sistemas de trigeração podem ser aplicados em sistemas de diferentes tamanhos e demandas como o setor industrial, sendo adequados também para aplicações no setor de

serviços, *i.e.*, hospitais, shopping centers, hotéis, edifícios institucionais, dentre outros. As aplicações de sistemas de trigeração nos diferentes setores têm que satisfazer as demandas de energia (eletricidade, aquecimento e resfriamento) de uma maneira ótima, pois essas demandas tendem a ser variadas de acordo com a época do ano, período do dia, dias úteis, dentre outros.

No Brasil, a regulamentação dos sistemas de geração distribuída é fornecida pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), que estabelece os requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogradoras de energia, por meio da Resolução Aneel n° 235/2006 (BRASIL, 2006); e também estabelece as condições gerais para o acesso de micro e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica e ao sistema de compensação de energia elétrica através da Resolução Normativa n° 482/2012 (BRASIL, 2012a).

De acordo com a Associação da Indústria de Cogeração de Energia (COGEN, 2019) os grandes sistemas centralizados de geração de energia elétrica apresentam sinais de vulnerabilidade devido ao aumento da demanda de energia elétrica. Além disso, há crescentes exigências de mercado por melhoria da qualidade do fornecimento, fortalecendo o avanço dos sistemas de geração distribuída

Nesse contexto, a escolha de uma configuração adequada de um sistema de trigeração é importante e envolve vários estudos, abrangendo os conceitos de eficiência energética e exergética, conservação do meio ambiente e redução de custos. Por isso, propor e estudar este tipo de sistema é fundamental. O início de um projeto de uma planta de trigeração pode ser obtido com o uso de programas de simulação, por meio dos quais é possível comparar as simulações realizadas com sistemas já existentes, e também, realizar análises do desempenho termodinâmico para melhorá-las.

1.2 Objetivos

Tendo em vista a contextualização e as justificativas apresentadas, o objetivo geral deste trabalho é simular e avaliar o desempenho termodinâmico de um sistema de trigeração com quatro configurações diferentes. A aplicação desse estudo é para um hospital de médio porte com demandas gerais semelhantes ao Hospital das Clínicas da Unicamp (HC – Unicamp), visando uma redução dos custos anuais e uma menor dependência da concessionária de energia.

Para alcançar o objetivo geral do trabalho, os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Mapear as demandas de utilidade quente, utilidade fria e eletricidade de um hospital de médio porte¹. Para isso serão utilizadas as demandas do HC Unicamp por meio do sistema de aquisição de dados implantado pelo projeto ECOGERA;
- Simular os sistemas de trigerção com quatro configurações, *i.e.*, dois arranjos de ciclo combinado Brayton–ORC–SRA e Brayton–SRA–ORC, com dois fluidos orgânicos diferentes nos dois grupos de demandas selecionadas – primavera/verão e outono/inverno;
- Validar os ciclos com dados já publicados na literatura;
- Realizar uma análise paramétrica para avaliação do desempenho energético no SRA e ORC, para definir os melhores parâmetros nos ciclos;
- Analisar o desempenho termodinâmico por meio da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica nas configurações dos sistemas de trigerção com base na análise paramétrica realizada;
- Apresentar uma análise econômica preliminar para se ter uma quantificação inicial da viabilidade do projeto.

1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está estruturado em 8 capítulos distribuídos da seguinte forma:

- **Capítulo 1:** apresenta uma contextualização do problema e as justificativas do estudo a ser realizado por meio da apresentação dos objetivos gerais e específicos;
- **Capítulo 2:** apresenta um embasamento teórico dos conceitos referentes aos ciclos de potência e refrigeração, desempenho termodinâmico e exergia;
- **Capítulo 3:** apresenta uma Revisão da Literatura sobre os estudos envolvendo os sistemas de trigerção e os ciclos individuais que compõem o sistema;
- **Capítulo 4:** descreve a metodologia para o desenvolvimento do trabalho proposto, a ferramenta computacional selecionada e as considerações adotadas;

¹ Segundo Tolmasquim *et al.* (2003), quanto ao tamanho, os hospitais podem ser divididos em: pequeno porte (até 150 leitos); médio porte (entre 150 e 450 leitos), divididos também entre baixo e médio nível de conforto (consequentemente de consumo energético) e alto nível de conforto; grande porte (acima de 450 leitos). O Hospitais das Clínicas da Unicamp possui 419 leitos (Disponível em: <<https://www.hc.unicamp.br/node/170>>, acesso em: 27 novembro 2018).

- **Capítulo 5:** apresenta o resultado das validações, as grandezas termodinâmicas do banco de dados do simulador utilizado e também as validações das simulações dos ciclos termodinâmicos;
- **Capítulo 6:** apresenta os resultados da análise paramétrica realizada;
- **Capítulo 7:** apresenta uma análise econômica preliminar dos sistemas de trigeriação;
- **Capítulo 8:** trata sobre a conclusão do estudo e sugestões para trabalhos futuros.

2 Fundamentação Teórica

Este capítulo apresenta uma fundamentação teórica concisa sobre os principais conceitos utilizados ao longo da dissertação. Os temas abordados são: ciclos termodinâmicos (potência e refrigeração) e parâmetros de desempenho termodinâmico, levando em consideração a Primeira Lei e de Segunda Lei.

2.1 Ciclo de potência

Os ciclos de potência são divididos em dois grandes grupos:

- Tecnologias baseadas em combustão, *i.e.*, turbina a gás e microturbinas (ciclo Brayton), turbina a vapor (ciclo Rankine), motor de combustão interna (ciclo Otto ou Diesel) e motor Stirling;
- Tecnologias baseadas em eletroquímica, *i.e.*, células combustíveis.

Dentre as principais tecnologias de ciclo de potência disponíveis no mercado, a turbina a gás é a mais escolhida por possuir os menores custos de capital, manutenção, instalação e combustível (BOYCE, 2012). A Tabela 2.1 apresenta uma comparação econômica de diferentes tecnologias de geração de potência e as sessões subsequentes apresentam um breve resumo de cada tecnologia.

2.1.1 Turbinas a gás

O termo *turbina a gás* refere-se ao fluido de trabalho da turbina e é empregado em referência a um conjunto de três equipamentos: compressor, câmara de combustão e turbina. A geração de potência em uma turbina a gás é por meio de um ciclo de Brayton, que utiliza um gás como fluido de trabalho. O combustível é queimado em uma câmara de combustão juntamente com o ar comprimido, sendo que o produto da combustão rotaciona as pás da turbina produzindo trabalho, conforme apresentado na Figura 2.1. Os gases de exaustão são expelidos a uma faixa de temperatura entre 400 e 650 °C, dependendo da característica do combustível e são normalmente aproveitados para processos térmicos ou produção de vapor/água quente.

Tabela 2.1 – Comparação econômica de tecnologias de geração de potência.

Tecnologia	Motor a diesel	Motor a gás	Turbina a gás de ciclo simples	Micro turbina	Células combustíveis
Tamanho (kW)	20 - 100000+	50 - 7000+	500 - 450000+	30 - 200	50 - 1000+
Eficiência (%)	36-43%	28-42%	21-45%	25-30%	35-54%
Custos gerais (US\$/kW)	125-400	250-600	300-600	800-1200	1500-3000
Custos de partida (US\$/kW)	200-500	600-1000	400-280	1200-2400	2500-5000
Custos de O&M (US\$/kWh)	0,007-0,015	0,005-0,012	0,003-0,008	0,006-0,010	0,005-0,010
Planejamento e instalação (meses)	16-18	12-16	10-12	-	-

Fonte: Adaptada de Boyce (2012).

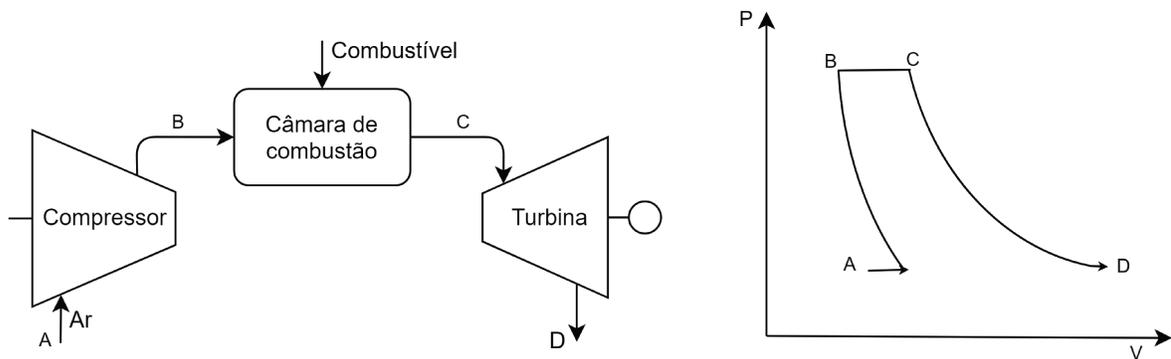


Figura 2.1 – Representação esquemática do ciclo de Brayton.

No qual algumas características de operação e condições de funcionamento podem ser resumidas segundo as etapas:

- Etapa A–B: ar em condições ambientes é admitido no compressor havendo um aumento de temperatura, pressão e entalpia;
- Etapa B–C: ar comprimido passa pela câmara de combustão onde é queimado juntamente com o combustível;
- Etapa C–D: ao sair da câmara de combustão, os gases quentes e com alta pressão passam pela turbina. Por ser um ciclo aberto, o exausto da turbina é mandado para a

atmosfera.

As turbinas a gás são tecnologias bem desenvolvidas no mercado e são as principais fontes primárias escolhidas por possuírem os menores custos de capital, manutenção, instalação e combustível (BOYCE, 2012). Elas são classificadas em seis grandes grupos:

- Turbinas de gás de grande potência: grandes unidades de geração de energia que variam de 3 a 480 MW em uma configuração de ciclo simples;
- Turbinas a gás derivadas de aeronaves: unidades de geração de energia que têm origem na indústria aeroespacial e foram adaptadas à indústria de geração elétrica. A potência dessas unidades varia entre 2,5 a 50 MW;
- Turbinas a gás do tipo industrial: turbinas que variam de 2,5 à 15 MW;
- Turbinas a gás de pequeno porte: Turbinas que variam de 0,5 à 2,5 MW;
- Microturbinas a gás: Turbinas que variam 20 à 350 kW. O crescimento dessas turbinas tem sido contínuo desde final dos anos 90, com o aumento no mercado de geração distribuída.

2.1.2 Microturbina a gás

As microturbinas são pequenas unidades geradoras de energia e possuem o mesmo princípio de uma turbina a gás, porém apresentam vantagens ambientais, energéticas e econômicas que favorecem a sua inserção no mercado. Segundo Jaramillo (2011) e Nascimento *et al.* (2014), em relação às tecnologias de combustão, os maiores benefícios das microturbinas são:

- baixa emissão de NO_x ¹;
- baixos níveis de ruído e de vibração;
- flexibilidade de combustível – gás natural, diesel, propano, biogás;
- dimensões reduzidas e simplicidade na instalação;
- modularidade – as conexões da micro-turbina com a rede/carga são feitas de modo *plug-and play* podendo se conectar diretamente em paralelo até 20 microturbinas sem necessidade de equipamentos adicionais;

¹ A microturbina da Capstone apresenta emissões atmosféricas de $\text{NO}_x < 9\%$ quando operando com plena carga com gás natural (CAPSTONE, 2009).

- baixo custo e pequena necessidade de manutenção;
- alta eficiência quando utilizada em cogeração e normalmente apresentam um recuperador entre o compressor
- Confiabilidade: a simplicidade do desenho, o acionamento rotativo e a mínima contaminação do sistema de lubrificação pelas impurezas dos combustíveis proporcionam uma elevada confiabilidade. Sendo que algumas microturbinas já têm 25.000 horas de operação entre paradas por falha ou para manutenção (RAMÍREZ, 2008).

A Figura 2.2 apresenta a unidade de uma microturbina. A atratividade das microturbinas está relacionada principalmente com a possibilidade de se conseguir níveis de desempenho satisfatório sem um aumento dramático nos valores da relação de pressão do ciclo e da temperatura da entrada da turbina, evitando assim o aumento dos custos de manufatura dos componentes. Além disso, a adoção de ciclos regenerativos faz das microturbinas a gás um competidor dos outros motores térmicos (RAMÍREZ, 2008).

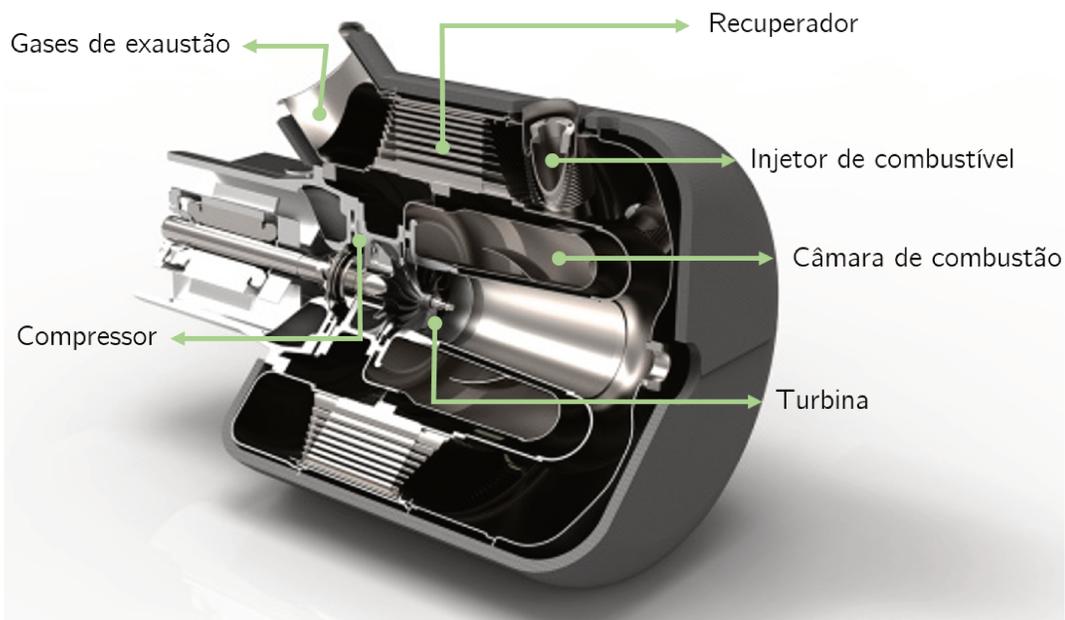


Figura 2.2 – Unidade de uma microturbina a gás.

Pelo fato da microturbina apresentar um recuperador, outra diferença comparada a uma turbina a gás convencional é a temperatura dos gases de exaustão, que são expelidos numa temperatura mais baixa, na faixa entre 250–300 °C (BO *et al.*, 2019).

Uma outra vantagem das microturbinas é que elas podem ser configuradas em paralelo e de forma independente com a rede elétrica local, eliminando a necessidade de equipamentos de sincronismo utilizados em sistemas convencionais de geração de energia elétrica. Neste caso, a eletricidade gerada tem a mesma tensão e frequência da rede e se comporta como uma fonte de corrente controlada. A operação em paralelo com a rede pode atender tanto carga base quanto carga de pico, entretanto, nem todas as características da rede podem ser conseguidas com estes sistemas, particularmente o suprimento de uma rápida demanda de potência (ativa ou reativa). Logo, a microturbina não deve ser vista como uma possível substituta da rede elétrica, mais sim como uma tecnologia que permite melhorar sua qualidade e confiabilidade (RAMÍREZ, 2008).

2.1.3 Turbinas a vapor

A turbina a vapor é um dos equipamentos mais versáteis e antigos ainda em produção. As turbinas a vapor têm gerado potência durante mais de 100 anos, quando elas substituíram os motores alternativos a vapor, devido a altas eficiências e baixos custos (JARAMILLO, 2011). Elas são divididas em duas configurações: contrapressão (pressão de descarga é superior à pressão atmosférica) e condensação (pressão de descarga é inferior à pressão atmosférica).

A geração de potência de uma turbina a vapor é por meio de um ciclo de Rankine, cujo principal fluido de trabalho é o vapor d'água. A Figura 2.3 ilustra o ciclo de Rankine ideal, no qual o vapor gerado pela caldeira é encaminhado para a turbina, produzindo trabalho por meio da rotação das pás acopladas a um eixo. Ao sair da turbina, o vapor perde calor por condensação, alterando sua fase para líquido a fim de ser bombeado para a caldeira, reiniciando o ciclo.

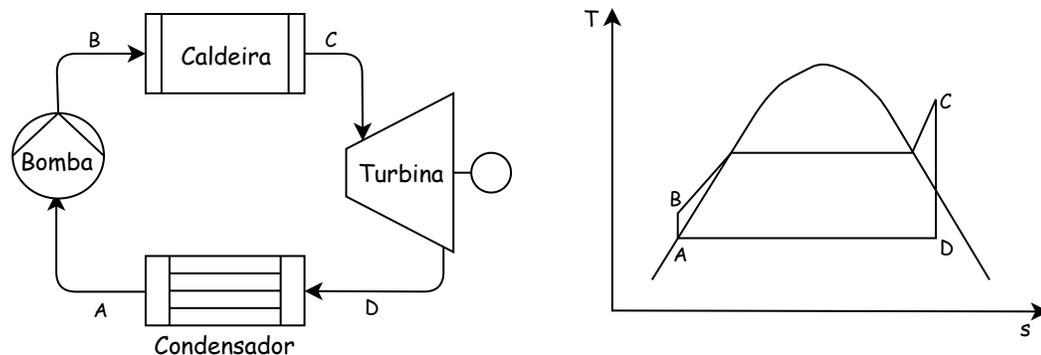


Figura 2.3 – Representação esquemática do ciclo de Rankine.

Contudo, a geração de potência por meio de fontes de calor com temperaturas inferiores a 400 °C torna o ciclo de Rankine convencional, em grande escala, menos eficiente

por aumentar consideravelmente os custos de geração. Isso pode ser justificado pelas elevadas temperaturas de vaporização do fluido de trabalho a pressões acima da atmosférica, somado à necessidade de realizar o superaquecimento do vapor antes de ingressar na turbina para evitar a erosão das pás desse equipamento (SOTOMONTE, 2015).

O ciclo de Rankine orgânico tem o mesmo princípio do ciclo de Rankine, porém utiliza fluido orgânico como fluido de trabalho. Segundo Al-Sulaiman *et al.* (2012), o ORC é normalmente utilizado quando uma fonte de baixa ou média temperatura está disponível e seu fluido de trabalho deve ter uma alta temperatura crítica para o calor residual ser utilizado mais eficientemente. De acordo com Sotomonte (2015), fontes de baixa temperatura são inferiores à 200 °C, fontes de média temperatura são compreendidas entre 200 - 350 °C e fontes de alta temperatura, acima de 350 °C.

Em geral, os fluidos de trabalho podem ser classificados em três categorias, de acordo com a inclinação dT/ds da curva de vapor saturado.

- fluidos úmidos: possuem inclinação negativa;
- fluidos secos: possuem inclinação positiva;
- fluidos isentrópicos: possuem inclinação infinita ou quase infinita.

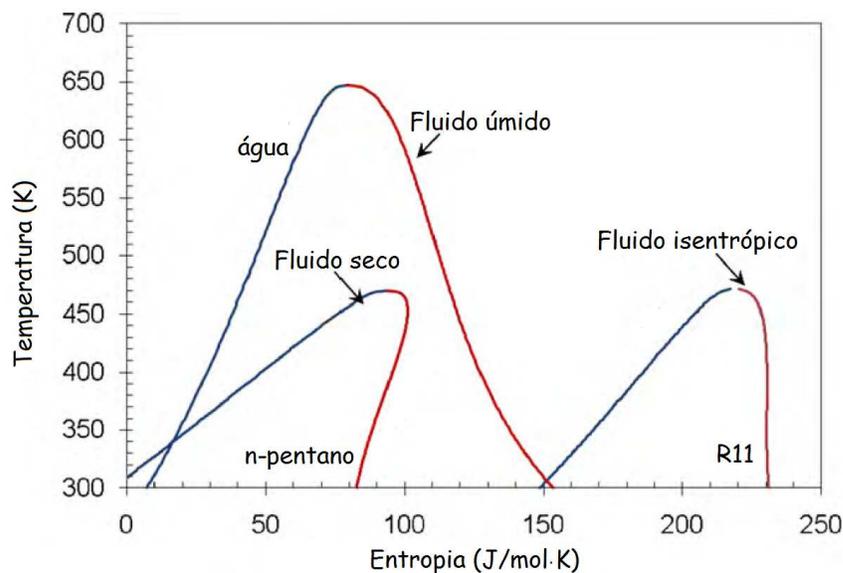


Figura 2.4 – Classificação dos fluidos de trabalho.

Fonte: adaptada de Chen *et al.* (2010).

2.1.4 Motor de combustão interna

Um motor de combustão interna (MCI) transforma a energia contida nas ligações químicas do combustível em energia mecânica. O calor liberado pela combustão aumenta a pressão no cilindro, movimentando o pistão que é contido nesses cilindros. A ignição do MCI pode ser comandada por uma faísca (normalmente operada por gás natural ou gasolina) ou por compressão (operado por produtos petrolíferos como o diesel). Para aplicações com menos de 1 MW, os MCI alternativos são os equipamentos de geração de energia mais comumente usados (OLAND, 2004).

2.1.5 Motor Stirling

O motor Stirling (MS) é um motor térmico que opera no ciclo de Carnot e é conhecido como motor de combustão externa, pois todo o calor é transferido pelas fronteiras do volume de controle. O MS precisa de uma quantidade fixa de fluido de trabalho permanentemente gasoso, como ar ou hélio e seu ciclo geral consiste em compressão, aquecimento, expansão e resfriamento e novamente compressão, repetindo o ciclo. Em um MS típico, cerca de 30% da entrada de calor é convertida em energia elétrica e o restante é rejeitado no sistema de refrigeração e nos gases de escape (MOUSSAWI *et al.*, 2017).

2.1.6 Células combustíveis

Uma célula combustível é um dispositivo que na presença de um eletrólito converte um combustível (hidrogênio) e oxigênio, em calor e água. Esse processo gera um potencial eletroquímico que conduz a corrente elétrica através de um circuito externo. As células combustíveis possuem alto custo inicial, mas geralmente apresentam altas eficiências elétricas sob cargas variáveis. A operação de uma célula combustível pode ser descrita por três componentes básicos: o reformador (extrai hidrogênio de um combustível gasoso), a pilha (material eletrolítico colocado entre os eletrodos carregados opostos), e o inversor (para ocorrer a conversão de corrente contínua em corrente alternada)(MOUSSAWI *et al.*, 2017).

2.2 Ciclos de refrigeração

Os ciclos de refrigeração são responsáveis por gerar a utilidade fria de uma planta. Os ciclos de compressão de vapor e os de absorção diferenciam-se principalmente pelo princípio de operação, pela força motriz e pelos fluidos normalmente utilizados. O ciclo de compressão de vapor ainda se sobressai dentre os demais pela versatilidade de aplicações (DINÇER; KANOGLU, 2010).

2.2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Um dos sistemas de refrigeração mais utilizado nos setores doméstico, comercial e industrial é o ciclo de compressão de vapor (VCC, do inglês “*Vapor Compression Cycle*”). A configuração mais simples de um VCC apresenta 4 equipamentos principais: válvula de expansão (VE), evaporador, compressor e condensador, conforme Figura 2.5. O ciclo utiliza como fluido de trabalho, um fluido refrigerante, que possui a propriedade de absorver calor, resfriando um ambiente de maneira controlada. Ao absorver o calor do ambiente e resfriá-lo, o fluido refrigerante passa da fase líquida para a gasosa, uma vez que evapora ao absorver calor e liquefaz ao ceder calor.

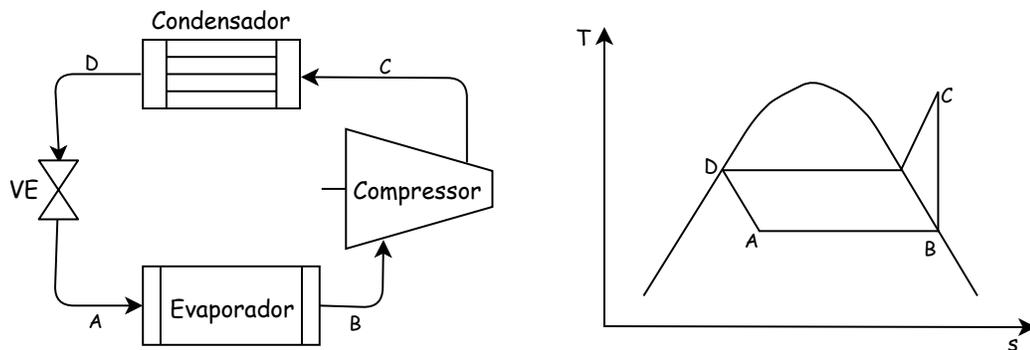


Figura 2.5 – Representação esquemática do ciclo de compressão de vapor.

2.2.2 Ciclo de refrigeração por absorção

Diferentemente de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (VCC) que utiliza a energia elétrica como fonte de energia do processo, o sistema de refrigeração por absorção (SRA) utiliza uma fonte térmica de baixa temperatura, sendo capaz de produzir a utilidade fria a partir do calor residual do processo que seria desperdiçado.

O SRA é frequentemente tratado como uma máquina que opera com duas pressões internas: uma alta e outra baixa. Ele é composto por gerador, absorvedor, trocadores de calor, bomba e válvulas de expansão, conforme apresentado na Figura 2.6. O funcionamento do SRA é por meio da utilização de um par refrigerante/absorvente, sendo os dois mais citados na literatura os pares $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (HEROLD *et al.*, 1996).

Algumas características desejáveis para esses pares de trabalho empregados são listadas a seguir (HOLMBERG; BERNTSSON, 1990).

- A diferença do ponto de ebulição entre o refrigerante puro e a mistura, à mesma pressão, deve ser a maior possível. O refrigerante deve ser mais volátil do que o absorvente, de modo que o primeiro seja facilmente separado do segundo por fornecimento de calor;

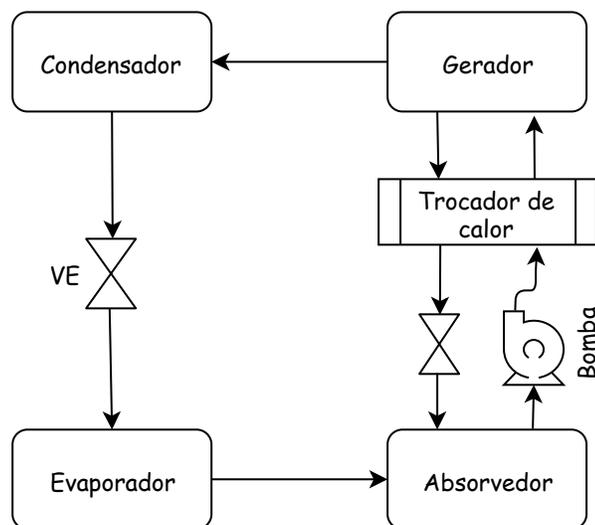


Figura 2.6 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção.

- O refrigerante deve ter uma alta entalpia de vaporização e uma alta concentração no absorvente, a fim de manter uma baixa taxa de circulação entre o gerador e o absorvedor por unidade de capacidade de resfriamento;
- Ausência de fase sólida nas faixas de temperatura e concentração às quais o par de trabalho é submetido, pois essa formação pode ocasionar obstrução de fluxos das correntes;
- Tanto o refrigerante quanto o absorvente devem ser não corrosivos, favoráveis ao meio ambiente e de baixo custo.

Os primeiros SRAs que surgiram no mercado empregavam a mistura amônia-água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) como refrigerante/absorvente. Esse fluido de trabalho foi proposto pelo engenheiro francês Ferdinand Carré em 1859 (SHIKHIRIN *et al.*, 2001) e ainda é bastante usado no presente. Devido à toxicidade da amônia os SRAs que operam com esse fluido de trabalho são, em geral, restritos ao uso em áreas abertas para permitir a dissipação de eventuais vazamentos (LIAO; RADERMACHER, 2007). Por outro lado, sob os pontos de vista do aquecimento global e da degradação da camada de ozônio, a amônia é considerada uma substância ambientalmente amigável (SILVA, 2011); (ARAÚJO, 2013).

Outro par de trabalho comumente usado em SRAs é o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (refrigerante/absorvente), o qual, em razão de suas propriedades termofísicas, é uma das melhores escolhas entre centenas de opções de pares disponíveis (HEROLD *et al.*, 1996). De acordo com Liao e Radermacher (2007), esse par caiu em uso generalizado após 1945, ano em que o LiBr foi introduzido em aplicações de condicionamento de ar em edifícios. A

água é neutra e não exibe a toxicidade da amônia, porém SRAs com $H_2O/LiBr$ apresentam um inconveniente operacional: o risco de cristalização do $LiBr$ nas tubulações e, caso esse risco se concretize, a necessidade de restabelecimento da operação normal do sistema, o que consome tempo e esforço consideráveis. Outro problema de operação em SRAs com $H_2O/LiBr$ é a corrosão, que pode acontecer quando há a presença de oxigênio dissolvido no $LiBr$, tornando essa solução extremamente agressiva a muitos materiais, inclusive ao aço carbono e ao cobre (ARAÚJO, 2013).

2.3 Trigeração

A cogeração e trigeração são tecnologias desenvolvidas que reduzem os problemas de baixa eficiência dos sistemas convencionais de produção de demandas separadas, também chamado de SCHP (do inglês “*Separate Cooling, Heating and Power*”). Nos sistemas SCHP, as demandas de eletricidade e do chiller elétrico são fornecidas pela energia elétrica, enquanto as demandas de aquecimento são fornecidas pela queima de um combustível. Já nos sistemas CCHP (do inglês “*Combined Cooling, Heating and Power*”), as demandas de eletricidade e utilidades quente e fria são fornecidas simultaneamente pela mesma fonte primária.

A Figura 2.7 ilustra um esquema de sistemas SCHP e CCHP (EBRAHIMI; KESHAVARZ, 2015), no qual é possível perceber que para fornecer as mesmas demandas, o CCHP consome menos combustível (37,8% menos) que o SCHP, o que significa uma economia de combustível e redução das emissões de gases poluentes.

- Para o SCHP, a eletricidade é recebida da rede e foi considerado que a eficiência geral da usina, transmissão e distribuição de rede é de 30%. O aquecimento é fornecido por uma caldeira com efetividade de 80% e o resfriamento por um chiller de absorção com coeficiente de desempenho (COP) de 0,7.
- Na unidade CCHP, a eletricidade é fornecida pelo equipamento principal e o aquecimento e resfriamento é feito usando o calor residual.

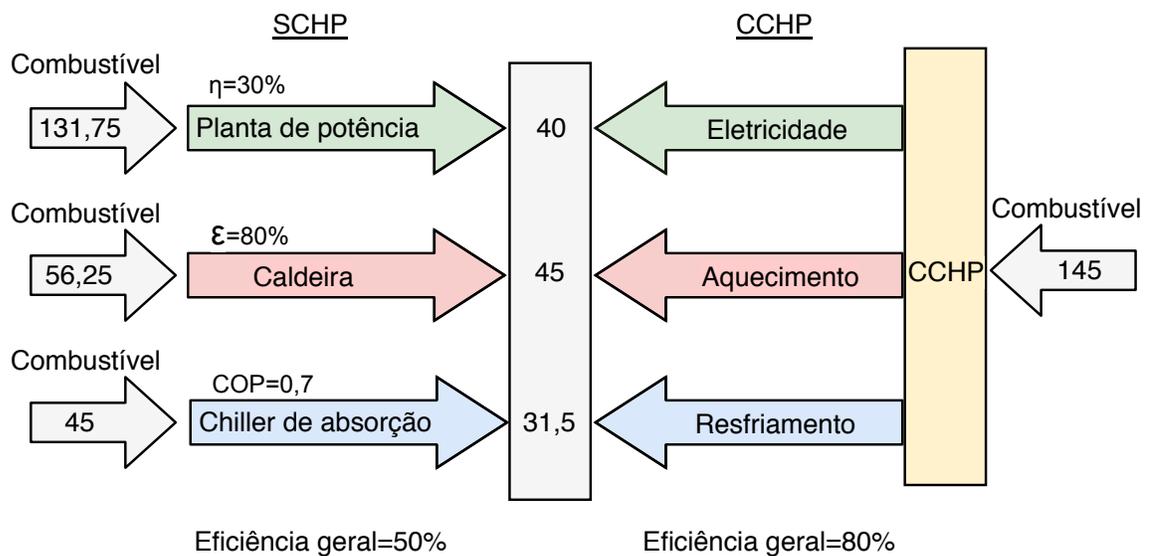


Figura 2.7 – Comparação entre sistemas SChP e CChP.

Fonte: Adaptada de Ebrahimi e Keshavarz (2015).

2.4 Índices de impacto ambiental

Alguns grupos de fluidos refrigerantes são responsáveis pela destruição da camada de ozônio, além de aumentar o aquecimento global. Por isso, o desempenho dos sistemas de refrigeração tem sido afetado pelas metas estipuladas nos protocolos internacionais para mitigar o impacto ambiental. Os índices ambientais mais comuns para quantificar esses impactos ambientais e auxiliar na seleção dos pares refrigerantes de menor impacto ao meio ambiente são o GWP (do inglês – “*Global Warming Potential*”), ODP (do inglês – “*Ozone Depletion Potential*”) e TEWI (do inglês – “*Total Equivalent Warming Impact*”).

O índice GWP mede a potencialidade de uma substância contribuir para o aquecimento global em relação ao gás dióxido de carbono (CO_2), geralmente por um período de 100 anos. O índice ODP mensura o potencial de destruição da camada de ozônio causada por uma determinada substância química. Esse índice é calculado em relação ao refrigerante de referência R11 (Tricloromonofluoreto), para o qual o ODP foi normalizado como 1 (DINÇER; KANOGLU, 2010). Já o índice TEWI avalia o desempenho de um sistema de refrigeração e sua influência no meio ambiente, principalmente no aquecimento global. Esse índice contabiliza as somas das emissões diretas associadas ao fluido refrigerante com as emissões indiretas, oriundas do processo de obtenção da energia elétrica gerada para alimentar o sistema de refrigeração que o utiliza, em kg de CO_2 (PEREIRA, 2010). Com isso, o desenvolvimento de tecnologias no setor de refrigeração está diretamente relacionado aos aspectos ambientais dos fluidos refrigerantes.

2.5 Avaliação do desempenho termodinâmico

O desempenho termodinâmico dos sistemas de trigerção será avaliado a partir das análises de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

2.5.1 Análise energética

A análise energética é o método tradicionalmente usado para avaliar o uso da energia e tem como princípio a 1ª Lei da Termodinâmica (1LT). Esta análise contabiliza os fluxos de energia de entrada e saída da fronteira sistema, enquanto que a eficiência termodinâmica (η_{1LT}) do sistema normalmente é representada pela relação entre a energia dos produtos pelo total de energia fornecida ao sistema.

$$\eta_{1LT} = \frac{\text{Energia}_{\text{produtos}}}{\text{Energia}_{\text{entradas}}} \quad (2.1)$$

O parâmetro de desempenho termodinâmico baseado na 1LT é utilizado tanto para ciclos de potência (η_{pot}) quando para ciclos de refrigeração (COP – do inglês “*Coefficient of Performance*”). O COP é definido pela razão entre a energia obtida no produto pela somatória das forças motrizes do sistema, sendo o mesmo um fator adimensional. Para um SRA, ele se reduz à razão da carga térmica do evaporador (\dot{Q}_{evap}) pelo calor fornecido ao sistema (\dot{Q}_{ger}).

$$\eta_{\text{pot}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad (2.2)$$

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Força motriz consumida}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}}} \quad (2.3)$$

Para o sistema de trigerção, a análise energética é feita a partir do fator de utilização de energia (FUE_{tri}) do sistema global, definido pela relação entre a energia dos produtos, ou seja, potência líquida (\dot{W}_{liq}), utilidade quente (\dot{Q}_{vap}) e utilidade fria (\dot{Q}_{evap}), pelo total de energia fornecida ao sistema ($\dot{Q}_{\text{fornecido}}$).

$$\text{FUE}_{\text{tri}} = \frac{\text{Energia}_{\text{produto}}}{\text{Energia}_{\text{entrada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}} + \dot{Q}_{\text{vap}} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{forn}}} \quad (2.4)$$

O FUE_{tri} , apresentado na Equação (2.4) é um dos parâmetros mais utilizados para a avaliação do desempenho de sistemas de cogeração/trigeração e é diferenciado da eficiência térmica, que é comumente usada para sistemas de potência com um único produto (energia elétrica) (ARTEAGA, 2010).

Entretanto, a análise energética não é capaz de identificar os locais onde acontecem as irreversibilidades do processo, sendo necessária, uma análise de Segunda Lei para poder quantificar e qualificar essas irreversibilidades, visando melhorar o desempenho do sistema.

2.5.2 Análise exergetica

A análise exergetica, consiste em identificar as principais fontes de degradação da qualidade da energia por meio de um balanço de entropia combinado com o balanço de energia, a fim de obter um melhor uso dos recursos energéticos e reduzir as irreversibilidades do processo. Esta análise leva a um melhor entendimento da influência da análise termodinâmica com respeito à eficiência do processo, permitindo também uma comparação dos diferentes fatores termodinâmicos e a determinação da forma efetiva de otimizar o processo em consideração (SZARGUT *et al.*, 1988). A Tabela 2.2 apresenta uma comparação entre energia e exergia.

Tabela 2.2 – Comparação entre energia e exergia.

Energia	Exergia
Conservada em todos os processos	Conservada em processos reversíveis e não conservada em processos reais
Calculada com base em qualquer estado de referência	O estado de referência é imposto pelo meio ambiente
Medida da quantidade, mas não da qualidade	Medida da quantidade e da qualidade
Baseada na 1LT	Baseada na combinação da 1LT e 2LT
Função de estado	Função de estado
Aparece em várias formas (<i>i.e.</i> , trabalho, calor, energia cinética e energia potencial) e é mensurada dessa forma	Aparece em várias formas (<i>i.e.</i> , trabalho, calor, exergia cinética e exergia potencial) e é mensurada com base no trabalho equivalente ou na capacidade de produzir trabalho

Segundo Bejan *et al.* (1996), a exergia é definida como a máxima quantidade de trabalho útil que poderia ser extraída deste sistema por meio de processos termodinâmicos até que o mesmo atinja um estado de equilíbrio (térmico, mecânico e químico) com o ambiente de referência, normalmente, é o meio ambiente com uma temperatura de 298,15 K e uma pressão de 101,325 kPa. A Equação (2.5) apresenta o balanço de exergia de um sistema.

$$\frac{d\dot{E}x}{dt} = \sum_{j=1}^n \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_{e=1}^m \dot{m}_e ex_e - \sum_{s=1}^k \dot{m}_s ex_s - \dot{E}x_d \quad (2.5)$$

sendo que:

- $\sum_{j=1}^n \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j$ representa as transferências de exergia associada ao calor, sendo T a temperatura e \dot{Q} a taxa de transferência de calor;
- \dot{W} representa as transferências de exergia associada ao trabalho, sendo \dot{W} a taxa de transferência de trabalho;
- $\sum_{e=1}^m \dot{m}_e ex_e - \sum_{s=1}^k \dot{m}_s ex_s$ representam as transferências de exergia associadas aos fluxos mássicos do volume de controle, sendo 'e' e 's' os índices respectivamente de entrada e saída.

A exergia específica pode ser obtida pela soma de quatro componentes: física, química, potencial e cinética. As componentes cinéticas e potencial estão relacionadas ao movimento e à posição do sistema e podem ser excluídas da equação quando encontram-se paradas em relação ao sistema e ao mesmo nível do ambiente. Caso contrário, as exergias potencial e cinética podem ser integralmente convertidas em outras formas de trabalhos, considerando-as, portanto, iguais às componentes potencial e cinética da energia (FÁBREGA, 2010).

$$ex = ex^{\text{fis}} + ex^{\text{qui}} + ex^{\text{pot}} + ex^{\text{cin}} \quad (2.6)$$

A exergia física é definida como o trabalho máximo obtido ao trazer um sistema de um estado a qualquer pressão e temperatura para o equilíbrio restrito (mecânico e térmico), com relação às condições do ambiente de referência T_o e P_o por meio de processos físicos. O cálculo da exergia física é apresentado na Equação (2.7).

$$ex^{\text{fis}} = h - h_o - T_o (s - s_o) \quad (2.7)$$

Os termos h e s representam respectivamente a entalpia e a entropia da corrente, enquanto o h_o e s_o representam a entalpia e entropia da corrente avaliadas no estado de referência.

Já a exergia química é definida como o trabalho máximo obtido ao trazer um sistema do estado de referência restrito para o estado morto, caracterizado pelo equilíbrio térmico, mecânico e químico. A contabilização da exergia química é importante quando existem reações químicas, mistura de componentes e mudança de fase. A Equação (2.8) apresenta o cálculo de exergia química.

$$ex^{\text{qui}} = \sum x_k \bar{e}x_k^{\text{qui}} + RT_o \sum x_k \ln(x_k) \quad (2.8)$$

Em que x_k representa a composição molar do componente k ; ex_k^{qui} é a exergia química padrão do componente k , R a constante universal dos gases e T_o a temperatura do ambiente de referência.

A destruição de exergia é um dos parâmetros de desempenho termodinâmico utilizado para análise exergética para o cálculo do potencial de trabalho perdido devido às irreversibilidades do sistema. A Equação (2.9) apresenta o balanço de exergia em regime permanente.

$$\dot{E}x_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s \quad (2.9)$$

Nesse estudo, a eficiência exergética é definida por dois critérios, o primeiro, denominado por Kotas (1995) de eficiência racional, avalia um processo na qual exista um produto útil e um insumo definido, sendo definida pela razão entre as exergias produto e a exergia de insumo do processo.

$$\psi_{\text{tri}} = \frac{\text{Exergias}_{\text{produto}}}{\text{Exergia}_{\text{insumo}}} \quad (2.10)$$

Com base nessa definição, a eficiência racional é apresentada na Equação (2.11).

$$\psi_{\text{tri}} = \frac{\dot{W} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{vapor}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{vap}} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{evap}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{E}x_{\text{comb}}} \quad (2.11)$$

Em que T_{vapor} e T_{evap} representam a temperatura no processo de aquecimento e no evaporador do SRA, respectivamente. $\dot{E}x_{\text{comb}}$ representa a exergia do combustível. A Equação (2.12) apresenta o cálculo da $\dot{E}x_{\text{comb}}$, que representa a exergia química e física da queima do combustível.

$$\dot{E}x_{\text{comb}} = \dot{E}x_{\text{comb}}^{\text{qui}} + \dot{E}x_{\text{comb}}^{\text{fis}} \quad (2.12)$$

O segundo critério de eficiência exergética é definido principalmente para sistemas dissipativos, no qual não é possível identificar um “produto” em um volume de controle, definido pela relação entre todas as exergias de saída e entrada. Pode ser determinada de uma forma genérica como a razão entre a exergia recuperada pelo sistema pela exergia fornecida, apresentado em (2.13).

$$\eta_{ex,tri} = \frac{\text{Exergia}_{\text{saída}}}{\text{Exergia}_{\text{entrada}}} \quad (2.13)$$

Uma vez apresentada a fundamentação teórica em que o trabalho está baseado, o capítulo seguinte apresenta uma revisão dos trabalhos publicados que analisaram os sistemas de trigeriação.

3 Revisão da Literatura

Neste capítulo é apresentada uma revisão do estado da arte sobre os temas centrais desse estudo a fim de auxiliar na compreensão e na análise de todos os assuntos abordados e discutidos.

Os sistemas de trigerção podem ser formados por diferentes configurações de ciclos termodinâmicos, além disso, esse trabalho investiga a possibilidade de um segundo ciclo de potência ser adicionado, o ciclo de Rankine orgânico (ORC). Sendo assim os conceitos relevantes dos principais tópicos e o resumo dos principais trabalhos consultados para a realização dessa dissertação são apresentados em três linhas centrais:

- Sistemas de trigerção
- Ciclo de Rankine orgânico
- Avaliação econômica

O estado da arte contribuiu para definir a configuração escolhida dos sistemas de trigerção, assim como os fluidos de trabalhos de cada ciclo.

3.1 Tecnologia de ciclos combinados

A tecnologia da cogeração, também chamada de CHP (do inglês, “*Combined Heating and Power*”) surgiu na Europa no final da década de 80 e nos EUA no início do século XX. A disponibilidade de caldeiras a carvão e turbinas a vapor fizeram que a maioria das plantas industriais gerasse sua própria eletricidade (ROQUE *et al.*, 2010). A trigerção, também chamada de CCHP (do inglês, “*Combined Cooling, Heating and Power*”) é um conceito estendido de cogeração (uma tecnologia comprovada e confiável com mais de 100 anos de história), utilizada principalmente em plantas de energia de larga escala e com aplicações industriais (WU; WANG, 2006).

Por mais que existam plantas de cogeração e trigerção disponíveis no mercado, diversos trabalhos continuam estudando os ciclos combinados. Existe uma ampla gama de tecnologias disponíveis para compor esses sistemas e várias aplicações. Segundo Memon e Memon (2017) os setores industriais, de serviços e os residenciais são os principais candidatos da trigerção, visto que esses setores possuem demandas consideráveis de aquecimento e

resfriamento. Paralelamente, a crescente tendência de diminuir o uso dos combustíveis fósseis, combinada a um aumento da regulamentação ambiental e aquecimento global, levam a custos de produção de energia mais altos e intensificam as pesquisas para desenvolver sistemas energéticos mais eficientes.

As aplicações de sistemas de trigerção são bastante abrangentes no setor industrial, no qual as demandas de energia elétrica e utilidades quente e fria são elevadas, por isso, a melhoria da eficiência energética na indústria não proporciona apenas benefícios econômicos, mas também benefícios de proteção ambiental, sustentabilidade social, segurança no fornecimento de energia, competitividade industrial. Além disso, Fischer *et al.* (2007) relataram que cerca de 57% dos insumos de energia primária são perdidos antes de atingir as atividades destinadas.

Além do setor industrial, o setor de serviços, *i.e.*, hospitais, hotéis, aeroportos e supermercados; e o setor residencial também são fortes candidatos à trigerção, visto que esses setores apresentam as demandas de energia elétrica e de utilidades quente e fria. Cardona *et al.* (2006) desenvolveram um projeto de uma planta de trigerção no aeroporto internacional de Malpensa, em Milão, por meio de uma otimização linear orientada para o lucro, além de uma série de simulações em planta, na qual uma análise energética e de fluxo de caixa indicaram uma significativa economia anual de energia além de redução das emissões de poluentes. A configuração do sistema incluía duas turbinas a gás de 10,5 MW cada, duas caldeiras de recuperação de calor e seis chillers de absorção com capacidade de 4,1 MW cada.

Arteconi *et al.* (2009) analisaram um sistema de trigerção com as demandas de um supermercado na Itália cuja capacidade elétrica média era de 828,5 kW e mostraram que a tecnologia é viável não apenas energeticamente como economicamente. Os casos de trigerção foram analisados para atender as demandas de eletricidade, utilidades quente e fria, sendo que a utilidade fria seria tanto utilizada para climatização quanto para resfriamento de alimentos. O uso do motor de combustão interna combinado com um SRA de H₂O/LiBr obteve um retorno de investimento de 5 anos, enquanto o mesmo sistema combinado com SRA de NH₃/H₂O obteve um retorno de investimento menor que 5 anos.

Carvalho *et al.* (2012) projetaram um sistema de trigerção utilizando gás natural para um hospital de médio porte localizado na Espanha, a fim de reduzir custos anuais totais e emissões de CO₂. Teke *et al.* (2015) apresentaram uma nova metodologia para determinar as razões de capacidade ótimas em uma planta de trigerção com motor de combustão interna aplicada a um hospital de médio porte na Turquia, usando o perfil de consumo de energia. Além disso, Teke *et al.* (2015) estimaram que o potencial de economia do hospital estudado foi em torno de 19% com o uso de plantas de trigerção à base de gás natural.

Alexis e Liakos (2013) estudaram a possibilidade de implementar um sistema de trigeração em um hospital na Grécia, a partir do gás natural. O custo anual de energia foi reduzido em 32,4%, bem como uma redução de energia primária em 28% e uma significativa redução das emissões de poluentes.

Para o setor residencial, Memon e Memon (2017) analisaram um sistema de trigeração utilizando os gases de exaustão de turbinas a gás para atender as demandas de aquecimento e resfriamento dos edifícios residenciais. O impacto de vários parâmetros operacionais foi avaliado no desempenho do sistema, na destruição exergética e nas emissões de CO₂, na qual, as condições correspondentes à maximização da eficiência energética e exergética foram investigadas. Os resultados revelaram que a produção de energia líquida diminuiu enquanto a redução de emissões de CO₂, a taxa de aquecimento e resfriamento aumentaram com um aumento na fração de fluxo de gases de escape na turbina a gás. Além disso, os resultados mostraram que o gerador do SRA possui a maior destruição de exergia de mistura do sistema.

A fonte de energia utilizada nos sistemas de trigeração pode ser proveniente da queima de óleo, carvão, biomassa, gás natural e solar. Segundo Ameri *et al.* (2010), o gás natural é um dos combustíveis mais atrativos devido à sua disponibilidade, baixo preço e conversão apresentada.

Ao longo dos últimos anos, as constantes preocupações do setor de energia ligadas ao esgotamento dos combustíveis fósseis e aquecimento global intensificaram as pesquisas para desenvolver sistemas energéticos mais eficientes. Al-Sulaiman *et al.* (2012) realizaram uma análise energética e exergética em um sistema de trigeração usando um ORC a partir da biomassa de serragem de pinho. O desempenho termodinâmico do sistema foi avaliado para os seguintes parâmetros: temperatura no ponto *pinch* do evaporador, temperatura na entrada da bomba e pressão de entrada na turbina. O ORC foi utilizado pois a fonte de temperatura para acioná-lo era entre média e baixa. O SRA simulado foi semelhante ao modelado por Herold *et al.* (1996), que utiliza H₂O/LiBr como par refrigerante/absorvente.

O melhor desempenho da trigeração no trabalho de Al-Sulaiman *et al.* (2012) foi para temperatura no ponto *pinch* do evaporador, temperatura na entrada da bomba e pressão de entrada na turbina de 20 K, 345 K e 2000 kPa, respectivamente. Para essa situação ótima, o sistema de trigeração alcançou eficiência energética de 88%, versus 12% de eficiência caso apenas a eletricidade fosse gerada. A eficiência exergética nessas condições também se mostrou mais satisfatória para o sistema de trigeração, na qual obteve 27,5% contra 12% para energia elétrica.

Além de realizar a análise energética e exergética em sistemas de trigeração, Ahmadi *et al.* (2012a) avaliaram um sistema de trigeração a partir de uma análise exergo-ambiental,

utilizando um ciclo de Brayton acoplado com um ORC. Essa análise foi utilizada para determinar a emissão de CO₂ de cada equipamento. Além disso, o objetivo do trabalho foi determinar o índice de sustentabilidade para o sistema e quantificar sua variação com a destruição exergética, estabelecendo uma relação entre eficiência exergética, destruição exergética e índice de sustentabilidade. Os resultados mostraram que a eficiência exergética e o índice de sustentabilidade do sistema aumentam com o incremento da razão de compressão no compressor e temperatura de entrada da turbina. Além disso, o sistema de trigerção exibiu emissões de CO₂ menores, se comparado com os sistemas que geram apenas eletricidade.

Pastel *et al.* (2017) propuseram um sistema que integra o ORC e um sistema de refrigeração em cascata que utiliza o VCC e o SRA. Com isso, a eficiência energética utilizando o n-pentano como fluido de trabalho foi de 79%. Além disso, uma análise econômica revelou que o período de retorno de investimento (*paypack*) e o ponto de equilíbrio para o sistema híbrido proposto foram de 6,2 anos e 4,9 anos, respectivamente. Leonzio (2018) comparou um sistema de trigerção com um sistema de cogeração (produção de eletricidade e vapor) e constatou que o sistema de trigerção produz 28% a mais de energia e 40% a menos de emissões de CO₂.

Mohammadi e McGowan (2018) estudaram ciclos híbridos de diferentes configurações usando sistema de refrigeração por absorção e ciclo Rankine a vapor regenerativo com condensação e extração de vapor, acionado por painel solar, para aplicação residencial. Os autores concluíram que as configurações que utilizaram extração de vapor com temperatura e pressão mais baixas foram mais eficientes. Além disso, a configuração de trigerção mais eficiente foi identificada quando eram utilizados destilação de múltiplos efeitos e SRA de efeito único integrados ao ciclo Rankine.

Calise *et al.* (2018) apresentaram os principais trabalhos atuais relacionados à simulação de sistemas de poligeração. Além de produzir potência e utilidades, um sistema de poligeração permite obter outros produtos como: hidrogênio, gás, biodiesel, fertilizantes e água potável por meio de uma ou várias fontes de energia. O artigo analisa diferentes tecnologias concentrando nas estratégias de controle implementadas para o gerenciamento adequado dos sistemas de poligeração em geral

Sevinchan *et al.* (2019) analisaram energeticamente e exergicamente um sistema de multi-geração movido a biogás com diferentes subsistemas, como digestor de biomassa de dois estágios, ciclo Brayton de tipo aberto, ciclo orgânico de Rankine (ORC), resfriador de absorção de efeito único, recuperação de calor, unidade de separação de água. Os autores concluíram que a eficiência energética geral do sistema proposto é de 72,5% com energia elétrica de 1078 kW, aquecimento de 198 kW, potência de resfriamento de 87,54 kW, cerca

de 40 kg de produção de água diários.

3.2 Ciclo de Rankine orgânico

Ciclos de Rankine Orgânico empregam fluidos orgânicos em substituição ao vapor d'água. Segundo Wu *et al.* (2018), o ORC é uma tecnologia que está crescendo rapidamente graças a sua adaptabilidade quando a fonte térmica é limitada, a ponto de torná-la mais atrativa técnica e economicamente quando comparada aos ciclos de Rankine a vapor (SRC, do inglês “*Steam Rankine Cycle*”) (MACCHI, 2017). Ciclos com água apresentam boa eficiência a alta pressão e temperatura, o que exige o aumento das medidas de segurança que não são economicamente viáveis em pequena escala (DRESCHER; BRUGGEMANN, 2007).

A configuração básica e os princípios termodinâmicos do ORC e SRC são semelhantes. O ORC têm várias vantagens sobre os sistemas convencionais a vapor. Segundo Tian e Shu (2017) sob as mesmas condições da fonte de calor e restrições na temperatura no ponto *pinch*, o SRC precisa de uma vazão muito menor comparado ao ORC devido à sua alta capacidade calorífica e alto calor latente da água, o que leva a dificuldades tecnológicas no processo de projeto e fabricação da turbina.

Uma outra vantagem do ORC é a alta eficiência das turbinas em relação ao SRC. Sob as mesmas temperaturas de evaporação e condensação, a razão de expansão do SRC é consideravelmente maior que o ORC, levando a turbinas grandes e com multi-estágios. A menor razão de expansão e variação de entalpia do ORC, permite uma alta eficiência isentrópica com um número reduzido de estágios, tamanho razoável e preços competitivos (ASTOLFI *et al.*, 2014).

Por ser usado com fontes de média e baixa temperatura, o ORC possui a vantagem de poder ser usado para diferentes tipos de fontes de calor, como por exemplo: combustão de biomassa, sistemas geotérmicos, sistemas de dessalinização solar e calor residual (SAFARIAN; ARAMOUN, 2015). Em relação ao calor residual, a fonte de calor utilizada pode ser encontrada em todas as áreas da indústria. O calor residual, com temperaturas entre 200 – 400 °C pode ser encontrado nas indústrias de cimento, siderúrgicas, vidro, metais não ferrosos, tijolos e processamento de cerâmica, enquanto o calor residual no nível de 150 °C é identificado, principalmente, em setores alimentícios, produtos químicos e refinarias (SOTOMONTE, 2015).

Visto que os fluidos orgânicos são considerados fluidos secos, *i.e.*, possuem inclinação positiva na curva de saturação do vapor do diagrama de temperatura *versus* entropia, os resultados de Mago *et al.* (2008) e Yari (2009) indicaram que um fluido orgânico fosse operado, preferencialmente, em sua condição de saturação para reduzir as irreversibilidades

do sistema, visto que o aumento do grau de superaquecimento diminuiu a exergia do sistema. Além disso, Yari (2009) e Al-Sulaiman *et al.* (2012) também constataram que a eficiência de um ORC tem uma fraca dependência com a pressão de entrada da turbina, não sendo necessário o superaquecimento para aumentar a eficiência do ciclo, como é intuitivo para o SRC. Para Maizza e Maizza (1996) é conveniente ter uma pressão de vapor moderada na faixa de 0,1 – 2,5 MPa nos trocadores de calor.

Devido ao fato do ORC ser aplicado em uma faixa variada de temperatura, um dos grandes desafios desse ciclo é a seleção do fluido de trabalho mais adequada para cada aplicação. Numerosos fluidos podem ser usados em ciclos orgânicos Rankine, incluindo hidrocarbonetos, HCFCs, HFCs, siloxanos, álcoois ou mesmo misturas de fluidos, sendo que a seleção é baseada em muitos critérios diferentes (AGROMAYOR; NORD, 2017).

De acordo com os trabalhos de Drescher e Bruggemann (2007), Quoilin *et al.* (2012) e Saloux *et al.* (2018) ao selecionar um fluido de trabalho, alguns critérios gerais devem ser levados em consideração:

- Propriedades termodinâmicas:
 - Baixa viscosidade;
 - Alta condutividade;
 - Pressão de evaporação aceitável;
 - Pressão acima de atmosférica.
- Estabilidade do fluido e compatibilidade com materiais em contato;
- Aspectos de segurança, saúde e meio ambiente;
- Disponibilidade e custo.

De acordo com os trabalhos de Ahmadi *et al.* (2012a) e Al-Sulaiman *et al.* (2012), a escolha de um fluido orgânico é baseada em sua temperatura crítica, porém de acordo com as conclusões de Liu *et al.* (2004) a eficiência térmica de vários fluidos de trabalho tem uma baixa dependência da temperatura crítica. Para Liu *et al.* (2004), um sistema tem um melhor desempenho se a diferença de temperatura no evaporador da fonte de calor e a temperatura do fluido for reduzida, devido a diminuição das irreversibilidades. Mago *et al.* (2008) e Yari (2009) concluíram que a temperatura do ponto de ebulição de um fluido orgânico influencia a eficiência térmica do sistema, sendo que quanto maior a temperatura de ebulição de um fluido orgânico, maior foi a eficiência do sistema. Além disso, segundo Chen *et al.* (2010)

e Maizza e Maizza (1996) fluidos orgânicos com alto calor latente e baixo calor específico são preferíveis, enquanto para Yamamoto *et al.* (2001) a preferência é para fluidos de baixo calor latente para a melhor condição de operação.

A seleção de fluidos de trabalho continua sendo uma importante área de pesquisa do ORC. Toffolo *et al.* (2014) realizaram uma abordagem de múltiplos critérios para a seleção ideal de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto em sistemas de ciclo Rankine orgânico. O método foi aplicado para avaliar comparativamente o desempenho de dois fluidos de trabalho, isobutano e R134a, no intervalo de temperatura entre 130–180 °C. Os resultados mostraram que a configuração ideal do ciclo, na maioria dos casos, é subcrítica para isobutano e supercrítica para R134a. Os resultados mostraram que a potência máxima de saída do R134a foi superior ao isobutano para todas as temperaturas consideradas.

Haerving *et al.* (2016) apresentaram diretrizes gerais sobre como escolher o fluido de trabalho ideal com base na temperatura da fonte quente. Foram investigados 26 fluidos de trabalhos comumente usados no intervalo de temperatura de 50–280 °C, em intervalos de 5 °C. Os resultados sugerem que o fluido de trabalho ideal, em termos de potência líquida, tem uma temperatura crítica aproximadamente entre 30–50 °C abaixo da temperatura da fonte quente. Além disso, os autores concluíram que para a faixa de 205–235 °C, o fluido de trabalho ótimo é o pentano; entre 240–255, o R123; e entre 260–280 °C, R141b.

Sarkar (2017) realizou uma diretriz geral para comparar e selecionar os fluidos de trabalho adequados para o ciclo Rankine orgânico subcrítico para duas fontes de calor, uma a 125 °C e outra a 175 °C. Os resultados indicaram que a amônia foi o melhor fluido em termos de produção específica de trabalho; o ciclopentano foi o melhor em termos de eficiência térmica, o R152a foi o melhor em termos de tamanho (mínimo) da turbina e o pentano foi o melhor em termos de requisitos de transferência de calor. Além disso, a eficiência exergética apresentou uma fraca influência com o fluido de trabalho. A distribuição de irreversibilidades entre os vários componentes do ORC apresentou semelhança para todos os fluidos de trabalho selecionados: o evaporador contribui com maior perda de exergia, a turbina e o condensador contribuem com perda de exergia semelhante e a bomba contribui com perda insignificante de exergia.

Peng *et al.* (2017) investigaram 10 fluidos de trabalho com baixo ODP e GWP para uma fonte de calor latente de média temperatura. Os resultados mostraram que o cicloexano apresentou a maior eficiência térmica entre os fluidos investigados, enquanto o pentano foi o fluido que apresentou maior trabalho líquido.

Em sistemas comerciais, apenas um pequeno número de fluidos puros são usados, principalmente tolueno, pentano, R134a, R245fa e siloxanos leves. Essa pequena gama de

opções acontece porque os fabricantes tendem a manter a escolha de um fluido entre um número limitado conhecido e já usado anteriormente. No entanto, de um modo geral, não há razões para a exclusão de algum fluido desde que suas propriedades físicas e termodinâmicas sejam adequadas para a aplicação (ASTOLFI *et al.*, 2017).

De acordo com Astolfi *et al.* (2017), o custo de um fluido de orgânico pode representar mais do que 10% do custo total da planta, sendo que fluidos inflamáveis e não-inflamáveis possuem preços bastante diferentes². O uso de um fluido não inflamável, como o R245fa leva a um custo de fluido pelo menos 12 vezes maior do que o uso de um fluido inflamável (pentano). Por outro lado, o uso de fluidos inflamáveis requer proteção de segurança adicional, um sistema antifogo e autorizações adicionais.

3.3 Avaliação econômica

Os sistemas de trigerção têm a particularidade de utilizar a mesma fonte primária para produzir diferentes demandas de energia, economizando recursos de combustíveis. Graças a essa característica, os sistemas de trigerção aumentam a garantia de benefícios econômicos (LIANG; WANG, 2007). Foram relacionadas nessa seção as avaliações que mais tiveram influência na forma que a análise apresentada no Capítulo 7 foi estruturada.

Mousavi (2012) investigou o dimensionamento ideal de um sistema de armazenamento de potência de energia híbrida, utilizando turbinas eólicas, de marés, microturbinas e de baterias chumbo-ácidas para satisfazer os requisitos determinados de demanda de energia, por meio de algoritmo genético. O sistema foi proposto para ser usado em áreas rurais, montanhosas e isoladas. Para a análise econômica, foi considerado o custo total anual do sistema, composto pelos custo anual de: capital, operação e manutenção e combustível dos quatro equipamentos de potência.

Rodríguez *et al.* (2013) utilizaram software Aspen Hysys para simular ciclo ORC e Kalina, com diferentes fluidos de trabalho. Os autores analisaram termodinamicamente os ciclos, por meio da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, para a produção de energia a partir de um sistema geotérmico aprimorado. Uma análise econômica foi realizada para comparar ambos os ciclos com o fluido que ofereceu o melhor desempenho térmico. Para a condição ótima, o ciclo Kalina produziu 18% a mais de energia líquida, enquanto para o ORC foi requerido 37% a menos de vazão mássica do fluido de trabalho. A análise econômica

² Preços de 2015: a maioria dos hidrocarbonetos lineares e cíclicos custa cerca de US\$2,50/kg, enquanto outros fluidos refrigerantes custam pelo menos US\$15,00/kg. O R134a é a única exceção, visto que é produzido em grandes quantidades para o mercado de ar condicionado e seu custo é de cerca de US\$5,00/kg. Os fluidos perfluorados pesados são extremamente caros (mais de US\$100,00/kg) (ASTOLFI *et al.*, 2017).

realizada não se mostrou favorável para as condições termodinâmicas ótimas, porém essas tecnologias ainda estão em desenvolvimento além de se apresentarem como tecnologias limpas na emissão de carbono.

Toffolo *et al.* (2014) realizaram uma abordagem de múltiplos critérios para a melhor seleção da configuração do ciclo, fluido de trabalho e parâmetros de projeto. Essa abordagem foi feita levando em consideração diferentes parâmetros, configurações, fluido de trabalho e custo. A análise econômica realizada foi baseada na técnica do custo do módulo de cada equipamento. Os resultados apresentaram condições alternativas de projetos àqueles que maximizavam a potência, que podem ser preferidas por razões técnicas e econômicas.

Alcântra *et al.* (2019) avaliaram energética e economicamente um sistema de trigerção a gás natural e motor de combustão interna para uma fábrica de sorvetes. Foram desenvolvidos três cenários de sistema de trigerção, no qual a configuração escolhida foi aquela com o maior retorno financeiro. A análise econômica foi baseada nos seguintes parâmetros: valor presente líquido (VPL), taxa interna de retorno (TIR) e retorno simples (*payback*), com base em uma taxa de juros de 6,4% e um período de projeto de 10 anos. Dentre os três cenários, dois apresentaram VPL negativo, enquanto o terceiro apresentou TIR de 26,32%, retorno simples de 3,4 anos e FUE de 74%.

3.4 Conclusões

A revisão dos trabalhos da literatura aberta apresentada mostra que é significativa a quantidade de trabalhos que investigam a trigerção, principalmente por ser aplicada em diferentes setores. Na maior parte dos casos, o foco se ateve às investigações de análise de desempenho ou redução de custo e impacto ambiental. Contudo, a literatura referente carece de trabalhos que avaliem diferentes configurações e as compare de forma a verificar as principais vantagens e desvantagens desses sistemas.

A literatura apresenta os ciclos de Rankine orgânico nos sistemas de trigerção visando aumentar a eficiência desses sistemas, contudo, apresenta carência de trabalhos referente ao melhor posicionamento desse ciclo em um sistema convencional de trigerção. Quando se trata do ORC, a literatura apresenta diversos fluidos de trabalho que podem ser utilizados a depender da temperatura do calor residual. Esses fluidos são classificados de acordo com seus índices ambientais (GWP e ODP). Em relação ao ORC, normalmente são selecionados fluidos hidrocarbonetos como fluidos de trabalho, pois possuem índice GWP e OPD zero. Porém esses fluidos orgânicos são altamente inflamáveis, aumentando os custos de segurança e autorizações.

Além disso, de acordo com o relatório da Energy Information Administration (EIA) de 2017, espera-se que o setor que apresente o maior crescimento da demanda de energia mundial entre os anos de 2015 e 2040 seja o setor de serviços, com um aumento de 1,1% ao ano. Embora o setor industrial continue sendo o maior setor consumidor de energia durante o período de projeção, o aumento anual previsto será de apenas 0,7%.

Desta maneira, a contribuição do presente trabalho consiste em investigar de forma detalhada, sob os pontos de vista das análises energética, exergética e econômica o melhor posicionamento do ORC no sistema de trigerção para o setor de serviços.

No próximo capítulo será apresentada a metodologia proposta para a realização desse estudo bem como as ferramentas utilizadas para as simulações.

4 Metodologia

O desenvolvimento das tecnologias de cogeração/trigeração trouxe uma variedade de alternativas para aumentar a eficiência energética no setor industrial e comercial, visando aumentar a competitividade destes sistemas no mercado de geração de energia. A concepção desse trabalho se pautou na simulação de sistemas de trigeração aplicados ao setor de serviços.

Este capítulo trata da metodologia de simulação e análise de diferentes configurações de sistemas de trigeração estudadas para a realização desse estudo. Os principais pontos apresentados são: (1) a definição da aplicação do estudo; (2) a descrição dos sistemas de trigeração adotados e os fluidos de trabalho utilizados; (3) o modelo termodinâmico adotado e as hipóteses assumidas nas simulações; (4) os dados de entrada do sistema e suas faixas de estudos para a análise paramétrica; e (5) a avaliação do desempenho termodinâmico por meio da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

4.1 Definição da aplicação do estudo

O Hospital das Clínicas da Unicamp (HC Unicamp) é um hospital de médio porte (TOLMASQUIM *et al.*, 2003) que consome energia elétrica, vapor, água quente e água gelada para o seu funcionamento interno. Atualmente, o fornecimento da eletricidade é feito pela Companhia Paulista de Força e Luz (CPFL) e o hospital possui sua própria unidade de aquecimento e resfriamento. A demanda de vapor (para atender a cozinha e as autoclaves) e a demanda de água quente (a 50 °C para fins sanitários) é fornecida por um sistema que queima GLP (gás liquefeito de petróleo). A unidade de resfriamento presente é composta pelo VCC que utiliza R134a (HFC) de médio GWP e zero ODP como fluido refrigerante para gerar água a 6 °C.

Visto que os hospitais possuem demandas de eletricidade e fontes quentes e frias, esse trabalho propõe simular, analisar e otimizar um sistema de trigeração com diferentes configurações para atender as demandas de energia de um hospital de médio porte.

Primeiramente foi feita a coleta dos dados da demanda de energia de um hospital de médio porte (HC Unicamp). O acesso a esses dados foi possível graças a um antigo sistema de aquisição de dados do projeto ECOGERA (Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Energético da UNICAMP - NIPE) instalado no HC Unicamp.

Inicialmente, para o desenvolvimento dos estudos de casos, os dados de demanda de

energia foram separados em 2 grupos, – primavera/verão e outono/inverno. Para a realização do estudo, não foi considerada distinção de dias úteis e não úteis.

4.1.1 Demanda de eletricidade

A Figura 4.1 apresenta a demanda média do consumo diário nos dois grupos. A maior demanda média acontece do período de outubro a março (primavera/verão) com valores na faixa de 1139 – 1734 kW, sendo a média de consumo diário de 1385 kW. No outono/inverno a demanda varia de 982 – 1424 kW, com a média de consumo diário de 1175 kW.

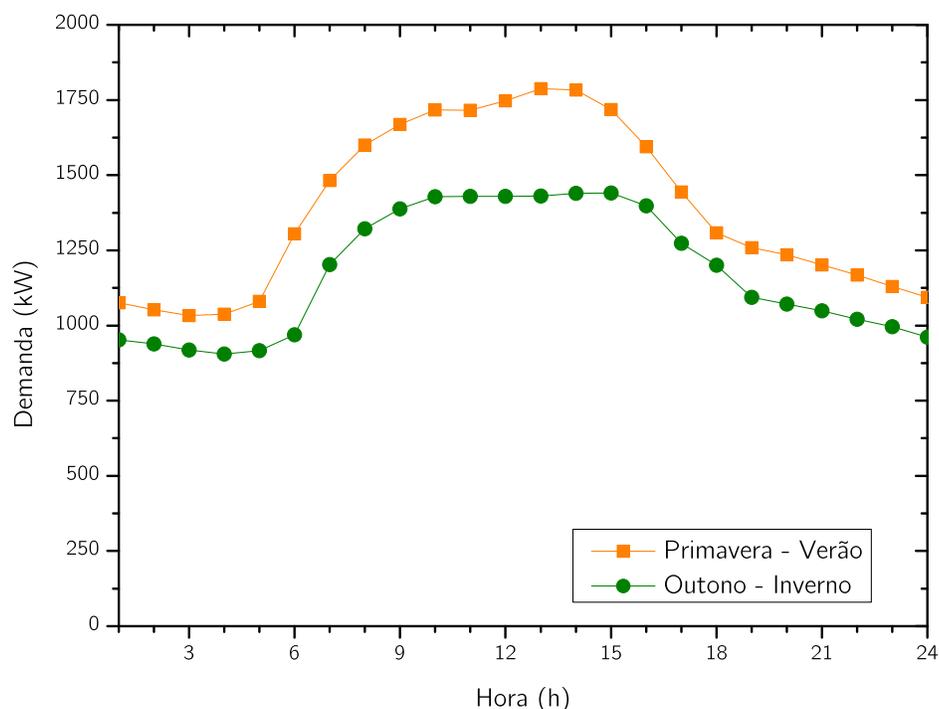


Figura 4.1 – Demandas médias de eletricidade.

Fonte: Dados do projeto Ecogera.

4.1.2 Demanda de vapor

As demandas de vapor não são mais quantificadas pelo hospital. Sendo assim, será usada uma média dos valores de vapor fornecidos na dissertação de Arteaga (2010), quando o HC-Unicamp utilizava umas caldeira de 5,88 bar. Será considerada nesse estudo, uma média de 200 kg/h no grupo primavera-verão e 150 kg/h no outono-inverno.

4.1.3 Demanda de água quente para fins sanitários

A Figura 4.2 apresenta a média de água quente diária nos dois grupos. O uso da água quente acontece principalmente das 7:00 às 19:00 horas, obtendo valores máximos de 5080 kg/h no grupo outono/inverno (média diária de 1143 kg/h) e 2359 kg/h no grupo primavera/verão (média diária de 519 kg/h).

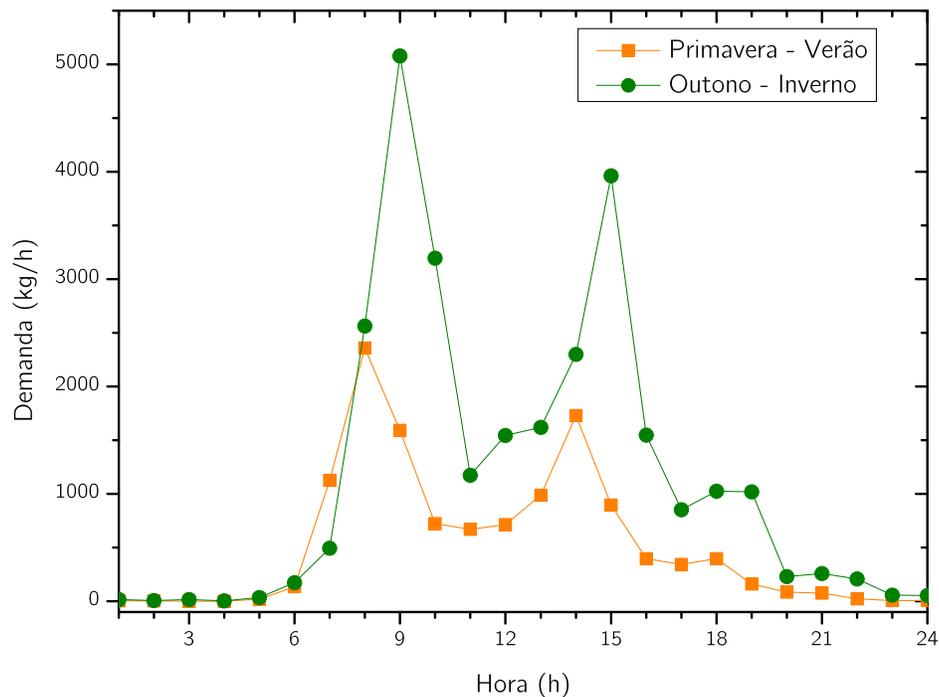


Figura 4.2 – Demandas médias de água quente.

Fonte: Dados do projeto Ecogera.

4.1.4 Demanda de frio

A Figura 4.3 apresenta a média da carga térmica do sistema de refrigeração, que apresenta uma tendência linear de comportamento diário. Diante disso, foi considerado que a demanda média da produção do frio é constante, sendo 200 kW na primavera/verão e 150 kW no outono/inverno.

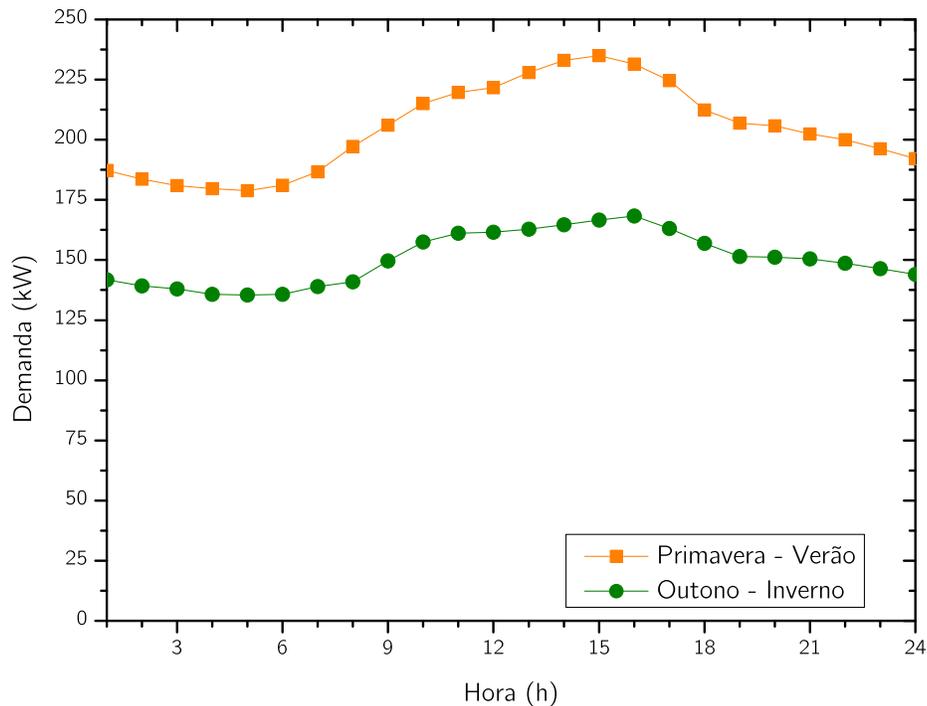


Figura 4.3 – Demandas médias de carga térmica do chiller.

Fonte: Dados do projeto Ecogera.

4.2 Descrição do sistema de trigerção

O sistema proposto nesse trabalho é um sistema de trigerção convencional (Figura 4.4), *i.e.*, um ciclo de Brayton, seguido por um gerador de vapor de recuperação de calor, (HRSG, no inglês “*Heat Recovery Steam Generator*”) e finalmente um sistema de refrigeração por absorção (SRA); no qual é investigada a possibilidade de aproveitar o calor residual do processo por meio de um segundo ciclo de potência (ciclo Rankine orgânico com trocador de calor interno). A Figura 4.5 apresenta a representação do sistema de trigerção combinado com o ORC, no qual esse segundo ciclo de potência pode ser adicionado depois (configuração 1) ou antes (configuração 2) do SRA. A escolha do Rankine orgânico é justificada: (1) a maior demanda de energia mapeada de um hospital de médio porte foi a eletricidade (2) esse ciclo é amplamente utilizado e estudado na literatura para produzir potência quando uma fonte de baixa ou média temperatura está disponível.

O ciclo de Brayton será composto por 7 microturbinas em série de 200 kW da marca Capstone (*Capstone Turbine Corporation*), líder mundial na produção de sistemas de microturbinas de baixa emissão, totalizando uma produção de 1400 kW de eletricidade.

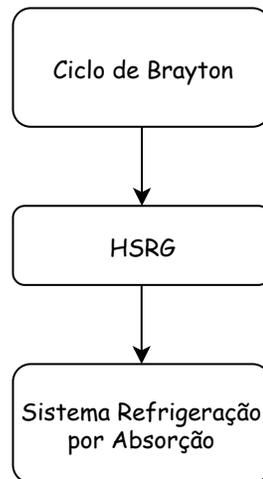


Figura 4.4 – Representação do Sistema de Trigeração convencional.

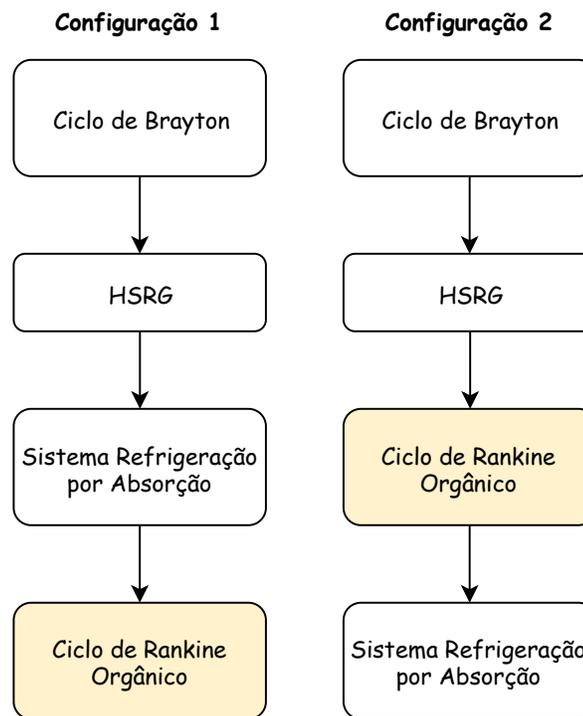


Figura 4.5 – Representação do Sistema de Trigeração combinado com ORC.

As microturbinas foram selecionadas com base nos seguintes aspectos: (1) possibilidade de desativar uma microturbina no período outono/inverno; (2) as microturbinas possuem preço competitivo; (3) baixa emissão de NO_x e CO . A Figura 4.6 ilustra o sistema proposto. A descrição do sistema é explicada a seguir e os números entre colchetes representam as linhas do processo.

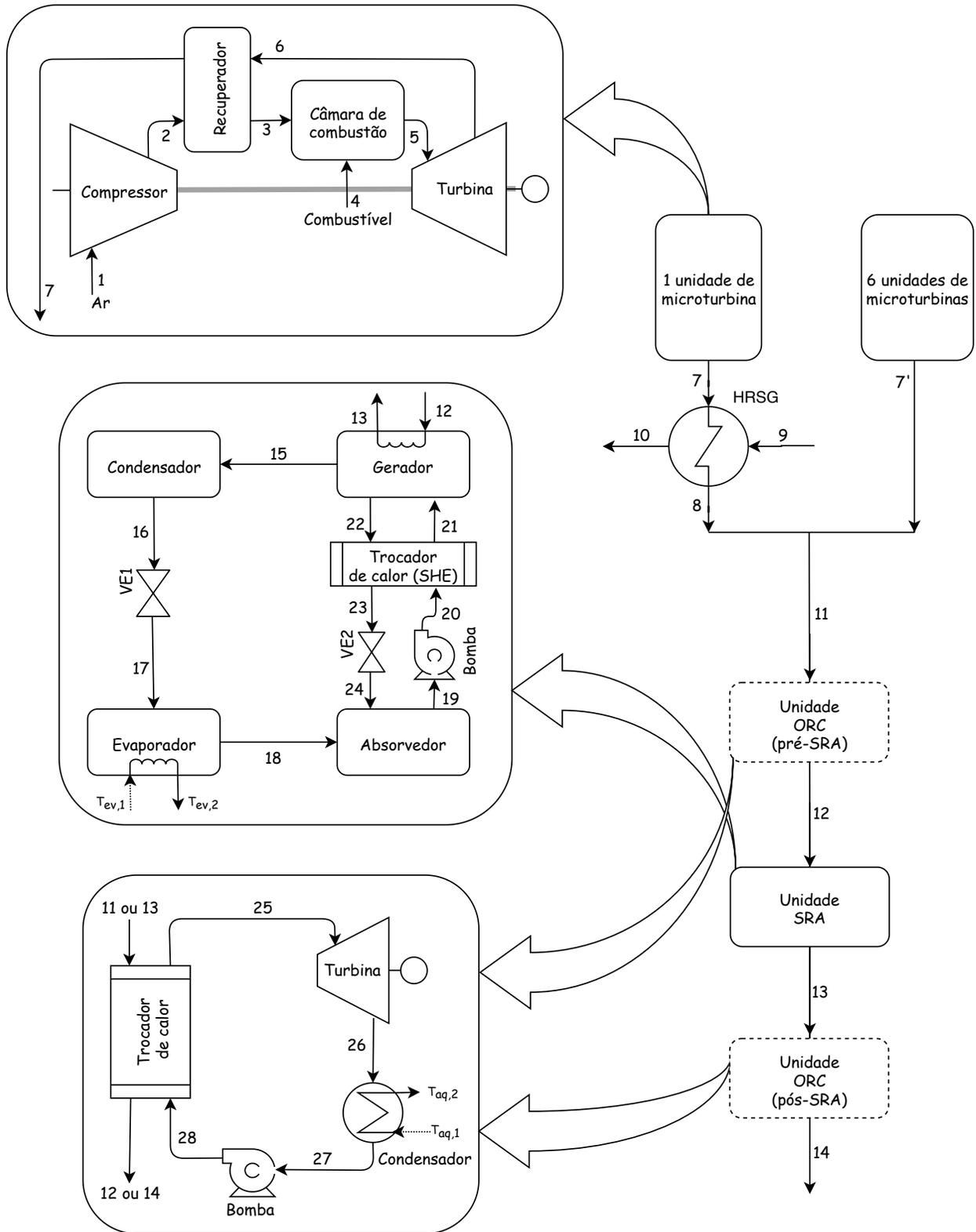


Figura 4.6 – Representação do sistema de trigeriação proposto.

Ar atmosférico [1], com pressão de 1 atm e temperatura 25 °C é comprimido, e então enviado a um pré-aquecedor (recuperador) [2] para depois entrar na câmara de combustão [3]. Gás natural pressurizado entra na câmara de combustão [4] onde é queimado. Os gases de combustão [5], resultado da combustão completa, são expandidos numa turbina a gás para produzir potência.

Para recuperar o conteúdo energético dos gases de escape [6] e gerar vapor, os gases quentes, depois de passarem pelo recuperador [7], são alimentados no gerador de vapor (HRSG) para produzir vapor d'água a média pressão a 588 kPa e 158 °C.

Considerando a configuração ORC pós-SRA, a corrente [12] entra no gerador¹ do ciclo de absorção, vaporizando parcialmente a solução [21]. O vapor de refrigerante [15] é enviado para o condensador e a solução fraca [22] é enviado ao absorvedor, por meio de uma válvula de estrangulamento. No condensador há a presença de água que resfria o vapor e condensa o refrigerante, abaixando sua temperatura. Ao sair do condensador [16], o refrigerante passa por uma válvula de expansão gerando a corrente [17] que é enviada ao evaporador. A válvula de expansão tem a função de diminuir a pressão do ciclo para a pressão do evaporador. O vapor de refrigerante que deixa o evaporador [18] é absorvido pela solução contida no absorvedor. No evaporador ocorre a passagem de água (fluido quente), que fornecerá calor ao refrigerante evaporando-o. A solução [19] que deixa o absorvedor contém alta concentração de refrigerante, sendo então chamada de solução forte. Essa solução forte passa por um trocador de calor (SHE, do inglês *Solution Heat Exchangers*) e é bombeada para o gerador. No gerador, ocorre a adição de calor fazendo com que o refrigerante volte ao estado vapor [15], reiniciando o ciclo. A solução remanescente no gerador [22] que contém baixa concentração de refrigerante, sendo chamada de solução fraca, retorna ao absorvedor por uma válvula de estrangulamento.

Os gases que deixam o gerador [13] ainda possuem conteúdo de energia residual, sendo transferido então para um trocador de calor para fornecer energia térmica ao ORC. A corrente [25] contém um fluido orgânico que sai do trocador de calor no estado de vapor saturado. Em seguida, ele se expande na turbina do ORC gerando também potência. O fluido orgânico na saída da turbina [26] é enviado a um condensador e depois é transferido à bomba [27], gerando uma corrente a alta pressão [28], que alimenta o trocador de calor fechando o ciclo.

Para a realização da simulação, foram admitidas as seguintes considerações gerais:

- o sistema e todos os seus componentes operam em estado estacionário;
- a variação nos termos de energias e exergias cinéticas e potenciais é insignificante;

¹ O gerador representado contém o desorvedor e o retificador.

- as correntes de saída dos condensadores estão no estado de líquido saturado e as correntes que deixam o evaporador, vapor saturado;
- as quedas de pressão nas tubulações e nos equipamentos de troca de calor são negligenciadas, exceto no recuperador do ciclo de Brayton;
- a diferença entre as temperaturas das correntes que trocam calor nos trocadores deve ser maior ou igual a 10 °C, exceto no evaporador do SRA que possui um $\Delta T = 5,5$ °C;
- o fluido de trabalho entra nas turbinas do ciclo Rankine orgânico como vapor saturado;
- a eficiência das bombas e turbinas do SRA e ORC são de 80%. Os valores da microturbina são apresentadas na validação desse ciclo no Capítulo 5.

4.3 Descrição dos estudos de caso

Os sistemas de trigeriação foram divididos em 2 grupos, conforme mencionado anteriormente – grupo 1: primavera/verão e grupo 2: outono/inverno. Além disso, foi considerado que 1 das microturbinas era desligada no outono–inverno, conforme mencionado na descrição do sistema de trigeriação.

A Tabela 4.1 apresenta os valores médios das demandas de energia considerados para a avaliação desse estudo.

Tabela 4.1 – Média demandas de utilidades.

Grupo	Eletricidade (kW)	Vapor (kg/h)	Água quente (kg/h)	Chiller (kW)
1	1400	200	519	200
2	1200	150	1173	150

Para cada estudo de caso foram analisados os seguintes parâmetros:

- os parâmetros que maximizavam o trabalho líquido do ORC e o COP no SRA, na faixa da análise de sensibilidade;
- análise do desempenho termodinâmico do posicionamento do ORC;
- análise econômica para definir o melhor posicionamento do ORC e se é vantajoso utilizar um segundo ciclo de potência.

Cada uma das análises desses parâmetros serão apresentadas em um capítulo específico para facilitar a análise dos resultados.

4.4 Descrição dos fluidos de trabalho

Os fluidos de trabalho foram selecionados após análise prévia da literatura científica e técnica, tendo como principais aspectos desejáveis: baixo/médio índice de poluição, ODP e GWP.

Em relação ao ciclo de Brayton, o combustível selecionado para alimentar a microturbina foi o gás natural, que apesar de ser um combustível fóssil, possui um índice de poluição menor quando comparado a outros derivados do petróleo (BOYCE, 2012). Além disso, de acordo com Andreos (2013), o Brasil possui grandes reservas de gás natural com estimativa de sobra em sua produção ao longo da próxima década, enquanto que a produção de energia hidrelétrica passa por restrições no aumento da capacidade.

O gás natural cuja composição é apresentada na Tabela 4.2 é da Gás Local¹ que possui uma planta de GNL em Paulínia. A escolha desse gás natural foi baseada na sua localização.

Tabela 4.2 – Composição do gás natural da Gás Local.

Componente	% molar
Metano (CH ₄)	90
Etano (C ₂ H ₆)	7
Propano (C ₃ H ₈)	2
Nitrogênio (N ₂)	1

Em relação ao ORC, foram selecionados 2 fluidos orgânicos, visto que a temperatura do calor residual varia com o posicionamento do ORC no sistema de trigerção. A seleção dos fluidos orgânicos se baseou em uma análise preliminar e também no trabalho de Haerving *et al.* (2016), no qual os autores concluem que para a faixa de calor residual entre 260 – 280 °C, o fluido orgânico ótimo é o R141b e para a faixa entre 208 – 235 °C, o fluido orgânico ótimo é o pentano.

As escolhas dos fluidos orgânicos também foram baseadas nas características (vantagens/desvantagens) de cada fluido. O n-pentano é um HC (hidrocarboneto) de GWP = 4 e ODP = 0, porém é altamente inflamável. Já o R141b é um HCFC (hidroclorofluorcarbono) que não é inflamável, porém possui médio GWP = 4725 e ODP = 40,1 (TEAP, 2005). As propriedades termodinâmicas do pentano e do R141b são listadas nas Tabelas 4.3 e 4.4, respectivamente.

¹ Disponível em: <<http://gaslocal.com.br/fispq.pdf>>, acesso em 27/11/18.

Tabela 4.3 – Propriedades termodinâmicas do n-pentano.

Nome IUPAC	n-pentano
Sigla ASHRAE	R601
Fórmula molecular	C_5H_{12}
Massa molar ($g \cdot mol^{-1}$)	72,15
Temperatura crítica ($^{\circ}C$)	196,5
Pressão crítica (kPa)	3375,1
Fator acêntrico	0,2539

Fonte: Aspen Hysys.

Tabela 4.4 – Propriedades termodinâmicas do R141b.

Nome IUPAC	1,1-dicloro-1-fluoretano
Sigla ASHRAE	R141b
Fórmula molecular	$C_2H_3Cl_2F$
Massa molar ($g \cdot mol^{-1}$)	116,9
Temperatura crítica ($^{\circ}C$)	205,7
Pressão crítica (kPa)	4340,0
Fator acêntrico	0,2211

Fonte: Aspen Hysys.

Para o SRA, o par refrigerante/absorvente selecionado foi o par NH_3/H_2O . A amônia (NH_3) é um refrigerante natural com uma temperatura de ebulição de $-33,4^{\circ}C$ e com elevada solubilidade em água, sendo a temperatura adotada no evaporador menor que $0^{\circ}C$ (SUN *et al.*, 2012).

4.5 Ferramenta computacional e pacote termodinâmico

As simulações dos sistemas de trigerção foram realizadas no simulador de processos Aspen Hysys versão 10, no qual os processos desejados são simulados a partir de blocos que representam as operações unitárias. Esse simulador foi selecionado devido à sua alta confiabilidade em trabalhos anteriores e também pela extensão de seu banco de dados (JIN; LIM, 2019), (MASSUCHETTO *et al.*, 2019).

O simulador utilizado, permite selecionar diferentes pacotes termodinâmicos para cada ciclo utilizado, apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Ciclos e pacotes termodinâmicos selecionados.

Ciclo	Pacote termodinâmico
Brayton	Peng-Robinson
Rankine orgânico	Peng-Robinson
Absorção	Peng-Robinson-Stryjek-Vera

A Equação Cúbica de Peng-Robinson-Stryjek-Vera é uma melhoria da Equação Cúbica de Peng-Robinson na qual a função reduzida da temperatura e do fator acêntrico do termo atrativo (κ) foi modificada. Em Stryjek e Vera (1984), os autores verificaram a equação para mais de noventa componentes de interesse industrial (apolar e polar dissociativo e não-dissociativo) e também em misturas. No caso do par amônia/água os valores calculados pela equação PRSV estão de acordo com os valores experimentais de equilíbrio reportados por Skogestad (1983).

4.6 Descrição da simulação

Essa sessão tem o intuito de detalhar a simulação feita no *software* utilizado. A simulação do sistema de trigeração foi realizada com todos os ciclos termodinâmicos (Brayton, Rankine orgânico e refrigeração por absorção) integrados. Porém, nessa sessão eles foram apresentados separados para facilitar a compreensão.

O ciclo de Brayton regenerativo foi simulado conforme Figura 4.7. Essa simulação foi composta por:

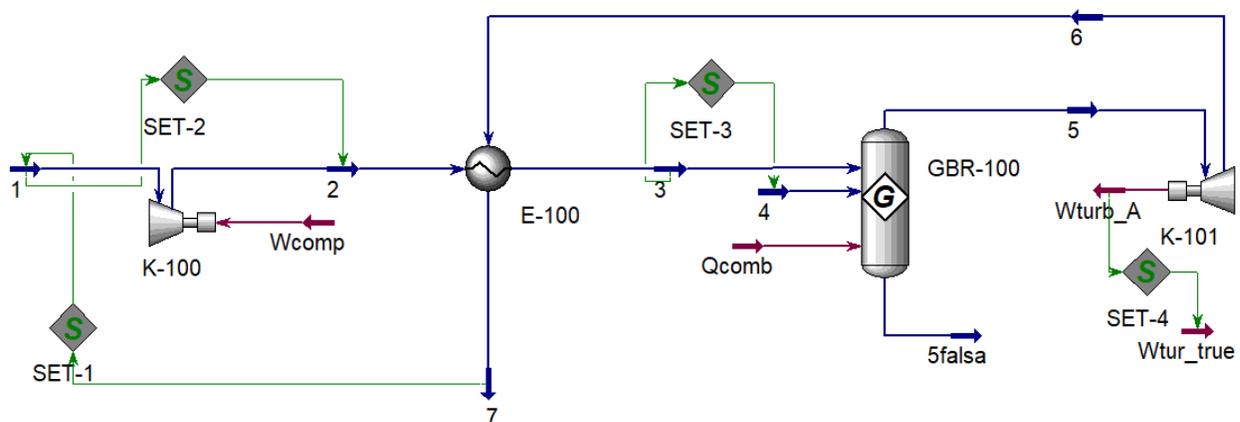


Figura 4.7 – Simulação do ciclo de Brayton regenerativo.

- 4 equipamentos:
 - compressor: K-100;
 - turbina: K-101;
 - reator: GRB-100;
 - trocador de calor: E-100;
- 8 correntes de material;
- 3 correntes de energia.

A câmara de combustão (GRB-100) foi simulada por meio de um reator de Gibbs (*Gibbs reactor*), no qual não era necessário especificar as reações químicas da queima do combustível e o recuperador (E-100) foi simulado utilizando um *heat exchanger*. Além disso, foram utilizados 4 *set* sendo respectivamente, *set* de vazão, de pressão, de pressão e de energia.

A Figura 4.8 apresenta a continuação da simulação do sistema de trigerção, no qual a corrente de saída do ciclo de Brayton, corrente [7], entrava em um *heat exchanger* (E-101), representando a caldeira de recuperação (HRSG). A corrente de saída do HRSG, corrente [8], foi combinada com as outras correntes do ciclo de brayton por meio de um *mixer* (MIX-100) para formar a corrente [11] ou a corrente [12], a depender da posição do SRA.

Para a configuração ORC pós-SRA, a corrente [12] entrava em um *cooler* (E-102) e a corrente de energia desse trocador, $Q_{\text{refervedor}}$, entrava no refervedor da coluna do SRA (T-100). A corrente [13], saída de E-102, trocava calor com as correntes [25] e [28] do ORC (E-110).

Para a configuração ORC pré-SRA, a corrente [11] entrava em um *heat exchanger* (E-102), que trocava calor com as correntes [25] e [28] do ORC (E-110). A corrente de saída desse trocador, passava por um *cooler* (E-102) para gerar a corrente de energia, $Q_{\text{refervedor}}$, que entrava no refervedor da coluna do SRA (T-100).

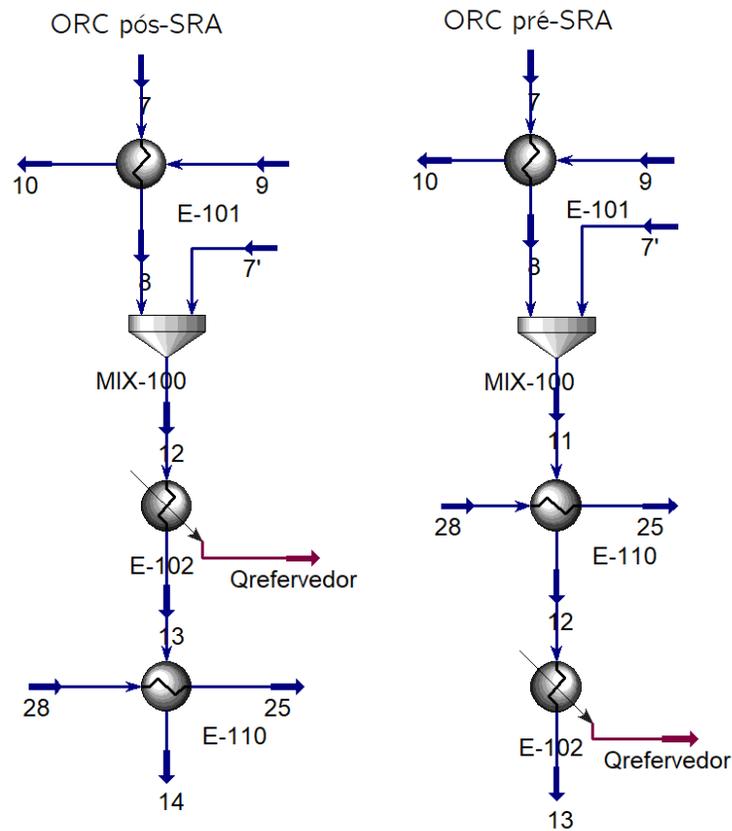


Figura 4.8 – Simulação da trigeriação.

A simulação do SRA (Figura 4.9) foi composta por:

- 9 equipamentos:
 - coluna de destilação *short cut* : T-100;
 - *coolers*: E-103 e E-105;
 - *heater*: E-104;
 - trocador de calor: E-106;
 - válvulas: VLV-100 e VLV-101;
 - bomba: P-100;
 - mixer: MIX-101;
- 11 correntes de material;
- 6 correntes de energia.

A coluna T-100 foi utilizada para simular o gerador, sendo a corrente de energia do refeedor da coluna (Q_{refeedor}) oriunda do trocador E-102.

A junção das correntes [18] e [24] também foi feita pelo MIX-101. A vazão mássica do sistema foi definida em [19] por meio do manipulador *adjust* na carga térmica do evaporador. Foram utilizados 2 *set* de pressão para que as pressões nas correntes [20] e [21] e nas correntes [18] e [24] fossem as mesmas.

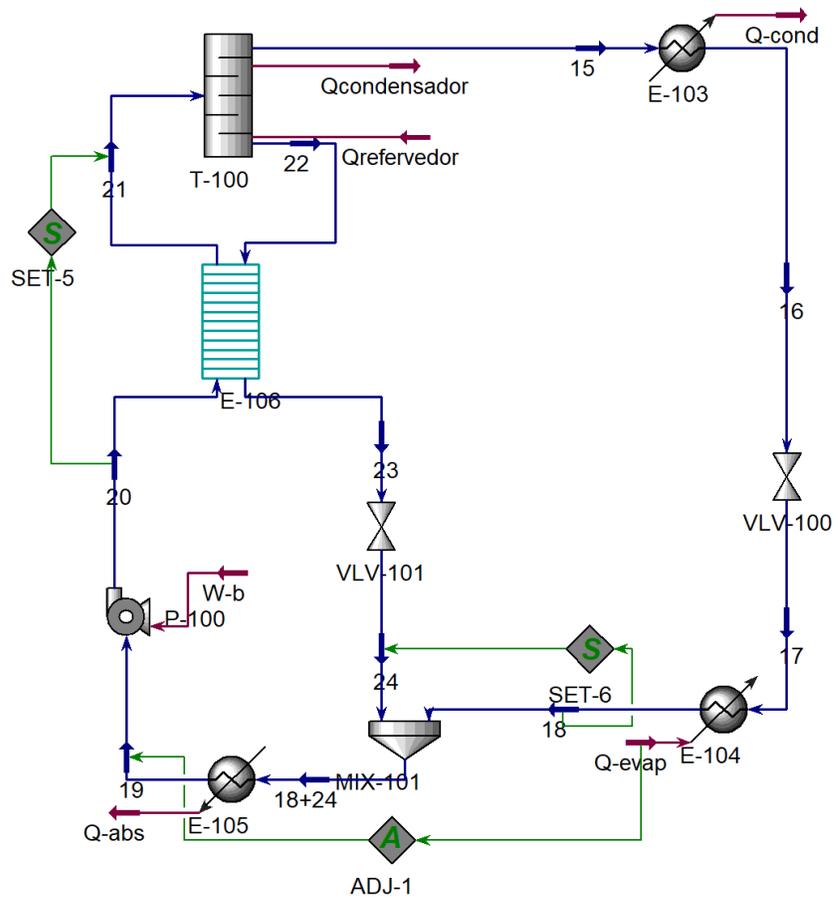


Figura 4.9 – Simulação do SRA.

O ORC simulado (Figura 4.10) foi composto por:

- 5 equipamentos:
 - 3 trocadores de calor: E-107, E-108 e E-109;
 - turbina: K-102;
 - bomba: P-101;
- 10 correntes de material;

- validação da ferramenta utilizada por meio de comparação com dados de trabalhos publicados na literatura aberta.

O banco de dados do NIST *ThermoData Engine* é apresentado dentro do Aspen Plus. Esse banco de dados foi escolhido como referência por apresentar informações sobre as propriedades físicas e termodinâmicas, sendo as mesmas baseadas em dados experimentais obtidos da literatura.

A comparação do equilíbrio de fases foi realizada para verificar se o calculado pelo simulador apresenta semelhança ao comportamento físico da mistura amônia/água usando a EOS-PRSV. Principalmente pelo fato do SRA conter uma pequena coluna de destilação para a separação dessa mistura.

A validação do simulador foi realizada para verificar se as equações de balanço de massa e energia associadas a cada operação unitária, juntamente com os cálculos dos estados termodinâmicos de cada corrente, estão de acordo com o encontrado experimentalmente ou mesmo com relação a outros simuladores e metodologias de simulação.

4.8 Análise paramétrica

Visto que um sistema de trigerção é formado por vários ciclos termodinâmicos, a análise paramétrica foi dividida nos respectivos ciclos e seu efeito foi observado tanto localmente quanto no sistema de trigerção. Com base nessa análise, foi possível compreender como os parâmetros influenciam o trabalho líquido do ORC.

A cada análise conduzida foi observado o efeito nos dois grupos analisados:

- Grupo 1: primavera/verão
- Grupo 2: outono/inverno

4.8.1 Análise paramétrica do SRA

A análise paramétrica do SRA teve o objetivo de selecionar os parâmetros, na faixa analisada, que forneciam o maior coeficiente de desempenho (COP). O maior COP nesse sistema indica a menor taxa de calor que o SRA precisa para produzir sua carga térmica fixa, aumentando, com isso, o calor residual para o ORC.

A literatura apresenta uma ampla faixa de variação do limite máximo e mínimo das frações mássicas (ξ) da solução forte [19] e fraca [22], conforme apresentado na Tabela 4.6. A variação dessas frações mássicas é devido a variação na temperatura de absorção (T_{19}) e

a temperatura do gerador (T_{22}). A Tabela 4.6 apresenta a variação das frações mássicas de NH_3 e de pressão ΔP no ciclo de SRA da literatura.

Tabela 4.6 – Fração mássica de NH_3 no SRA na literatura.

Literatura	ξ_{19}	ξ_{22}	ΔP (kPa)
Herold <i>et al.</i> (1996)	0,3971	0,2971	1267
Sun (1998)	0,5351	0,3849	813
Colonna e Gabrielli (2003)	0,4707	0,2607	1445
Aguilar (2010)	0,4517	0,152	1156–1406

No ciclo de absorção, a razão de circulação (f) é um importante parâmetro de projeto a ser calculado, pois fornece informações para o dimensionamento de equipamentos. Esse parâmetro é calculado pela relação entre a vazão da solução saturada [21] que vem do absorvedor para o gerador e a vazão de vapor de refrigerante no SRA [15], como apresentado na Equação (4.1). Segundo Sun (1997) f deve ser mantida a mais baixa possível, o que significa que, para a mesma vazão de solução de amônia-água, é gerada uma taxa mais alta de refrigerante.

$$f = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{15}} \quad (4.1)$$

Com isso, na análise paramétrica conduzida foi observado o comportamento da variação de T_{19} , T_{22} e ΔP , e seu efeito foi observado no COP e no f . A Tabela 4.7 apresenta a faixa dos parâmetros apresentados na literatura aberta e o caso base utilizado. O caso base foi considerado a média entre os valores máximos e mínimos das frações mássicas e de ΔP .

Tabela 4.7 – Faixa dos parâmetros para análise do SRA.

Símbolo	Parâmetro	Faixa	Caso base
ξ_{19}	Fração da solução forte	0,3971 – 0,5351	0,4661
ξ_{22}	Fração da solução fraca	0,152 – 0,3849	0,2685
ΔP (kPa)	Variação da pressão no ciclo	813 – 1445	1130

A Tabela 4.8 apresenta a faixa de operação da temperatura do absorvedor e do gerador em relação aos valores mínimos e máximos das frações mássicas ξ_{19} e ξ_{22} na pressão do caso base para a análise de sensibilidade do SRA.

Tabela 4.8 – Faixa de operação para a análise de sensibilidade do SRA.

Símbolo	Parâmetro	Faixa	Caso base
T_{19} (°C)	Temperatura do absorvedor	44,9 – 27	35,09
T_{22} (°C)	Temperatura do gerador	156,4 – 98,7	124,6
ΔP (kPa)	Varição da pressão no ciclo	813 – 1445	1130

A Tabela 4.9 apresenta as variáveis fixas para a análise de sensibilidade. A pressão baixa no ciclo (P_{17}) de 430 kPa foi escolhida para que fosse possível gerar água a 6 °C com um ΔT de 5,5 °C. A carga térmica do evaporador \dot{Q}_{evap} de 200 kW ou 150 kW foi escolhida de acordo com o grupo analisado (primavera/verão ou outono/inverno).

Tabela 4.9 – Variáveis fixas na simulação.

Símbolo	Variáveis fixas	Valor
P_{17}	Pressão baixa do ciclo (kPa)	430
\dot{Q}_{evap}	Carga térmica do evaporador (kW)	200 ou 150*
x_{18}	Fração de vapor	0,9926

* Varia de acordo com o grupo analisado.

4.8.2 Análise paramétrica do ORC

A análise paramétrica no ORC foi realizada considerando os dois grupos analisados, com duas configurações cada, sendo que a diferença entre cada uma é a posição do ORC no ciclo. Na primeira configuração, o ORC é posicionado depois do SRA (pós-SRA) e na segunda configuração, ele é posicionado antes (pré-SRA). A Figura 4.5 ilustra o posicionamento do ORC em cada cenário.

O efeito da análise de sensibilidade do ORC foi observado tanto na eficiência do ORC (η_{ORC}) quanto no desempenho termodinâmico do sistema de trigerção (FUE e ψ_{tri}), variando os seguintes parâmetros:

- temperatura no ponto *pinch*¹ no trocador de calor (T_{PP});
- pressão de entrada da turbina (P_{25});

¹ *Pinch point* é definido como a diferença entre a temperatura do gás de exaustão que deixa o evaporador e a temperatura de saturação do vapor, ou seja, a mínima diferença de temperatura entre o fluido quente e frio (BOYCE, 2012).

- temperatura de entrada da bomba (T_{27}).

A escolha dessas variáveis é apresentada a seguir: (1) T_{PP} é responsável por definir a taxa de calor fornecido ao ciclo Rankine; (2) P_{25} é responsável por definir a vazão mássica do fluido de trabalho como também a entalpia da entrada da turbina; (3) T_{27} é responsável por definir a pressão de exaustão da turbina, além disso, a temperatura de entrada da bomba deve ser uma temperatura capaz de usar a água de resfriamento da torre.

A Tabela 4.10 apresenta a faixa de operação para a análise de sensibilidade do ORC e os valores do caso base da análise enquanto a Tabela 4.11, apresenta as variáveis fixas para a análise de sensibilidade.

Tabela 4.10 – Faixa de operação para a análise de sensibilidade do ORC.

Símbolo	Faixa	Caso base
T_{PP} (°C)	10 – 60	40
P_{25} (kPa)	1000 – 3000	2000
T_{27} (°C)	35 – 70	50

Tabela 4.11 – Variáveis fixas na simulação do ORC.

Símbolo	Variáveis fixas	Valor
x_{25}	Fração de vapor na entrada da turbina	1
x_{28}	Fração de vapor na saída do condensador	0

4.9 Análise energética e exergetica

Os balanços de energia e exergia do sistema de trigerção são baseados na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica (apresentados no Capítulo 2).

As análises energéticas e exergeticas do SRA e do ORC foram realizadas por meio de uma análise paramétrica, considerando a influência de algumas variáveis operacionais sobre o desempenho do sistema. A eficiência energética (η) e exergetica (η_{ex}) do ORC são definidas pelas Equações (4.2) – (4.3).

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{liq,ORC}}{\dot{Q}_{ent,ORC}}, \quad (4.2)$$

$$\eta_{\text{ex,ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq,ORC}}}{\dot{E}x_{\text{ent,ORC}}} \quad (4.3)$$

sendo as variáveis definidas pelas Equações (4.4) – (4.9).

$$\dot{W}_{\text{liq,ORC}} = \dot{W}_{\text{turb,ORC}} - \dot{W}_{\text{b,ORC}} \quad (4.4)$$

$$\dot{W}_{\text{turb,ORC}} = \dot{m}_{25} \cdot (h_{26} - h_{25}) \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_{\text{b,ORC}} = \dot{m}_{25} \cdot (h_{28} - h_{27}) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{\text{ent,ORC}} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (4.7)$$

$$\dot{E}x_{\text{ent,ORC}} = \dot{m}_{13} \cdot ex_{13}^{\text{fis}} \quad (4.8)$$

$$ex_{13}^{\text{fis}} = (h_{13} - h_o) - T_0 \cdot (s_{13} - s_o) \quad (4.9)$$

O coeficiente de desempenho (COP) do SRA é definido pela Equação (4.10).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}}} \quad (4.10)$$

sendo as variáveis definidas pelas Equações (4.11) – (4.12).

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{17} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{\text{ger}} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (4.12)$$

As análises de desempenho dos sistemas de trigeriação foram realizadas por meio do fator de utilização de energia (FUE) e da eficiência exergética ($\eta_{ex,tri}$) do sistema é definido pelas Equações (4.13) e (4.19).¹

$$\text{FUE}_{tri} = \frac{\text{Energia}_{\text{produto}}}{\text{Energia}_{\text{entrada}}} = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{Q}_{vap} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{aq}}{\dot{Q}_{form}} \quad (4.13)$$

sendo as variáveis definidas pelas Equações (4.14) – (4.18).

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{Brayton} - \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{ORC} - \dot{W}_b \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{17} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_{26} \cdot (h_{27} - h_{26}) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{form} = \dot{m}_4 \cdot \text{LHV} \quad (4.18)$$

A eficiência racional (KOTAS, 1995) é apresentada pela Equação (4.19).

$$\psi_{tri} = \frac{\text{Exergia}_{\text{produto}}}{\text{Exergia}_{\text{entrada}}} = \frac{\dot{W} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{vapor}}\right) \cdot \dot{Q}_{vap} + \left(\frac{T_o}{T_{evap}} - 1\right) \cdot \dot{Q}_{evap}}{\dot{E}x_4} \quad (4.19)$$

no qual,

$$\dot{E}x_4 = Ex_4^{\text{fis}} + Ex_4^{\text{qui}} \quad (4.20)$$

$$\dot{E}x_4^{\text{fis}} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_o - T_o (s_4 - s_o)) \quad (4.21)$$

¹ Alguns trabalhos como Al-Sulaiman *et al.* (2012), Ahmadi *et al.* (2012a) e Sevinchan *et al.* (2019) consideram o \dot{Q}_{ger} ao invés do \dot{Q}_{evap} no cálculo do FUE.

$$\dot{E}x_4^{\text{qui}} = \dot{m}_4 \cdot \left(\sum x_4 \bar{e}x_4^{\text{qui}} + T_o \sum x_4 \ln(x_k) \right) \quad (4.22)$$

Os valores da exergia química padrão das espécies relacionadas à análise do sistema considerado estão listados na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Valores de exergia química padrão ($\bar{e}x^{\text{qui}}$).

Substâncias	$\bar{e}x^{\text{qui}}$ (kJ/mol)
CH ₄	831.65
C ₂ H ₆	1495.84
C ₃ H ₈	2154.00
CO ₂	19.87
H ₂ O	9.5
N ₂	0.72
O ₂	9.97

Fonte: Szargut *et al.* (1988).

Segundo Kotas (1995), a exergia química de um combustível gasoso pode ser calculada a partir da Equação (4.23), no qual φ para o gás natural assume o valor típico de $1,04 \pm 0,5\%$.

$$\varphi = \frac{ex^{\text{qui}}}{\text{LHV}} \quad (4.23)$$

O cálculo da destruição de exergia foi realizado os equipamentos do sistema seguindo a consideração de que a destruição representa a diferença entre o total de exergia que entra e sai do equipamento, conforme apresentado na Equação (4.24).

$$\dot{E}x_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s \quad (4.24)$$

O fluxograma apresentado na Figura 4.11 resume as etapas realizadas neste estudo. Desta forma, definida a metodologia de simulação e análise, os resultados produzidos por aplicação dessa metodologia são fornecidos nos capítulos seguintes.

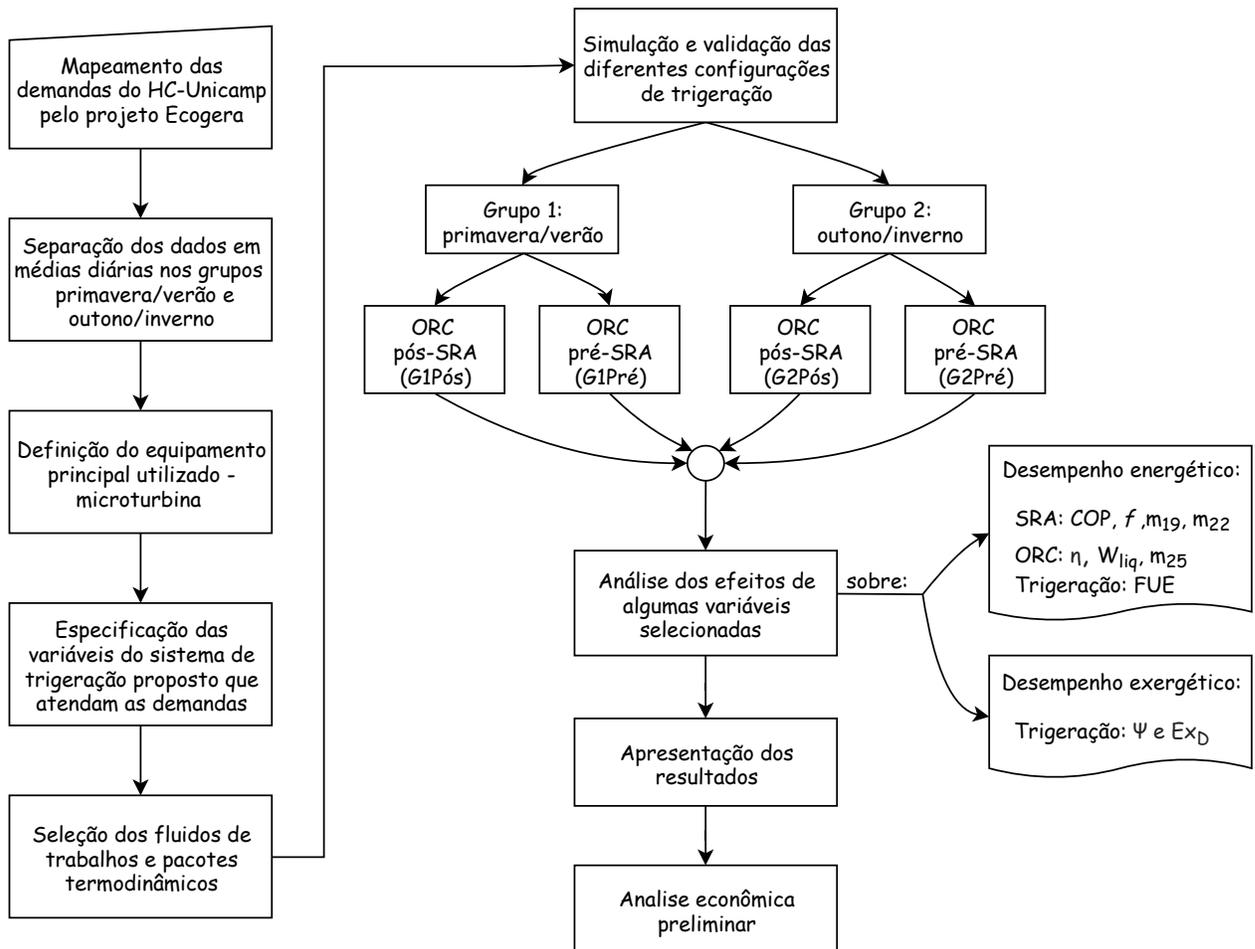


Figura 4.11 – Fluxograma das etapas da metodologia das simulações.

5 Validação das simulações

Este capítulo apresenta os resultados obtidos para a validação das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho (propriedades críticas e fator acêntrico) e, também, a validação individual dos ciclos termodinâmicos utilizados. Os desvios relativos foram calculados em todas as etapas da validação, sendo V o valor da propriedade analisada.

$$\text{Desvio}(\%) = \frac{|V_{\text{referência}} - V_{\text{Hysys}}|}{V_{\text{referência}}} \cdot 100 \quad (5.1)$$

5.1 Validação das propriedades das substâncias

A Tabela 5.1 apresenta a comparação das propriedades termodinâmicas dos componentes puros pré-definidos no Aspen Hysys e as informações do NIST.

Tabela 5.1 – Desvio dos dados das propriedades críticas e fator acêntrico de substâncias puras contidas no Aspen Hysys e no NIST.

Substância	Propriedades	Aspen Hysys	NIST	Desvio relativo (%)
CH ₄	T_C (K)	190,70	190,56	0,073
	P_C (kPa)	4640,68	4606,90	0,733
	ω	0,0115	0,0113	1,6838
C ₂ H ₆	T_C (K)	305,43	305,41	0,007
	P_C (kPa)	4883,85	4880,11	0,077
	ω	0,0986	0,0993	0,7459
C ₃ H ₈	T_C (K)	369,90	369,92	0,005
	P_C (kPa)	4256,66	4256,08	0,014
	ω	0,1524	0,1524	0
C ₅ H ₁₂	T_C (K)	469,65	469,65	0
	P_C (kPa)	3375,1	3370	0,151
	ω	0,2539	0,251	1,155

Continua na próxima página

Tabela 5.1 – Desvio dos dados das propriedades críticas e fator acêntrico de substâncias puras contidas no Aspen Hysys e no NIST.

Substância	Propriedades	Aspen Hysy	NIST	Desvio relativo (%)
R141b	T_C (K)	478,85	477,30	0,325
	P_C (kPa)	4340,00	4203,83	3,239
	ω	0,2211	0,2208	0,1495
N ₂	T_C (K)	126,19	126,21	0,013
	P_C (kPa)	3394,37	3398,15	0,111
	ω	0,0390	0,0375	4,0
O ₂	T_C (K)	154,77	154,65	0,081
	P_C (kPa)	5080,02	5043,21	0,730
	ω	0,019	0,0210	9,523
NH ₃	T_C (K)	405,55	405,43	0,029
	P_C (kPa)	11276,90	11313,32	0,322
	ω	0,2550	0,2543	0,2753
H ₂ O	T_C (K)	647,30	647,11	0,030
	P_C (kPa)	22120,00	22072,23	0,216
	ω	0,3440	0,3442	0,0436

As propriedades crítica dos dois bancos de dados apresentaram desvios menores que 4%, indicando a validade dos dados presentes no simulador utilizado. O maior desvio foi apresentado para o fator acêntrico (ω) do O₂, que apresentou um desvio relativo de 9,5%. Porém, por mais que o erro relativo do ω do O₂ seja grande, o erro absoluto está na terceira casa decimal. Além disso, como o valor de ω dessa substância é baixo, pequenas variações de valor aumenta o erro relativo.

5.2 Validação do equilíbrio de fases da mistura amônia/água

Os dados do equilíbrio de fases da mistura amônia/água fornecido pelo simulador utilizando a Equação de Estado PRSV foram comparados com os dados da literatura de Tillner e Friend (1998) em uma pressão de 1317,2 kPa, conforme apresentado na Figura 5.1.

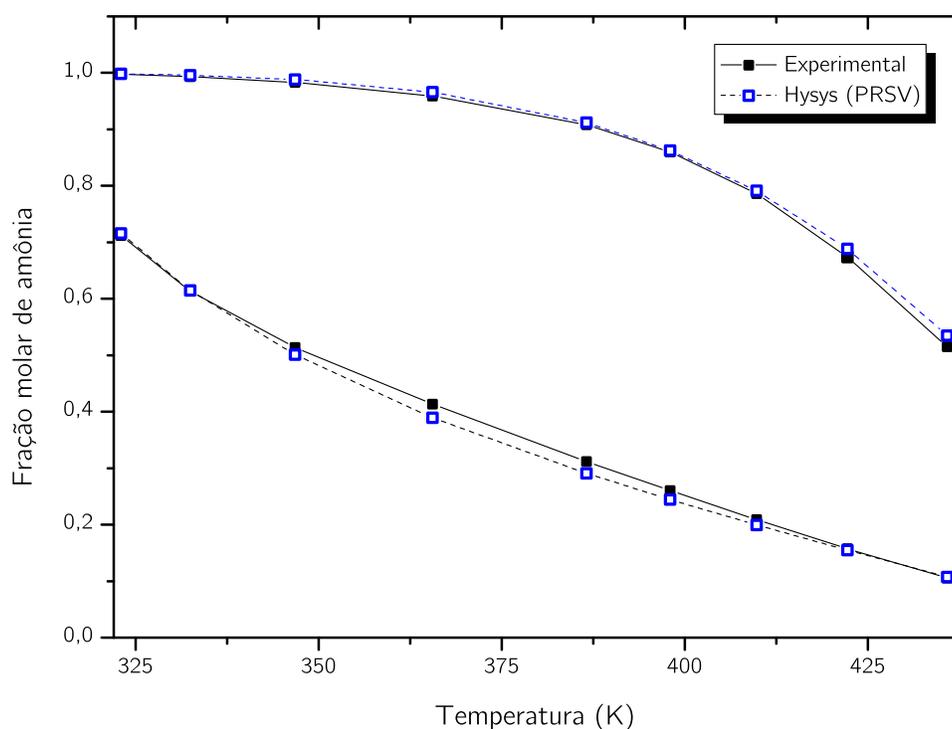


Figura 5.1 – Curva de ELV da mistura $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ com os dados de Tillner e Friend (1998) para a pressão de 1317,2 kPa.

Na Figura 5.1 é possível perceber uma tendência dos dados entre os valores experimentais e calculados pelo Aspen Hysys. O maior desvio encontrado na fração molar de líquido de amônia foi de 6,7% para a temperatura de 386,6 K, no qual a fração calculada pelo simulador foi 0,291 e no experimento foi 0,312. De modo geral, a EOS-PRSV demonstrou-se adequada como modelo preditivo dos dados. Porém essa diferença poder ser justificada pelo parâmetro de interação binário (k_{ij}) da equação de estado e precisão experimental.

Na literatura, a sensibilidade desse parâmetro para o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ foi reportada por Ezick *et al.* (1998), em que apresenta uma variação de k_{ij} entre -0,3 e -0,17 em uma faixa de temperatura entre 17 °C e 317 °C (NASCIMENTO, 2018). No banco de dados do simulador, o parâmetro de interação binário apresentado foi de -0,2533. Foi realizado um teste de sensibilidade alterando o valor para -0,28 valor sugerido por Skogestad (1983), resultando em um desvio de 1,1%, demonstrando a sensibilidade desse parâmetro. Para esse trabalho, preferiu-se utilizar o valor de k_{ij} apresentado pelo banco de dados do simulador, uma vez que não foram estudadas outras faixas de temperatura e pressão.

5.3 Validação dos ciclos termodinâmicos

5.3.1 Validação do ciclo de Brayton regenerativo

No ciclo de Brayton, no qual foi utilizada sete microturbinas a gás, a validação ocorreu por meio da comparação dos dados da simulação com o catálogo comercial de referência técnica da *Capstone C200 Microturbine*, e foram comparadas: (1) potência líquida, (2) temperatura de exaustão, (3) eficiência do processo. A C200 fornece uma potência líquida de 200 kW na norma ISO 3977-2, *i.e.*, 15 °C, 1 atm e 60% U.R., porém na simulação foi considerado a temperatura ambiente como 25 °C. A Tabela 5.2 apresenta os valores de referência técnica do catálogo.

Tabela 5.2 – Referência técnica da microturbina Capstone C200.

Simbolo	Parâmetro	Valor
T_{amb}	Temperatura ambiente (°C)	25
\dot{W}_{liq}	Potência (kW)	196,4
η	Eficiência (%)	32,1
T_{exhaust}	Temperatura exaustão dos gases (°C)	294,7
\dot{m}_{exhaust}	Taxa mássica exaustão dos gases (kg/h)	4766
\dot{m}_{comb}	Taxa mássica do combustível (kg/h)	45,15
P_{comb}	Pressão na câmara de combustão (kPa _G)	517–552

Fonte: Capstone (2009).

Para a simulação, T_{amb} , \dot{m}_{exhaust} , \dot{m}_{comb} e P_{comb} foram considerados dados de entrada. As outras considerações iniciais, como eficiências e perdas, são listadas na Tabela 5.3, sendo esses valores selecionados com base nos trabalhos de Ameri *et al.* (2010) e Gimelli e Sannino (2018). Para a simulação no software Aspen Hysys foi utilizada a EOS-PR.

A Tabela 5.4 apresenta a comparação dos dados de simulação com o catálogo de referência. Nessas condições, o desvio relativo das comparações é menor que 1%, representando bem a microturbina selecionada.

Tabela 5.3 – Parâmetros de entrada adotado.

Simbolo	Parâmetro	Valor
Compressor		
η_{isen}	Eficiência isentrópica (%)	85
η_{mec}	Eficiência mecânica (%)	2
RC	Razão de compressão	5,2
Turbina		
η_{isen}	Eficiência isentrópica (%)	85
η_{ger}	Eficiência do gerador (%)	4
$P_{exhaust}$	Pressão de exaustão (kPa)	110
Recuperador		
ΔP_f	Queda de pressão da corrente fria (kPa)	17,8
ΔP_q	Queda de pressão da corrente quente (kPa)	1,8
Câmara de combustão		
ΔP_{CC}	Queda de pressão (kPa)	40
\dot{Q}_{LHV}	Perda de calor (% do LHV)	3

Tabela 5.4 – Comparação dos dados de simulação com o catálogo de referência.

	Hysys	Catálogo	Desvio (%)
Potência (kW)	196,4	196,4	0
Eficiência (%)	32,1	32,1	0
T_{exaus}	292,5	294,6	0,815

5.3.2 Validação do ciclo de refrigeração por absorção

No SRA, a validação do ciclo para o par NH_3/H_2O ocorreu por meio da comparação dos dados de temperatura com os resultados da literatura de Colonna e Gabrielli (2003). Os autores utilizaram uma solução forte com 47,07% (em massa) de amônia e uma solução fraca com 26,05% (em massa). A Figura 5.2¹ apresenta o esquema de simulação e os resultados são apresentados nas Tabelas 5.5 e 5.6.

Para essa validação, um segundo condensador (pré-resfriador) foi adicionado visto que esse equipamento estava presente no artigo utilizado. Segundo Herold *et al.* (1996) a utilização de um pré-aquecedor tem como vantagem reduzir a entalpia de condensação e, por conseguinte, a entalpia na entrada do evaporador. Como a entalpia de saída do

¹ O gerador representado contém o desorvedor e o retificador.

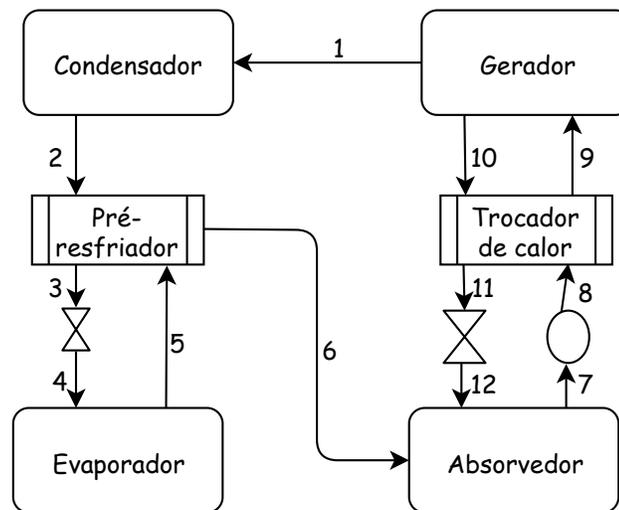


Figura 5.2 – SRA com pré-resfriador para validação.

evaporador é invariante, a capacidade de refrigeração por quilograma de fluido aumenta; e desvantagem o aumento do tamanho do absorvedor pois vapor superaquecido entra no absorvedor, aumentando o calor do absorvedor e, por conseguinte, o seu tamanho.

As variáveis especificadas foram: temperatura de condensação (T_2); temperatura de evaporação (T_5); temperatura de saída do pré-resfriador (T_6); temperatura da solução fraca na entrada do gerador (T_9); pressão alta do ciclo (P_1 , P_2 , P_9 e P_{11}); e pressão baixa do ciclo (P_7). Além disso, foi considerada a eficiência isentrópica da bomba de 65% e concentração de amônia no destilado de 99,69%, conforme mencionado no artigo. As correntes (3) e (12) não são apresentadas nas Tabelas 5.5 e 5.6 pois as informações das correntes não são apresentadas no artigo utilizado. Nessas condições, o desvio relativo na corrente [11] é elevado, apresentando um valor de 16,36%. Conforme relatado no trabalho de Nascimento (2018) o parâmetro de interação binário da EOS-PRSV apresentado no simulador apresenta alta sensibilidade para pequenas variações, no qual ao modificá-lo de -0,25 para -0,27 o desvio da corrente [11] apresentou uma melhoria.

Tabela 5.5 – Temperaturas nas correntes do ciclo SRA.

Correntes	Temperatura (°C)		
	Hysys	Colonna e Gabrielli (2003)	Desvio (%)
1	63,06	63,58	0,82
2*	49,99	43,99	*
4	-10,52	-10,57	0,47
5*	-10,00	-10,00	*
6*	23,97	23,97	*
7	23,43	25,01	6,32
8	23,74	25,31	6,20
9*	92,01	92,01	*
10	138,3	135,00	2,44
11	42,82	36,80	16,36

* Temperaturas especificadas.

Tabela 5.6 – Pressões nas correntes do ciclo SRA.

Correntes	Pressão (kPa)		
	Hysys	Colonna e Gabrielli (2003)	Desvio (%)
1*	1728	1728	*
2*	1728	1728	*
4	289	283	2,08
5	289	283	2,08
6	289	283	2,08
7*	271	271	*
8	1728	1728	0
9*	1728	1728	*
10	1728	1728	0
11*	1728	1728	*

* Pressões especificadas.

5.3.3 Conclusões

Com base nos resultados obtidos da validação das propriedades críticas e fator acêntrico, equilíbrio de fases e simulação da SRA, pode-se concluir que as escolhas da EOS-PR para a microturbina e da EOS-PRSV para o SRA e do simulador Aspen Hysys são adequadas para o desenvolvimento desses sistemas no presente trabalho. Dessa forma, o próximo capítulo apresenta o desenvolvimento da análise paramétrica com base na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

6 Resultados e Discussões da Análise Paramétrica

Neste capítulo serão apresentados os resultados da análise paramétrica realizada no SRA e ORC. Essas análises tiveram como objetivo conhecer o comportamento das condições de operações e como elas impactam no desempenho do sistema. Para cada análise conduzida foi observado o efeito nos dois grupos analisados. As simulações foram realizadas conforme as considerações apresentadas no Capítulo 4.

6.1 Análise paramétrica do SRA

A análise de sensibilidade do SRA foi realizada nos dois grupos estudados. O efeito da temperatura do absorvedor (T_{19}), temperatura do gerador (T_{22}) e queda de pressão (ΔP) foram avaliados no coeficiente de performance (COP), razão de circulação (f) e nas vazões mássicas \dot{m}_{19} e \dot{m}_{22} do SRA. A faixa de operação para essas análises bem como as variáveis fixadas na simulação foram apresentadas nas Tabelas 4.7 e 4.8, respectivamente.

6.1.1 Efeito da temperatura do absorvedor sobre o COP e f

A influência de T_{19} foi avaliada de 35 – 45 °C, o que corresponde à fração mássica da solução forte (ξ_{19}) de 0,3971 – 0,4668, e os resultados são apresentados nas Figuras 6.1 e 6.2. Os valores de ξ_{19} maiores do que 0,4668 foram descartados (conforme a faixa de variação da Tabela 4.8) para manter um ΔT_{\min} maior ou igual a 10 °C (considerando água de resfriamento a 25 °C).

A Figura 6.1 apresenta o efeito de T_{19} sobre COP e em f . O aumento de T_{19} na faixa analisada diminui o COP de 0,65 para 0,62, e aumenta f de 3,67 para 5,67. O maior valor de COP é obtido a $T_{19} = 35$ °C, pois nessa condição, ξ_{19} assume o maior valor da faixa analisada, o que facilita a separação na coluna do gerador, e por consequência, diminui o calor do refeedor. É importante destacar que a mudança da carga térmica do SRA (\dot{Q}_{evap}) do grupo 1 de 200 kW para o grupo 2 de 150 kW não altera essas duas variáveis. Elas apenas modificam a vazão mássica do sistema, conforme apresentado na Figura 6.2.

A Figura 6.1 apresenta o efeito da variação T_{19} na vazão mássica da saída do absorvedor (\dot{m}_{19}) e gerador (\dot{m}_{22}). A mudança de \dot{Q}_{evap} do grupo 1 para o grupo 2, reduz a vazão mássica do sistema em 25%, interferindo com isso no tamanho do trocador de calor.

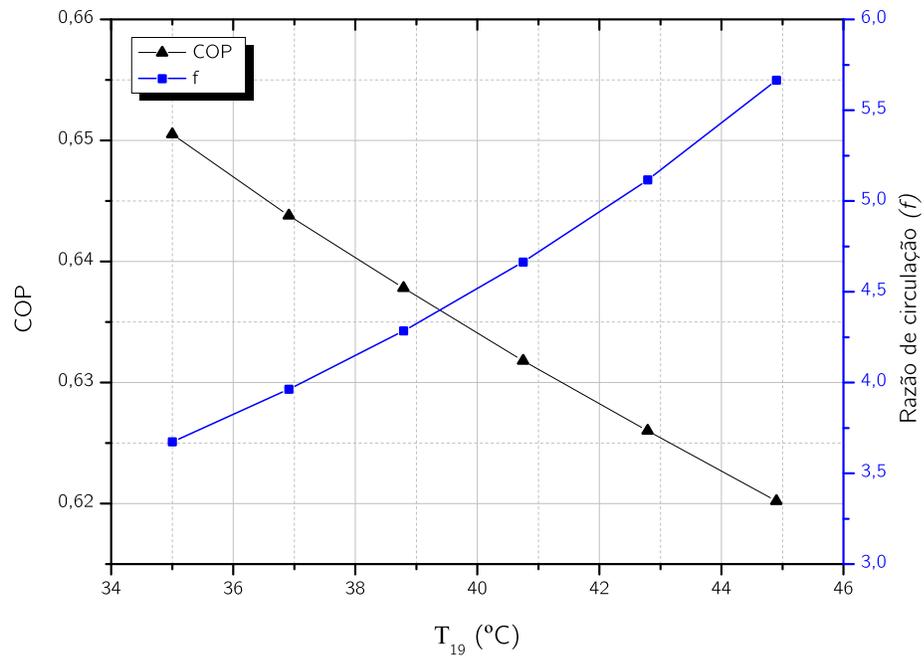


Figura 6.1 – Efeito da temperatura no absorvedor sobre o COP e f .

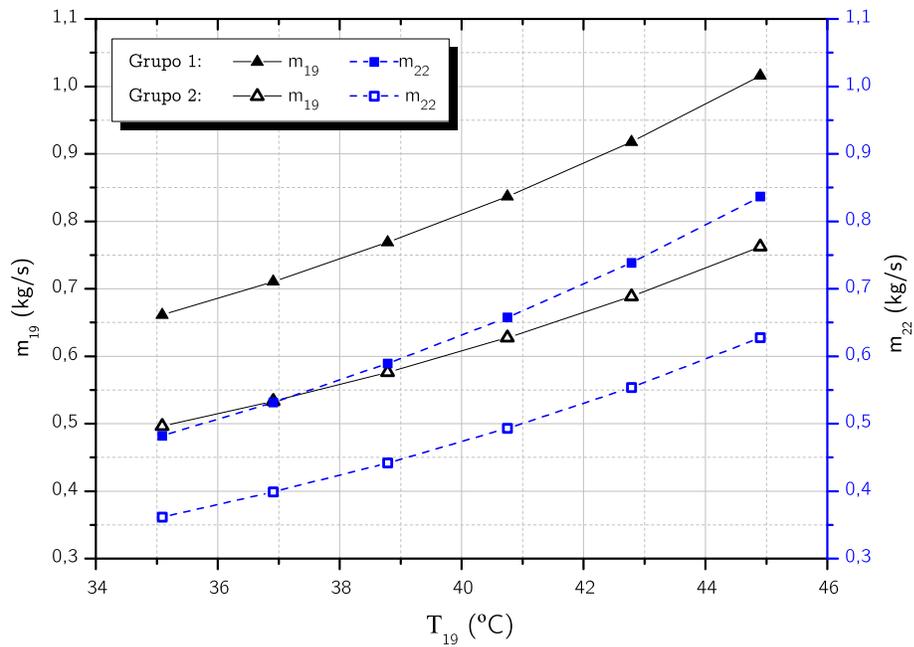


Figura 6.2 – Efeito da temperatura no absorvedor sobre a vazão mássica do SRA.

6.1.2 Efeito da temperatura do gerador sobre o COP e f

A influência de T_{22} foi avaliada entre 98,5 – 156,5 °C, o que corresponde à fração mássica da solução fraca (ξ_{22}) de 0,3849 – 0,1520. Os resultados dessas análises são apresentados nas Figuras 6.3 e 6.4.

Conforme observado na Figura 6.3, o aumento de T_{22} diminui tanto o COP quanto f . O aumento de T_{22} varia o COP de 0,69 para 0,614 enquanto f diminui de 7,5 para 2,7. O aumento de T_{22} aumenta o calor do refeedor fornecido para o gerador e diminuiu o COP, visto que \dot{Q}_{evap} é constante. Além disso, o aumento de T_{22} diminui ξ_{22} , o que resulta na redução das vazões mássicas do ciclo (Figura 6.4) e por consequência reduz f .

É possível perceber também um comportamento fortemente polinomial da vazão mássica \dot{m}_{19} e \dot{m}_{22} com T_{22} entre 98 e 120 °C, dando um f elevado nesse intervalo de temperatura, comparado com toda a faixa analisada. Além disso, mudança de \dot{Q}_{evap} também reduz a vazão mássica do grupo 1 para o grupo 2 em 25%.

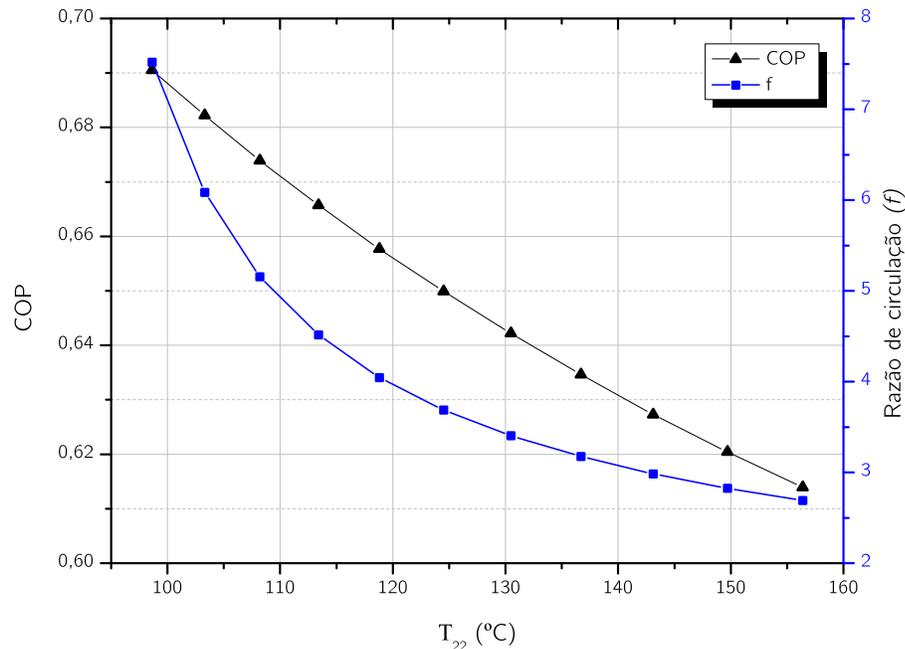


Figura 6.3 – Efeito da temperatura do gerador sobre o COP e f .

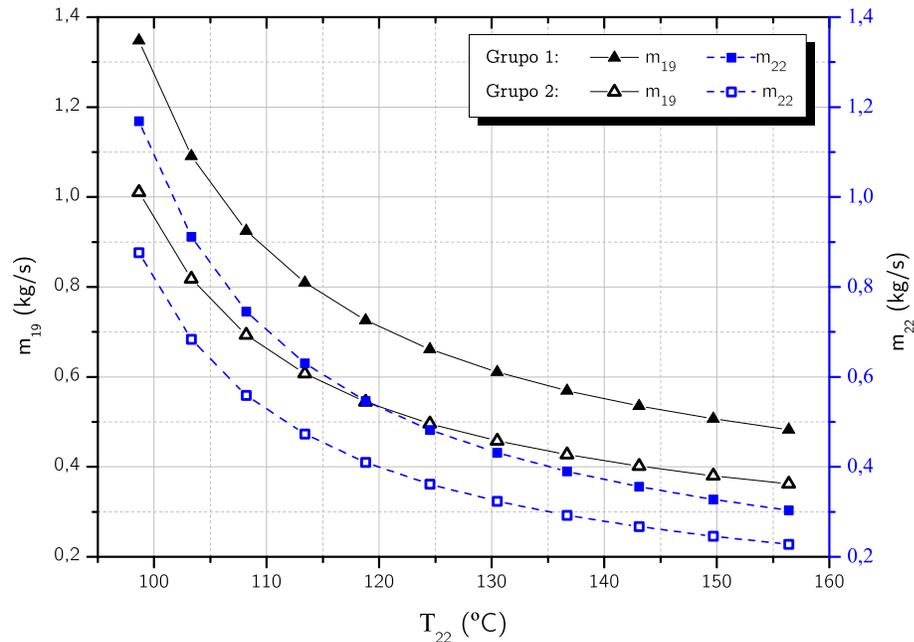


Figura 6.4 – Efeito da temperatura do gerador sobre a vazão mássica do SRA.

6.1.3 Efeito da variação da pressão do ciclo sobre o COP e f

A influência de ΔP foi avaliada de 813 a 1448 kPa, o que corresponde a uma mudança na pressão alta do ciclo (P_{20}) entre 1243 e 1878 kPa, e seu efeito foi observado no COP, em f e na vazão mássica do ciclo, conforme apresentado nas Figuras 6.5 e 6.6.

Conforme apresentado na Figura 6.5, o aumento de ΔP diminui o COP de 0,663 para 0,638 enquanto f se manteve constante. Mesmo o f sendo invariante à mudança de ΔP , as vazões mássicas no ciclo são alteradas. Além disso, aumento de ΔP altera o equilíbrio das frações mássicas ξ_{19} e ξ_{22} , sendo a temperatura do gerador alterada de 124,5 °C para a faixa entre 113,3 – 134,4 °C para manter ξ_{22} constante.

Como dito anteriormente, a mudança de ΔP altera o equilíbrio das frações mássicas ξ_{19} e ξ_{22} , com isso, o aumento dessa variável aumenta a vazão de \dot{m}_{15} , elevando o tamanho dos equipamentos do ciclo.

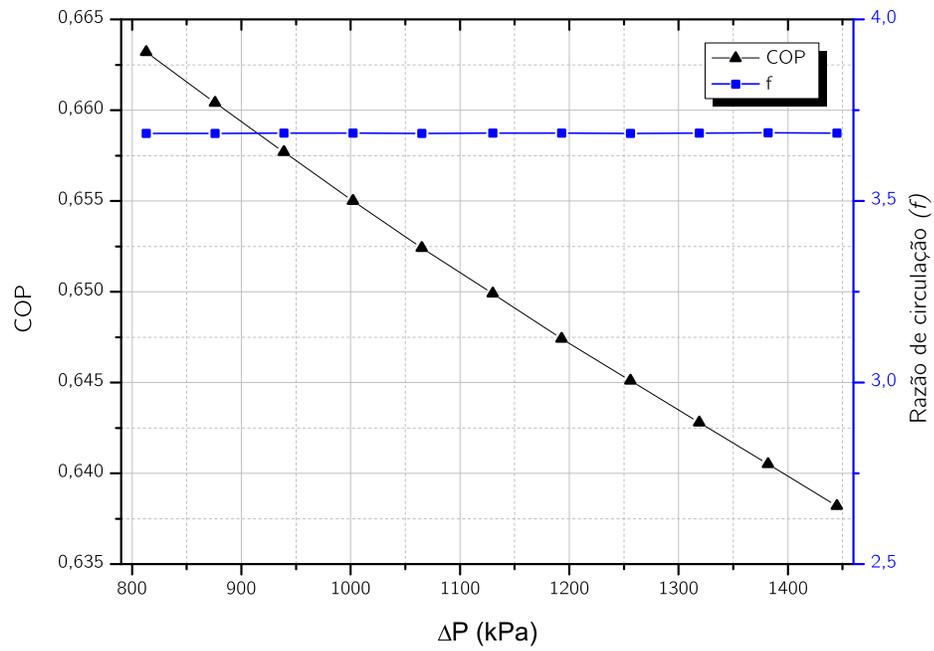


Figura 6.5 – Efeito da variação da pressão do ciclo sobre o COP e f .

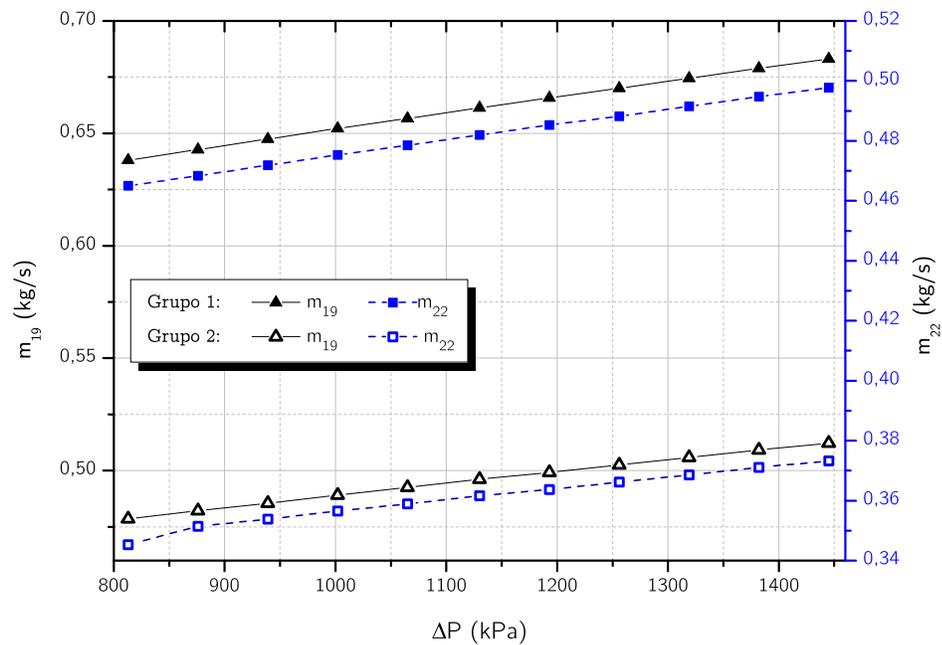


Figura 6.6 – Efeito da temperatura do gerador sobre a vazão mássica do SRA.

6.1.4 Conclusão da análise paramétrica do SRA

Segundo a metodologia, é recomendado que o f seja o menor possível visto que ele afeta o dimensionamento de equipamentos. Além disso, o COP deve ser o maior possível. Como a carga do evaporador, \dot{Q}_{evap} , é constante, quanto menor a quantidade de energia que precisa ser fornecida para o gerador (\dot{Q}_{ger}), maior é o COP, e por conseguinte, aumenta o calor residual que pode ser aproveitado em outro ciclo termodinâmico.

Analisando as Figuras 6.1 – 6.6 pode-se concluir:

- T_{19} deve ser o menor possível: o aumento dessa variável diminui o COP e aumenta f , impactando no aumento dos equipamentos;
- T_{22} deve ser um valor intermediário entre a faixa analisada: o aumento dessa variável diminui o COP, porém diminui também f . É observado na Figura 6.3 que as curvas de f têm um comportamento predominantemente polinomial até $T_{22} = 120$ °C;
- ΔP deve ser o menor possível: o aumento dessa variável diminui o COP além de aumentar \dot{m} do ciclo.

Uma conclusão qualitativa das análises das Figuras 6.1 – 6.6 é apresentada na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Conclusão qualitativa do SRA.

Variável	Efeito	COP	f	\dot{m}_{SRA}
T_{19}	↑	↓	↑	↑
T_{22}	↑	↓	↓	↓
ΔP	↑	↓	=	↑

Com base na análise acima, os valores selecionados das análises de sensibilidade foram: $T_{19} = 35$ °C, $T_{22} = 120$ °C e $\Delta P = 813$ kPa, que resultam em um COP = 0,655 e $f = 3,35$.

A próxima sessão apresenta os resultados da análise paramétrica para o ORC. Para isso, foi considerado que o calor que entra nesse ciclo é proveniente do calor residual da microturbina e/ou do SRA, sendo os parâmetros da microturbina os mesmos utilizados na validação da Capstone e os parâmetros do SRA os mesmos que foram selecionados da análise paramétrica.

6.2 Análise paramétrica do ORC

Para a análise de sensibilidade do ORC foram considerados os dois grupos analisados, sendo o grupo 1 correspondente a primavera/verão e o grupo 2, outono/inverno. Além disso, em cada grupo são estudadas duas configurações, que se diferenciam no posicionamento do ORC no sistema de trigeração. Na configuração do ORC pós-SRA, o ORC é posicionado depois do SRA e na configuração ORC pré-SRA, o ORC é posicionado antes do SRA, sendo os fluidos orgânicos de cada configuração o n-pentano e o R141b, respectivamente. A Tabela 6.2 ilustra as 4 situações propostas.

Tabela 6.2 – Situações propostas do posicionamento do ORC.

Grupo	Posicionamento	Sigla
G1	pós-ORC	G1Pós
	pré-ORC	G1Pré
G2	pós-ORC	G2Pós
	pré-ORC	G2Pré

Na análise paramétrica foi avaliado o efeito da temperatura *pinch point* no trocador de calor (T_{PP}), o efeito da pressão de entrada da turbina (P_{25}) e o efeito da temperatura de entrada da bomba (T_{27}) no trabalho líquido (\dot{W}_{liq}) e vazão mássica (\dot{m}_{25}) do ORC, como também o desempenho termodinâmico no ORC (η_{ORC}) e no sistema de trigeração (FUE e ψ_{tri}).

A Tabela 6.3 apresenta a vazão e temperatura de entrada no ORC de cada cenário e seus respectivos fluidos orgânicos. A faixa de operação para essa análise bem como as variáveis fixadas na simulação foram apresentadas nas Tabelas 4.10 e 4.11, respectivamente.

Tabela 6.3 – Condições de entrada e fluido orgânico de cada cenário.

Caso	Fluido orgânico	Temperatura (°C)	Vazão mássica (kg/s)
G1Pós	pentano	210,9	9,627
G1Pré	R-141b	277,9	9,627
G2Pós	pentano	221,2	7,943
G2Pré	R-141b	279,7	7,943

6.2.1 Efeito da temperatura no ponto *pinch* no trocador de calor

A influência de T_{PP} foi avaliada na faixa de 10 – 60 °C, e os resultados são apresentados nas Figuras 6.7 a 6.9. Na Figura 6.7(a), T_{PP} foi variada até 47,5 °C para o grupo 1 e até 57,5 °C para o grupo 2, pois valores maiores do que esses forneciam valores negativos de \dot{m}_{25} . Já na Figura 6.7(b), o T_{PP} começou a ser variado de 37,5 °C para o grupo 1 e de 35 °C para o grupo 2, para que a temperatura de saída do sistema de trigerção (T_{14}) fosse maior do que 40 °C.

A Figura 6.7 apresenta o efeito de T_{PP} em \dot{W}_{liq} e em \dot{m}_{25} do ORC. O aumento de T_{PP} diminui, em ambos os grupos e configurações o \dot{W}_{liq} . Na Figura 6.7(a) o \dot{W}_{liq} é reduzido em 98% enquanto na Figura 6.7(b) a redução do \dot{W}_{liq} é em 25% na faixa analisada. Isso acontece pois a diminuição desse parâmetro reduz a quantidade de calor que é fornecida para o ciclo. Em relação à vazão mássica, \dot{m}_{25} apresenta a mesma tendência do \dot{W}_{liq} , visto que a variação de T_{PP} não influencia na eficiência do ciclo (η_{ORC}).

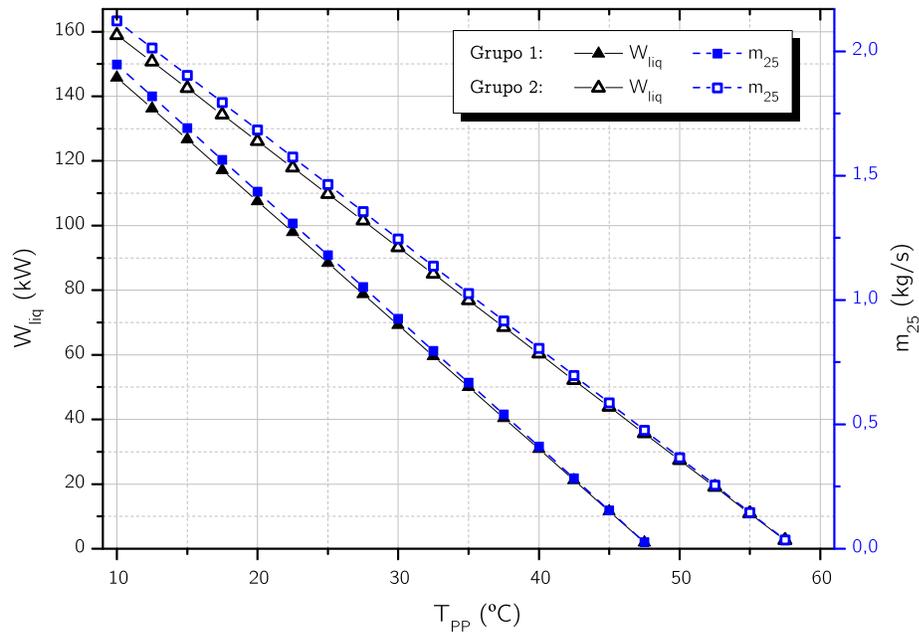
Comparando as duas configurações, tanto o \dot{W}_{liq} quando o \dot{m}_{25} são maiores na configuração pré-SRA. Na condição base, à 40 °C, essa configuração possui um \dot{W}_{liq} 88% maior no grupo 1 e 72% maior no grupo 2, porém \dot{m}_{25} se eleva em 14% e 6%, respectivamente.

As Figuras 6.8 e 6.9 ilustram o desempenho termodinâmico relacionado ao ORC e ao sistema de trigerção. É observado que o aumento de T_{PP} é invariante para a eficiência (η_{ORC}), pois a diminuição do \dot{W}_{liq} é proporcional à diminuição do calor que entra no ORC. Em relação ao desempenho termodinâmico do sistema de trigerção, o aumento de T_{PP} diminuiu o FUE e a ψ_{tri} em menos de 10% em ambas as configurações. Essa alteração acontece pois tanto o FUE quando o ψ_{tri} são funções do \dot{W}_{liq} produzido do ORC.

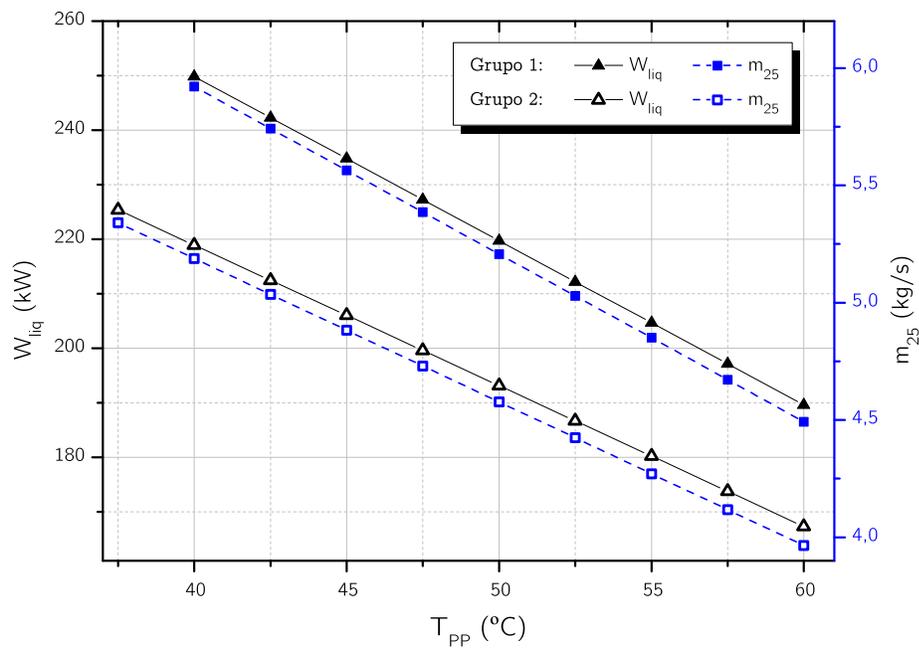
A Tabela 6.4 apresenta uma análise qualitativa do efeito de T_{PP} nas variáveis analisadas.

Tabela 6.4 – Análise qualitativa do efeito de T_{PP} nas variáveis analisadas.

Efeito/Variável	Caso	\dot{W}_{liq}	\dot{m}_{ORC}	η_{ORC}	FUE	ψ_{tri}
$\uparrow T_{PP}$	G1Pós	↓	↓	=	↓	↓
	G1Pré	↓	↓	=	↓	↓
	G2Pós	↓	↓	=	↓	↓
	G2Pré	↓	↓	=	↓	↓



(a) Configuração pós-SRA.



(b) Configuração pré-SRA.

Figura 6.7 – Efeito da temperatura no (T_{PP}) do trocador de calor *pinch point* no W_{liq} e na \dot{m} com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C.

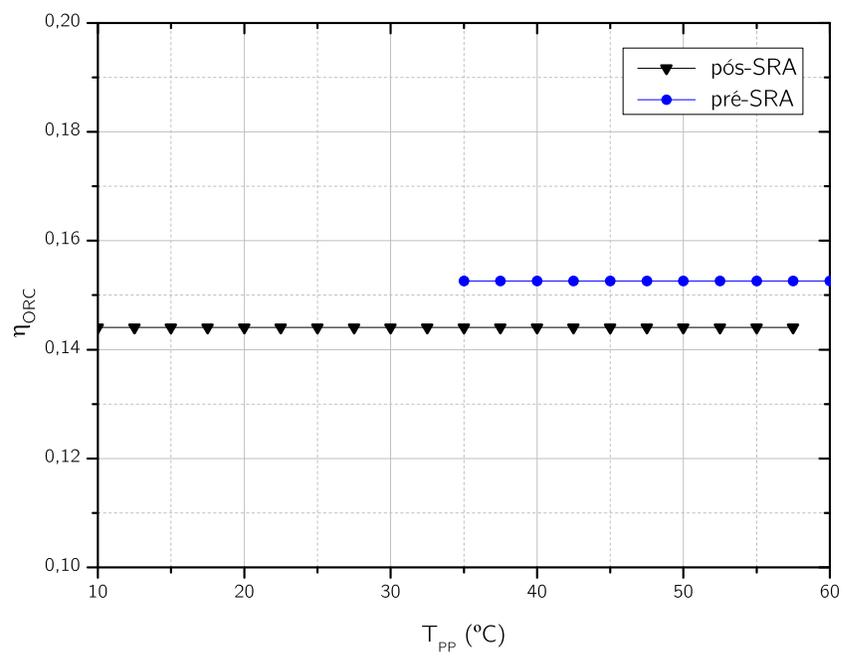
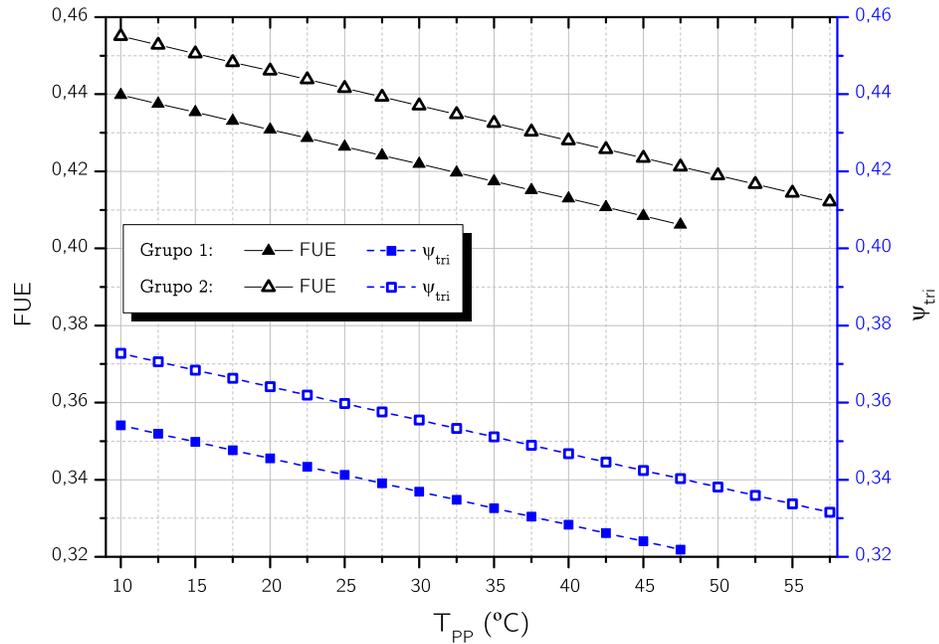
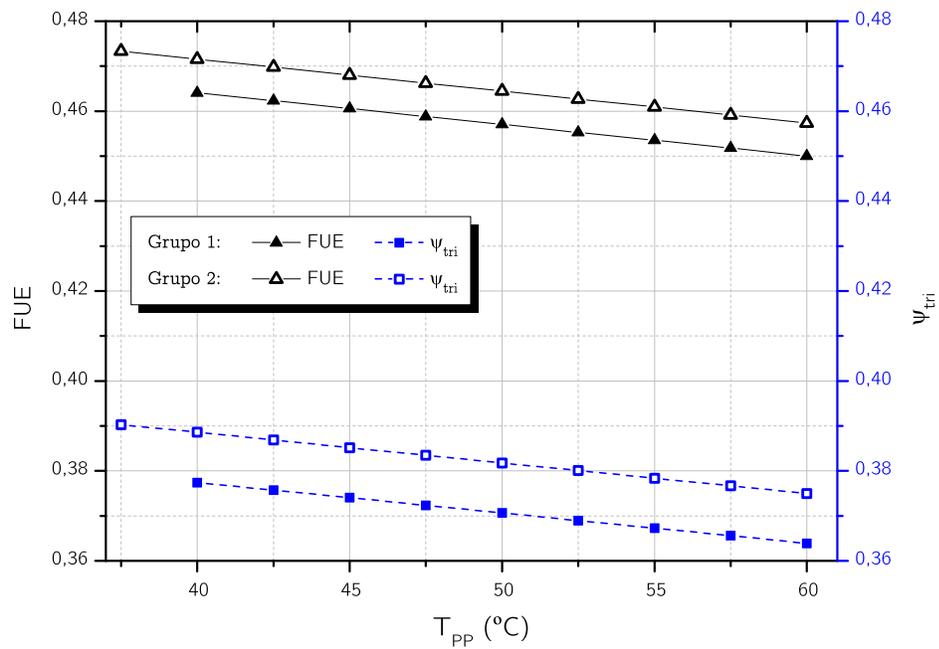


Figura 6.8 – Efeito da temperatura no (T_{PP}) do trocador de calor *pinch point* na eficiência do ORC.



(a) Configuração pós-SRA.



(b) Configuração pré-SRA.

Figura 6.9 – Efeito da temperatura no (T_{PP}) do trocador de calor *pinch point* na eficiência energética e exérgica com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C.

6.2.2 Efeito da pressão de entrada da turbina

A influência de P_{25} foi avaliada de 1000 – 3000 kPa nas duas configurações e os resultados são apresentados nas Figuras 6.10 e 6.12. Na Figura 6.10(a), P_{25} foi variada até 2200 kPa para o grupo 1 e até 2600 kPa para o grupo 2, pois valores maiores do que esses forneciam valores negativos de \dot{m}_{25} . Já na Figura 6.10(b), P_{25} começou a ser avaliada em 1800 e 1200 kPa para o grupo 1 e grupo 2, respectivamente para garantir T_{14} maior do que 40 °C.

A Figura 6.10 apresenta o efeito da variação de P_{25} em relação ao \dot{W}_{liq} e a \dot{m}_{25} do ORC. O aumento da pressão na entrada da turbina aumenta o \dot{W}_{liq} na configuração ORC pré-SRA, como era esperado, porém na configuração ORC pós-SRA, o \dot{W}_{liq} diminui. Sabe-se que o aumento da pressão, aumenta a variação de entalpia na turbina e que o \dot{W}_{turb} depende tanto dessa variação de entalpia quanto de \dot{m}_{25} . Para o pós-SRA, a variação de entalpia na turbina foi de 56,52 kJ/kg para a pressão de 1000 kPa e 81,5 kJ/kg para a pressão de 2200 kPa. Para o pré-SRA a variação de entalpia foi entre 42,2 kJ/kg para 1800 kPa e 50,3 kJ/kg para 3000 kPa. Já \dot{m}_{25} variou nessa faixa de 1,703 – 0,124 kg/s e 6,049 – 5,648 kg/s respectivamente na mesma faixa analisada, resultando no comportamento apresentado.

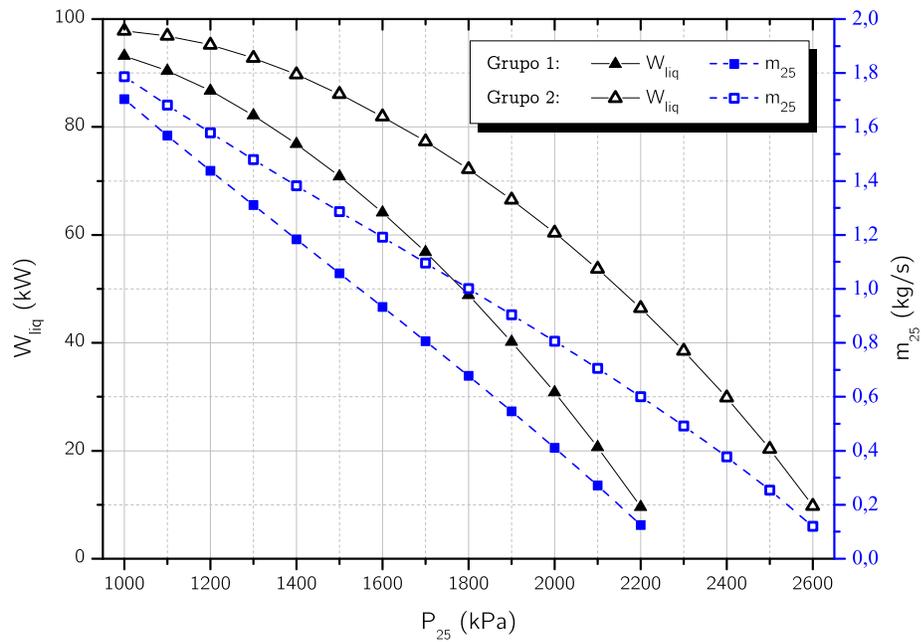
Além disso, a configuração ORC pré-SRA possui um \dot{W}_{turb} maior que a configuração pós-SRA. Para o caso base, ele é 88% maior para o grupo 1 e 74% para o grupo 2.

As Figuras 6.11 e 6.12 ilustram o desempenho termodinâmico em relação ao ORC e ao sistema de trigerção. Pode-se concluir que o aumento da pressão aumenta a eficiência do ORC em ambas as configurações, como era esperado. Em relação ao desempenho termodinâmico do sistema de trigerção, a variação de P_{25} aumenta o desempenho para a configuração pré-SRA e reduz o desempenho para a configuração pós-SRA, pois esses parâmetros são funções do \dot{W}_{liq} .

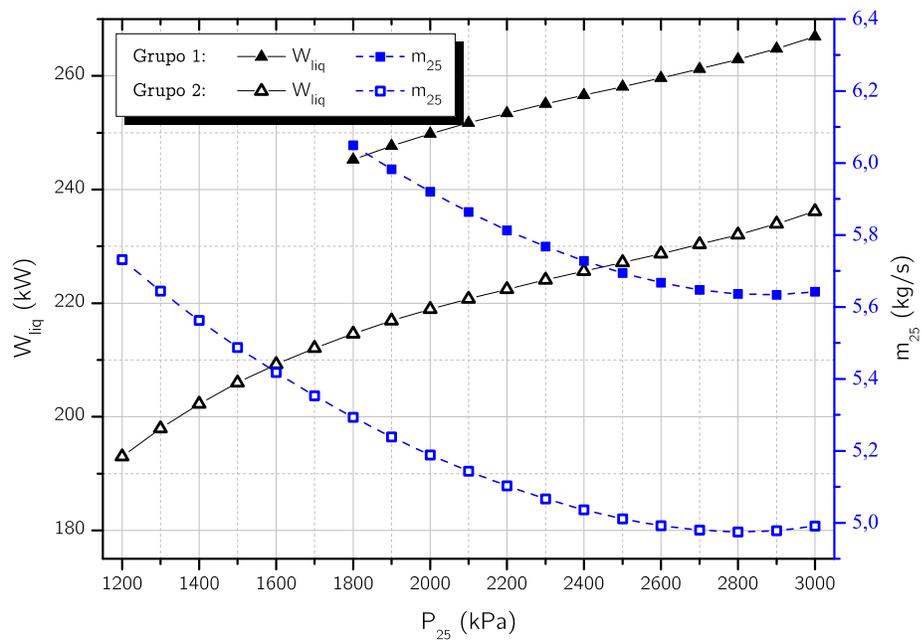
A Tabela 6.5 apresenta uma análise qualitativa do efeito de P_{25} nas variáveis analisadas.

Tabela 6.5 – Análise qualitativa do efeito de P_{25} nas variáveis analisadas.

Efeito/Variável	Caso	\dot{W}_{liq}	\dot{m}_{ORC}	η_{ORC}	FUE	ψ_{tri}
$\uparrow P_{25}$	G1Pós	↓	↓	↑	↓	↓
	G1Pré	↑	↓	↑	↑	↑
	G2Pós	↓	↓	↑	↓	↓
	G2Pré	↑	↓	↑	↑	↑

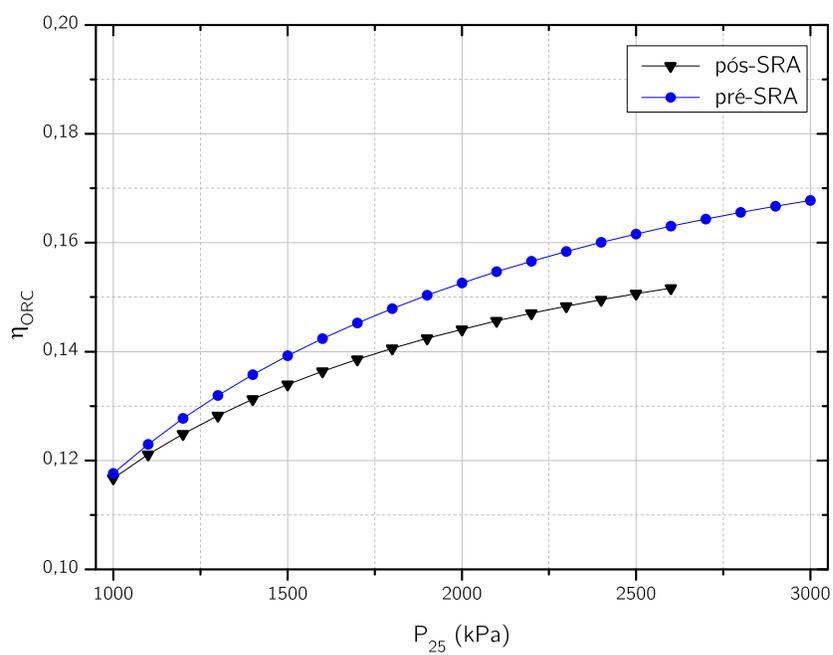


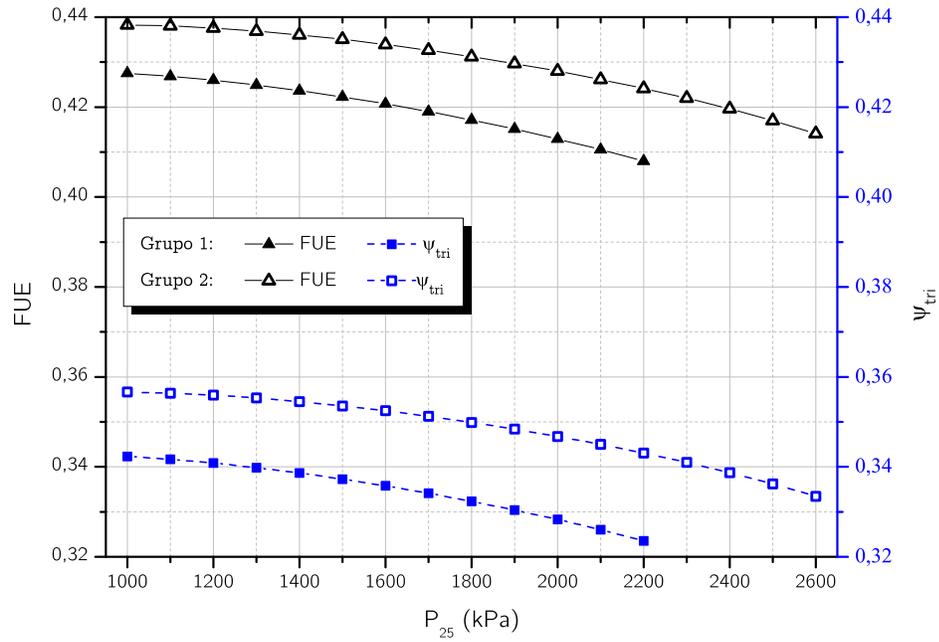
(a) Configuração pós-SRA.



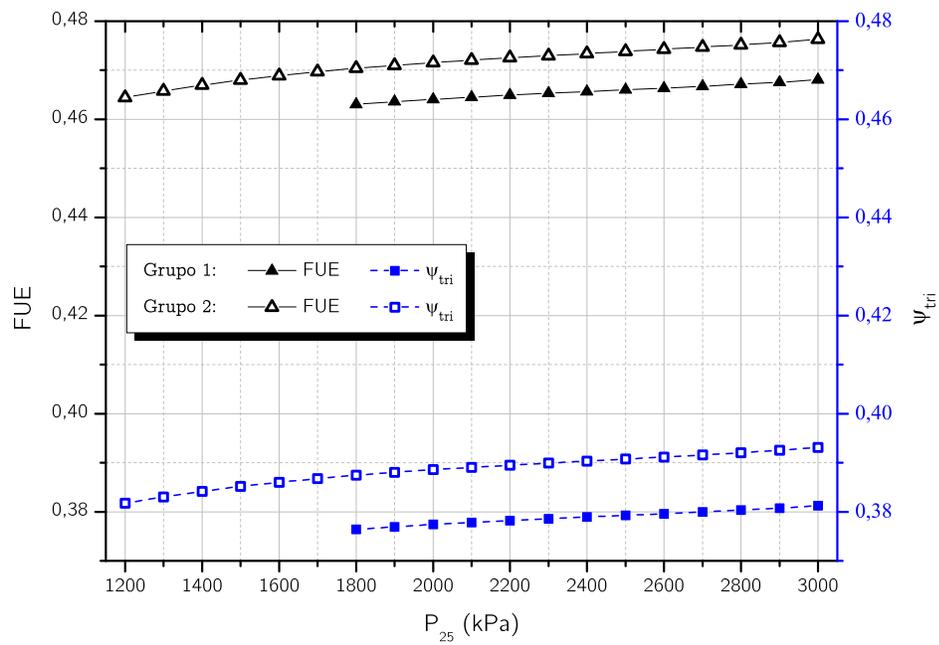
(b) Configuração pré-SRA.

Figura 6.10 – Efeito da pressão de entrada da turbina P_{25} no W_{liq} e na \dot{m} com $T_{PP} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{27} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Figura 6.11 – Efeito da pressão de entrada da turbina P_{25} na eficiência do ORC.



(a) Configuração pós-SRA.



(b) Configuração pré-SRA.

Figura 6.12 – Efeito da pressão de entrada da turbina P_{25} na eficiência energética e exergética com $T_{PP} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{27} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

6.2.3 Efeito da temperatura de entrada da bomba

A influência da temperatura de entrada da bomba (T_{27}) foi avaliada de 35 – 70 °C, e os resultados são apresentados nas Figuras 6.13 e 6.15. Na Figura 6.13(b), T_{27} começou a ser variado no grupo 1 em 47 °C para que a temperatura de exaustão do sistema de trigeriação (T_{14}) não fosse menor que 40 °C.

A Figura 6.13 apresenta o efeito de T_{27} em relação ao \dot{W}_{liq} e a pressão de descarga da turbina (P_{26}). A Tabela 6.6 apresenta os valores de \dot{m}_{25} em cada configuração, visto que essa variável não é alterada com a variação de T_{27} .

Tabela 6.6 – Vazão mássica do ORC em cada configuração.

Caso	Vazão mássica (kg/s)
G1Pós	0,411
G1Pré	5,921
G2Pós	0,806
G2Pré	5,188

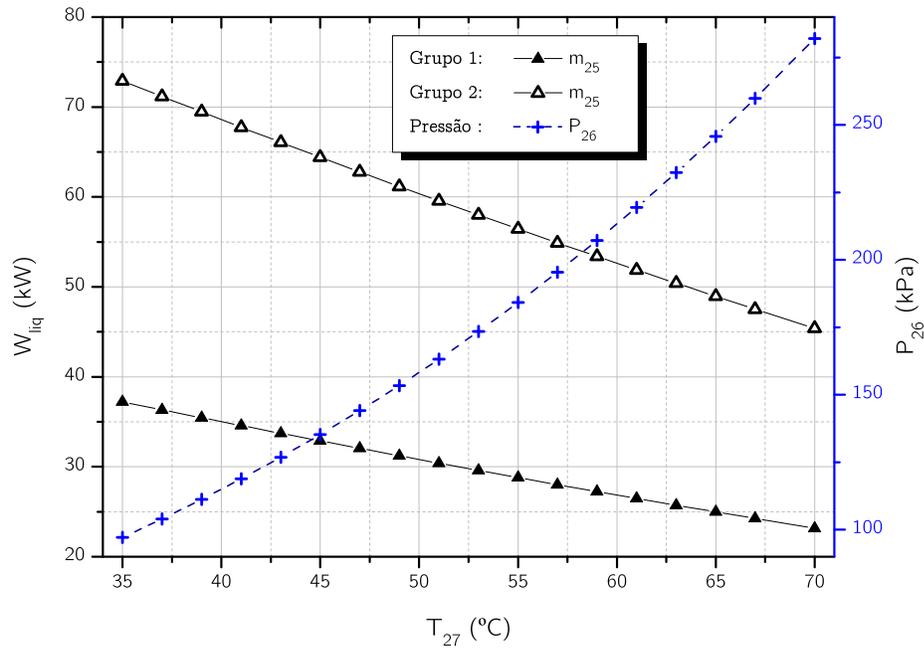
O aumento de T_{27} diminui em ambas as configurações o \dot{W}_{liq} , visto que ela modifica P_{26} . A variação de T_{27} na faixa analisada corresponde a um aumento de P_{26} de 97,1 kPa até 282 kPa para a configuração pós-SRA e de 112,3 kPa até 323,5 kPa para a configuração pré-SRA.

As Figuras 6.14 e 6.15 apresentam o desempenho do ORC e do sistema de trigeriação. O aumento de T_{27} diminui a η_{ORC} , pois uma menor quantidade de calor é fornecida ao ciclo. Em relação ao desempenho termodinâmico do sistema de trigeriação, a variação de FUE e da ψ_{tri} é mais sensível para a configuração pré-SRA.

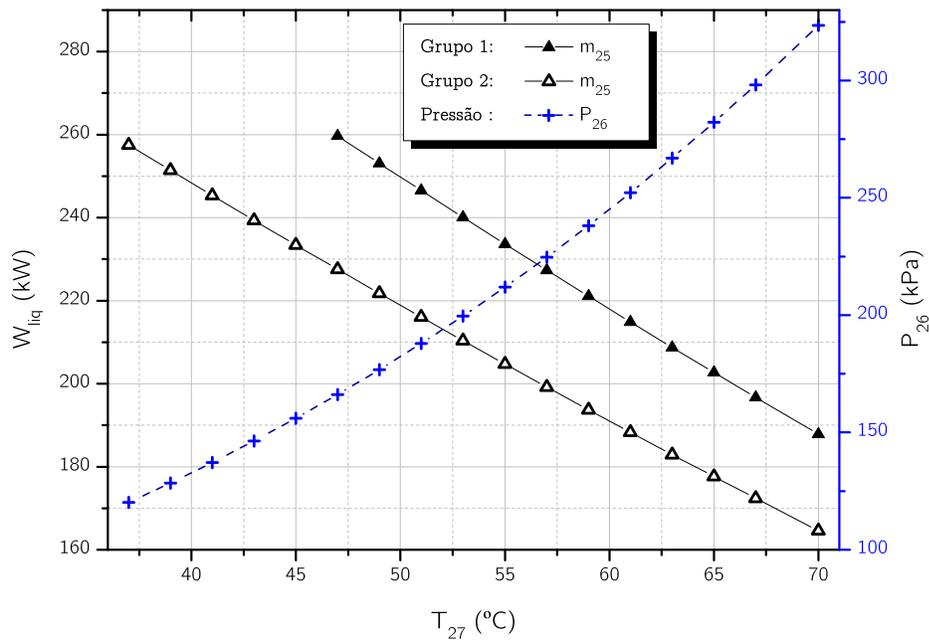
A Tabela 6.7 apresenta uma análise qualitativa do efeito de P_{25} nas variáveis analisadas.

Tabela 6.7 – Conclusão qualitativa do ORC.

Efeito/Variável	Caso	\dot{W}_{liq}	\dot{m}_{ORC}	η_{ORC}	FUE	ψ_{tri}
$\uparrow T_{27}$	G1Pós	↓	=	↓	↓	↓
	G1Pré	↓	=	↓	↓	↓
	G2Pós	↓	=	↓	↓	↓
	G2Pré	↓	=	↓	↓	↓



(a) Configuração pós-SRA.



(b) Configuração pré-SRA.

Figura 6.13 – Efeito da temperatura de saída do trocador de calor T_{27} no W_{liq} e na \dot{m} com $T_{PP} = 40$ °C e $P = 2000$ kPa.

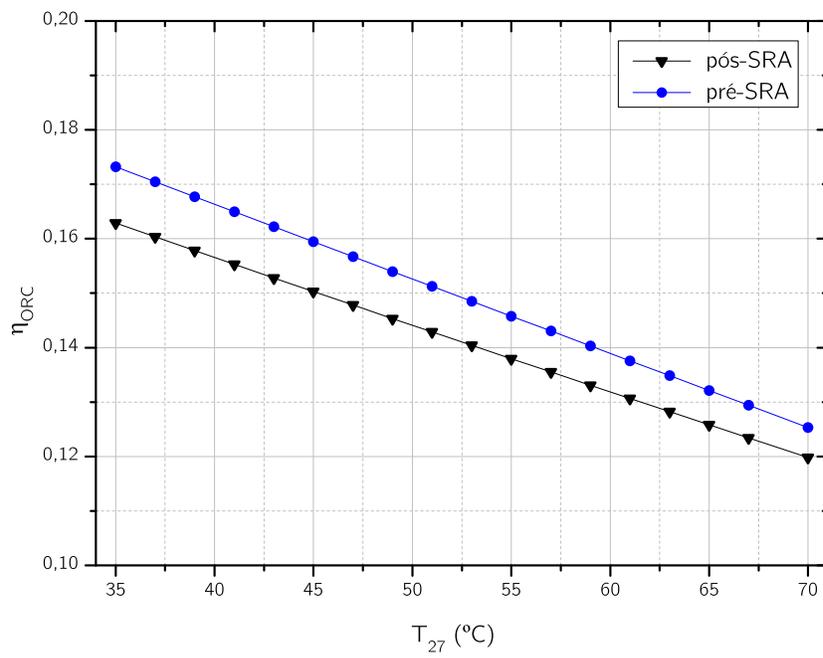
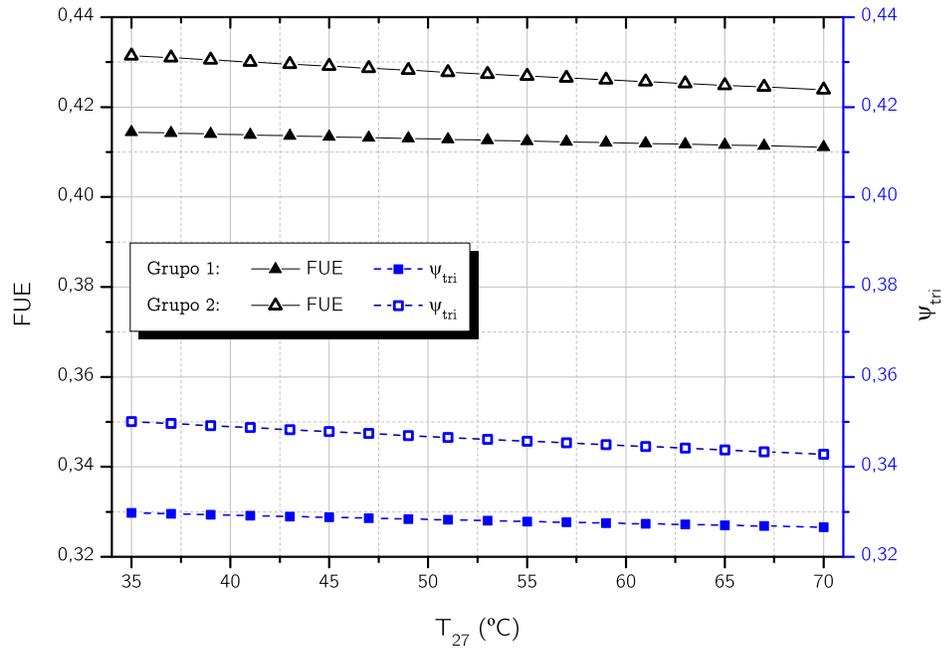
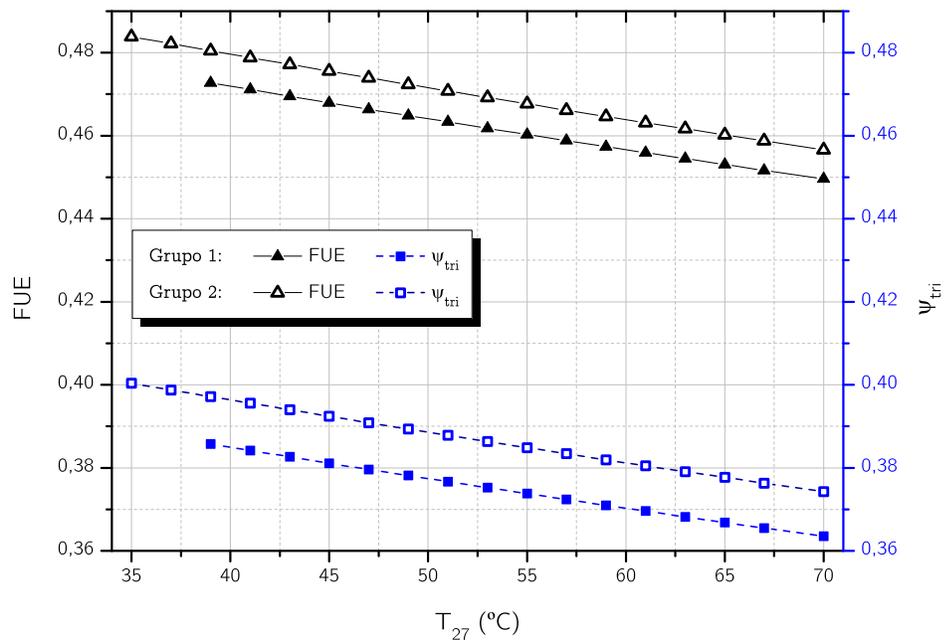


Figura 6.14 – Efeito da variação da pressão do ciclo sobre o COP e f .



(a) Configuração pós-SRA.



(b) Configuração pré-SRA.

Figura 6.15 – Efeito da temperatura de saída do trocador de calor T_{27} na eficiência energética e exergética com $T_{PP} = 40$ °C e $P = 2000$ kPa.

6.2.4 Conclusão da análise paramétrica do ORC

As faixas de pressões e temperaturas analisadas no ORC garantem as demandas pré-estabelecidas de utilidade quente e fria. Analisando as Figuras 6.7 a 6.14 a conclusão da análise paramétrica é apresentada a seguir e os valores selecionados da análise paramétrica são apresentados na Tabela 6.8.

- T_{PP} : o aumento dessa variável diminui o \dot{W}_{liq} e aumenta a vazão mássica do ciclo. Para a configuração pós-SRA, essa variável foi escolhida a menor possível ($T_{PP} = 10$ °C). Por mais que nesse ponto \dot{m} possua seu valor máximo, ela ainda tem um valor razoável, visto que vazões muito baixas resultam em dificuldades tecnológicas no processo de projeto e fabricação da turbina (TIAN; SHU, 2017). Para a configuração ORC pré-SRA foi escolhido $T_{PP} = 40$ °C pois é a condição que produz o maior \dot{W}_{liq} , porém apenas uma análise econômica decidirá \dot{m}_{25} ótimo;
- P_{25} : o aumento dessa variável diminui \dot{m}_{25} do ciclo e em relação ao \dot{W}_{liq} , ele diminui para o pós-SRA e aumenta para o pré-SRA. Para a configuração do ORC pós-SRA foi escolhido $P_{25} = 1500$ kPa visto que a diferença do trabalho produzido entre 1000 à 1500 kPa era menor do que 1% quando $T_{PP} = 10$ °C era usado; e para a configuração ORC pré-SRA foi escolhido $P_{25} = 2600$ kPa pois resulta no maior \dot{W}_{liq} e no menor \dot{m}_{25} ;
- T_{27} : o aumento dessa variável aumenta a P_{26} . Para o ORC é interessante trabalhar com pressão de descarga da turbina acima da pressão atmosférica, visto que os fluidos orgânicos possuem volume específico elevado. Para a configuração ORC pré-SRA foi escolhido $T_{27} = 36$ °C para a P_{26} ser 1 atm; e para a configuração ORC pós-SRA foi escolhido $T_{27} = 47$ °C, pois valores menores do que esse resultam em T_{14} menor do que 40 °C para o grupo 1.

Tabela 6.8 – Valores selecionados da análise paramétrica.

Caso	T_{PP} (°C)	P_{25} (kPa)	T_{27} (°C)	\dot{W}_{liq} (kW)	\dot{m}_{25} (kg/s)
G1Pós	10	1500	36	189,2	2,338
G1Pré	40	2600	47	269,0	5,667
G2Pós	10	1500	36	192,9	2,384
G2Pré	40	2600	47	237,1	4,992

Com base na análise acima, a Tabela 6.9 apresenta o desempenho termodinâmico das análises de sensibilidade das quatro configurações propostas. É interessante notar que para o cálculo de FUE e ψ_{tri} foi considerado apenas a demanda de água quente necessária estabelecida. Porém o condensador do ORC produz em torno de 10x mais essa utilidade, aumentando o FUE para 0,693 (G1Pós), 0,779 (G1Pré), 0,738 (G2Pós) e 0,779 (G2Pré).

Os gráficos da análise paramétrica considerando a água quente total são apresentados no Apêndice A.

Tabela 6.9 – Valores selecionados da análise paramétrica.

Caso	η_{ORC}	FUE	ψ_{tri}
G1Pós	0,152	0,450	0,364
G1Pré	0,167	0,473	0,382
G2Pós	0,152	0,449	0,370
G2Pré	0,167	0,466	0,382

6.3 Exergia destruída

Essa sessão apresenta uma comparação da exergia destruída no ORC dos quatro casos estudados. Para essa comparação foram utilizados os dados selecionados da análise paramétrica e são apresentados nas Figuras 6.16 e 6.17.

Comparando os quatro equipamentos do ORC, a configuração ORC pré-SRA possui uma exergia destruída 2 vezes maior no trocador de calor e 3 vezes maior no condensador. Esse comportamento é decorrente da corrente [11] que fornece calor para o ciclo. Essa corrente possui uma entalpia e por consequência uma exergia maior comparada com a corrente [13] da configuração pós-SRA.

É observado que a destruição de exergia é melhor distribuída na configuração pós-SRA, porém nessa condição, o ciclo produz um \dot{W}_{liq} 42% menor comparado com a configuração pré-SRA, porém \dot{m}_{25} dessa configuração é 2,4 vezes maior.

Ao projetar um sistema semelhante ao deste estudo, com o ORC posicionado antes do ORC, os componentes que requerem mais atenção no projeto e seleção são o trocador de calor e o condensador.

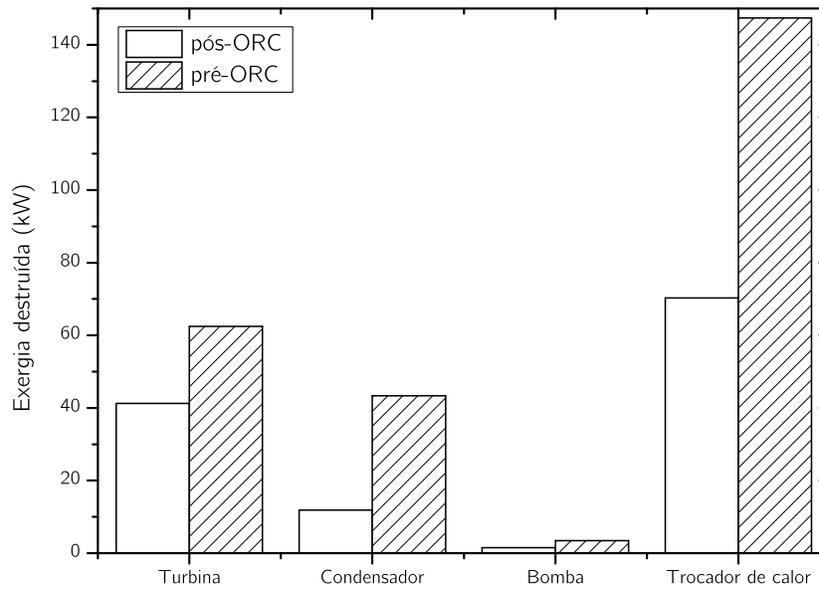


Figura 6.16 – Comparação da exergia destruída no ORC para o grupo 1.

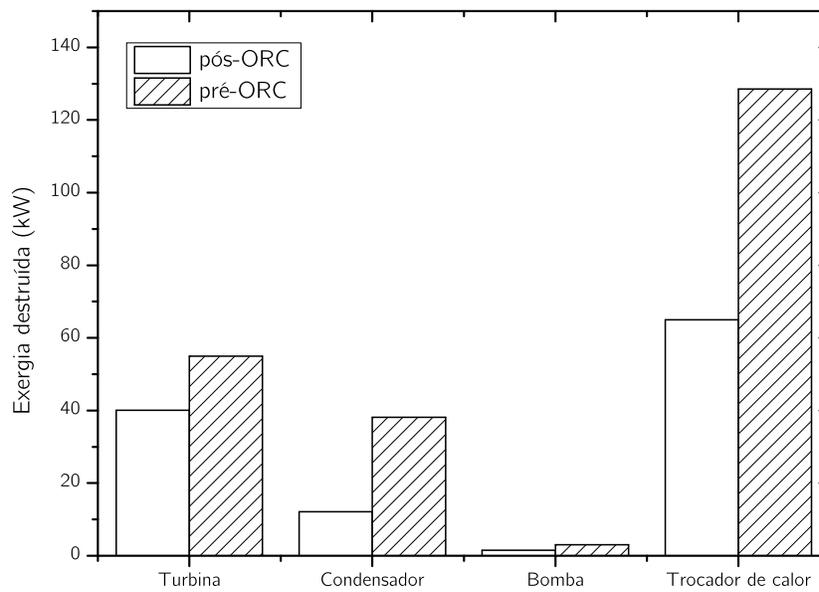


Figura 6.17 – Comparação da exergia destruída no ORC para o grupo 2.

6.4 Síntese e comentários dos resultados obtidos

O setor de serviços, diferentemente do setor industrial, apresenta bastante sazonalidade nas demandas de energia. Isso significa que dependendo da época do ano ou horário acontecem variações consideráveis na demanda. Sabe-se que as simulações nesse trabalho são realizadas em estado estacionário, por isso um dos questionamentos da autora era se seria possível que o sistema proposto atendesse as demandas durante todo o ano.

Cada uma das microturbinas simuladas produz 196,4 kW de eletricidade (na simulação já foi considerada uma eficiência de geração), ou seja, no grupo da primavera/verão, seriam produzidos 1374,8 kW de eletricidade, enquanto no outono/inverno, 1178,4 kW.

A Figura 6.18 ilustra as demandas de eletricidade mapeadas do hospital catalogadas nos dois grupos, que se diferenciam pelos dias úteis e não úteis. Considerando ambos os grupos das simulações, apenas com as microturbinas, o sistema de trigeração seria capaz de atender com folga:

- os dias não úteis
- os dias úteis das 18h às 7h, atendendo com isso o horário de ponta¹

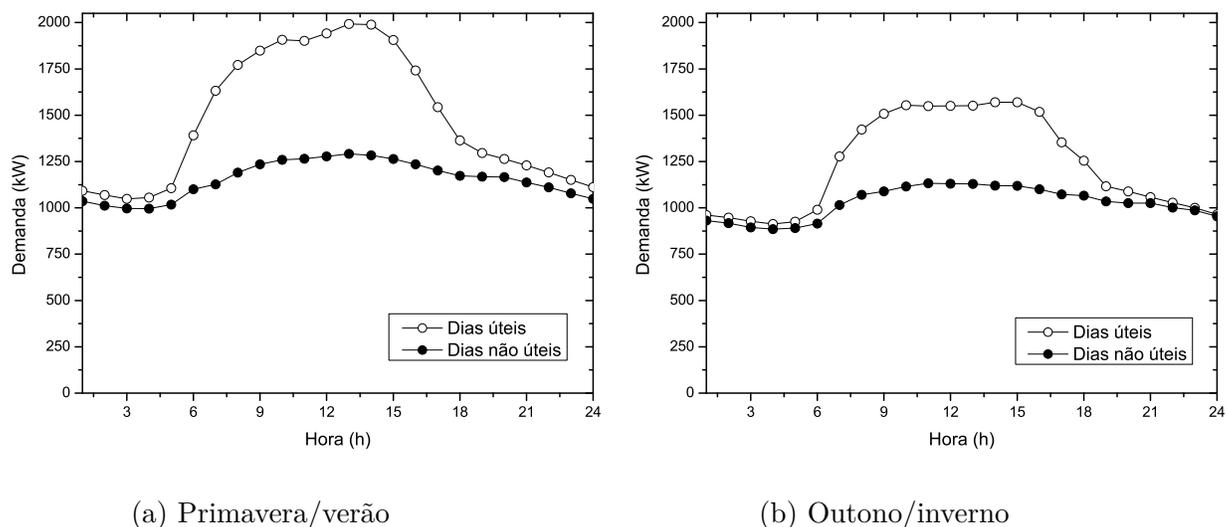


Figura 6.18 – Demandas médias de eletricidade nos dias úteis e não úteis.

Fonte: Dados do projeto Ecogera.

¹ O horário de ponta é composto por três horas consecutivas, no qual é cobrado uma tarifa mais cara, sendo esse horário entre 19h e 21h (BRASIL, 2012b).

A maior dificuldade então se daria entre os horários das 7 h e 18 h dos dias úteis. Na tentativa de tentar complementar esse consumo de eletricidade que se teve a ideia de integrar ao sistema um ciclo de Rankine orgânico, visto que esse ciclo é utilizado quando a fonte de calor que se possui é de menor qualidade.

Após análise paramétrica do neste capítulo é possível perceber que a produção de trabalho do ORC com o fluido pentano (posicionado após o SRA) é praticamente constante nos dois cenários avaliados com valor de ≈ 190 kW, possuindo então vazões mássicas praticamente iguais. Para um sistema operado na prática, isso é uma vantagem considerável, visto que ele pode ter as mesmas condições de operação durante o ano todo (além de ser um fluido com baixos índices de impacto ambiental). Essa análise então continuará como se o ORC escolhido fosse se posicionado após o SRA com o pentano como fluido de trabalho.

Para a geração de potência, seriam produzidos então 1564,8 kW no grupo 1 e 1368,4 kW no grupo 2. Analisando novamente a Figura 6.18, esses valores de kJ produzidos por segundo ainda não seriam capazes de atender a demanda prevista nos horários entre 7h e 17h. Porém é interessante lembrar que as microturbinas são configuradas em paralelo e possuem a mesma tensão e frequência da rede elétrica local. Sendo as microturbinas configuradas com a rede, a produção diária de eletricidade pelo sistema proposto consegue ser maior que o consumo acumulado de energia. Caso o consumo diário num dia específico seja maior que o produzido, a rede consegue suprir. É interessante lembrar que a microturbina não deve ser vista como uma possível substituta da rede elétrica, mas sim como uma tecnologia que permite melhorar sua qualidade e confiabilidade.

Em relação à demanda de água gelada para o sistema de ar condicionado central, foi estabelecida uma carga de evaporação fixa de 200 kW e 150 kW para cada grupo. Na simulação foi feita uma modificação dessa carga de 200 kW para 250 kW (aumento de 25%). A modificação dessa carga alterou os parâmetros operacionais do ORC, principalmente na potência gerada e vazão mássica do ciclo (redução em 30%).

Em relação à demanda de água quente, o ORC produz dez vezes mais água quente a 50 °C do que a demanda média mapeada. Esse excesso de água é uma demanda do próprio ciclo e pode ser diminuída com a inserção de um trocador de calor interno entre a saída da turbina e entrada do condensador. Para um hospital universitário, esse excesso de água quente poderia ser utilizado na limpeza dos restaurantes universitário, por exemplo.

O projeto de um sistema de trigerção envolve muito mais do que simulações. Porém as simulações são importantes porque fornecem uma noção inicial se o que se quer propor é possível termodinamicamente.

7 Análise econômica da influência do posicionamento do ORC no sistema de trigeração

7.1 Introdução

O principal objetivo de todo investimento é que ele seja economicamente viável. Portanto, o projeto de um sistema de trigeração requer uma avaliação econômica de investimentos, impostos, custos de operação e manutenção para analisar a viabilidade do projeto. No Capítulo 6 foram selecionadas os parâmetros de operação das configurações propostas do sistema de trigeração para essa avaliação.

O objetivo do presente capítulo é apresentar uma análise econômica preliminar das configurações propostas utilizando o cálculo do tempo de retorno de capital (TRC) simples e descontado. Esse capítulo é uma complementação do estudo realizado para ter uma noção da viabilidade do projeto. São atribuídos os custos de investimento dos equipamentos (CAPEX, no inglês “*Capital Expenditure*”) e de operação (OPEX, do inglês “*Operational Expenditure*”) para avaliar as configurações do ponto de vista econômico e não apenas termodinâmico.

7.2 Metodologia

Análises econômicas detalhadas para sistemas térmicos não são frequentemente publicadas. A maioria das publicações apresenta suas análises econômicas baseadas em custos de módulos em função da capacidade da unidade (SOTOMONTE, 2015). A análise econômica preliminar realizada foi constituída pelos custos de aquisição e instalação dos equipamentos.

Para calcular o custo total do sistema foram utilizadas as funções de custos em módulos encontradas na literatura, com exceção dos custos da microturbina, que são divulgados no catálogo da EPA (2015) (do inglês “*U.S. Environmental Protection Agency*”) e são baseados em valores fornecidos pelos fornecedores em março de 2015.

As estimativas dos custos de capital foram feitas a partir dos dados disponíveis em Turton (2009) que utiliza dados compilados de fabricantes e também do software *R-Books* comercializado pela *Richardson Engineering Service*, com exceção da turbina e da válvulas, conforme será explicado posteriormente. Os dados para o custo de equipamento

apresentados em Turton (2009) foram obtidos de uma pesquisa realizada com os fabricantes de equipamentos durante o período de maio a setembro de 2001. Já os custos das unidades das microturbinas foram publicados em março de 2015. Existem vários índices utilizados na indústria química para ajustar o efeito da inflação, sendo os mais utilizados os índices de *Marshall and Swift Equipment Cost Index* e o *Chemical Engineering Plant Cost Index* (CEPCI). O valor médio publicado para o CEPCI de 2001 e 2015 foram 397 e 567, respectivamente.

As análises de custo foram realizadas em dólares americanos e a conversão utilizada foi de US\$ 1 = R\$ 3,72, consultado no dia 18 de julho de 2019 no Banco Central do Brasil.

7.2.1 Custos da unidade da microturbina

Nas microturbinas, os custos das unidades assim como os custos de operação são publicados em catálogos divulgados pela EPA (2015). A Tabela 7.1 apresenta a descrição dos custos de investimento da unidade de microturbina. Além disso, os custos de instalação e manutenção anual listados de uma C1000 são 2500 US\$/kW e 0,012 US\$/kW respectivamente.

Tabela 7.1 – Descrição dos custos de investimento da unidade de microturbina.

Unidade	Custo unidade (US\$)	Custo do compressor de combustível (US\$)	Custo total (US\$)
C200	359 00	42 600	401 900
C1000	1 188 600	164 000	1 352 600

Fonte: EPA (2015).

7.2.2 Funções de custo de investimento

A estimativa de custo preliminar a partir dos dados obtidos pelas simulações permite a comparação das configurações dos sistemas de trigerção estudados, porém o cálculo de custo dos equipamentos depende de um nível de especificação maior do que apresentado nesse trabalho. Segundo Couper (2010), a margem de erro dos resultados obtidos por meio das funções de custo é cerca de $\pm 25\%$.

A Tabela 7.2 apresenta os fatores que afetam os custos de capital de uma planta.

Tabela 7.2 – Descrição dos custos de investimento.

Custos	Descrição
Custos diretos do projeto	Custo de equipamento
	Materiais necessários para a instalação
	Mão de obra para a instalação de equipamentos
Custos indiretos do projeto	Frete, seguros e impostos
	Despesas gerais de construção
	Despesas com engenharia
	Contingência
Contingência e taxas	Taxas de empreiteiro
	Área da planta

Fonte: Turton (2009).

O custo (direto e indireto) do módulo de um equipamento (C_{BM}) é função de custo de compra do equipamento na condição base (C_p^0), ou seja, operação a pressão ambiente e material em aço carbono, e do fator do custo do módulo (F_{BM}). O custo do módulo é um fator multiplicador do custo de um equipamento referente ao custo de instalação.

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad (7.1)$$

sendo,

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A + K_3 \cdot [\log_{10} A]^2 \quad (7.2)$$

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \quad (7.3)$$

Para os equipamentos de trocadores de calor, vasos e bombas, o F_{BM} é correlacionado com dois parâmetros (B_1 e B_2) ajustados experimentalmente. Para os outros equipamentos, F_{BM} é um valor tabelado e a média dos valores de Guthrie (1974), Ulrich (1984), Perry e Green (1987), Peters e Timmerhaus (1991), Navarrete (1995). F_{BM} é o fator do material.

A Tabelas 7.3 e 7.4 apresentam os valores de correlações para custo de equipamento e fator do custo do módulo.

Tabela 7.3 – Valores de correlações para custo de equipamento na condição base.

Equipamento	Descrição	K_1	K_2	K_3	Capacidade (A)
Bomba	Centrífuga	3,3892	0,0536	0,1538	1 – 300 kW
Trocador de calor	Placas	4,6561	-0,2947	0,2207	10 – 100 m ²
Gerador	Coluna	3,4974	0,4485	0,1071	0,3 – 520 m ³

Fonte: Turton (2009).

Tabela 7.4 – Valores de correlações B , F_M e F_{BM} .

Equipamento	Descrição	B_1	B_2	F_M	F_{BM}
Bomba	Centrífuga	1,89	1,35	1,6	3,34
Gerador	Coluna	2,25	1,82	7,1	15,2
Trocador calor	Placas	0,96	1,21	1	2,2
Turbina	Descarga atm	–	–	–	2,2
Válvula	Expansão	–	–	–	2,0

Fonte: Turton (2009).

O custo de aquisição da turbina foi estimado em função da potência gerada, apresentada por Couper (2010). Essa função de custo foi utilizada pois ela é referenciada para pressões de descarga da turbina acima da atmosférica. Já o custo de aquisição das válvulas de expansão foi estimado a partir da vazão mássica de refrigerante que passa por elas (\dot{m} em kg/s), de acordo com Mosaffa *et al.* (2016). O cálculo do gerador foi realizado considerando o volume mínimo da torre de destilação de 3 m³ (para atender o limite de aplicação da equação) para todas as cargas térmicas.

$$C_{p,turb}^0 = 0,378 \cdot (HP)^{0,81} \quad k\$ \quad 20 < HP < 5000 \quad (7.4)$$

$$C_{p,valv}^0 = 114,5 \cdot \dot{m} \quad (7.5)$$

Nas simulações, o software Aspen Hysys calcula o valor do produto UA. Para obter o valor da área do trocador, o coeficiente global de troca térmica foi estimado considerando os valores de U apresentados na Tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Coeficiente global de transferência de calor dos componentes do SRA e ORC.

Componente	U_k (kW/m ² ·K)
ORC	
Condensador	2,0
Evaporador	1,6
SRA	
Condensador	2,5
Evaporador	1,5
Absorvedor	2,5
TC (SHE)	1,0

Fonte: Martinez e Pinazo (2002), Wang e Dai (2016) e Mohammadi e Powell (2020).

O custo total dos módulos (C_{TM} ou FIC) é dado pela soma dos C_{BM} .

$$FIC = C_{TM} = \sum_{i=1}^k C_{BM,i} \quad (7.6)$$

7.2.3 Funções de custo de operação

Os custos de operação correspondem aos custos associados à operação diária de uma planta. Os custos operacionais (COM) são funções dos custos diretos e fixos de manufatura, detalhados na Tabela 7.6. Para os custos de manutenção e reparos da microturbina foi considerado 0,012 US\$/kW, valor disponibilizados no catálogo divulgado pela EPA (2015).

Tabela 7.6 – Descrição dos custos de operação.

Custos	Descrição	Símbolo e valores adotados
Custos diretos de manufatura	Matéria prima	C_{MP}
	Utilidades	C_{UT}
	Mão-de-obra	C_{MO}
	Manutenção e reparos	0,06 FCI
	Patentes e royalties	0,03 COM
Custos fixos	Depreciação	0,10 FCI
	Impostos locais e seguros	0,032 FCI
	Despesas gerais da planta	0,036 FCI

Fonte: Adaptada de Turton (2009).

Os custos de operação foram calculados supondo dois panoramas. No primeiro panorama não foi considerado o desligamento de uma microturbina durante o outono/inverno (casos G1Pós e G1Pré durante todo o ano); e no segundo panorama foi considerado os casos estudados nessa dissertação, no qual uma microturbina era desligada durante o outono/inverno (casos G1Pós+G1Pós e G2Pré+G2Pré).

7.2.4 Tempo de retorno do capital

O cálculo do TRC simples ou *payback* simples foi realizado pela razão de custo de investimento entre os equipamentos e a economia de energia e indica quanto tempo é necessário para que os benefícios se igualem ao custo de investimento. O TRC é empregado apenas para se ter uma ideia da ordem de grandeza deste indicador.

$$\text{TRC}_{\text{simples}} = \frac{I}{BL} \quad (7.7)$$

sendo I o custo de investimento e BL o benefício líquido de energia anual (receita-custos).

O cálculo do TRC descontado é o número de períodos que zera o Valor Presente Líquido (VPL) do projeto, levando-se em conta a taxa de juros e de aumento das parcelas incidentes no fluxo de caixa.

$$\text{TRC}_{\text{descontado}} = \sum_{t=1}^n \frac{BL}{(1-j)^t} - I \quad (7.8)$$

sendo j a taxa de juros e t o tempo em anos.

7.2.5 Custo de energia elétrica e utilidades

Para o custo de energia elétrica e utilidades foi considerado o funcionamento do sistema de trigerção durante 24 horas por dia ao longo de todo o ano (total de 8760 horas) e são apresentadas a seguir:

- A tarifa de energia considerada para a análise econômica foi de R\$ 276,73/MWh (subgrupo A4)¹;
- A tarifa do GPL² mensal (utilizado pelo HC-Unicamp para produzir as utilidades quentes) considerada foi R\$ 2,1579/kg;
- A tarifa do gás natural^{3,4} mensal (utilizado como fonte primária do sistema de trigeriação) considerada foi R\$ 112,01/mês + 4,588533/m³ (comercial – classe 4).

7.3 Resultados da Análise Econômica Preliminar

• Custo de investimento

A Tabela 7.7 apresenta os custos de investimento dos sistemas de trigeriação propostos. O custo das 7 microturbinas foi calculado extrapolando os valores da C1000. Os custos detalhados do módulo de cada equipamento do ORC e SRA são apresentados no Apêndice B. Os valores em reais foram calculados pela conversão estipulada na metodologia.

Tabela 7.7 – Custos de investimento.

Custo*	Microturbinas	ORC (pentano)	ORC (R141b)	SRA	Total
US\$	2 237 340	281 964	318 520	419 397	2 938 701,00 (G1Pós) 2 975 257,00 (G1Pré)
R\$	8 322 805	1 048 906	1 184 894	1 560 157	10 931 867,00 (G1Pós) 11 067 956,00 (G1Pré)

* Representam os custos dos equipamentos e instalações.

¹ Consultado no site da CPFL dia 15/01/20.

² Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/produtos-e-servicos/precos-de-venda-as-distribuidoras/glp/>>, acesso em: 15 janeiro 2020).

³ Valores para Gás Natural referidos nas seguintes condições: HHV=39 348,400 kJ/m³; T=20 °C; P=1 atm

⁴ Disponível em: <<https://www.comgas.com.br/tarifas/comercial/>>, acesso em: 15 janeiro 2020).

- **Custo de operação**

Conforme mencionado na metodologia desta análise econômica preliminar, os custos de operação foram divididos em dois panoramas. Para os custos de manutenção e reparos anuais foram considerados um período de operação de 20 anos. A Tabela 7.8 apresenta os custos anualizados de manutenção e reparos nos sistemas de trigeriação propostos. Os custos com o gás natural (matéria prima utilizada para o funcionamento do sistema de trigeriação) foram calculados em R\$ 24 926 considerando funcionamento das 7 microturbinas durante todo o ano e em R\$ 23 241 com 1 microturbina desligada no outono/inverno.

Tabela 7.8 – Custos de manutenção e reparos.

Configuração	Capstone	ORC (pentano)	ORC (R141b)	SRA	Total
G1Pós (R\$)	736	3 147	3 555	4 680	8 564,00
G1Pré (R\$)					8 972,00
G1Pós+G2Pós (R\$)	684	3 147	3 555	4 680	8 511,00
G1Pré+G2Pré (R\$)					8 919,00

- **Receita**

Para o cálculo da receita, foi considerado o preço anual de todas as energias consumidas pelo HC-Unicamp. Nesta sessão, houve diferenciação dos panoramas propostos apenas para a eletricidade, visto que é o maior consumo de energia, impactando na análise. Além disso, foi considerado que o excesso de eletricidade produzida pelo G1Pós e G1Pré durante o outono/inverno (196,4 kW) era vendido para rede. Para as utilidades quentes (vapor e água quente) foi considerado um consumo mensal de GLP de 21 743 kg (valor médio contabilizado pelo HC Unicamp) e para a utilidade fria foi considerado um consumo de eletricidade de 200 kW. A Tabela 7.9 apresenta a receita anual calculada para todas as configurações. Para o chiller, foi calculado uma receita anual de R\$ 484 831,00 e para o GLP, R\$ 563 031,00.

Tabela 7.9 – Receita anual.

Configuração	Receita total
G1Pós	R\$ 4 839 566,00
G1Pré	R\$ 5 033 014,00
G1Pós+G2Pós	R\$ 4 605 673,00
G1Pré+G2Pré	R\$ 4 755 534,00

Para a discussão em relação a viabilidade de integrar o ORC foi considerado também a receita total do sistema de trigeriação convencional, apresentada na Tabela 7.10.

Tabela 7.10 – Receita anual considerando sistema de trigeriação convencional.

Configuração	Receita total
G1	R\$ 4 380 916,00
G1+G2	R\$ 4 142 538,00

- **Tempo de retorno do capital**

O TRC simples e descontado foi calculado segundo metodologia e foi considerado uma taxa de juros de 15%. Os resultados são apresentados na Tabela 7.11.

Tabela 7.11 – TRC simples e descontado.

Caso	TRC simples (anos)	TRC descontado (anos)
G1Pós	2,27	5,06
G1Pré	2,21	4,89
G1Pós+G2Pós	2,39	5,36
G1Pré+G2Pré	2,34	5,24
G1	2,26	5,05
G1+G2	2,39	5,40

7.4 Conclusão da Análise Econômica Preliminar

Neste capítulo foi apresentada uma análise econômica preliminar dos sistemas de trigeriação e foram calculados o TRC simples e descontado. Essa análise inicial mostrou que o investimento no sistema se apresenta bastante atrativo para análises mais detalhadas. O TRC calculado considerando o funcionamento das 7 microturbinas ao longo do ano teve um valor um pouco mais baixo do que considerando o desligamento de 1 microturbina no outono/inverno. Porém, é interessante destacar que tendo uma microturbina desligada durante um semestre ao longo do ano é possível programar melhor o revesamento e programação de manutenção, evitando assim paradas indesejadas.

Além disso, o TRC calculado considerando o ORC integrado e o sistema de trigeriação convencional foi praticamente o mesmo. Porém, recuperado o capital investido no sistema, o fluxo de caixa nos sistemas que contém o ORC se torna maior.

8 Conclusão

Este trabalho de mestrado é o resultado do estudo de um sistema de trigeriação com diferentes configurações aplicado a um hospital de médio porte, sendo utilizadas como base as demandas gerais do Hospital de Clínicas da Unicamp (potência e utilidades quente e fria). Após mapear as demandas de energia, percebeu-se que o hospital consome mais energia elétrica do que as outras utilidades. Desta maneira, a contribuição proposta do presente trabalho consistiu em investigar de forma detalhada, sob o ponto de vista do desempenho termodinâmico, a possibilidade de integrar ao sistema de trigeriação convencional um segundo ciclo de potência para aumentar a energia elétrica produzida pelo sistema e estudar o melhor posicionamento desse ciclo no sistema de trigeriação. O segundo ciclo de potência selecionado foi o Rankine orgânico graças à sua melhor adaptabilidade ao sistema quando a fonte térmica é limitada.

As configurações propostas foram baseadas em 2 grupos, a saber: primavera/verão e outono/inverno, no qual, em cada grupo, foi estudado o posicionamento do ORC. Além disso, o uso das microturbinas foi escolhido na possibilidade de uma ser desativada durante o outono/inverno.

As quatro simulações propostas foram realizadas no *software* Aspen Hysys v. 10 e foram validadas em três etapas: (1) as propriedades dos componentes puros foram comparadas com o banco de dados do NIST; (2) o equilíbrio de fases da mistura amônia/água estimada pelo simulador pela EOS-PRSV foi comparado a dados experimentais; e (3) a ferramenta de simulação foi validada comparando os dados com resultados provenientes da literatura.

As condições de operação foram definidas em função da aplicação do sistema e foram realizadas análises de sensibilidade tanto no ORC quanto no SRA, com o objetivo de verificar a influência dos parâmetros selecionados no desempenho energético e exerético dos sistemas. Visto que a carga do evaporador é um parâmetro fixo pois foi uma condição de operação definida, foi realizada primeiro a análise paramétrica do SRA para garantir a carga térmica do gerador, para em seguida ser realizada a análise do ORC.

No SRA os parâmetros selecionados foram a temperatura de absorção [19], temperatura do gerador [22] e a variação de pressão nesse ciclo sobre o COP, a razão de circulação e a vazão de refrigerante. A partir dessa análise foi possível verificar que o parâmetro que mais influencia no dimensionamento dos equipamentos é a temperatura [22]. Após a análise de sensibilidade foi possível obter um COP de 0,655 e uma vazão de circulação de 3,35.

Com relação à análise paramétrica no ORC, foram selecionados como parâmetros: a temperatura de *pinch point* do evaporador, pressão de entrada na turbina [25] e temperatura de saída da bomba [27]; e foram observados os efeitos na eficiência, trabalho líquido e vazão mássica. Além disso, foram observados os efeitos considerando o fator de utilização de energia e a eficiência exergética do sistema de trigeriação.

É conhecido na literatura que a escolha do fluido orgânico influencia no desempenho do ciclo, por isso, foram escolhidos fluidos que, segundo a revisão bibliográfica, forneciam valores ótimos para a faixa de calor residual de entrada nesse ciclo. Por isso, para a configuração do ORC posicionado após o SRA foi escolhido o fluido pentano e posicionado pré SRA foi escolhido o fluido R141b.

A análise do desempenho energético no ORC evidenciou que o posicionamento do ORC pré SRA permite a produção de um trabalho maior comparado ao outro sistema (cerca de 30%), porém essa configuração demanda uma vazão mássica cerca de 60% maior. A análise do desempenho exergético revelou que o ORC pré SRA também possui uma taxa exergia destruída maior, cerca de três vezes maior para o condensador e duas vezes maior no evaporador.

Ainda no que se refere à análise do desempenho energético, observou-se que, o sistema simulado não está em sua capacidade máxima, sendo o maior FUE calculado igual a 0,473 (caso G1Pré). Caso toda a água quente produzida fosse utilizada, esse FUE aumentaria para 0,779.

Finalmente, foi realizada uma análise econômica preliminar. Para os dados de coeficiente global de transferência de calor foram utilizados dados da literatura, porém para um projeto mais detalhado, esses valores precisam ser devidamente calculados visto que influenciam diretamente na área e no custo do trocador de calor. A análise preliminar mostrou que os sistemas propostos são bem atrativos. Além disso, a integração do ORC no sistema de trigeriação se mostrou vantajosa.

Dessa maneira, conclui-se que a metodologia de simulação e análise aplicada foi efetiva para alcançar os objetivos propostos no presente trabalho. Nesse sentido, o Aspen Hysys v.10 serviu de modo satisfatório como ferramenta computacional empregada na investigação dos efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros dos sistemas de trigeriação com diferentes configurações.

Com base nas conclusões obtidas, sugerem-se para trabalhos futuros as seguintes abordagens:

- Analisar o desempenho termodinâmico dos SRAs trabalhando com outros pares

refrigerante/absorvente;

- Realizar e avaliar a simulação do ORC com um trocador de calor interno no ORC para diminuir a troca térmica de condensação do fluido;
- Realizar uma análise termoeconômica mais aprofundada dos sistemas de trigerção;
- Comparar termodinamicamente e economicamente outras tecnologias baseadas em combustão como o motor de combustão interna;
- Realizar uma otimização de minimização de custo para definir os parâmetros ótimos de operação.

Referências

- AGROMAYOR, R.; NORD, L. O. Fluid selection and thermodynamic optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery applications. *Energy Procedia*, v. 129, p. 527–534, 2017.
- AGUILAR, E. *Modelagem Térmica da Coluna de Destilação de um ciclo de refrigeração por absorção amônia/água*. Dissertação (Mestrado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.
- AHMADI, P.; DINÇER, I.; ROSEN, M. A. Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration. *Energy Conversion and Management*, v. 64, p. 447–453, 2012a.
- AHMADI, P.; ROSEN, M. A.; DINÇER, I. Multi-objective exergy-based optimization of a polygeneration energy system using an evolutionary algorithm. *Energy*, v. 46, n. 1, p. 21–31, 2012b.
- AL-SULAIMAN, F. A.; DINÇER, I.; HAMDULLAHPUR, F. Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle. *Energy*, v. 45, n. 1, p. 975–985, 2012.
- ALCÂNTRA, S.; OCHOA, A.; COSTA, J.; MICHIMA, P.; SILVA, H. Natural gas based trigeneration system proposal to an ice cream factory: An energetic and economic assessment. *Energy Conversion and Management*, v. 197, p. 111860, 2019.
- ALEXIS, G. K.; LIAKOS, P. A case study of a cogeneration system for a hospital in Greece: Economic and environmental impacts. *Applied Thermal Engineering*, v. 54, n. 2, p. 488–496, 2013.
- AMERI, M.; BEHBAHANINIA, A.; TANHA, A. Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system. *Energy*, v. 35, n. 5, p. 2203–2209, 2010.
- ANDREOS, R. *Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do Estado de São Paulo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo - USP, São Paulo, 2013.
- ARAÚJO, H. V. *Simulação e análise do desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração por absorção com diferentes configurações*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas - Unicamp, Campinas, 2013.
- ARTEAGA, J. A. F. *Análise energética e exergetica de um sistema de cogeração com motores de combustão interna*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas- Unicamp, Campinas, 2010.
- ARTECONI, A.; BRANDONI, C.; POLONARA, F. Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 8-9, p. 1735–1743, 2009.

- ASTOLFI, M.; MARTELLI, E.; PIEROBON, L. Thermodynamic and technoeconomic optimization of Organic Rankine Cycle systems. In: *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. [S.l.: s.n.], 2017. cap. 7.
- ASTOLFI, M.; ROMANO, M.; BOMBARDA, P.; MACCHI, E. Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources e part a: thermodynamic optimization. *Energy*, v. 66, p. 423–434, 2014.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. *Thermal Design and Optimization*. [S.l.]: John Wiley and Sons, 1996. ISBN 9780471584674.
- BO, Z.; ZHANG, K.; SUN, P.; LV, X.; WENG, Y. Performance analysis of cogeneration systems based on micro gas turbine (MGT), organic Rankine cycle and ejector refrigeration cycle. *Energy*, v. 13, p. 54–63, 2019.
- BOYCE, M. P. An overview of gas turbines. In: *Gas Turbine Engineering Handbook*. 4. ed. [S.l.: s.n.], 2012. cap. 1.
- BRASIL. *Resolução Normativa nº 235 de 14 de novembro de 2006*. [S.l.], 2006. Estabelece os requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogradoras de energia e dá outras providências.
- BRASIL. *Resolução Normativa nº 242 de 17 de abril de 2012*. [S.l.], 2012. Estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica, o sistema de compensação de energia elétrica, e dá outras providências.
- BRASIL. *Resolução Normativa nº 482 de 17 de abril de 2012*. [S.l.], 2012. Estabelece o período definido pela distribuidora e aprovado pela ANEEL para toda sua área de concessão, considerando a curva de carga de seu sistema elétrico e composto por 3 (três) horas diárias consecutivas.
- CALISE, F.; VASTOGIRARDI, G. d. N.; D'ACCADIA, M. D.; VICIDOMINI, M. Simulation of polygeneration systems. *Energy*, v. 163, p. 290–337, 2018.
- CAO, L.; WANG, J.; CHEN, L.; LOU, J.; WANG, J.; DAI, Y. Thermoeconomic Analysis and Multi-Objective Optimization of a Combined Cooling and Power System Using Ammonia-Water Mixture: Case Study. *Journal of Energy Engineering*, v. 144, p. 1–17, 2018.
- CAPSTONE. *Capstone C200 microturbine - Technical reference*. [S.l.], 2009.
- CARDONA, E.; SANNINO, P.; PIACENTINO, A.; CARDONA, F. Energy saving in airports by trigeneration. Part II: Short and long term planning for the Malpensa 2000 CHCP plant. *Applied Thermal Engineering*, v. 26, n. 14-15, p. 1437–1447, 2006.
- CARVALHO, M.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. M. Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects. *Applied Energy*, v. 91, n. 1, p. 245–254, 2012.

- CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, Y. E. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, p. 3059–3067, 2010.
- COGEN, A. da Indústria de Cogeração de E. 2019. [Http://www.cogen.com.br/](http://www.cogen.com.br/) - acesso em 08-11-2019.
- COLONNA, P.; GABRIELLI, S. Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration system (AAR). *Applied Thermal Engineering*, v. 23, p. 381–396, 2003.
- COUPER, J. R. *Chemical Process Equipment Selection and Design*. [S.l.]: Oxford: Elsevier, 2010. 719-728 p.
- DINÇER, I.; KANOGLU, M. *Refrigeration Systems and Applications*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2010. ISBN 9780471623519.
- DINÇER, I.; ROSEN, M. *EXERGY: Energy, Environment and Sustainable Development*. [S.l.]: Elsevier Science, 2007. ISBN 9780080531359.
- DRESCHER, U.; BRUGGEMANN, D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, p. 223–228, 2007.
- EBRAHIMI, M.; KESHAVARZ, A. CCHP Literature. In: *Combined Cooling, Heating and Power*. [S.l.: s.n.], 2015. cap. 1.
- EPA. Technology characterization – microturbines. In: *Catalog of CHP technologies*. [S.l.]: Environmental Protection Agency, 2015. cap. 5.
- EZICK, R.; DONAHEY, G.; M., H. Modeling the high pressure ammonia-water system with WATAM and the Peng-Robinson Equation of State for Kalina Cycle Studies. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 37, p. 1644–1650, 1998.
- FÁBREGA, F. d. M. *Otimização Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração do Processo de Produção de Etileno e Propileno*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas – FEQ–UNICAMP, Campinas, 2010.
- FISCHER, J.; BLACKMAN, J.; FINNELL, J. Industry and energy: challenges and opportunities. *Resource:Engineering & Technology for a Sustainable World*, v. 4, n. 1, p. 8–9, 2007.
- GIMELLI, A.; SANNINO, R. A multi-variable multi-objective methodology for experimental data and thermodynamic analysis validation: An application to micro gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, v. 134, p. 501–512, 2018.
- GUTHRIE, K. M. *Process plant estimating evaluation and control*. [S.l.]: Craftsman Book Co., 1974.
- HAERVING, J.; SORENSEN, K.; CONDRA, T. J. Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery. *Energy*, v. 96, p. 592–602, 2016.

- HEROLD, K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. [S.l.]: Taylor & Francis, 1996. ISBN 9780849394270.
- HOLMBERG, P.; BERNTSSON, T. Alternative working fluids in heat transformers. In: . [S.l.: s.n.], 1990. 1990 Winter Conference, Atlanta, GA.
- JARAMILLO, J. C. B. *Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigeração*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – USP, São Paulo, 2011.
- JIN, C.; LIM, Y. Optimization and economic evaluation of integrated natural gas liquids (NGL) and liquefied natural gas (LNG) processing for lean feed gas. *Applied Thermal Engineering*, v. 149, p. 1265–1273, 2019.
- KOTAS, T. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. [S.l.]: Krieger Publishing Company, 1995. 33-34 p.
- LEONZIO, G. An innovative trigeneration system using biogas as renewable energy. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, v. 26, n. 5, p. 1179–1191, 2018.
- LIANG, H. X.; WANG, Q. W. Evaluation of energy efficiency for a CCHP system with available microturbine. In: . [S.l.: s.n.], 2007. ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada.
- LIAO, X.; RADERMACHER, R. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 30, p. 904–911, 2007.
- LIU, B.-T.; CHIEN, K.-H.; WANG, C.-C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, v. 29, p. 1207–1217, 2004.
- MACCHI, E. Theoretical basis of the organic rankine cycle. In: *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. [S.l.]: Woodhead Publishing, 2017. cap. 1. ISBN ISBN 978-0-08-100510-1.
- MAGO, P. J.; CHAMRA, L. M.; SRINIVASAN, K.; SOMAYAJI, C. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, p. 998–1007, 2008.
- MAIZZA, V.; MAIZZA, A. WORKING FLUIDS IN NON-STEADY FLOWS FOR WASTE ENERGY RECOVERY SYSTEMS. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, p. 579–590, 1996.
- MARTINEZ, P.; PINAZO, J. A method for design analysis of absorption machines. *Int. J. Refrig*, v. 25, p. 634–639, 2002.
- MASSUCHETTO, L. H. P.; NASCIMENTO, R. B. C.; CARVALHO, S. M. R.; ARAÚJO, H. V.; DANGELO, J. V. H. Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170. *International Journal of Refrigeration*, v. 106, p. 201–212, 2019.
- MEMON, A. G.; MEMON, R. A. Thermodynamic analysis of a trigeneration system proposed for residential application. *Energy Conversion and Management*, v. 145, p. 182–203, 2017.

- MOHAMMADI, K.; MCGOWAN, J. G. Thermodynamic analysis of hybrid cycles based on a regenerative steam Rankine cycle for cogeneration and trigeneration. *Energy Conversion and Management*, v. 158, p. 460–475, 2018.
- MOHAMMADI, K.; POWELL, K. Thermodynamic and economic analysis of different cogeneration and trigeneration systems based on carbon dioxide vapor compression refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 164, p. 114503, 2020.
- MOSAFFA, A. H.; FARSHI, L. G.; FERREIRA, C. A. I.; ROSEN, M. A. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. *Energy Conversion and Management*, v. 117, p. 442–453, 2016.
- MOUSAVI, S. An autonomous hybrid energy system of wind/tidal/microturbine/battery storage. *Electrical Power and Energy Systems*, v. 43, p. 1144–1154, 2012.
- MOUSSAWI, H. A.; FARDOUN, F.; LOUAHLIA, H. Selection based on differences between cogeneration and trigeneration in various prime mover technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 74, p. 491–511, 2017.
- NASCIMENTO, M.; RODRIGUES, L.; SANTOS, E.; GOMES, E.; DIAS, F.; VELASQUES, E.; CARRILLO, R. Micro gas turbine engine: A review. In: *Progress in Gas Turbine Performance*. [S.l.: s.n.], 2014. cap. 5.
- NASCIMENTO, R. B. C. d. *Análise paramétrica e otimização de um ciclo de refrigeração cascata utilizando hfc-s-dmac e refrigerantes naturais*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas - Unicamp, Campinas, 2018.
- NAVARRETE, P. F. *Planning, Estimating, and Control of Chemical Construction Projects*. [S.l.]: Marcel Dekker, 1995.
- OLAND, C. B. Guide to combined heat and power systems for boiler owners and operators. In: *U.S. Department of Energy (DOE)*. [S.l.: s.n.], 2004.
- PASTEL, B.; DESAI, N. B.; KACHHWAHA, S. S.; JAIN, V.; HADIA, N. Thermo-economic analysis of a novel organic Rankine cycle integrated cascaded vapor compression-absorption system. *Journal of Cleaner Production*, v. 154, p. 26–40, 2017.
- PENG, X.; JIAN, L.; TAI-LU, L.; JIA-LING, Z. Thermodynamic optimization and fluid selection of organic Rankine cycle driven by a latent heat source. *Journal of Central South University*, v. 24, p. 2829–2841, 2017.
- PEREIRA, R. d. A. *Uma nova metodologia para o cálculo do impacto das aplicações de refrigeração residenciais sobre o aquecimento global*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília- UnB, Brasília, 2010.
- PERRY, R.; GREEN, D. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1987. ISBN 0-07-154208-6.
- PETERS, M. S.; TIMMERHAUS, K. D. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1991.

- QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; LEGROS, A.; GUILLAUME, L.; LEMORT, V. Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. In: . [S.l.: s.n.], 2012. International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- RAMÍREZ, G. A. S. *Teste experimental e análise técnico-econômica do uso de biocombustíveis em uma microturbina a gás de tipo regenerativo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2008.
- RODRÍGUEZ, C.; PALACIO, J.; VENTURINI, O.; LORA, E.; COBAS, V.; SANTOS, D.; DOTTO, F.; GIALLUCA, V. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, v. 52, p. 109–119, 2013.
- ROQUE, D. P.; R., B. Y.; R., P. J. A. Thermoeconomic assessment of a multiengine, multi-heat-pump CCHP (combined cooling, heating and power generation) system – A case study. *Energy*, v. 35, p. 3540–3550, 2010.
- SAFARIAN, S.; ARAMOUN, F. Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy Reports*, v. 1, p. 1–7, 2015.
- SALOUX, E.; SORIN, M.; NESREDDINE, H.; A., T. Reconstruction procedure of the thermodynamic cycle of organic Rankine cycles (ORC) and selection of the most appropriate working fluid. *Applied Thermal Engineering*, v. 129, p. 628–635, 2018.
- SARKAR, J. Property based selection criteria of low GWP working fluids for organic Rankine cycle. *The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 39, p. 1419–1428, 2017.
- SEVINCHAN, E.; DINCER, I.; LANG, H. Energy and exergy analyses of a biogas driven multigenerational system. *Energy*, v. 166, p. 715–723, 2019.
- SHEYKHI, M.; CHAHARTAGHI, M.; BALAKHELI, M. M.; KHARKESHI, B. A.; MIRI, S. M. Energy, exergy, environmental, and economic modeling of combined cooling, heating and power system with Stirling engine and absorption chiller. *Energy Conversion and Management*, v. 180, p. 183–195, 2019.
- SHIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, A. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 5, p. 343–372, 2001.
- LAGE, E. M.; AMORIM, F.; ZANNETE, T. (Ed.). *Aplicação dos Fluidos Naturais na Refrigeração para Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂/NH₃*. Brasília, DF: Ministério do Meio Ambiente: Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado: Artigos Técnicos, 2011. 13-24 p.
- SKOGESTAD, S. Experience in Norsk Hydro with cubic equations of state. *Fluid Phase Equilibria*, v. 13, p. 179–188, 1983.
- SOTOMONTE, C. A. R. *Otimização multiobjetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo Rankine orgânico*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

- STRYJEK, R.; VERA, J. H. PRSV: An improved Peng-Robinson equation of state for pure compounds and mixtures. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 64, 1984.
- SUN, D. Comparasion of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ AND NH₃-NaSCN Absorption Refrigeration Systems. *Energy Conversion and Management*, v. 39, p. 357–368, 1998.
- SUN, D.-W. Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems. *Energy Sources*, v. 19, p. 677–690, 1997.
- SUN, J.; FU, L.; ZHANG, S. A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, n. 4, p. 1899–1906, 2012.
- SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical process*. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. ISBN 0-89116-574-6.
- TEKE, A.; ZOR, K.; TIMUR, O. A simple methodology for capacity sizing of cogeneration and trigeneration plants in hospitals: A case study for a university hospital. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, v. 7, n. 5, 2015.
- TIAN, H.; SHU, G. Q. Organic Rankine Cycle systems for large-scale waste heat recovery to produce electricity. In: *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. [S.l.: s.n.], 2017. cap. 17.
- TILLNER, R. R.; FRIEND, D. Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture Water+Ammonia. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, v. 27, p. 45–61, 1998.
- TOFFOLO, A.; LAZZARETTO, A.; MANENTE, G.; PACI, M. A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems. *Applied Energy*, v. 121, p. 219–232, 2014.
- TOLMASQUIM, M. T.; SZKLO, A. S.; SOARES, J. B. *Mercado de gás natural na industria química e no setor hospitalar do Brasil*. Rio de Janeiro, COPPE: Cenergia, 2003.
- TURTON, R. *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. [S.l.]: Prentice Hall, 2009. ISBN 0132618125.
- ULRICH, G. D. *A Guide to Chemical Engineering Process Design and Economics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1984.
- WANG, X.; DAI, Y. Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: A comparative study. *Applied Energy*, v. 170, p. 193–207, 2016.
- WANG, Y.; HUANG, Y.; ROSKILLY, A. P. Trigeneration integrated with absorption enhanced reforming of lignite and biomass. *Fuel*, v. 88, n. 10, p. 2004–2010, 2009.
- WU, D. W.; WANG, R. Z. Combined cooling, heating and power: a review. *Progress in Energy & Combustion Science*, v. 32, p. 459–495, 2006.

WU, Q.; REN, H.; GAO, W.; WENG, P.; REN, J. Design and operation optimization of organic Rankine cycle coupled trigeneration systems. *Energy*, v. 142, p. 666–677, 2018.

YAMAMOTO, T.; FURUHATA, T.; ARAI, N.; MORI, K. Design and testing of the Organic Rankine Cycle. *Energy*, v. 26, p. 239–251, 2001.

YARI, M. Performance analysis of the different Organic Rankine Cycles (ORCs) using dry fluids. *International Journal of Exergy*, v. 6, p. 323–342, 2009.

Apêndices

APÊNDICE A – Análise paramétrica considerando toda a água quente do condensador do ORC

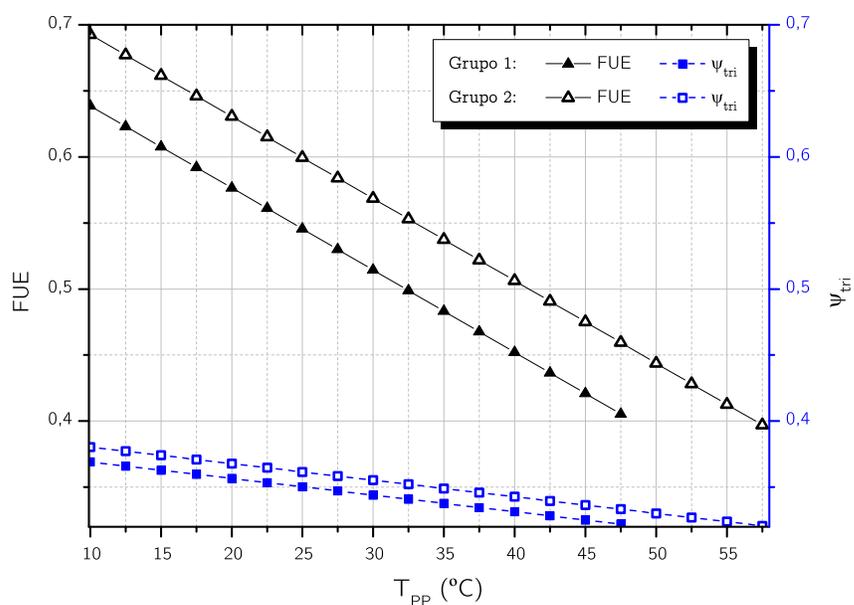


Figura A.1 – Efeito de T_{PP} no FUE e ψ_{tri} com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pós-SRA.

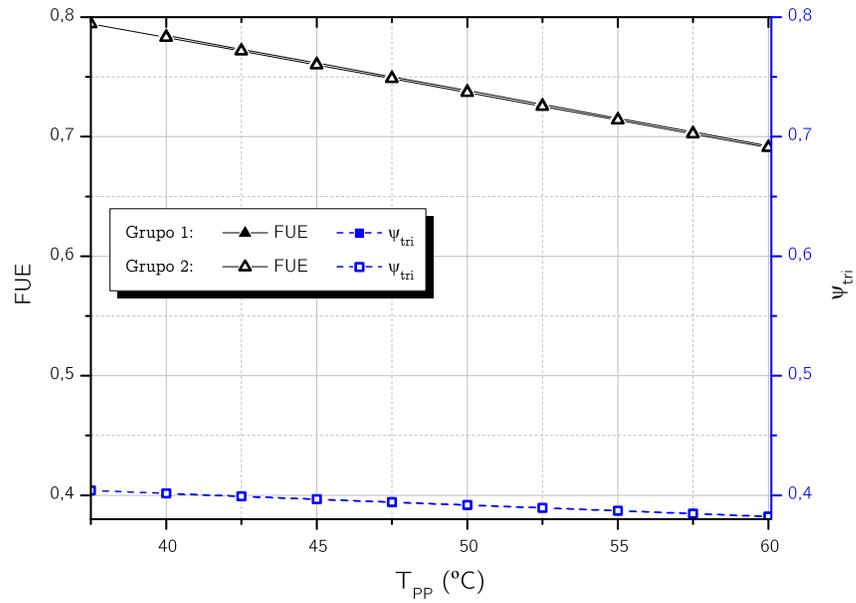


Figura A.2 – Efeito de T_{PP} no FUE e ψ_{tri} com $P = 2000$ kPa e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pré-SRA.

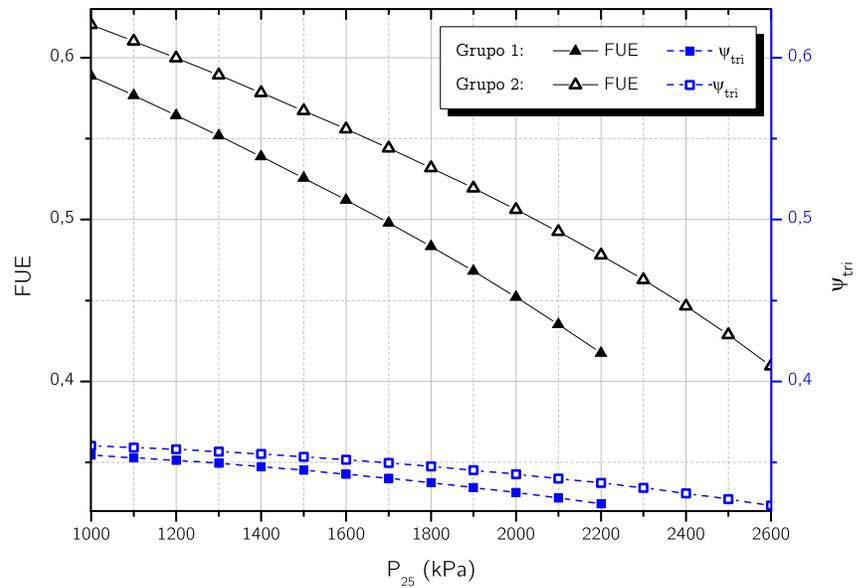


Figura A.3 – Efeito de P_{25} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pós-SRA.

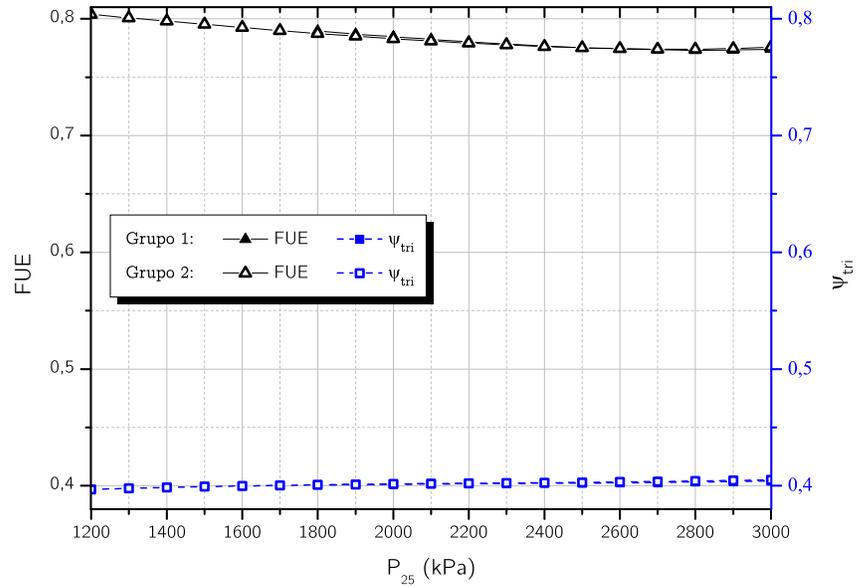


Figura A.4 – Efeito de P_{25} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $T_{27} = 50$ °C na configuração ORC pré-SRA.

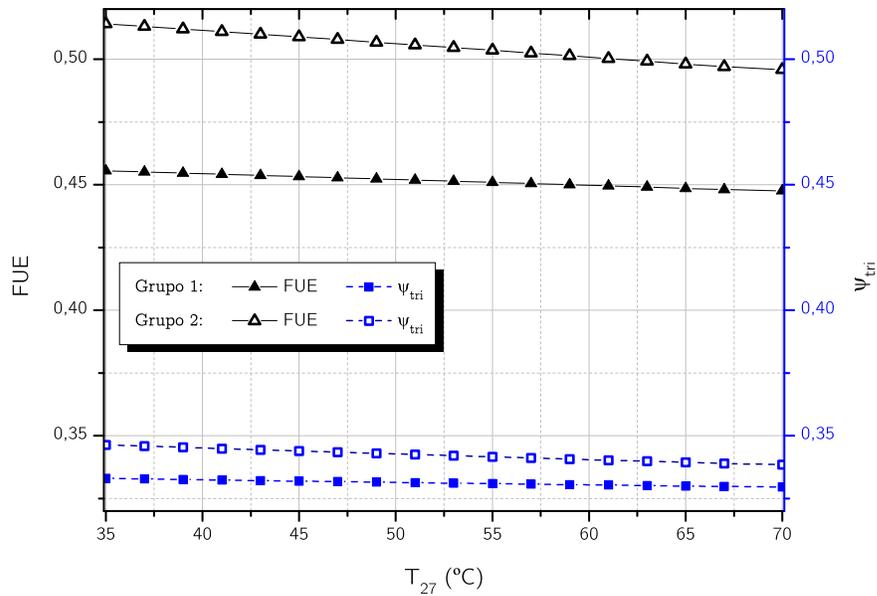


Figura A.5 – Efeito de T_{27} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $P = 2000$ kPa na configuração ORC pós-SRA.

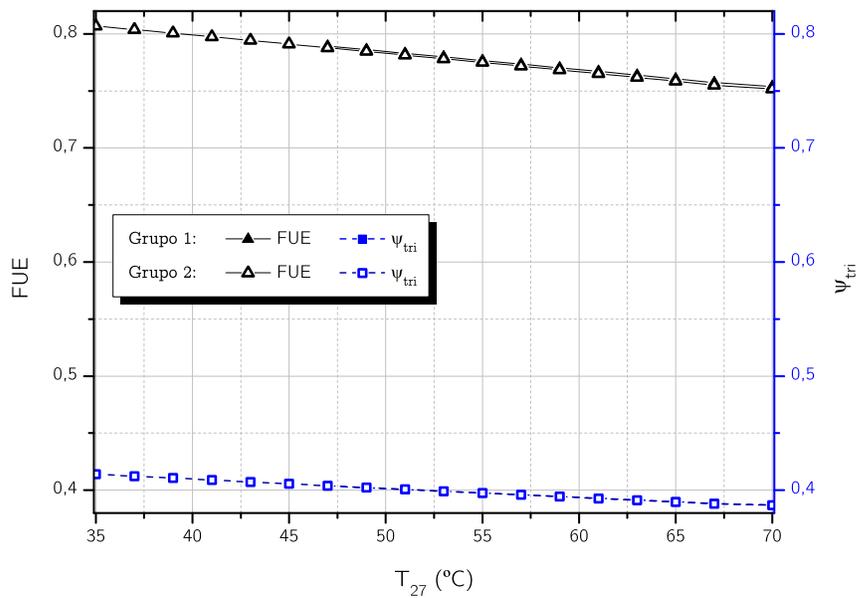


Figura A.6 – Efeito de T_{27} no FUE e ψ_{tri} com T_{PP} e $P = 2000$ kPa na configuração ORC pré-SRA.

APÊNDICE B – Custo do módulo detalhado

A Tabela B.1 apresenta os valores dos custos de equipamento e os custo do módulo.

Tabela B.1 – Custo do equipamento e custo do módulo.

Equipamento	Equipamento (US\$)	Módulo (US\$)
ORC (pentano)		
Turbina	35 070	77 037
Condensador	47 531	103 142
Bomba	3 502	11 697
Evaporador	41 515	90 088
TOTAL	127 618	281 964
ORC (R141b)		
Turbina	46 493	102 286
Condensador	37 922	82 292
Bomba	4 623	15 442
Evaporador	54 608	118 500
TOTAL	143 646	318 520
SRA		
Condensador	37 995	82 450
Evaporador	37 295	80 930
Absorvedor	37 244	80 820
TC (SHE)	37 112	80 533
Gerador	5 443	82 581
Válvula	1 900	3 900
Bomba	2 450	8 183
TOTAL	159 439	419 397