



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Química

ARTHUR PONTES DE MIRANDA RAMOS SOARES

Análise do desempenho termodinâmico de um sistema de trigerção para produção de potência, refrigeração e água dessalinizada

Campinas/SP

2022

ARTHUR PONTES DE MIRANDA RAMOS SOARES

Análise do desempenho termodinâmico de um sistema de trigeração para produção de potência, refrigeração e água dessalinizada

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 Mestre em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak Dangelo

Coorientador: Prof. Dr. Hugo Valença de Araújo

Este trabalho corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado defendida pelo aluno Arthur Pontes de Miranda Ramos Soares, e orientada pelo Prof. Dr. José Vicente Hallak Dangelo.

Campinas/SP

2022

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

So11a Soares, Arthur Pontes de Miranda Ramos, 1996-
Análise do desempenho termodinâmico de um sistema de trigerção para produção de potência, refrigeração e água dessalinizada / Arthur Pontes de Miranda Ramos Soares. – Campinas, SP : [s.n.], 2022.

Orientador: José Vicente Hallak Dangelo.
Coorientador: Hugo Valença de Araújo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Biogás. 2. Dessalinização. 3. Sistemas térmicos. 4. Refrigeração. 5. Exergia. 6. Otimização. I. Dangelo, José Vicente Hallak, 1967-. II. Araújo, Hugo Valença, 1988-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. IV. Título.

Informações Complementares

Título em outro idioma: Thermodynamic analysis of a trigeneration system to produce power, cooling and freshwater

Palavras-chave em inglês:

Biogas

Desalination

Thermal systems

Refrigeration

Exergy

Optimization

Área de concentração: Engenharia Química

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora:

José Vicente Hallak Dangelo [Orientador]

Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

Adriano da Silva Marques

Data de defesa: 12-12-2022

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

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

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-7816-4270>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/3561900918710039>

FOLHA DE APROVAÇÃO

Folha de aprovação da Defesa de Dissertação de Mestrado defendida por **ARTHUR PONTES DE MIRANDA RAMOS SOARES** e aprovada em 12 de dezembro de 2022 pela Comissão Examinadora constituída pelos doutores:

Prof. Dr. José Vicente Hallak Dangelo

Presidente e Orientador

FEQ/UNICAMP

Videoconferência

Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

Centro Universitário da Fundação Educacional Inaciana "Padre Sabóia de Medeiros"

Videoconferência

Prof. Dr. Adriano da Silva Marques

CEAR - Departamento de Engenharia de Energias Renováveis - Universidade Federal da Paraíba

Videoconferência

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

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Maria Aparecida e Fernando, pelo amor e apoio em todos os momentos, à minha irmã, Gabriela, pela paciência e carinho especialmente nos dias mais difíceis, aos meus avós, Milton e Marisa e aos meus tios, Eliane e Washinton, pelo incentivo e também a todos os membros da minha família que ajudaram direta ou indiretamente no processo de desenvolvimento desse trabalho.

À minha amiga, Rayanne, por escutar pacientemente cada preocupação e angústia durante todo o período do mestrado. Às minhas amigas, Carolina e Isabelle, pelas resenhas tanto no pequeno período que estivemos em Campinas, quanto todo o tempo à distância. E novamente às minhas amigas, Rayanne, Carolina e Isabelle, pela divisão de experiências sobre o mestrado.

Ao meu orientador, Professor José Vicente pela paciência inesgotável e por todas as lições, sobre os conceitos fundamentais, sobre pesquisa e, também, sobre a vida. Ao meu coorientador, Professor Hugo, pela disponibilidade e ajuda nos mais diferentes tópicos, e também pela paciência.

Ao grupo de pesquisa pelas constantes discussões, ideias e inspirações para aprimoramento do trabalho.

À Faculdade de Engenharia Química da UNICAMP, pela oportunidade e estrutura, aos professores que contribuíram direta e indiretamente e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) (processo no 130495/2020-4), pelo apoio financeiro, sem o qual tal mestrado não seria possível.

A todos os pesquisadores e pesquisadoras que enfrentaram a execução de uma pesquisa em meio à pandemia de Covid-19. E uma homenagem àqueles que perdemos.

RESUMO

O aumento no consumo energético mundial traz consigo graves impactos ambientais devido à queima de combustíveis fósseis, que ainda representam a maior parte da matriz energética em uso no planeta. Uma forma de mitigar esses impactos é pelo uso de sistemas térmicos mais eficientes, como os sistemas de trigeração, que fazem uso do calor residual da geração de potência para outras finalidades, ou pelo uso de fontes energéticas renováveis como o biogás, obtido a partir da captura do metano proveniente da decomposição anaeróbica de resíduos orgânicos da agricultura e pecuária, por exemplo. Uma das consequências do aquecimento global é o aumento na ocorrência de eventos climáticos extremos como as secas, responsáveis pelo esgotamento das reservas hídricas, especialmente em regiões de clima árido e semiárido. Uma possível solução para esse problema é a utilização de métodos de dessalinização de água salobra, que podem ser integrados a sistemas de trigeração. Tendo em vista o contexto apresentado, um modelo computacional de um sistema de trigeração para produção de potência, refrigeração e água dessalinizada foi desenvolvido. Tal sistema é composto por uma associação em paralelo de microturbinas a gás movidas a biogás proveniente do esterco bovino, um sistema de refrigeração por absorção (SRA) e um sistema de dessalinização umidificação-desumidificação (HDH). Para avaliar o desempenho e a viabilidade do sistema proposto, análises energética, exérgica e econômica foram realizadas. Além disso, foram analisadas duas configurações distintas para o SRA, uma delas operando com mistura LiBr/H₂O e outra com NH₃/H₂O. Em complemento às análises empregadas, Algoritmo Genético (GA) foi utilizado para solucionar três cenários de otimização mono-objetivo. Dentre os dois sistemas de trigeração estudados, observou-se que aquele com SRA LiBr/H₂O obteve maior desempenho tanto nos quesitos energético e exérgico, quanto no quesito econômico. Tal sistema foi capaz de produzir 104,4 kW de potência, 12 kW de refrigeração (3,4 TR) e 0,1231 kg · s⁻¹ de água dessalinizada, com EUF de 1,024, eficiência exérgica de 25,39% e tempos de retorno simples e descontado de 6,92 e 12,36 anos, respectivamente. Em sua totalidade, o sistema destruiu 295,92 kW de exergia, dos quais 78,23% foram destruídos pelas microturbinas a gás, devido majoritariamente à reação de combustão. A partir da maximização do EUF, foi possível obter um aumento de 12,12% no desempenho energético e de 16,25% na produção de água, associado a uma redução de 10,99% na eficiência exérgica e a um aumento de 1,01% e 1,94% nos tempos de retorno simples e descontado, respectivamente. Por outro lado, ao maximizar a eficiência exérgica, percebeu-se um aumento de 25,05% na eficiência exérgica e uma redução de 0,29% e 0,57% nos tempos de retorno, associado a uma redução de 13,83% no EUF e 18,44% na produção de água. Tendo em vista que a redução no tempo de retorno proveniente da maximização da eficiência exérgica é pouco significativa e que um dos objetivos principais do sistema proposto é a produção de água para suprir a demanda de regiões com abastecimento limitado, a condição operacional referente à maximização do EUF foi escolhida como mais adequada.

Palavras-chave: Algoritmo Genético, Análise Exérgica, Biogás, Dessalinização, Refrigeração, Trigeração.

ABSTRACT

The increase in global energy consumption brings serious environmental impacts due to the burning of fossil fuels, which still represent the majority of the world's energy matrix. One way to mitigate fossil fuel impact is to employ more efficient thermal systems, such as trigeneration, which uses waste heat from power generation for other purposes, or by using renewable and clean energy sources such as biogas, acquired by capturing methane from anaerobic decomposition of agriculture and livestock organic waste, for example. A major consequence of global warming is the increase in extreme climate events such as droughts, responsible for severely damaging water reserves, especially in arid and semi-arid regions. As a means to ease drought effects, brackish water desalination methods can be used, with the advantage of being easily integrated into trigeneration systems. Therefore, a computational model of a trigeneration system to produce power, refrigeration and freshwater was developed in the present study. Such a system consists of biogas-powered microturbines, an absorption refrigeration system (ARS) and a humidification-dehumidification (HDH) desalination system. To evaluate the performance and feasibility of the proposed system, energetic, exergetic and economic analyses were employed. In addition, two different ARS configurations were considered, one with LiBr/H₂O working fluid and the other with NH₃/H₂O. Moreover, Genetic Algorithm (GA) was adopted to solve three single-objective optimization problems. Among the two trigeneration systems, it was observed that LiBr/H₂O system exhibited better energetic, exergetic and economic performance and was able to produce 104.4 kW, 12 kW (3,4 TR) and 0.1231 kg · s⁻¹ of power, refrigeration and freshwater, respectively, with EUF of 1.024, exergetic efficiency of 25.39% and simple and discounted payback times of 6.92 and 12.36 years, respectively. In total, the system destroyed 295.92 kW of exergy, of which 78.23% were destroyed by the microturbines, mainly due to the combustion reaction. Based on EUF maximization, it was possible to achieve a 12.12% increase in the energy performance and a 16.25% increase in water production, if compared to the base case, associated with a 10.99% reduction in the exergetic efficiency and an increase of 1.01% and 1.94% in the simple and discounted payback times, respectively. On the other hand, the exergetic efficiency maximization yielded a 25.05% in the exergetic efficiency and a reduction of 0.29% and 0.57% in the payback times, associated with a decrease of 13.83% in the EUF and 18.44% in water production. Considering that the decline in the payback times, observed in the exergetic efficiency maximization, was not significant and that one of the major purposes of the proposed system is the production of water, the operational condition obtained by maximizing the EUF was chosen.

Keywords: Biogas, Desalination, Exergetic Analysis, Genetic Algorithm, Refrigeration, Trigen-eration.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Matriz energética mundial em 2019 por fonte. Fonte: Adaptado de IEA (2021).	20
Figura 1.2 – Perdas energéticas no Brasil em 2020. Fonte: Adaptado de BEN (2021).	21
Figura 1.3 – Consumo de água no mundo de 1901 a 2019. Fonte: Dados provenientes de FAO (2022), Bank (2017) e Flörke <i>et al.</i> (2013).	22
Figura 2.1 – Representação de um ciclo de Brayton aberto simples.	26
Figura 2.2 – Representação de uma microturbina a gás (ciclo de Brayton regenerativo).	30
Figura 2.3 – Fluxograma de um sistema de refrigeração por absorção simples.	31
Figura 2.4 – Fluxograma de um sistema de dessalinização HDH.	35
Figura 2.5 – Fluxograma da otimização via Algoritmo Genético. Fonte: Adaptado de Bozorg-Haddad <i>et al.</i> (2017).	43
Figura 2.6 – Cromossomo com codificação binária. Fonte: Adaptado de Oliveira (2015).	43
Figura 2.7 – Cromossomo com codificação real. Fonte: Adaptado de Oliveira (2015).	43
Figura 2.8 – Roleta para seleção de indivíduos com base em sua aptidão.	45
Figura 2.9 – Roleta para seleção por amostragem estocástica universal.	46
Figura 2.10 – Cruzamento por corte duplo. Fonte: Adaptado de Younes <i>et al.</i> (2010).	47
Figura 4.1 – Fluxograma do sistema de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O.	71
Figura 4.2 – Fluxograma do sistema de trigerção com SRA NH ₃ /H ₂ O.	71
Figura 4.3 – Fluxograma da metodologia empregada.	83
Figura 5.1 – Valores de COP em função de T_6 obtidos a partir do modelo em comparação com valores experimentais fornecidos por Bakhtiari <i>et al.</i> (2011).	88
Figura 6.1 – Taxa de destruição de exergia dos componentes dos sistemas.	97
Figura 6.2 – Eficiências exergéticas dos componentes dos sistemas.	97
Figura 6.3 – Escoamento da exergia ao longo do sistema de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O.	98
Figura 6.4 – Escoamento da exergia ao longo do sistema de trigerção com SRA NH ₃ /H ₂ O.	98
Figura 6.5 – Influência da vazão de alimentação de biogás (\dot{m}_g) nos índices de desempe- nho do sistema de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O.	100
Figura 6.6 – Influência da vazão de alimentação de biogás (\dot{m}_g) nos índices de desempe- nho do sistema de trigerção com SRA NH ₃ /H ₂ O.	100

Figura 6.7 – Influência da fração molar de CH_4 (x_{CH_4}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	102
Figura 6.8 – Influência da fração molar de CH_4 (x_{CH_4}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	102
Figura 6.9 – Influência da temperatura de saída do absorvedor (T_{10}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	103
Figura 6.10–Influência da temperatura de saída do absorvedor (T_{10}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	104
Figura 6.11–Influência da temperatura de saída do gerador (T_{13}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	105
Figura 6.12–Influência da temperatura de saída do gerador (T_{13}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	106
Figura 6.13–Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{19}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	107
Figura 6.14–Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{19}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	107
Figura 6.15–Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{22}) nos índices de desempenho do sistema com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	108
Figura 6.16–Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{22}) nos índices de desempenho do sistema com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	109
Figura 6.17–Influência do MR nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	110
Figura 6.18–Influência do MR nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	110
Figura 6.19–Influência da temperatura de topo do HDH (T_{34}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	112
Figura 6.20–Influência da temperatura de topo do HDH (T_{34}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	113
Figura 6.21–Influência das efetividades do umidificador (ε_u) e desumidificador (ε_d) nos índices de desempenho dos sistemas de trigerção.	114
Figura 6.22–Resumo da influência das variáveis estudadas nos índices de desempenho dos sistemas de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	115

Figura 7.1 – Fluxograma da metodologia empregada para otimização via GA.	119
Figura 7.2 – Influência da redução de T_{34} (Caso I) em <i>a</i>) ψ_{sys} e <i>b</i>) EUF.	122
Figura 7.3 – Influência da elevação de T_{34} (Caso II) em <i>a</i>) ψ_{sys} e <i>b</i>) EUF.	122
Figura 8.1 – Distribuição do custo em dólar no sistema de trigerção LiBr/H ₂ O.	134
Figura A.1 – Fluxograma dos SRA com fluido de trabalho <i>a</i>) LiBr/H ₂ O e <i>b</i>) NH ₃ /H ₂ O.	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Vantagens e desvantagens de turbinas a gás em comparação a motores alternativos.	28
Tabela 2.2 – Vantagens e desvantagens de turbinas a gás em comparação a turbinas a vapor.	29
Tabela 2.3 – Classificação de turbinas a gás com base na produção de potência.	29
Tabela 2.4 – Vantagens e desvantagens de microturbinas a gás em comparação a turbinas a gás.	30
Tabela 2.5 – Vantagens e desvantagens dos SRA em relação aos SRCV.	32
Tabela 2.6 – Vantagens e desvantagens dos pares LiBr/H ₂ O e NH ₃ /H ₂ O.	34
Tabela 2.7 – Vantagens e desvantagens de sistemas de dessalinização HDH.	36
Tabela 2.8 – Vantagens e desvantagens do Algoritmo Genético.	49
Tabela 3.1 – Síntese dos trabalhos da literatura abordados na revisão bibliográfica.	62
Tabela 4.1 – Parâmetros de entrada dos sistemas de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O e NH ₃ /H ₂ O e seus respectivos valores.	75
Tabela 4.2 – Valores utilizados para os parâmetros de convergência do EES.	76
Tabela 4.3 – Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo componente do ciclo de Brayton.	78
Tabela 4.4 – Exergias químicas padrão ($ex_j^{qui,0}$) para a j-ésima substância presente no ciclo de Brayton de acordo com Ahrendts (1977).	78
Tabela 4.5 – Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo equipamento do SRA LiBr/H ₂ O.	79
Tabela 4.6 – Exergias químicas padrão ($ex_j^{qui,0}$) para a j-ésima substância do SRA LiBr/H ₂ O.	79
Tabela 4.7 – Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo equipamento do SRA NH ₃ /H ₂ O.	79
Tabela 4.8 – Exergias químicas padrão ($ex_j^{qui,0}$) para j-ésima substância do SRA NH ₃ /H ₂ O.	80
Tabela 4.9 – Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo componente do HDH.	80
Tabela 4.10–Parâmetros avaliados e suas faixas para ambos os sistemas estudados.	82
Tabela 5.1 – Variáveis de entrada do modelo do ciclo de Brayton e seus valores considerados.	85

Tabela 5.2 – Comparação entre os valores das variáveis de saída do modelo e dos fornecidos pela Referência Técnica (CAPSTONE, 2006).	85
Tabela 5.3 – Variáveis de entrada do modelo referente ao SRA LiBr/H ₂ O.	86
Tabela 5.4 – Comparação entre temperaturas, pressões, frações mássicas de LiBr e vazões mássicas do sistema simulado com os apresentados por Rubio-Maya <i>et al.</i> (2012).	87
Tabela 5.5 – Comparação entre os valores de COP e cargas térmicas do absorvedor, gerador e condensador do sistema simulado com os apresentados por Rubio-Maya <i>et al.</i> (2012).	87
Tabela 5.6 – Variáveis de entrada do SRA LiBr/H ₂ O fornecidas por Bakhtiari <i>et al.</i> (2011) e consideradas.	88
Tabela 5.7 – Variáveis de entrada do modelo referente ao SRA NH ₃ /H ₂ O.	89
Tabela 5.8 – Comparação entre temperaturas, pressões, frações mássicas de NH ₃ e vazões mássicas do sistema simulado com os apresentados por Chen <i>et al.</i> (2017).	89
Tabela 5.9 – Comparação entre o COP, trabalho da bomba e cargas térmicas do evaporador, absorvedor, gerador, condensador, SHX e RHX do modelo atual com os de Chen <i>et al.</i> (2017).	90
Tabela 5.10–Variáveis de entrada do SRA NH ₃ /H ₂ O fornecidas por Maradiaga (2013) e assumidas.	90
Tabela 5.11–Comparação entre o COP, trabalho da bomba, cargas térmicas do evaporador, absorvedor, condensador e T_{19} do modelo atual com os de Maradiaga (2013).	90
Tabela 5.12–Variáveis de entrada do modelo referente ao sistema HDH.	91
Tabela 5.13–Comparação entre temperaturas, vazões mássica, entalpias e entropias do presente modelo com os apresentados por Rostamzadeh <i>et al.</i> (2018).	91
Tabela 5.14–Comparação entre o GOR e carga térmica do aquecedor do presente modelo com os apresentados por Rostamzadeh <i>et al.</i> (2018).	92
Tabela 5.15–Variáveis de entrada do HDH fornecidas por Hermosillo <i>et al.</i> (2012) e assumidas.	92
Tabela 5.16–Comparação de T_{33} , T_{34} , T_{36} e T_{37} do modelo atual com os apresentados por Hermosillo <i>et al.</i> (2012).	93
Tabela 6.1 – Parâmetros de desempenho dos dois sistemas de trigeriação estudados.	94

Tabela 6.2 – Propriedades termodinâmicas do sistema de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O.	95
Tabela 6.3 – Propriedades termodinâmicas do sistema de trigerção com SRA NH ₃ /H ₂ O.	96
Tabela 6.4 – Descrição do efeito do MR em $\dot{E}x_{d,p}$ para cada um dos equipamentos do HDH.	111
Tabela 7.1 – Variáveis de decisão selecionadas para a otimização dos sistemas de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O e NH ₃ /H ₂ O e seus limites operacionais.	116
Tabela 7.2 – Operadores e valores de parâmetros a serem testados nas análises de sensibilidade.	118
Tabela 7.3 – Configuração padrão de operadores e parâmetros.	118
Tabela 7.4 – Configurações de parâmetros do GA escolhidas para os três casos de otimização referentes ao sistema de trigerção com SRA LiBr/H ₂ O.	120
Tabela 7.5 – Resultados dos três casos de otimização em relação ao caso base, referentes ao sistema com SRA LiBr/H ₂ O.	120
Tabela 7.6 – Configurações de parâmetros do GA escolhidas para os três casos de otimização referentes ao sistema de trigerção com SRA NH ₃ /H ₂ O.	123
Tabela 7.7 – Resultados dos três casos de otimização em relação ao caso base, referentes ao sistema com SRA NH ₃ /H ₂ O.	123
Tabela 7.8 – Comparação entre os índices de desempenho dos dois sistemas de trigerção.	124
Tabela 8.1 – Informações de capacidade e custo das microturbinas Capstone C30.	126
Tabela 8.2 – Equações de custo (em dólar) e anos de referência para os equipamentos dos SRA.	126
Tabela 8.3 – Coeficientes globais de troca térmica para os SRA LiBr/H ₂ O e NH ₃ /H ₂ O.	127
Tabela 8.4 – Equações de custo (em dólar) e anos de referência para os equipamentos do HDH.	127
Tabela 8.5 – Descrição dos custos diretos e fixos que compõe o OPEX e seus valores adotados.	128
Tabela 8.6 – Custo de investimento original corrigido para 2019 da associação de microturbinas.	130
Tabela 8.7 – Custo original e corrigido para cada equipamento do SRA LiBr/H ₂ O.	130
Tabela 8.8 – Custo original e corrigido para cada equipamento do SRA NH ₃ /H ₂ O.	131
Tabela 8.9 – Custo original e corrigido para cada equipamento do HDH no sistema LiBr/H ₂ O.	131
Tabela 8.10–Custo original e corrigido para cada equipamento do HDH no sistema NH ₃ /H ₂ O.	131

Tabela 8.11–Custo de investimento total dos sistemas de trigeriação em dólares e em reais.	131
Tabela 8.12–Estimativa do custo com matéria-prima para os dois sistemas de trigeriação.	132
Tabela 8.13–Estimativa de custo de operação de uma lagoa de evaporação para tratamento de salmoura dos sistemas de trigeriação.	132
Tabela 8.14–Valores referentes ao OPEX de ambos os sistemas de trigeriação.	133
Tabela 8.15–Quantidade de água e receita para os dois sistemas de trigeriação.	133
Tabela 8.16–Estimativas de receita total e receita líquida para cada sistema de trigeriação.	134
Tabela 8.17–Estimativas de tempo de retorno simples e descontado para os dois sistemas.	134
Tabela 8.18–Estimativas de tempo de retorno simples e descontado com subsídio estatal.	135
Tabela 8.19–Comparação entre os parâmetros econômicos dos três casos de otimização com o caso base referentes ao sistema com SRA LiBr/H ₂ O.	135
Tabela 8.20–Comparação entre os parâmetros econômicos dos três casos de otimização com o caso base referentes ao sistema com SRA NH ₃ /H ₂ O.	135
Tabela 8.21–Diferenças percentuais entre os valores dos tempos de retorno simples e descontado obtidos pelo caso II e obtidos pelos demais.	136
Tabela A.1 –Balanços de massa e energia para os equipamentos de ambos os SRA.	159
Tabela A.1 –Balanços de massa e energia para os equipamentos (Continuação).	160
Tabela A.2 –Balanços de massa e energia para os equipamentos do HDH.	162
Tabela B.1 –Equações para o cálculo dos coeficientes do modelo NRTL.	164
Tabela B.2 –Coeficientes para o cálculo da atividade por Kim e Infante Ferreira (2006).	165

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AHT	<i>Absorption Heat Transformer</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BEN	Balanco Energético Nacional
CAOW	<i>Closed-Air Open-Water</i>
CAPEX	<i>Capital Expenditures</i>
CC	Câmara de Combustão
CCHP	<i>Combined Cooling, Heating and Power</i>
CEPCI	<i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i>
CHP	<i>Combined Heating and Power</i>
CWOA	<i>Closed-Water Open-Air</i>
DDE	<i>Dynamic Data Exchange</i>
DEAP	<i>Distributed Evolutionary Algorithms in Python</i>
ED	<i>Electrodialysis</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPA	US Environmental Protection Agency
ERC	<i>Ejector Refrigeration Cycle</i>
EUF	<i>Energy Utilization Factor</i>
GA	<i>Genetic Algorithm</i>
GT	<i>Gas Turbine</i>
HDH	<i>Humidification-Dehumidification</i>
ICE	<i>Internal Combustion Engine</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
LMTD	<i>Logarithmic mean temperature difference</i>
MD	<i>Membrane Distillation</i> Destilação por Membrana
MED	<i>Multiple Effect Distillation</i>
MGT	<i>Micro gas turbine</i>
MSF	<i>Multi-stage Flash Distillation</i>
NRTL	<i>Non-Random Two Liquid</i>
OPEX	<i>Operational Expenditures</i>
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>
RHX	<i>Refrigerant Heat Exchanger</i>
RO	<i>Reverse Osmosis</i>
SHX	<i>Solution Heat Exchanger</i>
SRA	Sistema de Refrigeração por Absorção
SRCV	Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor
UN	<i>United Nations</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

T	Temperatura	K ou °C
R	Constante universal dos gases ideais	$\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$
\dot{m}	Vazão mássica	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{n}	Vazão molar	$\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{v}	Vazão volumétrica	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
x	Fração molar	-
h	Entalpia na base mássica	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
s	Entropia na base mássica	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
\bar{h}	Entalpia na base molar	$\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1}$
\bar{s}	Entropia na base molar	$\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$
MM	Massa molar	$\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$
LHV	<i>Lower Heating Value</i>	$\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1}$
W	Trabalho	kW
\dot{Q}	Taxa de troca térmica	kW
c_p	Capacidade calorífica	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
$\dot{E}x$	Taxa de Exergia	kW
ex	Exergia específica na base mássica	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$ex^{qui,0}$	Exergia química padrão	$\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1}$
$\dot{E}x_d$	Taxa de destruição de Exergia	kW
λ	Razão combustível-ar	-
RP	Razão das pressões de entrada e saída do compressor	-
ε	Efetividade	-
Q	Fração de vapor	-
γ	Coefficiente de atividade	-
μ	Potencial químico	-
ω	Umidade absoluta	$\text{kg}_{\text{vapor de água}} \cdot \text{kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$
SL	Salinidade	$\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$
MR	Razão das vazões mássicas da água e do ar	-
η	Eficiência energética, térmica ou isentrópica	%
COP	Coefficiente de Desempenho	-
GOR	<i>Gained Output Ratio</i>	-
var	Vetor das variáveis de decisão	-
C	Custo	US\$ ou R\$
α	Capacidade de um equipamento	Vários
n	Expoente de custo	-
VLP	Valor Presente Líquido	US\$ ou R\$
i	Taxa de interesse	-

t_{rs}	Tempo de retorno simples	ano
t_{rd}	Tempo de retorno descontado	ano
A	Área	m^2
U	Coefficiente global de troca térmica	$kW \cdot m^{-2}C^{-1}$

LISTA DE SUBSCRITOS E SOBRESCRITOS

0	Estado morto
a	Absorvedor (SRA)
ad	Água dessalinizada
aq	Aquecedor (HDH)
ar	Ar
as	Água salobra
b	Bomba (SRA)
c	Condensador (SRA)
cin	Cinética
comb	Combustível
comp	Compressor (Ciclo de Brayton)
d	Desumidificador (HDH)
DR	Descarte de rejeitos
e	Evaporador (SRA)
fg	Referente à energia de condensação
fis	Física
g	Gerador (SRA)
i	Corrente do sistema
j	Componente de uma corrente
k	Equipamento do sistema
MP	Matéria-prima
net	Valor líquido
p	Produtos de combustão
pot	Potência
pot	Potencial
q	Fonte quente
qui	Química
ref	Valor de referência
sys	Sistema de trigerção
turb	Turbina (Ciclo de Brayton)
u	Umificador (HDH)
va	Vapor de água

SUMÁRIO

1	Introdução	20
1.1	Contextualização	20
1.2	Objetivos	24
1.3	Estrutura do trabalho	24
2	Fundamentação Teórica	26
2.1	Turbina a gás	26
2.2	Sistemas de refrigeração por absorção	31
2.3	Sistema de dessalinização umidificação-desumidificação	34
2.4	Biogás	37
2.5	Avaliação do desempenho termodinâmico	39
2.6	Algoritmo Genético	42
3	Revisão Bibliográfica	50
3.1	Sistemas de multigeração	50
3.2	Sistemas de multigeração com sistemas de refrigeração	51
3.3	Sistemas de multigeração com sistemas de dessalinização	53
3.4	Sistemas de multigeração empregando biogás como combustível	56
3.5	Sistemas de multigeração descentralizados de pequena ou média escala	58
3.6	Conclusão	67
4	Metodologia	69
4.1	Definição da aplicação do estudo	69
4.2	Descrição do sistema de trigeração	70
4.3	Ferramenta computacional	74
4.4	Descrição dos fluidos de trabalho e correlações utilizadas	76
4.5	Análise do desempenho termodinâmico	77
4.6	Análise paramétrica	82
5	Validação das Simulações	84
5.1	Metodologia	84
5.2	Resultados e Discussão	84
5.3	Conclusão	93

6	Resultados e Discussão	94
6.1	Capacidades dos sistemas de trigeriação	94
6.2	Distribuição da exergia ao longo do sistema	95
6.3	Análise paramétrica	99
7	Otimização	116
7.1	Metodologia	116
7.2	Resultados e Discussão	120
8	Análise Econômica Preliminar	125
8.1	Metodologia	125
8.2	Resultados e Discussão	130
9	Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	137
9.1	Sugestões para trabalhos futuros	139
	Referências	140
	Anexos	154
	ANEXO A Modelos dos ciclos termodinâmicos	155
A.1	Ciclo de Brayton	155
A.2	Sistema de refrigeração por absorção	158
A.3	Sistema umidificação-desumidificação	162
	ANEXO B Cálculo do coeficiente de atividade (γ)	164
B.1	Modelo Non-Random Two Liquid (NRTL)	164
B.2	Cálculo da atividade da mistura Brometo de Lítio-Água	164

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

O consumo energético está diretamente ligado ao desenvolvimento econômico e social, uma vez que é base para os processos de industrialização, urbanização, para a ampliação da infraestrutura de transportes e para o setor de serviços. No entanto, o crescente aumento no consumo de energia traz consigo consequências graves para o meio ambiente devido à queima de combustíveis como derivados de petróleo, carvão e gás natural.

De acordo com a Agência Internacional de Energia (IEA, 2021), a demanda energética global cresceu mais de 115% entre 1973 e 2019, o que resultou em um aumento nas emissões de gases poluentes, já que carvão, petróleo e gás natural, ainda representavam 80,9% da matriz energética mundial no ano de 2019, como mostra a Figura 1.1.

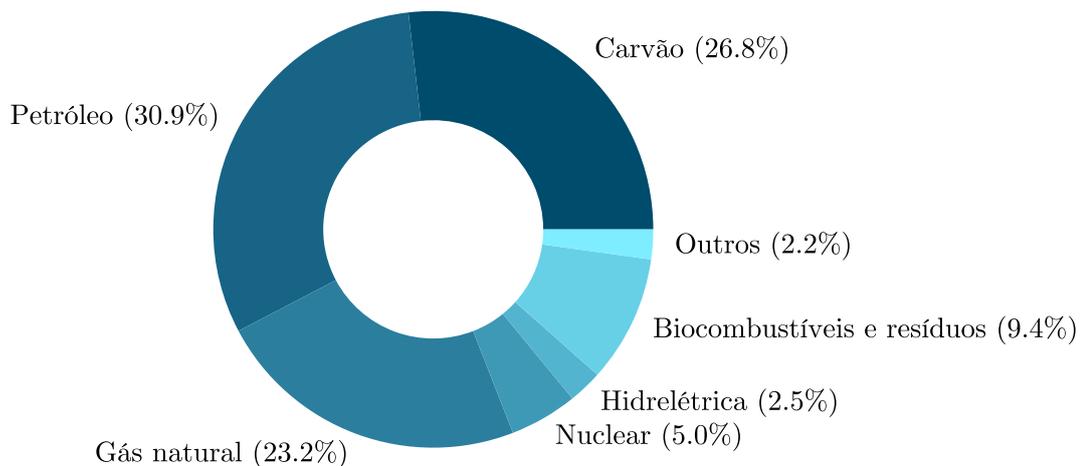


Figura 1.1: Matriz energética mundial em 2019 por fonte. Fonte: Adaptado de IEA (2021).

No Brasil, a situação relativa ao uso de combustíveis fósseis é menos alarmante, devido à grande área disponível para o cultivo de vegetais, o que facilita o uso da biomassa como combustível, além de seu vasto sistema de bacias hidrográficas. Entretanto, segundo o Balanço Energético Nacional (BEN, 2021), carvão, petróleo e gás natural somavam 49,8% da matriz energética brasileira no ano de 2020, o que ainda resulta em alto impacto ambiental.

Outro problema que contribui para um maior consumo de combustíveis e, como consequência, maior emissão de gases poluentes, são as perdas no processo de geração e distribuição de energia. De acordo com BEN (2021), 11,5% da energia produzida foi perdida no

ano de 2020, dos quais mais de um quarto foram referentes a perdas nas redes de distribuição, como mostra a Figura 1.2. Tal problema é agravado quando é necessário enviar energia para localidades remotas, especialmente para áreas rurais, devido à distância e à condição precária das redes de distribuição.

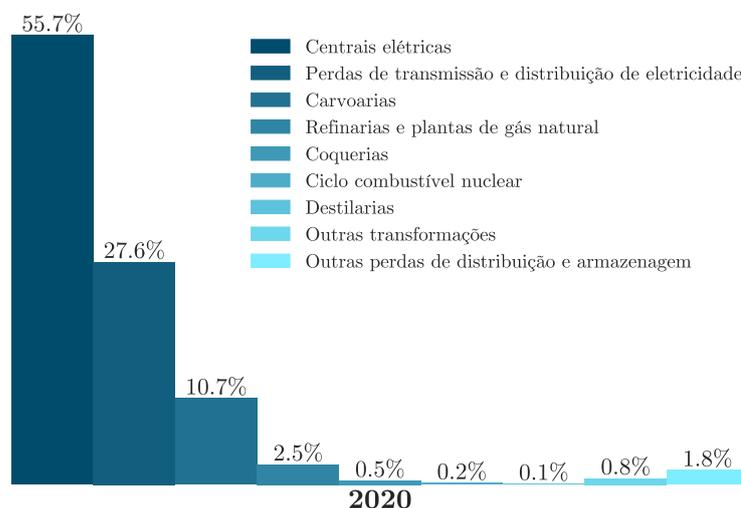


Figura 1.2: Perdas energéticas no Brasil em 2020. Fonte: Adaptado de BEN (2021).

Juntamente às questões energéticas citadas, diversas localidades do mundo sofrem hoje com a crise hídrica. A disponibilidade de água doce é uma condição imprescindível para a manutenção da vida. No entanto, a crescente demanda e os efeitos das mudanças climáticas vêm colocando em risco os reservatórios disponíveis, especialmente em regiões de clima árido e semiárido. De acordo com o relatório mundial das Nações Unidas sobre desenvolvimento dos recursos hídricos, o uso de água no mundo em 2020 foi cerca de 6 vezes maior do que era há 100 anos, apresentando crescimento de 1% ao ano desde os anos 1980, como mostra também a Figura 1.3. Esse aumento é consequência do crescimento populacional, desenvolvimento socioeconômico, mudanças nos padrões de consumo e, sobretudo, da ampliação das atividades agrícolas, que são hoje responsáveis por cerca de 69% do consumo de água. Além disso, as mudanças no clima pioram a situação dos reservatórios, devido ao aumento no número de eventos climáticos extremos, como as secas, o que resulta em uma redução dos níveis dos reservatórios de superfície, como rios, lagos e açudes, e um aumento da demanda dos reservatórios subterrâneos (UN, 2020).

Apesar de ser um país rico em bacias hidrográficas, o Brasil possui regiões que sofrem constantemente com escassez de água. O semiárido brasileiro é uma região caracterizada por secas recorrentes responsáveis por diversos efeitos negativos que afetam, em especial, áreas

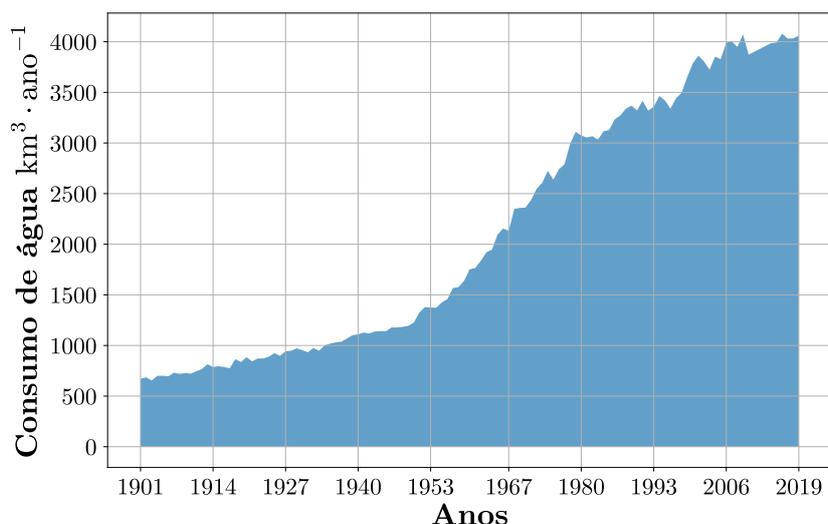


Figura 1.3: Consumo de água no mundo de 1901 a 2019. Fonte: Dados provenientes de FAO (2022), Bank (2017) e Flörke *et al.* (2013).

rurais que se localizam fora do acesso das redes de distribuição básicas (BRITO *et al.*, 2018; MARENGO *et al.*, 2020).

Dado o contexto apresentado, fica clara a necessidade de aprimorar as tecnologias de geração de energia e substituir os combustíveis fósseis por fontes renováveis, para diminuir a emissão de gases como CO₂, NO_x e SO_x, responsáveis pelo aquecimento global e outros impactos ambientais, como a chuva ácida, além de buscar medidas para reduzir as perdas de energia nas redes de distribuição. Quanto à crise hídrica, é evidente a necessidade de buscar por alternativas para o fornecimento de água doce, especialmente para regiões de clima semiárido que sofrem com secas constantes e cujas fontes subterrâneas apresentam alto grau de sólidos dissolvidos.

Uma maneira de reduzir o consumo de combustíveis e, por consequência, os impactos ambientais, é aumentar a eficiência energética dos sistemas térmicos. Esse objetivo pode ser atingido pela implementação de sistemas de multigeração, como cogeração ou trigeração, que utilizam o calor residual da geração de potência para outras finalidades como refrigeração ou dessalinização, aumentando a eficiência geral do processo (DINÇER e ROSEN, 2015). Outra vantagem dos sistemas de multigeração, especialmente os de pequena e média escala, é a capacidade de geração distribuída, ou seja, a energia e demais utilidades são produzidas no local de uso, eliminando as perdas que ocorrem durante a transmissão. Tais sistemas são especialmente interessantes para localidades remotas como áreas rurais.

A busca pelo aumento de eficiência em processos com consumo elevado de energia não é a única forma de diminuir os impactos ambientais causados pela liberação de gases estufa. A utilização de energias renováveis também é considerada um passo importante para atingir esse objetivo. Dentre as fontes de energia renováveis disponíveis, uma opção é o biogás, cujas vantagens incluem a capacidade de ser gerado a partir de resíduos orgânicos, a redução na emissão de metano (CH_4) e sua similaridade ao gás natural, podendo substituí-lo em diferentes motores primários sem a necessidade de grandes alterações (GOMEZ, 2013).

O biogás é um combustível proveniente da digestão anaeróbica de material orgânico e é formado, principalmente, por CH_4 e CO_2 . Diversas atividades antropogênicas e não antropogênicas são responsáveis pela geração de biogás, o que resulta em um grande impacto ambiental, já que o CH_4 apresenta uma contribuição 25 vezes maior para o aquecimento global do que o CO_2 (IPCC, 2007). Algumas dessas atividades geradoras de metano podem ser convertidas a produtoras de biogás, como é o caso da agricultura e da pecuária por meio da conversão dos resíduos agrícolas e estrume animal. Desta forma, é possível diminuir a emissão de CH_4 e gerar energia pela queima do biogás, especialmente em sistemas de cogeração ou trigeração (ABBASI *et al.*, 2012).

Para acompanhar a crescente demanda por água doce e minimizar os impactos das mudanças climáticas, algumas metodologias têm sido propostas. Dentre as opções se destaca a dessalinização de água salobra ou água do mar, devido ao seu menor custo por volume de água produzido (RAHIMI e CHUA, 2017). De forma geral, as tecnologias de dessalinização podem ser divididas em sistemas baseados em membranas, como a osmose reversa, e sistemas que utilizam calor, como a dessalinização por congelamento, *flash* de múltiplos estágios, destilação de múltiplos efeitos e os sistemas umidificação-desumidificação (HDH) (KUCERA, 2019; NANJI, 2022). Os HDHs são sistemas inspirados pelo ciclo das chuvas e possuem como principais vantagens a possibilidade de serem desenhados em pequena ou média escala, a simplicidade de construção, operação e manutenção e a capacidade de funcionar com fontes térmicas de baixa qualidade, além de fontes energéticas renováveis. Portanto, são alternativas interessantes para integração em sistemas de cogeração e trigeração, podendo aproveitar o calor residual da geração de potência produzida a partir de energias renováveis como o biogás (LIENHARD *et al.*, 2016; NARAYAN *et al.*, 2010; RAHIMI-AHAR *et al.*, 2020).

1.2 Objetivos

Dessa forma, o objetivo geral deste trabalho é avaliar e otimizar um sistema de trigeriação para produção de potência, refrigeração e água dessalinizada, sob a ótica energética, exergética e econômica. Tal sistema é formado pela integração de um conjunto de microturbinas movidas a biogás, um sistema de refrigeração por absorção e um sistema de dessalinização umidificação-desumidificação e visa atender as demandas de uma propriedade rural hipotética em região de clima semiárido. Os objetivos específicos do trabalho são:

- Elaborar um modelo computacional para o sistema de trigeriação proposto com base nos balanços de massa, energia e exergia;
- Validar os modelos individuais das microturbinas a gás, sistema de refrigeração por absorção e sistema de dessalinização umidificação-desumidificação com base em dados experimentais e computacionais presentes na literatura aberta;
- Avaliar o desempenho termodinâmico do sistema com base em parâmetros energéticos e exergéticos (1ª e 2ª Leis da Termodinâmica);
- Realizar uma análise paramétrica para observar o impacto das principais variáveis do sistema nos índices de desempenho termodinâmico;
- Otimizar o sistema de trigeriação de forma a maximizar o desempenho energético, a eficiência exergética e a produção de água dessalinizada, com base nas principais variáveis do sistema;
- Executar uma análise econômica preliminar para avaliar a viabilidade do sistema em termos do tempo de retorno;

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho está dividido nos seguintes capítulos:

- **Capítulo 1:** Apresentação do contexto de estudo e objetivos gerais e específicos;
- **Capítulo 2:** Apresentação de conceitos necessários para o entendimento do trabalho. Aborda turbinas e microturbinas a gás, sistema de refrigeração por absorção, sistema umidificação-desumidificação e biogás, além da análise de desempenho termodinâmico;
- **Capítulo 3:** Apresentação dos artigos da literatura utilizados como base para o desenvolvimento do trabalho;

- **Capítulo 4:** Apresentação da aplicação de estudo, metodologia empregada para desenvolvimento do modelo, ferramenta computacional, equações da análise de desempenho energético e exergético e análise paramétrica;
- **Capítulo 5:** Apresentação da validação realizada para os três ciclos termodinâmicos que compõe o sistema de trigerção, com base em dados experimentais e computacionais obtidos na literatura;
- **Capítulo 6:** Apresentação dos resultados da análise de desempenho termodinâmico para o caso base (sem otimização) do sistema de trigerção e resultados da análise paramétrica;
- **Capítulo 7:** Apresentação da metodologia e resultados da otimização;
- **Capítulo 8:** Apresentação da metodologia e resultados da análise econômica preliminar;
- **Capítulo 9:** Apresentação das conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentada a fundamentação teórica necessária para o melhor entendimento dos conceitos abordados ao longo do trabalho. São abordadas definições teóricas referentes à microturbinas a gás (ciclo de Brayton), ao sistema de refrigeração por absorção (SRA) e ao sistema de dessalinização umidificação-desumidificação (HDH). Em seguida, uma base teórica sobre o biogás é apresentada, seguida pelo equacionamento relativo à avaliação do desempenho termodinâmico, além de conceitos a respeito do Algoritmo Genético (GA), método de otimização utilizado.

2.1 Turbina a gás

Uma turbina a gás é um equipamento responsável pela produção de trabalho mecânico a partir da expansão de um gás. O ciclo termodinâmico referente a turbinas a gás, mais conhecido como ciclo de Brayton, compreende as etapas de compressão, combustão e expansão. Nesse ciclo, o ar passa pelo compressor e segue para uma câmara de combustão onde ocorre a queima da mistura ar-combustível, resultando no aumento da temperatura e pressão. Na turbina, os produtos gasosos são expandidos para gerar potência e depois são liberados na atmosfera, como mostra a Figura 2.1.

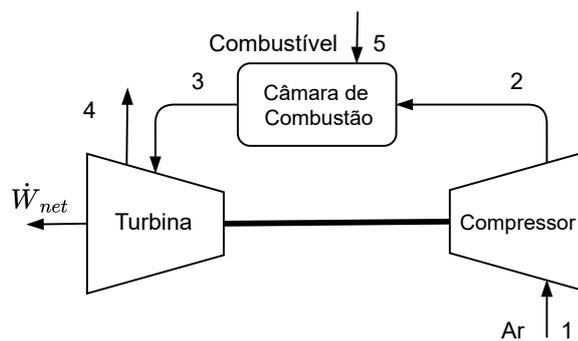


Figura 2.1: Representação de um ciclo de Brayton aberto simples.

Os parâmetros de maior impacto na eficiência de uma turbina a gás são a razão das pressões no compressor, que dita o quanto o ar é comprimido, a temperatura de entrada da turbina e as eficiências isentrópicas dos componentes, que representam o desvio dos equipamentos em relação à idealidade (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017).

O aumento na proporção ar-combustível tende a aumentar a temperatura de entrada da turbina, o que aumenta a produção de potência. No entanto, é necessário considerar as limitações físicas dos materiais dos quais a turbina é construída. Turbinas comerciais atuais suportam temperaturas de entrada na faixa de 1300 a 1800 K (BRUN e KURZ, 2019).

Em relação à razão de pressões (RP), que consiste na razão entre as pressões de saída (P_2) e entrada (P_1) de cada estágio de compressão, sabe-se que, ao aumentá-la, há um aumento na eficiência térmica do ciclo, uma vez que a temperatura de saída do compressor (T_2) aumenta e, com isso, é necessária uma menor quantidade de combustível para atingir a temperatura alvo de saída da câmara de combustão (T_3). Entretanto, a influência de RP na geração de potência é diferente, uma vez que há inicialmente um aumento na geração de potência até que é atingido um ponto de máximo, seguido por uma redução nesse valor. Com isso, valores elevados de RP resultam na necessidade de maior fornecimento de ar ao sistema, com o objetivo de manter a geração de potência, o que aumenta o tamanho do sistema e, por conseguinte, o seu custo. Por isso, a maioria das turbinas a gás encontradas no mercado utilizam valores de RP na faixa de 11 a 16. Todavia, é possível encontrar modelos específicos que utilizam razões por volta de 60 (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017; ÇENGEL *et al.*, 2019). Quanto às eficiências isentrópicas, é possível encontrar equipamentos cujos valores residem na faixa de 80 a 90%, o que reduz as perdas de energia no ciclo (MORAN *et al.*, 2018).

As turbinas a gás apresentam uma série de vantagens e desvantagens em relação a equipamentos como motores alternativos e turbinas a vapor, como mostram as Tabelas 2.1 e 2.2, respectivamente.

2.1.1 Microturbinas a gás

Assim como as turbinas a gás, microturbinas a gás são equipamentos responsáveis pela geração de potência a partir da expansão de um gás. O que diferencia uma microturbina a gás de uma turbina a gás convencional é apenas seu tamanho e, como consequência, a quantidade de potência que ela é capaz de produzir. Portanto, uma microturbina a gás segue os mesmos princípios termodinâmicos de sua equivalente de maior tamanho. Além disso, em grande parte dos casos, os materiais utilizados para construir as microturbinas são iguais aos utilizados na manufatura de turbinas de tamanho industrial (GIAMPAOLO, 2014).

Tabela 2.1: Vantagens e desvantagens de turbinas a gás em comparação a motores alternativos.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Maior eficiência mecânica devido a uma menor ocorrência de atrito em suas partes. • Maior equilíbrio devido à natureza estacionária da operação. • Menor peso específico por unidade de potência ($20 \text{ kg} \cdot \text{kW}^{-1}$ para a turbina a gás, $115 \text{ kg} \cdot \text{kW}^{-1}$ para o motor alternativo e $53 \text{ kg} \cdot \text{kW}^{-1}$ para a turbina a vapor). • Pode ser desenhada para operar com combustíveis mais baratos, como carvão em pó, hidrocarbonetos pesados ou biogás. • A lubrificação dos componentes é mais simples. • A manutenção necessária é mínima. • Podem ser construídas com materiais mais leves, já que operam, geralmente, em pressões mais baixas (o efeito da dilatação térmica deve ser levando em conta). • A operação é mais silenciosa. • Os gases de combustão possuem uma quantidade mínima de fumaça e odor mais fraco devido a quantidade de ar utilizada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor eficiência térmica total. • As temperaturas suportadas nas pás da turbina são menores. • O resfriamento de seus componentes é mais complexo. • A partida da turbina a gás é mais complicada, já que é necessário ativar o compressor para que seja atingido um fluxo estacionário de ar.

Fonte: Ganesan (2010) e Çengel *et al.* (2019).

Normalmente, microturbinas são definidas como equipamentos que produzem potência dentro da faixa de 20 a 500 kW. A Tabela 2.3 apresenta a classificação dos equipamentos como apresentado por Giampaolo (2014).

As primeiras microturbinas a gás foram desenvolvidas por volta dos anos 50 e 60 visando à utilização em automóveis e, mais adiante, em aeronaves (BOICEA, 2014). Porém, microturbinas a gás similares às disponíveis atualmente só começaram a ser comercializadas no ano de 1998, fabricadas pela Capstone Turbine Corporation, uma empresa pioneira da área (KOLANOWSKI, 2004). Diferente de suas antecessoras dos anos 50, as microturbinas atuais, como o modelo Capstone C30, são utilizadas em uma variedade de aplicações, como sistemas de geração distribuída, responsáveis por fornecer ou incrementar o fornecimento de energia elétrica sem a necessidade de construir novas linhas de transmissão e distribuição, em locais remotos (e.g. áreas de construção, campos de perfuração de petróleo, embarcações, plataformas de petróleo em alto mar e demais locais que não possuem disponibilidade de energia elétrica),

Tabela 2.2: Vantagens e desvantagens de turbinas a gás em comparação a turbinas a vapor.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Projeto mais simples, não possuem caldeira e outros equipamentos auxiliares. • Menores custos de investimento e operação. • Requer menos manutenção. • Construção e operação mais simples. • A partida é consideravelmente mais rápida (geralmente, cerca de 2 min para turbinas a gás e 4 h para turbinas a vapor). • Não há perdas devido ao equipamento ocioso (ocorre nas turbinas a vapor, por conta da caldeira que deve operar mesmo quando a demanda é baixa). 	<ul style="list-style-type: none"> • É requerido trabalho de uma fonte externa para dar a partida no compressor. • Menor quantidade de potência líquida produzida (parte da potência é utilizada no compressor). • Menor eficiência térmica devido à energia expelida junto aos gases de exaustão. • A temperatura da câmara de combustão é bastante alta.

Fonte: Mehta e Mehta (2005) e Çengel *et al.* (2019).

Tabela 2.3: Classificação de turbinas a gás com base na produção de potência.

Tipo	Faixa de potência (kW)
Industrial	≥ 1000
Mini-turbina	500 - 1000
Microturbina	20 - 500

Fonte: Giampaolo (2014).

em aplicações comerciais, como escritórios, hospitais e fábricas, para aplicação em sistemas de cogeração, trigeração ou poligeração e em carros híbridos (KOLANOWSKI, 2011).

Quanto ao funcionamento, um aspecto que diferencia as microturbinas a gás das turbinas a gás básicas, como descritas pelo ciclo de Brayton (Figura 2.1), é o uso de um componente extra denominado recuperador ou regenerador, como mostra a Figura 2.2. O regenerador nada mais é do que um trocador de calor cuja função é aproveitar parte da energia presente nos gases de exaustão da turbina para pré-aquecer a corrente de ar comprimido que sai do compressor. A vantagem de utilizar o regenerador é a elevação da temperatura de entrada da câmara de combustão (T_3), o que reduz a quantidade de combustível requerida e, como consequência, resulta em um aumento da eficiência térmica e uma redução na emissão de gases poluentes como NO_x (GIAMPAOLO, 2014). Quanto ao aumento na eficiência térmica, o uso de regeneradores pode resultar em uma elevação da eficiência na faixa de 14% a 26%. Por outro lado, existe uma queda de pressão resultante do uso desse trocador de calor, o que reduz a quantidade de potência gerada na turbina. Tal redução está ligada à efetividade do regenerador. Para que

os efeitos da queda de pressão sejam menores, equipamentos mais caros e maiores devem ser utilizados. Logo, há um compromisso na implementação do trocador de calor visando os custos (SOARES, 2007).

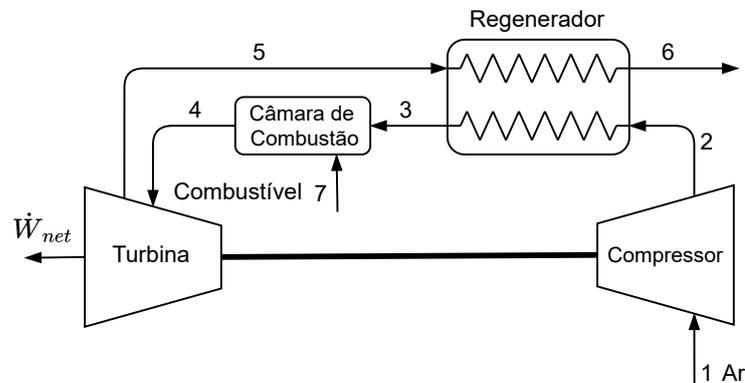


Figura 2.2: Representação de uma microturbina a gás (ciclo de Brayton regenerativo).

Microturbinas atuais suportam valores de T_3 de até $954,4\text{ °C}$ (1750 °F). Quanto à razão das pressões ($RP = P_2/P_1$), sua elevação resulta em um aumento da produção de trabalho e eficiência energética até um ponto de máximo; desse ponto em diante, há uma redução em ambos, assim como discutido anteriormente. Em microturbinas que possuem regenerador, o valor ótimo de RP é consideravelmente mais baixo que em turbinas normais, sendo geralmente menor do que 4 (SOARES, 2007). Em comparação às turbinas maiores, o uso de microturbinas a gás possui vantagens e desvantagens, como mostra a Tabela 2.4.

Tabela 2.4: Vantagens e desvantagens de microturbinas a gás em comparação a turbinas a gás.

Vantagens	Desvantagem
<ul style="list-style-type: none"> • Gases de exaustão são expelidos a temperaturas mais baixas (na faixa de $204,4\text{ °C}$ a $343,3\text{ °C}$), adequados para o aquecimento em prédios e fábricas, e para o uso em sistemas de multigeração. • Alta flexibilidade de combustíveis, podem utilizar gás natural, biogás, gasolina, querosene e diesel. • Alta variedade de capacidades de geração. • Baixa emissão de gases como NO_x (por volta de 10 ppm) e CO_2. • Fácil modularidade, podem ser associadas em paralelo para suprir demanda variável. • Capazes de operar em carga parcial. 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor eficiência térmica. • Turbina e compressor possuem menor eficiência isentrópica devido ao tamanho. • Menor pressão máxima suportada. • Não é possível implementar sistemas de resfriamento dos componentes.

Fonte: Soares (2007) e Kolanowski (2004).

2.2 Sistemas de refrigeração por absorção

O sistema de refrigeração por absorção (SRA), concebido pela primeira vez por Ferdinand Carré em 1859, é um ciclo termodinâmico capaz de remover calor de uma fonte fria a partir do fornecimento de calor proveniente de uma fonte mais quente (ÇENGEL *et al.*, 2019).

Esses sistemas apresentam alto grau de similaridade com os tradicionais sistemas de refrigeração por compressão de vapor (SRCV), especialmente nas etapas de condensação, expansão e evaporação. Entretanto, é na etapa de compressão que reside a diferença entre os dois ciclos de refrigeração. Diferente do SRCV, que utiliza um compressor, os SRA utilizam um conjunto absorvedor, bomba e gerador, onde o refrigerante é absorvido por um componente na fase líquida (absorvente), é pressurizado e depois é separado do meio líquido mediante fornecimento de calor, respectivamente. Essa substituição faz com que a quantidade de trabalho requerida seja consideravelmente menor, uma vez que o volume específico de um líquido é menor do que do vapor (DINÇER e KANOGLU, 2010; MORAN *et al.*, 2018). A Figura 2.3 apresenta um fluxograma de um SRA simples.

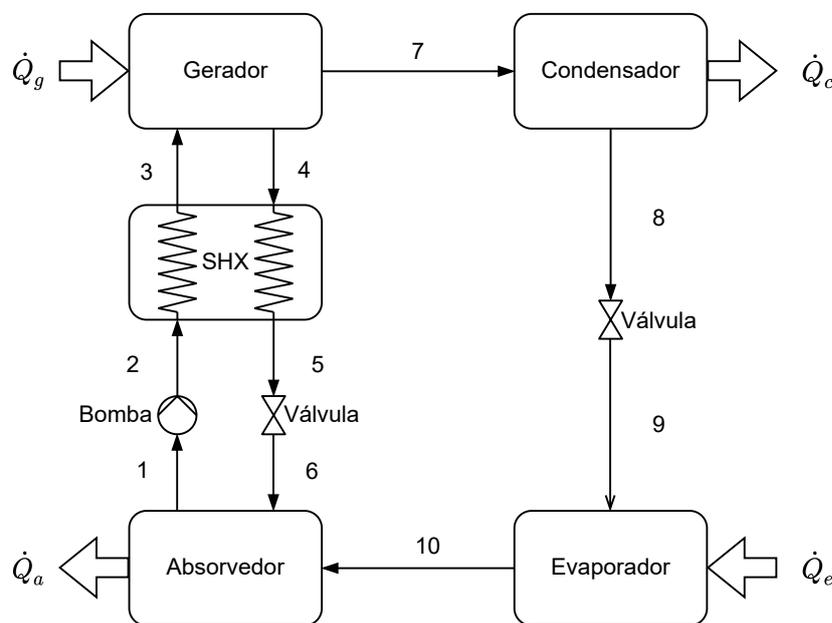


Figura 2.3: Fluxograma de um sistema de refrigeração por absorção simples.

No SRA, o refrigerante na forma de vapor (10), proveniente do evaporador, é absorvido pela solução contendo absorvente na fase líquida. Essa mistura (1), agora rica em refrigerante, sai do absorvedor e é pressurizada (2) numa bomba. Em seguida, é preaquecida no trocador de calor da solução (SHX) e segue para o gerador. Nesse equipamento, a solução rica (3) recebe calor de uma fonte quente, geralmente na faixa de 100 a 200 °C, resultando na vaporização

do refrigerante que se separa do absorvente (ÇENGEL *et al.*, 2019). O refrigerante (7) segue então para o condensador, onde rejeita calor para o ambiente (8), passa através da válvula do refrigerante para reduzir sua pressão (9) e segue para o evaporador, onde absorve o calor do ambiente ou processo que se deseja resfriar. Enquanto isso, a solução pobre em refrigerante (4) sai do gerador, é resfriada (5) no SHX, tem sua pressão reduzida (6) na válvula da solução e volta para o absorvedor, onde absorve novamente o refrigerante na forma de vapor.

Como pode ser visto na Figura 2.3, o absorvedor requer remoção de calor. Isso ocorre porque o processo de absorção do refrigerante na solução pobre é exotérmico. Uma vez que a taxa de absorção de gases em líquidos aumenta a medida que se diminui a temperatura, é necessário remover o calor liberado de forma a maximizar a quantidade de refrigerante absorvido. Outro ponto que vale destacar na Figura 2.3 é a presença de um trocador de calor adicional, o SHX. Esse trocador de calor tem como principal objetivo utilizar parte da energia proveniente do gerador, para preaquecer a solução rica. Dessa forma, requer-se menor fornecimento de calor ao gerador e menor é a remoção de calor no absorvedor (KLEIN e NELLIS, 2012).

Em comparação ao SRCV, o SRA apresentam uma série de pontos positivos e negativos, o que o torna uma opção viável em determinados casos, como mostra a Tabela 2.5.

Tabela 2.5: Vantagens e desvantagens dos SRA em relação aos SRCV.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Menor quantidade de trabalho mecânico requerida. • Fluidos de trabalho com baixo impacto ambiental. • Operação é mais segura e mais silenciosa. • Baixo custo de manutenção. • Capaz de funcionar a partir de calor residual de baixa qualidade. • Maior tempo de vida útil. 	<ul style="list-style-type: none"> • Maior custo de investimento devido à adição do gerador, SHX e absorvedor. • Ocupa mais espaço devido aos equipamentos adicionais. • Maior rejeição de calor para o ambiente. • Possui desempenho (COP) inferior. • Condensador maior e mais caro devido ao baixo desempenho.

Fonte: Klein e Nellis (2012), Dincer e Ratlamwala (2016) e Çengel *et al.* (2019).

Por conta das características apresentadas anteriormente, conclui-se que os SRA são mais adequados em situações específicas. Uma dessas situações se dá quando há uma quantidade abundante de calor disponível para uso, como em plantas de processo, em associação a fontes energéticas de baixa qualidade, como solar e geotérmica, ou integrado a sistemas de geração de potência, formando unidades de cogeração, trigeração ou poligeração (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013; TOMCZYK *et al.*, 2017). Outras aplicações como condicionamento de

ar ou refrigeração também são possíveis com os SRA, todavia, são necessários baixos custos de combustíveis (para gerar vapor ou para combustão direta) em comparação à energia elétrica, para que compense sua utilização em detrimento dos SRCV (ÇENGEL *et al.*, 2019).

É importante destacar que o desempenho inferior dos SRA em relação aos SRCV, é resultado da natureza da fonte energética do sistema, que no caso dos SRA é o calor, geralmente de baixa temperatura. Diferente do trabalho, o calor de baixa temperatura é uma fonte energética de baixa qualidade, ou seja, há uma menor disponibilidade de energia útil. Com isso, a quantidade de calor necessária para produzir a mesma capacidade de refrigeração é maior do que a quantidade de trabalho requerida (BALMER, 2011). Portanto, não é possível comparar o desempenho dos dois sistemas a partir do COP (KEUTENEDJIAN MADY *et al.*, 2020).

2.2.1 Fluidos de trabalho dos SRA

A escolha dos fluidos de trabalho, mais especificamente o refrigerante e o absorvente, é de suma importância para o funcionamento correto dos SRA. Idealmente, tais substâncias devem apresentar uma série de características para que sejam adequadas aos processos que compõem esse ciclo termodinâmico, como listado a seguir (ASHRAE, 2017).

- O refrigerante deve ser muito mais volátil que o absorvente;
- O refrigerante deve ter alta afinidade com o absorvente;
- As pressões de operação, que dependem das propriedades do refrigerante, devem ser moderadas, ou seja, próximas à pressão atmosférica;
- Os componentes devem ser quimicamente estáveis, para evitar a formação de substâncias corrosivas, sólidos ou gases indesejados;
- Devem ser pouco corrosivos. No entanto, caso não seja possível, inibidores de corrosão podem ser utilizados.
- Devem ser seguros, com baixa toxicidade e inflamabilidade;
- Devem apresentar propriedades de transporte adequadas. Por exemplo, baixa viscosidade;
- A entalpia de vaporização das substâncias deve ser alto para reduzir as vazões mássicas e, conseqüentemente, o tamanho do sistema;

É importante destacar que nenhum par absorvente/refrigerante é capaz de atender a todos as características citadas. Dentre as possíveis opções, as mais utilizadas são os pares Amônia-Água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), em que a NH_3 é o refrigerante e H_2O o absorvente, e Brometo de lítio-Água ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$), em que o LiBr é o absorvente e H_2O é o refrigerante. Ambos os pares possuem

bom desempenho termodinâmico e baixo impacto ambiental; entretanto, existem pontos negativos e positivos na utilização de cada um, como mostra a Tabela 2.6.

Tabela 2.6: Vantagens e desvantagens dos pares LiBr/H₂O e NH₃/H₂O.

LiBr/H ₂ O	
Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Maior desempenho (COP). • Seus componentes não são tóxicos. • Alta diferença de volatilidade entre LiBr e H₂O. 	<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura limite de 0 °C devido ao congelamento da água. • Alto risco de cristalização a altas concentrações de LiBr e baixas temperaturas. • Alto risco de corrosão, já que a solução é um eletrólito forte (inibidores de corrosão podem ser utilizados).
NH ₃ /H ₂ O	
Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Capaz de trabalhar a temperaturas abaixo de 0 °C. • Não sofre com cristalização. 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa diferença de volatilidade entre NH₃ e H₂O. • Menor calor latente do NH₃, o que aumenta as vazões mássicas do sistema. • Alta toxicidade do NH₃.

Fonte: Herold *et al.* (2016), Dincer e Ratlamwala (2016) e ASHRAE (2017).

2.3 Sistema de dessalinização umidificação-desumidificação

A dessalinização é um processo físico em que energia é utilizada para remoção de sais de águas salobras ou água do mar, com o objetivo final de obter água para uso industrial, comercial ou residencial. Uma vez que água salobra e água do mar são facilmente encontradas na maior parte das regiões do planeta, a dessalinização vem se tornando cada vez mais relevante como ferramenta para atender a demanda crescente por água.

Métodos de dessalinização estão divididos em duas categorias: os métodos térmicos e os métodos que utilizam membranas semipermeáveis e não porosas. Alguns dos principais métodos de cada uma das duas categorias são listados a seguir (BELESSIOTIS *et al.*, 2016).

Métodos de dessalinização térmicos

- Destilador solar
- Umidificação-desumidificação (HDH)
- Destilação de múltiplos efeitos (MED)
- Destilação *flash* de múltiplos estágios (MSF)

- Dessalinização por congelamento;

Métodos de dessalinização por membrana

- Osmose reversa (RO)
- Eletrodialise (ED)
- Destilação por membrana (MD)

Dentre os sistemas citados anteriormente, o método de dessalinização por membrana mais utilizado é o RO, enquanto os métodos de dessalinização térmicos mais utilizados são o MED e o MSF. Apesar de serem amplamente utilizadas, tais alternativas não são adequadas para uso em aplicações de pequena escala e descentralizadas, fora do alcance de fornecimento da rede básica. Nesse caso, uma opção é o método HDH (LAWAL e QASEM, 2020).

O HDH é um processo de dessalinização de água salobra ou água do mar que tem inspiração no ciclo das chuvas. No processo natural, a água do mar é aquecida pelos raios solares, resultando na vaporização de água pura. Esse vapor é capturado por uma corrente de ar, aumentando sua umidade. Com isso, as nuvens são formadas e então, ocorre a precipitação da chuva. O HDH básico consiste de três equipamentos que reproduzem os processos descritos acima, são eles o umidificador (evaporador), o desumidificador (condensador) e um aquecedor, como mostra a Figura 2.4 (KUCERA, 2019).

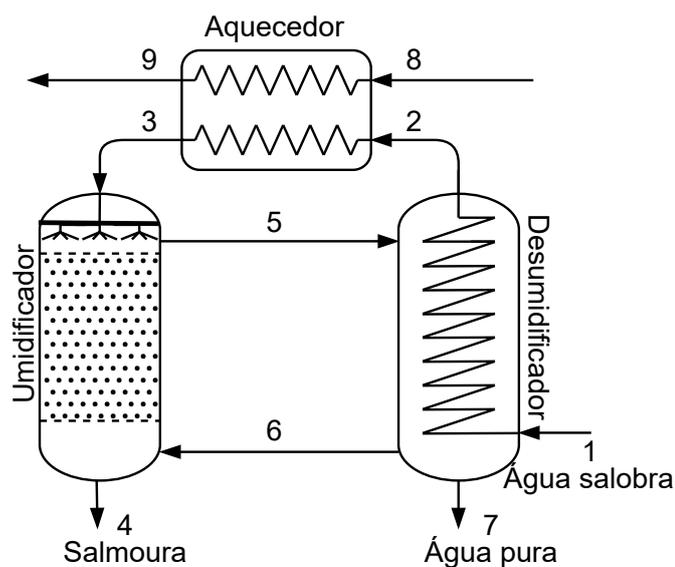


Figura 2.4: Fluxograma de um sistema de dessalinização HDH.

Inicialmente, a água do mar ou água salobra (1), com temperatura na faixa de 25 a 40 °C, entra no desumidificador e troca calor com o ar saturado aquecido, resultando na condensação

da água doce (sem sal). A água salobra (2), agora preaquecida, segue para o aquecedor onde recebe calor de uma fonte quente e atinge temperaturas por volta de 80 °C. No umidificador, a água salobra (3) é pulverizada em um leito de recheio onde entra em contato com o ar (6) que volta do desumidificador e escoar em direção ao topo do equipamento. Dessa forma, o ar é aquecido e umidificado até o ponto de saturação (5), para retornar ao desumidificador. Por fim, na base do umidificador é removida a solução concentrada de sal (4), a salmoura (NARAYAN *et al.*, 2010; BELESSIOTIS *et al.*, 2016).

Em termos de seu funcionamento, os HDHs podem ser vistos como sucessores dos destiladores solares, uma vez que ambos se baseiam nos processos de evaporação e condensação do vapor de água. Em relação aos destiladores solares e a outros métodos de dessalinização, é possível destacar algumas vantagens e desvantagens do uso dos HDHs para produção de água, como mostra a Tabela 2.7.

Tabela 2.7: Vantagens e desvantagens de sistemas de dessalinização HDH.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Menores temperaturas de operação, na faixa de 65 a 80 °C. • Projeto simples. • Alta flexibilidade em sua capacidade. • Baixo custo manutenção. • Alto tempo de vida útil. • Mais compactos e mais eficientes do que destiladores solares. • Podem trabalhar com diversas concentrações de sais. • Remove algumas impurezas como íons dissolvidos e microrganismos (a etapa de tratamento da água ainda é necessária para consumo humano). • Pode ser movido por fontes energéticas de baixa qualidade (e.g. calor residual). 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor produção de água, em comparação ao MSF, MED e RO. • Baixa eficiência térmica. • Baixa disponibilidade comercial.

Fonte: Narayan (2012), Belessiotis *et al.* (2016), Mahmoudi (2017) e Rahimi-Ahar *et al.* (2020).

Dadas as características desse ciclo e considerando que métodos de dessalinização requerem alta quantidade de energia, é possível concluir que os HDHs são opções adequadas para aplicações em que uma grande quantidade de calor está disponível, por exemplo em associação com sistemas de geração de potência ou refrigeração, resultando em sistemas de cogeração, trigeração ou poligeração. Com isso, é possível aumentar a viabilidade econômica desse sis-

tema e dos demais aos quais ele se associa, uma vez que seria utilizada uma energia que, caso contrário, seria desperdiçada (KASAEIAN *et al.*, 2019).

Como citado anteriormente, um dos pontos negativos do HDH é sua baixa eficiência térmica. Para aumentar essa eficiência e, como consequência, aumentar a produção de água, algumas medidas podem ser tomadas. Uma dessas medidas é aumentar a razão de água salobra e ar (MR) até o ponto ótimo que vai, tipicamente, de 1,5 a 2,5. Além disso, o aumento na temperatura da fonte quente, quando possível, também aumenta a produção de água, assim como a recuperação de calor por meio da recirculação da salmoura (BELESSIOTIS *et al.*, 2016; MAHMOUDI, 2017).

Na Figura 2.4 o fluxograma apresentado representa um tipo de sistema HDH chamado CAOW (do inglês, *Closed air-Open water*), sendo esse uma das possíveis configurações para esse tipo de sistema. Como já discutido anteriormente, esses sistemas trabalham com uma corrente de água salobra que é fornecida continuamente, enquanto uma corrente de ar é transportada entre o umidificador e o desumidificador em sistema fechado. Outras opções existem, como o CWOA (do inglês, *Closed water-Open air*), em que o ar é fornecido continuamente e água salobra circula em sistema fechado, com a adição de água salobra na mesma proporção em que água dessalinizada e salmoura são retiradas (KUCERA, 2019). Além das duas citadas, outras configurações são possíveis. Para mais informações é recomendado o artigo de Lawal e Qasem (2020), no qual vários trabalhos que utilizam essas configurações são sumarizados.

Além de separados pela configuração, os sistemas HDH podem ser classificados pela natureza do fornecimento de energia, que pode ser via aquecimento do ar ou do aquecimento da água, como é o caso do ciclo da Figura 2.4. Dentre as duas opções, os sistemas com aquecimento da água são mais comuns, uma vez que os sistemas com aquecimento de ar são menos eficientes (NARAYAN, 2012).

2.4 Biogás

O biogás é um combustível renovável proveniente da digestão anaeróbica de matéria orgânica e é composto majoritariamente por metano (CH₄) e gás carbônico (CO₂), o que o torna similar ao gás natural de origem fóssil. Devido a tal similaridade, o biogás pode ser utilizado em diversas aplicações (WELLINGER *et al.*, 2013), como:

- Geração de vapor em caldeiras;

- Geração de energia elétrica em turbinas a vapor, motores de combustão interna, células de combustível, turbinas a gás ou microturbinas a gás;
- Geração combinada de energia elétrica e outras utilidades como calor, refrigeração ou água dessalinizada em sistemas de cogeração, trigeração ou poligeração;
- Utilização como combustível para automóveis. No entanto, requer-se tratamento para aumentar o teor de metano;

O principal incentivo para a utilização do biogás se deve à sua natureza renovável, uma vez que é capaz de ser produzido a partir de resíduos orgânicos, além de sua capacidade de redução dos impactos ambientais causados pela liberação do metano diretamente na atmosfera.

O metano que compõe o biogás é normalmente despejado na atmosfera como consequência da decomposição anaeróbica de matéria orgânica proveniente de uma série de fenômenos antropogênicos e não antropogênicos. Portanto, a captura do metano, quando possível, traz como benefício não só a geração de energia, mas também a redução nas emissões de metano na atmosfera. É claro que, para gerar energia a partir do biogás, é necessária sua queima. No entanto, sabe-se que o metano possui potencial estufa cerca de 25 vezes maior que o gás carbônico, principal gás estufa liberado na combustão do biogás (IPCC, 2007). Dessa forma, o metano que seria liberado na atmosfera é transformado em gás carbônico, reduzindo os impactos ambientais e produzindo energia (ABBASI *et al.*, 2012).

Diversas são as atividades cujos rejeitos liberam metano ao serem decompostos. Entretanto, só algumas delas podem ser adaptadas para captura desse gás, por exemplo a criação de animais de corte, como bovinos, suínos ou aves, atividades agrícolas, tratamento de esgoto e aterros sanitários. Dentre essas, a geração de biogás a partir do esterco animal é uma das aplicações mais comuns.

No contexto da criação de animais de corte, além da emissão de metano diretamente na atmosfera, outros problemas são derivados do não gerenciamento de resíduos orgânicos. O descarte, sem tratamento, de estrume animal tem como principal consequência o acúmulo de nutrientes no solo, resultando em um aumento descontrolado dos níveis de nitrogênio e fósforo, o que possibilita o desenvolvimento de microorganismos patogênicos. Além disso, pode resultar também na contaminação de corpos aquáticos e águas subterrâneas, causando eutrofização e diminuindo sua qualidade (DÍAZ-VÁZQUEZ *et al.*, 2020).

Portanto, a implementação de biodigestores anaeróbicos para produção de biogás traria como benefício adicional o destinação adequado desses rejeitos, evitando os impactos am-

bientais citados. Outro aspecto positivo da digestão anaeróbica é a geração de um subproduto chamado lodo digerido (do inglês *digestate*). Tal subproduto é considerado um ótimo fertilizante, capaz de substituir fertilizantes químicos e esterco comum, uma vez que possui maior teor de nutrientes e capacidade de acelerar o crescimento vegetal e aumentar a resistência a doenças. Além disso, o lodo digerido não possui compostos tóxicos que podem causar intoxicação alimentar (BARENDAR, 2020).

Na síntese do biogás, o rendimento e a concentração de metano variam de acordo com a origem da matéria orgânica utilizada. Geralmente, o biogás resultante da digestão anaeróbica possui entre 50 e 75% de metano, 25 a 50% de gás carbônico e outros componentes em menor quantidade, como água e oxigênio, além de traços de gás sulfídrico (H_2S) (WELLINGER *et al.*, 2013). Quanto ao rendimento, de acordo com Chávez-Fuentes *et al.* (2017), a produção diária média de esterco de gado bovino por cabeça é de aproximadamente $29 \text{ kg} \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{cb}^{-1}$, o qual possui $102,5 \text{ g VS} \cdot \text{kg}^{-1}$ (gramas VS, do inglês *volatile solids* ou matéria orgânica, por kg de esterco). Segundo os autores, o volume de biogás capaz de ser produzido por kg de matéria orgânica e por dia é de $295 \text{ L} \cdot \text{kg VS}^{-1} \cdot \text{dia}^{-1}$, sendo a fração de metano igual a 69%. A partir desses valores, é possível estimar a quantidade de biogás produzida por n bovinos. Além desses valores, os autores também apresentaram dados para búfalos, porcos, galinhas, ovelhas, cabras e cavalos. Tais detalhes podem ser obtidos em Chávez-Fuentes *et al.* (2017).

2.5 Avaliação do desempenho termodinâmico

2.5.1 Análise Energética

A análise energética é tradicionalmente utilizada para avaliar o uso de energia em processos térmicos e é responsável por medir eficiência de sistemas e ciclos, tendo como base a 1ª Lei da Termodinâmica. O conceito básico de eficiência é dado pela Equação 2.1. Dessa forma, a eficiência energética (η) é uma medida da quantidade de “energia desperdiçada” pelo sistema (DINÇER e ROSEN, 2015).

$$\eta = \frac{\text{Energia útil produzida}}{\text{Energia fornecida}} = 1 - \frac{\text{Perda de energia}}{\text{Energia fornecida}} \quad (2.1)$$

As Equações 2.2, 2.3 e 2.4 apresentam índices de desempenho de 1ª Lei comumente utilizados para avaliar ciclos de Brayton (η_{pot}), sistemas de refrigeração (COP, do inglês *Coefficient of performance*) e sistemas de dessalinização (GOR, do inglês *Gained output ratio*) (ARSHAD *et al.*, 2019; SOUZA *et al.*, 2020; RAHIMI-AHAR *et al.*, 2020).

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_b + \dot{Q}_g} \quad (2.3)$$

$$GOR = \frac{\dot{m}_{\text{ad}} h_{\text{fg}}}{\dot{Q}_q} \quad (2.4)$$

Em que h_{fg} é a entalpia de condensação da água, \dot{m}_{ad} é a vazão mássica de água dessalinizada, \dot{Q}_q o calor fornecido pela fonte quente, e representa o evaporador e g o gerador. Para sistemas que englobam a geração de potência, refrigeração e dessalinização, a eficiência total pode ser dada pela Equação 2.5, e é comumente chamada de Fator de Utilização de Energia (EUF, do inglês *Energy utilization factor*). Esse índice relaciona a energia total dos produtos com a energia consumida (SADEGHI *et al.*, 2017; GHOLIZADEH *et al.*, 2020).

$$EUF = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_e + \dot{m}_{\text{ad}} h_{\text{fg}}}{\dot{n}_{\text{comb}} LHV_{\text{comb}}} \quad (2.5)$$

Apesar de apresentar a quantidade de energia não aproveitada, a análise energética e, por consequência, a 1ª Lei, não tem a capacidade de indicar os equipamentos em que irreversibilidades ocorrem. Para isso, é necessário recorrer à 2ª Lei, por meio da análise exergetica.

2.5.2 Análise exergetica

A exergia é uma propriedade termodinâmica que representa o máximo trabalho útil que pode ser realizado por um sistema, dado um ambiente de referência. Ao contrário da energia, a exergia segue o princípio da conservação apenas para processos reversíveis. Dessa forma, processos irreversíveis acontecem com uma destruição de exergia, que é proporcional à geração de entropia. Isso possibilita a identificação de imperfeições no sistema que resultam na diminuição da qualidade ou “utilidade” da energia. Para cada tipo de energia, existe um tipo correspondente de exergia, como mostra a Equação 2.6 (DINÇER e ROSEN, 2015).

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{\text{fis}} + \dot{E}x_{\text{qui}} + \dot{E}x_{\text{pot}} + \dot{E}x_{\text{cin}} \quad (2.6)$$

A Equação 2.6 representa a exergia total do escoamento e consiste na soma das exergias física ($\dot{E}x_{\text{fis}}$), química ($\dot{E}x_{\text{qui}}$), potencial ($\dot{E}x_{\text{pot}}$) e cinética ($\dot{E}x_{\text{cin}}$). A exergia física representa a quantidade de trabalho obtido ao trazer o sistema de um estado inicial até o equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente de referência, com temperatura T_0 e pressão P_0 , o chamado estado morto restrito. A exergia física é calculada a partir da Equação 2.7 (KOTAS, 1985).

$$ex_{\text{fis}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.7)$$

Nessa equação, ex_{fis} é a exergia física específica ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), h é a entalpia específica ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), s é a entropia específica ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$) e o subscrito 0 indica o estado do ambiente de referência. A exergia química, por outro lado, representa a quantidade de trabalho obtido ao trazer o sistema do estado morto restrito, citado anteriormente, até o equilíbrio total (mecânico, térmico e de composição) com o ambiente de referência, o chamado estado morto absoluto. A exergia química específica de uma mistura de componentes pode ser calculada pela Equação 2.8, e é importante quando há mistura de componentes, reações químicas e mudança de fase no sistema (KOTAS, 1985; PTASINSKI, 2016).

$$ex_m^{qui} = \sum_j x_j ex_j^{qui,0} + RT_0 \sum_j x_j \ln \gamma_j x_j \quad (2.8)$$

Em que ex_m^{qui} é a exergia específica molar da mistura e $ex_j^{qui,0}$, x_j e γ_j são a exergia química padrão, fração molar e coeficiente de atividade do j -ésimo componente, respectivamente.

Como mencionado, a exergia só se conserva quando o processo é reversível. Portanto, o balanço de exergia inclui um termo de consumo ou destruição de exergia ($\dot{E}x_d$), que é importante, pois indica os equipamentos do sistema com maior grau de irreversibilidade. Além disso, esse balanço considera também as exergias associadas às transferências de calor e trabalho. A Equação 2.9 apresenta o balanço de exergia para um volume de controle no estado estacionário (BEJAN *et al.*, 1996).

$$\sum_e ex_e \dot{m}_e - \sum_s ex_s \dot{m}_s + \sum \dot{E}x_{\dot{Q}} + \dot{W} - \dot{E}x_d = 0 \quad (2.9)$$

Em que \dot{W} representa a exergia associada ao trabalho de eixo e ao trabalho de expansão e compressão, $\dot{E}x_d$ representa a destruição de exergia, \dot{m}_e e \dot{m}_s são as vazões mássicas de entrada e saída do sistema, respectivamente, e $\dot{E}x_{\dot{Q}}$ é a exergia associada à transferência de calor, calculada a partir da Equação 2.10, em que T_0 é a temperatura do ambiente de referência e T_j é a temperatura termodinâmica média.

$$\dot{E}x_{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q} \quad (2.10)$$

Com base nesses conceitos é definida a eficiência exérgica (ψ), como mostra a Equação 2.11 (BEJAN *et al.*, 1996). Para sistemas de trigerção que englobam a produção de potência, refrigeração e água dessalinizada, pode ser utilizada para o cálculo da eficiência exérgica a Equação 2.12, como descrita por (GHOLIZADEH *et al.*, 2020).

$$\psi = \frac{\text{Exergia dos produtos}}{\text{Exergia dos insumos}} = 1 - \frac{\text{Perda de exergia} + \text{Exergia consumida}}{\text{Exergia dos insumos}} \quad (2.11)$$

$$\psi_{\text{sys}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}x_{\dot{Q}_e} + \dot{E}x_{\text{ad}}}{\dot{E}x_{\text{comb}}} \quad (2.12)$$

A partir dessas equações será possível avaliar o desempenho do sistema de trigeriação proposto em termos da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica.

2.6 Algoritmo Genético

O Algoritmo Genético (GA) é uma técnica meta-heurística de otimização inspirada pela teoria evolutiva de Charles Darwin. De acordo com esse princípio, os indivíduos mais aptos tendem a sobreviver, passando sua herança genética para a geração seguinte. A capacidade ou aptidão de sobrevivência de um indivíduo está alocada em seus cromossomos que, ao serem combinados com os cromossomos de outros indivíduos e sofrerem mutação, formam novas gerações com tendência a serem melhores que as anteriores (BOZORG-HADDAD *et al.*, 2017).

A otimização via GA começa com a geração aleatória de possíveis soluções para o problema de otimização, codificadas na forma de cromossomos (ou indivíduos). O conjunto de cromossomos gerados, também chamado de população, é então submetido a um processo iterativo cujo objetivo é gerar uma nova população a partir da população anterior. A cada etapa deste processo iterativo, ou geração, é gerada a nova população a partir da aplicação de operadores genéticos, sendo os principais a seleção, o cruzamento e a mutação. Esse mecanismo pode ser resumido pelo fluxograma da Figura 2.5 (CHOPARD e TOMASSINI, 2018).

Dentro de cada etapa do GA existem diversas particularidades que podem influenciar no resultado da otimização. A seguir serão discutidos conceitos relevantes referentes aos operadores genéticos, parâmetros e outras características do GA.

2.6.1 População e codificação

O algoritmo inicia com a geração aleatória da população. Como abordado anteriormente, a população é um conjunto de cromossomos, ou indivíduos, que representam possíveis soluções para um problema de otimização. Estes cromossomos, computacionalmente representados por *strings* ou vetores, armazenam as variáveis de decisão de um problema de otimização de forma codificada.

A codificação diz respeito à forma com que as variáveis de decisão de um problema vão ser armazenadas nos cromossomos. A forma original de codificação é a binária, descrita

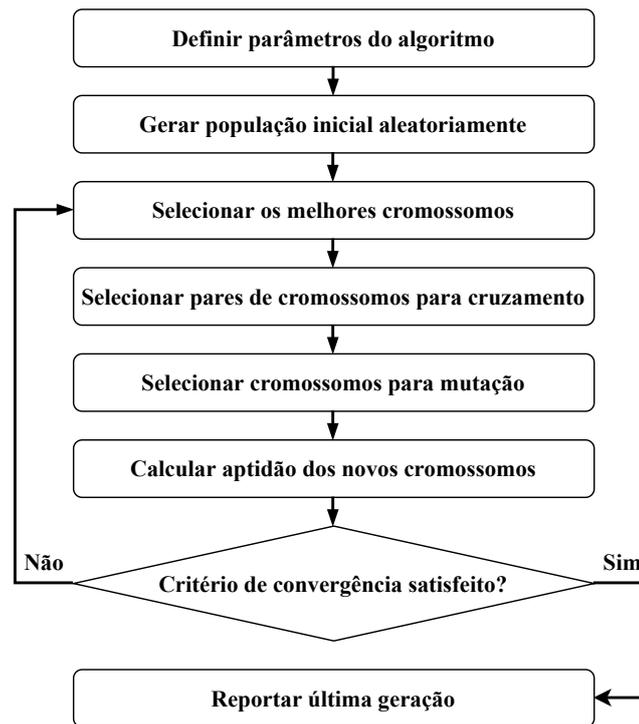


Figura 2.5: Fluxograma da otimização via Algoritmo Genético. Fonte: Adaptado de Bozorg-Haddad *et al.* (2017).

por Holland (1975). Neste tipo de codificação, as variáveis de decisão são transformadas em número binário e depois inseridas nos cromossomos (*strings*), como mostra a Figura 2.6.



Figura 2.6: Cromossomo com codificação binária. Fonte: Adaptado de Oliveira (2015).

No entanto, ao trabalhar com problemas contínuos, como a otimização paramétrica de sistemas térmicos, não é recomendada a utilização de codificação binária, devido à perda de precisão das respostas, exigindo cromossomos muito longos, o que resultaria em um maior gasto de memória. Portanto, é sugerida a utilização de codificação contínua, ou real, para aumentar o desempenho. Nesse caso, cada elemento do cromossomo é referente a uma variável de decisão, como mostra a Figura 2.7 (MICHALEWICZ, 2011; OLIVEIRA, 2015).

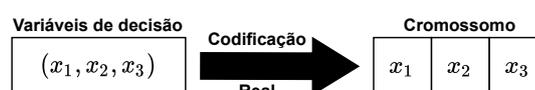


Figura 2.7: Cromossomo com codificação real. Fonte: Adaptado de Oliveira (2015).

2.6.2 Aptidão

Os métodos meta-heurísticos não trabalham com regras determinísticas e informações de primeiras e segundas derivadas das funções objetivo. No GA, a métrica de qualidade do processo evolutivo está associada à aptidão dos indivíduos.

A aptidão de cada indivíduo é obtida por meio de uma função de avaliação que está diretamente associada à função objetivo do problema de otimização. Essa função recebe os valores presentes nos cromossomos, que são referentes às variáveis de decisão do problema, e retorna o grau de aptidão (do inglês *Fitness*) de cada indivíduo. Este processo consiste comumente em decodificar o cromossomo e inserir os valores na função objetivo (YOUNES *et al.*, 2010).

Após a avaliação dos indivíduos da população, são guardadas as informações a respeito do grau de aptidão. Essas informações são, em seguida, utilizadas pelo operador de seleção para determinar os melhores indivíduos da população, que passarão suas características adiante na evolução do algoritmo (OLIVEIRA, 2015).

2.6.3 Seleção

Para que haja convergência na direção das melhores soluções para a função objetivo, tais soluções devem ser escolhidas e as piores descartadas, o que é feito de acordo com sua aptidão (BARCELLOS, 2000; KRAMER, 2017).

A forma com que os indivíduos são selecionados varia com base no operador selecionado. Dentre os operadores disponíveis, é possível citar a seleção proporcional à aptidão (do inglês *fitness proportional selection*), mais conhecido como Roleta (do inglês *roulette*), a seleção por torneio (do inglês *tournament*) e a seleção por amostragem estocástica universal (SUS, do inglês *stochastic universal sampling*).

Seleção por roleta: Nesse método, os indivíduos são escolhidos de acordo com uma probabilidade de seleção que é baseada na aptidão. A probabilidade de cada indivíduo é calculada pela razão entre sua aptidão e a aptidão total da população. A "roleta" virtual pode ser representada pela Figura 2.8 (VACARO, 2014).

Na Figura 2.8, P_i representa a probabilidade de seleção do i -ésimo indivíduo da população (cromossomo). O sorteio da roleta é realizado n vezes, sendo n o tamanho da população, selecionando aqueles que foram sorteados a cada rodada para a nova população. Isso ocorre pelo sorteio, a cada rodada, de um número entre 0 e 1, que corresponde a uma posição na roleta.

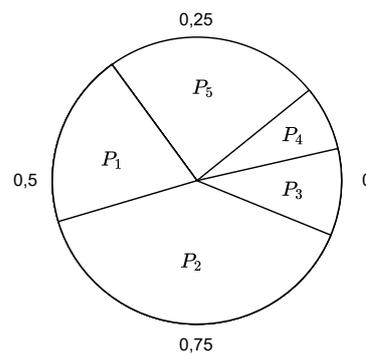


Figura 2.8: Roleta para seleção de indivíduos com base em sua aptidão.

Apesar de ser bastante direto, esse método acaba sofrendo problemas de amostragem principalmente em populações pequenas, podendo resultar em muitas cópias do mesmo indivíduo (YOUNES *et al.*, 2010; CHOPARD e TOMASSINI, 2018).

Seleção por torneio: O torneio é o método mais simples e de mais fácil implementação dentre os operadores de seleção. Consiste em selecionar aleatoriamente, com distribuição uniforme, k indivíduos da população, geralmente 2 ou 3. Depois de comparar a aptidão desses indivíduos, aquele que possuir melhor aptidão é enviado para uma população intermediária e os demais retornam à população original. Esse procedimento é realizado até que a nova população seja preenchida. De acordo com Luke (2013), uma das principais vantagens desse método é seu caráter ajustável, pois o valor de k pode ser definido de acordo com o problema (HINTERHOLZ, 2015; CHOPARD e TOMASSINI, 2018).

Seleção por amostragem estocástica universal (SUS): Assim como a seleção por roleta, no SUS também é construída uma "roleta" a partir das aptidões de cada indivíduo, em que aqueles com maior aptidão ocupam maior área. Entretanto, ao invés de escolher uma região da roleta n vezes, com o objetivo de selecionar n indivíduos, o SUS escolhe apenas o primeiro ponto de forma aleatória e os demais $n - 1$ são escolhidos ao longo da roleta em regiões equidistantes, como mostra a Figura 2.9, em que cada seta indica uma região escolhida. Isso evita que o indivíduo de maior aptidão lote a população, sem que haja possibilidade dos menos aptos se desenvolverem (SIVANANDAM e DEEPA, 2007; WIRSANSKY, 2020).

2.6.4 Cruzamento

O cruzamento (do inglês *crossover*), também chamado de operador de recombinação, é responsável pela geração de novos indivíduos, os "filhos", a partir de dois cromossomos da nova

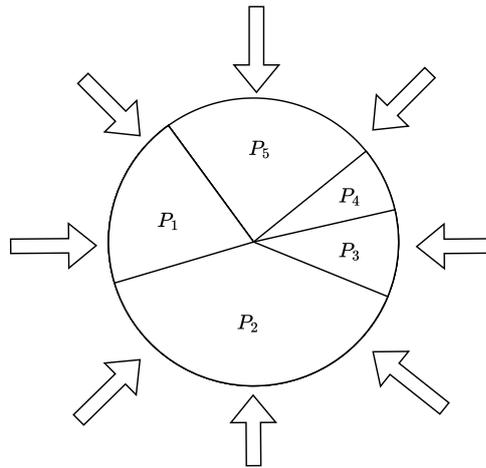


Figura 2.9: Roleta para seleção por amostragem estocástica universal.

população escolhida pelo operador de seleção. Esse operador tem dois efeitos importantes na evolução do GA. Primeiro, ele cria novos indivíduos que recebem características dos cromossomos "pais". Segundo, pode produzir indivíduos com características diferentes, o que aumenta o alcance no espaço de busca. Tal operador é responsável por diferenciar o GA de uma busca aleatória qualquer (YOUNES *et al.*, 2010; OLIVEIRA, 2015).

No cruzamento, são escolhidos, de forma aleatória, dois indivíduos da nova população criada pela seleção. Depois, é determinado se o cruzamento será aplicado a esse par de indivíduos, de acordo com um valor conhecido como taxa ou probabilidade de cruzamento. Se a probabilidade indicar que o cruzamento não deve ser realizado, os dois indivíduos seguem direto para a nova população. Se indicar que o cruzamento será realizado, são criados dois novos indivíduos a partir dos antigos e esses vão seguir para a nova população (VACARO, 2014).

Similar à seleção, existem diferentes operadores para execução do cruzamento. Dentre eles destaca-se o cruzamento por corte duplo (do inglês *two-point crossover*), cruzamento binário simulado (do inglês *simulated binary crossover*), concebido por Deb e Agrawal (1995), e o cruzamento por mistura (do inglês *blend crossover*), proposto por Eshelman e Schaffer (1993). É importante ressaltar que, apesar de ser sugerida uma codificação real, o cruzamento por corte duplo ainda foi considerado, por ser um algoritmo clássico e por facilitar o entendimento.

Cruzamento por corte duplo: Nesse método, os dois cromossomos selecionados aleatoriamente são seccionados em dois pontos de forma aleatória. Os cromossomos filhos são originados da recombinação das três seções de cada um dos cromossomos pais, como mostra a Figura 2.10 (VACARO, 2014).

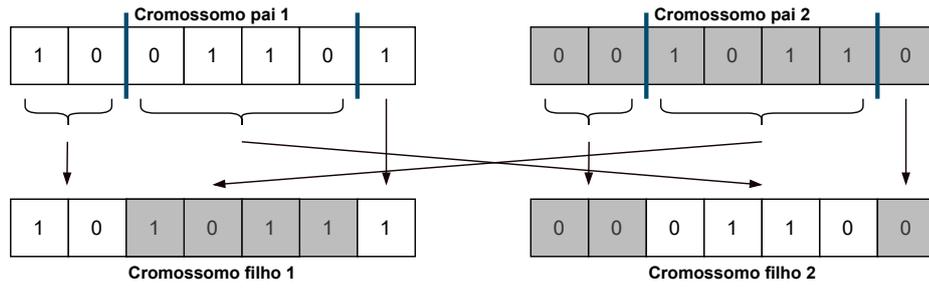


Figura 2.10: Cruzamento por corte duplo. Fonte: Adaptado de Younes *et al.* (2010).

Cruzamento binário simulado: Esse operador consiste em uma adaptação do operador de cruzamento por ponto duplo com o objetivo de melhor se adequar a problemas que empregam codificação real. Para obter o i -ésimo elemento dos dois cromossomos filhos, $x_{i,f}^1$ e $x_{i,f}^2$ respectivamente, utilizam-se as Equações 2.13 e 2.14.

$$x_{i,f}^1 = 0,5[(1 + \beta_i)x_{i,p}^1 + (1 - \beta_i)x_{i,p}^2] \quad (2.13)$$

$$x_{i,f}^2 = 0,5[(1 - \beta_i)x_{i,p}^1 + (1 + \beta_i)x_{i,p}^2] \quad (2.14)$$

Em que $x_{i,p}^1$ e $x_{i,p}^2$ são os i -ésimos elementos dos dois cromossomos pais e β_i é um parâmetro de controle interno. Para calcular β_i é necessário utilizar a Equação 2.15, em que u_i é um número gerado aleatoriamente e η é uma constante especificada. Quanto maior é o valor de η , mais próximos os cromossomos filhos são dos cromossomos pais (DEB e BEYER, 2001).

$$\beta_i = \begin{cases} (2u_i)^{1/(\eta+1)}, & \text{Se } u_i \leq 0,5 \\ \left(\frac{1}{2(1-u_i)}\right)^{1/(\eta+1)}, & \text{Demais casos} \end{cases} \quad (2.15)$$

Cruzamento por mistura: Nesse operador são escolhidos aleatoriamente dois cromossomos pais, x_p^1 e x_p^2 , na população. A cada elemento i dos cromossomos é escolhido um valor no intervalo $[x_{i,f}^1, x_{i,f}^2]$, sendo $x_{i,f}^1$ e $x_{i,f}^2$ calculados de acordo com as Equações 2.16 e 2.17 (TAKAHASHI e KITA, 2001).

$$x_{i,f}^1 = \min(x_{i,p}^1, x_{i,p}^2) - \alpha|x_{i,p}^1 - x_{i,p}^2| \quad (2.16)$$

$$x_{i,f}^2 = \max(x_{i,p}^1, x_{i,p}^2) + \alpha|x_{i,p}^1 - x_{i,p}^2| \quad (2.17)$$

Em que α é um parâmetro de controle do alcance do intervalo, sendo 0,5 o valor sugerido por Eshelman e Schaffer (1993) e 0,366 sugerido por Takahashi e Kita (2001).

2.6.5 Mutação

O operador de cruzamento é responsável por gerar novos indivíduos. No entanto, ele trabalha apenas com soluções presentes na população. Para que haja uma maior variabilidade de soluções e, por consequência, uma maior cobertura do espaço de buscas, é utilizado um operador de mutação.

A mutação introduz um caráter de busca aleatória na otimização por GA, sendo responsável por evitar que o algoritmo fique preso em ótimos locais. Assim como o operador de cruzamento, a mutação deve ocorrer só em parte dos indivíduos, de acordo com uma taxa ou probabilidade de mutação (OLIVEIRA, 2015).

A aplicação da mutação é realizada nos novos indivíduos (filhos) gerados pelo operador de cruzamento. Dentre os operadores de mutação usuais são comuns a mutação gaussiana, mutação uniforme e mutação polinomial.

Mutação gaussiana: Esse tipo de operador utiliza uma distribuição normal (distribuição gaussiana) de média μ e desvio padrão σ para gerar novos elementos a partir dos indivíduos selecionados, como mostra a Equação 2.18 (KRAMER, 2017).

$$x' = x + G(\mu, \sigma) \quad (2.18)$$

Em que x é o cromossomo antes da mutação, x' é o novo cromossomo e $G(\mu, \sigma)$ é um vetor de ruído gaussiano obtido a partir da função gaussiana que depende de μ e σ .

Mutação uniforme: Esse operador consiste em gerar um valor aleatório para um dos elementos do cromossomo, dentro dos limites estabelecidos para o espaço de buscas (BOZORG-HADDAD *et al.*, 2017).

Mutação polinomial: Proposto inicialmente por Deb e Agrawal (1999), esse operador consiste em utilizar uma distribuição polinomial para gerar um novo valor para elementos do cromossomo, dentro dos limites estabelecidos para o espaço de buscas.

2.6.6 Parâmetros do Algoritmo Genético

O resultado da otimização via GA depende da escolha de seus parâmetros internos, sendo eles o tamanho da população, a taxa de cruzamento e a taxa de mutação. É importante lembrar que não existe uma configuração ótima de parâmetros que sirva para todos os tipos de

problema; portanto, é necessária uma análise de sensibilidade dos parâmetros (VACARO, 2014; KRAMER, 2017). A seguir foram abordados conceitos a respeito dos parâmetros citados.

Tamanho da população: A quantidade de indivíduos na população é um parâmetro que está diretamente ligado ao desempenho do GA. Populações muito pequenas abrangem poucas soluções, resultando em uma menor cobertura do espaço de buscas. Enquanto isso, grandes populações apresentam maior facilidade em encontrar a solução, mas exigem maior tempo e esforço computacional. Na literatura são comumente utilizados valores que vão de 10 a 200 indivíduos (KÜHN *et al.*, 2013; ROEVA *et al.*, 2013).

Taxa de cruzamento: Esse parâmetro representa a velocidade com que novos indivíduos são inseridos na população. É importante avaliar diferentes valores para este parâmetro, pois se for muito elevado pode resultar na remoção de indivíduos aptos e se for muito baixo, pode reduzir a eficiência da busca. Os valores comumente utilizados na literatura estão na faixa de 0,5 a 1 (KOUMOUSIS e KATSARAS, 2006; ROEVA *et al.*, 2013).

Taxa de mutação: Esse parâmetro controla a aleatoriedade da busca do GA. Ele é responsável por evitar que a busca fique presa em ótimos locais, aumentando a variabilidade das soluções. Geralmente são recomendados valores baixos para taxa de mutação, próximos a 0,1, pois valores muito altos resultam em uma busca essencialmente aleatória (VACARO, 2014).

A estrutura de funcionamento do GA, baseada em seus operadores e parâmetros, confere a ele uma série de vantagens e desvantagens, como mostra a Tabela 2.8.

Tabela 2.8: Vantagens e desvantagens do Algoritmo Genético.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Simples e robusto. • Eficiente na otimização de funções multimodais, já que utiliza mecanismos aleatórios para evitar ótimos locais. • Livre de gradiente (não requer conhecimento de 1ª e 2ª derivadas). 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevado número de parâmetros internos. • Mais lento que métodos baseados em gradiente devido à exploração mais extensa do espaço de buscas. • Não apresenta resultados exatos, apesar de obter valores muito próximos.

Fonte: Patel *et al.* (2019), Cuevas e Rodríguez (2020) e Martins e Ning (2021).

Com isso é finalizada a seção de Fundamentação Teórica, responsável por apresentar os conceitos básicos a cerca das tecnologias abordadas no presente trabalho. No capítulo seguinte, será apresentada uma análise de vários trabalhos recentes publicados na literatura aberta que serviram como base para o desenvolvimento desta dissertação.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo foram analisados os trabalhos da literatura que serviram como base para a elaboração da presente dissertação. A revisão está dividida em tópicos que abordam uma pequena introdução sobre sistemas de multigeração, sistemas de geração de potência integrados a ciclos de refrigeração e dessalinização, sistemas de multigeração utilizando biogás e sistemas de multigeração de pequena e média escala para aplicações descentralizadas. Por fim, é apresentada uma conclusão acerca da análise dos trabalhos.

3.1 Sistemas de multigeração

Sistemas de multigeração são aqueles que aproveitam a energia residual de um ou mais processos, normalmente da geração de potência, para produzir utilidades adicionais. Isso possibilita a redução do desperdício de energia e o aumento da eficiência térmica, o que resulta na diminuição do consumo de combustíveis e, como consequência, da emissão de gases poluentes e dos custos operacionais.

Existem diversos tipos de sistemas de multigeração. O mais simples e mais antigo deles é o sistema de cogeração, por vezes chamado CHP (do inglês *Combined Heating and Power*), cuja primeira aplicação comercial data do ano de 1882, construída por Thomas Edison em Nova Iorque (FLIN, 2010). Como o próprio nome já diz, tais sistemas visam a geração de energia elétrica, a partir da queima de um combustível, e aquecimento, a partir dos gases de exaustão do primeiro, que pode ser na forma de vapor de baixa temperatura ou água quente. Outro sistema de multigeração é a trigeração, comumente chamada CCHP (do inglês *Combined Cooling, Heating and Power*). Nesse caso, o calor residual da geração de potência é utilizado para produção de aquecimento e refrigeração, a partir de tecnologias como os SRA (KOLANOWSKI, 2011).

Apesar do termo trigeração se referir comumente à produção de potência, calor e refrigeração, sua aplicação pode ser referente a qualquer sistema térmico que gere dois produtos adicionais a partir da energia residual da produção de potência. Outros processos que podem ser integrados a tais sistemas são sistemas de dessalinização, produção de hidrogênio, liquefação de gases, secagem e outros processos que requeiram calor de baixa qualidade. Além disso, destaca-se que uma evolução natural dos sistemas de trigeração são os sistemas de poligeração, em que quatro ou mais processos térmicos são integrados (DINCER e BICER, 2020).

Nos tópicos seguintes, foram analisados diferentes trabalhos científicos que abordam sistemas de multigeração com o foco na produção de potência, refrigeração e água dessalinizada. Mais adiante, são incorporados trabalhos que visam a geração dessas utilidades por meio da queima do biogás e para aplicações de pequena e média escala.

3.2 Sistemas de multigeração com sistemas de refrigeração

Existem diversas combinações de ciclos termodinâmicos que podem compor um sistema de multigeração. Em relação à potência podem ser utilizados sistemas de geração direta ou indireta. Sistemas de geração direta são aqueles cuja queima de um combustível faz parte do processo, por exemplo turbinas a gás (GT, do inglês *gas turbine*), microturbinas a gás (MGT, do inglês *micro gas turbines*) ou motores de combustão interna (ICE, do inglês *internal combustion engine*). Já sistemas de geração indireta são aqueles que recebem o calor residual de outro processo ou de fontes renováveis, como geotérmica ou solar, como o ciclo de Rankine, simples ou orgânico, ciclo de Brayton com gás carbônico supercrítico (sCO₂) ou ciclo Kalina.

Em relação à refrigeração, é possível encontrar trabalhos que integram sistemas de refrigeração com ejetores (ERC, do inglês *ejector refrigeration cycle*) e *chillers* elétricos. Todavia, o ciclo mais utilizado é o SRA, que é capaz de produzir refrigeração a partir de fontes térmicas de baixa qualidade, como discutido na Fundamentação Teórica. A seguir, foram apresentados alguns artigos que abordam diferentes combinações dessas tecnologias.

No trabalho de Kordlar e Mahmoudi (2017), energia geotérmica foi utilizada em um sistema de cogeração para produzir potência e refrigeração. Para isso, os autores utilizaram um ciclo de Rankine orgânico (ORC, do inglês *organic Rankine cycle*) integrado a um SRA, operando com NH₃ e a mistura NH₃/H₂O, respectivamente. Por meio da otimização dos custos totais, os autores obtiveram uma condição operacional de custo mínimo sem perdas significativas na eficiência energética e exergética.

Li *et al.* (2018) abordaram um sistema de cogeração que utilizou o calor residual de um reator para mover um ciclo de Brayton com sCO₂ integrado a um SRA. Os autores avaliaram o desempenho de dois pares de fluidos para o SRA, as misturas LiBr/H₂O e NH₃/H₂O. Com base na maximização da eficiência exergética, os autores apontaram que, nesse caso, a mistura LiBr/H₂O seria mais adequada, pois apresentou um aumento de 0,3112 no desempenho da refrigeração com uma queda de apenas 0,0004 no desempenho da produção de potência, se comparado ao sistema que utilizou a mistura NH₃/H₂O.

Wang *et al.* (2020) propuseram um sistema de trigeriação que também empregava um ciclo de Brayton com $s\text{CO}_2$, só que nesse caso, a energia era proveniente de uma GT movida a gás natural, cuja energia residual era também utilizada para mover um ORC, um SRA operando com par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e uma unidade de aquecimento, para produção de água quente. Nesse trabalho, os autores aplicaram análises de 1ª e 2ª Lei, incluindo a análise exergoeconômica, para avaliar a viabilidade do sistema. Com base na minimização do índice exergoeconômico, foi obtida uma condição operacional capaz de produzir 40,65 MW de potência, 6,02 MW de refrigeração e 9,93 MW de aquecimento.

Quando não há calor residual disponível para geração de potência e demais utilidades, um combustível deve ser queimado. Nesse contexto, Souza *et al.* (2020) estudaram um sistema de cogeração para produção de energia elétrica e refrigeração movido pelo calor residual de um ICE a gás natural. Dois casos foram avaliados pelos autores, o primeiro com um ORC operando sozinho com o fluido R134a e o segundo, com o ORC rejeitando calor para um SRA operando com uma mistura $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Dentre os dois casos, o sistema integrado ORC-SRA obteve destaque, sendo capaz de suprir entre 18,9% e 37,5% da demanda energética estabelecida, com eficiência exergética de 40%.

Santiago *et al.* (2022) avaliaram um sistema de trigeriação que consistiu em 7 MGTs integradas a um SRA e um gerador de vapor, para suprir as demandas de um hospital universitário de média escala no Brasil. A fim de complementar a geração de potência, foi avaliada a integração de um ORC antes ou depois do SRA. Análises enegética, exergética e econômica foram realizadas para avaliar a viabilidade do sistema, considerando a demanda em dois grupos sazonais, primavera/verão e outono/inverno. De acordo com as autoras, o sistema base é capaz de produzir 1374,8 kW de potência, 200 kW de aquecimento (na forma de vapor) e 200 kW de refrigeração. Com a adição do ORC antes do SRA, que foi a melhor configuração, o sistema produz, no grupo primavera/verão, 307,3 kW de potência extra e 1363,1 kW de calor (provenientes do condensador do ORC) para produção de água quente. Já no grupo outono/inverno, o sistema produz 283,8 kW de potência extra e 1233,3 kW de calor para produção de água quente. Além disso, foi obtido um tempo de retorno de 2,3 anos para o grupo primavera/verão e 5,2 anos para o grupo outono/inverno, quando o ORC é colocado antes do SRA.

Alrobaian (2022) propôs um sistema de trigeriação composto por uma GT assistida por coletores solares, um ciclo Kalina e um SRA, operando com o par $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, cuja finalidade foi suprir as demandas de um prédio comercial hipotético em Buraydah, Arábia Saudita. De acordo

com o autor, a eficiência exergética média do sistema foi 42,11% ao longo de um ano. Além disso, foi obtido um custo líquido anual de US\$ 78.265,00, resultando em um custo líquido total de US\$ 2,02 M ao longo de 25 anos, vida útil da planta. Ademais, a utilização do sistema combinado resulta em uma redução de 43% na emissão de CO, 75,4% de NO_x e 73,2% de CO₂, devido à diminuição no consumo de combustíveis.

3.3 Sistemas de multigeração com sistemas de dessalinização

Além da refrigeração e do aquecimento, diversos estudos da literatura abordam a produção de água dessalinizada a partir do calor residual da geração de potência, de fontes térmicas de baixa qualidade, como geotérmica e solar, ou da própria energia elétrica produzida pelo sistema, como em casos que empregam RO. No entanto, no contexto de sistemas de multigeração em que há disponibilidade de calor residual, métodos de dessalinização térmicos, tais como MSF, MED e HDH são mais interessantes. A seguir são discutidos trabalhos da literatura que abordam sistemas de dessalinização integrados a outros ciclos.

Um sistema de trigerção para produção de potência, refrigeração e água dessalinizada, utilizando o calor proveniente de uma fonte quente de baixa qualidade, foi estudado por Safder *et al.* (2020). O sistema é composto por um ciclo Kalina integrado a um SRA, ambos operando com o par NH₃/H₂O, um ORC operando com R245fa e um RO. De acordo com os autores, o sistema é capaz de produzir 1725 kW de potência, 665 kW de refrigeração e 3,42 m³ · h⁻¹ de água, com eficiências energética e exergética de 19,35% e 23,35%, respectivamente. Além disso, o custo total anual, considerando vida útil de 20 anos, foi de 7,29 · 10⁻⁵ US\$ · ano⁻¹.

No trabalho de Al-Obaidli *et al.* (2020), o desempenho energético e exergético de um sistema de cogeração é comparado ao de um sistema de poligeração. O primeiro consiste em uma GT a gás natural, um ciclo de Rankine e um sistema MSF. Já o segundo consiste em uma GT a gás natural, um ciclo térmico solar, um ciclo de Rankine, um SRA NH₃/H₂O, e um RO, que utiliza parte da eletricidade produzida. Com base nas simulações realizadas, os autores relatam que as eficiências energética e exergética do sistema de cogeração foram de 36,8% e 37,3%, respectivamente. Já o sistema de poligeração obteve valores de 62,9% e 41,9%, respectivamente, mostrando que este é consideravelmente mais eficiente, como esperado.

Anvari *et al.* (2020) avaliaram um sistema de multigeração composto por uma GT a gás natural, um ORC operando com R123, um SRA LiBr/H₂O de duplo efeito e um transformador de calor por absorção (AHT, do inglês *absorption heat transformer*), também operando com

LiBr/H₂O, integrado a um sistema de dessalinização por evaporação. Segundo os autores, o sistema pôde produzir 30,5 MW de potência, 40,8 MW de aquecimento, 1 MW de refrigeração e 0,36 kg · s⁻¹ de água dessalinizada, com eficiências energética e exergética de 56,7% e 53,4%, respectivamente. Além disso, o custo estimado do sistema foi de 1943,5 US\$ · h⁻¹.

Um sistema de trigerção composto por um conjunto de coletores solares parabólicos, uma turbina a vapor, um SRA NH₃/H₂O e um sistema MED, foi proposto por Mehrpooya *et al.* (2018). De acordo com as simulações, verificou-se que o sistema foi capaz de produzir 4632 kW, 820,8 kW e 22,79 kg · s⁻¹ de potência, refrigeração e água dessalinizada, respectivamente, com eficiência energética e exergética de 80,70% e 66,05%. Além disso, foi estimado um tempo de retorno de 5,7 anos.

O sistema HDH é uma tecnologia de dessalinização relativamente nova e que vem sendo bastante abordada em artigos científicos na última década. Um exemplo é o trabalho de Yari *et al.* (2018), em que foi estudado um sistema de trigerção composto por um ORC, um HDH e uma unidade de aquecimento. Nesse trabalho, dois casos foram avaliados. O primeiro consiste em preaquecer parte da água salobra no desumidificador do HDH e parte no condensador do ORC, misturando as correntes em seguida. No segundo o preaquecimento ocorre apenas no condensador. De acordo com os autores, o segundo caso é capaz de produzir maior quantidade de água com menor custo, e também apresenta maior produção de calor.

Sadeghi *et al.* (2017) estudaram um sistema de trigerção movido a ar quente e composto por um ciclo híbrido de potência e refrigeração com ejetor integrado a um HDH, que recebe calor do condensador do ciclo híbrido. No primeiro caso de otimização avaliado, a eficiência exergética foi maximizada, resultando na produção de 57,03 kW de potência, 91,25 kW de refrigeração e vazão de água de 0,38 kg · s⁻¹, com eficiência exergética de 17,12%. Já no segundo caso, foram maximizadas simultaneamente a produção de potência e refrigeração, gerando 52,19 kW de potência, 120,4 kW de refrigeração e vazão de água de 0,40 kg · s⁻¹, com eficiência exergética de 16,46%.

A energia geotérmica vem sendo amplamente empregada como fonte energética em sistemas de multigerção, incluindo aqueles que empregam a produção de água, como Ghaebi *et al.* (2018). Nesse trabalho, foi estudado um sistema de trigerção composto por um ciclo Kalina e um SRA, ambos operando com NH₃/H₂O, um HDH e uma unidade de aquecimento. Para aprimorar o desempenho do sistema, GA foi utilizado na resolução de quatro casos de otimização. Dentre eles, o caso de otimização multiobjetivo, que consistiu na maximização das

eficiências energética e exergética e minimização do SUCP (do inglês, *sum unit cost of product*), obteve melhor desempenho, sendo capaz de produzir 3,01 MW, 18,42 MW, 9,53 MW e 8,92 kg · s⁻¹ de energia elétrica, refrigeração, aquecimento e água, respectivamente, com eficiência energética, exergética e SUCP de 94,84%, 47,89% e 83,52 US\$ · GJ⁻¹, respectivamente.

Li *et al.* (2022) avaliaram um sistema de multigeração composto por um ciclo *flash* binário geotérmico, um ERC operando com vapor, um ciclo Kalina LiBr/H₂O integrado a outro ERC, operando com isobutano, um HDH e um eletrolisador, para produção de H₂. De acordo com os autores, no caso base, o sistema foi capaz de produzir 782 kW, 881,6 kW, 0,29 kg · s⁻¹ e 0,18 kg · h⁻¹ de potência, refrigeração, água e hidrogênio, com eficiências energética, exergética, SUCP e tempo de retorno de 31,74%, 40,36%, 4,76 US\$ · GJ⁻¹ e 1,86 anos, respectivamente. Dentre os quatro casos de otimização via GA avaliados, a otimização simultânea da eficiência exergética e dos custos foi a que apresentou melhor compromisso nas métricas.

Já no trabalho de Ghiasirad *et al.* (2021) foi proposta uma nova configuração de multigeração composta por um AHT e um SRA, ambos operando com LiBr/H₂O, um ORC operando com R123, uma unidade de aquecimento e um conjunto de dessalinizador por evaporação e HDH. De acordo com os autores, o sistema foi capaz de produzir 78,47 kW, 92,1 m³ · dia⁻¹, 6,25 MW e 4,99 MW de energia elétrica, água, aquecimento e refrigeração, respectivamente. No inverno, as eficiências energética e exergética do sistema foram de 70,58% e 43,59%, enquanto no verão, foram 60,55% e 17,05%, respectivamente. Além disso, o tempo de retorno estimado para o sistema foi de 5,63 anos.

Afim de usufruir da energia de baixa qualidade proveniente de poços de petróleo, Sahana *et al.* (2021) propuseram um sistema de trigerção composto por um ciclo de Brayton com sCO₂, um ERC operando com CO₂ e um HDH. Quando a temperatura do evaporador é de -15°C, o sistema concebido é capaz de produzir 380,55 kW de refrigeração e 0,349 kg · s⁻¹ de água, com tempo de retorno de 7,65 anos.

Além da energia geotérmica, outras fontes de energia renováveis também são utilizadas em sistemas de multigeração que empregam sistemas HDH. Nesse contexto, Sahoo *et al.* (2017) propuseram um sistema de trigerção composto por um ciclo de potência a vapor movido à energia solar e biomassa, um SRA LiBr/H₂O e um HDH. De acordo com os autores, o sistema apresentou eficiências energética e exergética de 49,35% e 20,94%, respectivamente, e foi capaz de produzir 78,12% mais energia elétrica de que uma planta de potência simples.

A combinação de diferentes fontes energéticas pode trazer benefícios como a redução da queima de combustíveis. Com isso, Manesh *et al.* (2022) propuseram um sistema de poligeração movido a energia solar, geotérmica e gás natural, composto por um ICE, coletores solares, uma unidade de aquecimento, um ORC, um eletrolizador e um HDH. Segundo os autores, o valor médio anual da produção de água dessalinizada, hidrogênio e água quente foi de $4,67 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$, $1,85 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ e $1,31 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, com eficiências energética e exergética de 23,87% e 28,21%, respectivamente. Além disso, o custo por unidade de potência foi de $0,144 \text{ US\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$.

Sistemas de de multigeração podem ser aplicados em contextos variados. Cao *et al.* (2022a) estudaram um sistema de trigerção que utiliza o calor residual do ICE de um barco para mover um ORC operando com R600, um SRA LiBr/H₂O e um HDH. Dentre os casos de otimização, resolvidos pelo uso do GA, o que obteve maior destaque foi a otimização simultânea da eficiência exergética e do custo por unidade de exergia, capaz de produzir 783,9 kW, 959,8 kW e $98,1 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$ de energia elétrica, refrigeração e água, com eficiência energética, exergética e custo de 58,4%, 43,0% e $0,1494 \text{ US\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$, respectivamente.

No trabalho de Ding *et al.* (2021), um sistema de cogeração formado por uma GT a gás natural, um ciclo Kalina NH₃/H₂O e um HDH foi proposto. De acordo com os autores, o sistema foi capaz de produzir 22,25 MW e $10,39 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ de potência e água, com eficiência energética (TGOR, do inglês *trigeneration gained output ratio*), eficiência exergética e SUCP de 0,9398, 43,11% e $19,44 \text{ US\$} \cdot \text{GJ}^{-1}$, respectivamente. Além disso, a análise econômica indicou um valor presente líquido (NPV, do inglês *net present value*) de $\text{US\$} 1,736 \cdot 10^7$.

3.4 Sistemas de multigeração empregando biogás como combustível

O gás natural e o diesel são combustíveis fósseis comumente utilizados em sistemas de multigeração. Como alternativa a esses combustíveis, vários trabalhos da literatura abordam a utilização do biogás, por ser um combustível renovável, além de possibilitar a redução da emissão de metano, como discutido no capítulo anterior. Outro aspecto interessante do biogás é sua similaridade com o gás natural, uma vez que é composto, em maior parte, por metano e gás carbônico, o que facilita a adaptação das máquinas térmicas desenhadas para o uso do gás natural. Por fim, é importante destacar que a utilização do biogás é mais adequada quando a produção no local é possível, como em propriedades rurais, aterros sanitários ou estações de tratamento de esgoto. A seguir, artigos que abordam sistemas de multigeração movidos a biogás foram apresentados.

Cao *et al.* (2022b) avaliaram, sob a ótica da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, duas configurações de sistema de cogeração movidos a biogás. Na primeira, o ciclo de Rankine e o sistema de refrigeração operam a vapor. Já na segunda, ambos operam com R123, além de serem adicionados dois trocadores de calor para aumentar a recuperação de calor. De acordo com os autores, a segunda configuração foi a mais adequada, sendo capaz de produzir 1140 kW de potência e 315,6 kW de refrigeração, com eficiências energética e exergética de 44,60% e 33,54%, respectivamente. Utilizando o GA para maximizar a eficiência energética, foi observado uma pequena queda, de 1140 kW a 1121 kW, na produção de potência, mas um aumento considerável, de 315,6 kW para 561,9 kW, na capacidade de refrigeração.

Bamisile *et al.* (2020), propuseram um sistema de multigeração para suprir as demandas da comunidade rural Emure-Ekiti, Nigéria. O sistema é movido pelo biogás proveniente do esterco animal e é composto por uma GT, um ciclo de Rankine, um ORC, operando com isobutano, e um SRA LiBr/H₂O de duplo efeito. Segundo os autores, o sistema gera 451 kW de refrigeração para conservação de alimentos, 181,3 kW de água quente, 99,72 kW de ar quente destinado às residências, 381,5 kW de ar quente destinado às estufas e 969,8 kW de potência, com eficiência energética e exergética de 62,72% e 23,49%, respectivamente.

Também é explorado na literatura o uso do biogás em sistemas de multigeração que produzem água dessalinizada. Nesse contexto, Ifaei *et al.* (2022) propuseram um sistema de multigeração, que utiliza biogás proveniente de uma estação de tratamento de esgoto. Tal sistema é composto por biodigestores anaeróbicos, uma GT, um SRA LiBr/H₂O de duplo-efeito, um RO e um eletrolizador. Com base em uma otimização multiobjetivo, utilizando GA, foi possível obter valores do custo anual total (TAC, do inglês *total annual costs*), eficiência energética e exergética de 158.000 US\$ · ano⁻¹, 79,4% e 49,98%, para o inverno, e 163.000 US\$ · ano⁻¹, 62,4% e 47,58%, para o verão, respectivamente, sendo estas as variáveis otimizadas.

Um sistema de multigeração movido a biogás foi estudado por Safari e Dincer (2019). Este é composto por uma GT, um ORC operando com R245fa, um MED, uma unidade de aquecimento e um eletrolizador. De acordo com os autores, o sistema obteve eficiências energética e exergética de 63,6% e 40%, respectivamente, sendo capaz de produzir 1102 kW de potência, 0,94 kg · s⁻¹ de água, 0,347 kg · s⁻¹ de hidrogênio e 1,82 kg · s⁻¹ de água quente a 80 °C.

Além do RO e outros métodos de dessalinização térmicos, percebe-se que o HDH vem sendo bastante empregado em sistemas de multigeração movidos a biogás, como no trabalho de Rostamzadeh *et al.* (2018). Nesse trabalho, os autores avaliaram, sob a ótica da 1ª e 2ª Leis

da Termodinâmica, um sistema de multigeração movido pelo calor residual da reforma a vapor do biogás e de uma fonte geotérmica. Este é composto por dois ciclos Kalina, um AHT com compressão e um SRA, todos operando com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, uma unidade de aquecimento e um HDH. O sistema proposto pode gerar 443,4 kW de potência, 1799 kW de refrigeração, 538,1 kW de aquecimento, $367,9 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ de água e $0,26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ de H_2 , com eficiências energética e exérgica de 62,28% e 74,9%, respectivamente.

Um sistema de cogeração movido a biogás e composto por uma GT, um ciclo de Rankine e um HDH foi abordado por Jabari *et al.* (2022), com o objetivo de suprir a demanda de energia e água de uma planta industrial no Irã. No pico da demanda (às 19 h), o sistema é capaz de produzir 5,88 MW de potência e $2,81 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ de água, com eficiência energética de 44%.

Em outro trabalho, Jabari *et al.* (2019) estudaram um sistema de trigerção destinado a suprir a demanda de um prédio residencial em Ahwaz, Irã. Nesse sistema, o calor residual de uma GT a biogás foi utilizado pelo HDH e a capacidade de refrigeração foi fornecida por 6 refrigeradores elétricos. Com base em uma otimização inteira-mista para minimização dos custos do sistema, os autores obtiveram uma economia de US\$ 14,8 no custo da energia referente ao período de 24 h do estudo.

Gholizadeh *et al.* (2020) propuseram um sistema de trigerção baseado na combinação de um ORC, um ERC e um HDH, alimentados pelo calor residual de uma GT movida a biogás. Dentre os fluidos de trabalho analisados pelos autores, o tolueno apresentou o melhor desempenho. Utilizando o GA, foi obtida uma condição operacional capaz de gerar 306,5 kW, $43,29 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$, 1153 kW de capacidade de refrigeração, água e potência líquida, com eficiência exérgica de 38,93%.

3.5 Sistemas de multigeração descentralizados de pequena ou média escala

Sistemas de pequena e média escala, especialmente aqueles com geração direta, apresentam como vantagens a capacidade de suprir demandas de energia elétrica, refrigeração, aquecimento ou água dessalinizada, em localidades remotas, como áreas rurais. Nessas regiões, mesmo quando há redes de abastecimento, a insegurança no fornecimento é elevada, uma vez que problemas nas linhas acontecem com frequência e os reparos não são imediatos. Por outro lado, sistemas em escala reduzida também podem ser adequados para agirem em conjunto com as redes de abastecimento, reduzindo o custo dessas utilidades. A seguir, foram abordados artigos que estudam sistemas de multigeração de pequena e média escala.

No trabalho de Marques *et al.* (2020) foi analisado um sistema de micro-trigeração composto por um ICE a gás natural, um SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e uma unidade de recuperação de calor, cujo objetivo era suprir as demandas de um laboratório na Universidade Federal da Paraíba, além da demanda de calor de uma planta de biodiesel adjacente ao prédio. A partir de uma análise exergoeconômica, foi observado que os componentes com maior custo de exergia destruída foram o ICE, $21,56 \text{ R\$} \cdot \text{h}^{-1}$, e o gerador de vapor, $6,71 \text{ R\$} \cdot \text{h}^{-1}$.

Devido ao acesso limitado à energia elétrica, propriedades rurais podem ser beneficiadas de sistemas de multigeração, especialmente devido à possibilidade de produção local de biogás a partir de rejeitos da agricultura e pecuária. A refrigeração produzida pode ser utilizada para conservação de alimentos e climatização, já o aquecimento pode ser empregado no preparo de alimentos, conforto térmico ou limpeza. Nesse contexto, Rajaei *et al.* (2017) propuseram um sistema de trigeração de pequena escala para suprir as demandas de uma propriedade rural no Irã. O biogás proveniente de rejeitos orgânicos foi utilizado como combustível em uma MGT Capstone C30, integrada a um SRA, um SRCV e uma unidade de aquecimento. Segundo os autores, a demanda de energia elétrica, aquecimento e refrigeração era de 1,83 kW, 32,6 kW e 44 kW, respectivamente, e foi atendida pelo sistema, que consumiu $33,5 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$ de biogás. Ademais, o custo estimado para produzir energia elétrica foi de $0,446 \text{ US\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$, comparável ao custo de produção para turbinas eólicas ou coletores solares no país.

Lamidi *et al.* (2017) propuseram um sistema de trigeração de média escala a fim de suprir as demandas de uma comunidade rural agrícola na Nigéria. Tal sistema utiliza biogás proveniente de restos de alimentos e é composto por um ICE, um SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, para conservação dos alimentos, e uma unidade de secagem para produção de farinha de mandioca. De acordo com os autores, o sistema produz 72 kW de potência, 10 kW de refrigeração, a $10 \text{ }^\circ\text{C}$, e 44,24 kW de calor a $62 \text{ }^\circ\text{C}$. Além disso, foi estimado um tempo de retorno de 7,2 anos.

Villarroel-Schneider *et al.* (2019) estudaram um sistema de trigeração de pequena escala para suprir as demandas de uma pequena fazenda produtora de leite na Bolívia. O sistema utiliza o biogás proveniente do esterco dos animais e é composto por uma GT de combustão externa, um SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e uma unidade de aquecimento. Segundo os autores, o sistema em sua capacidade nominal é capaz de produzir 5 kW de potência, 7,2 kW de refrigeração e 8,92 kW de aquecimento, com taxas de energia e exergia primária de 0,661 e 0,209, respectivamente.

A dessalinização da água em regiões remotas pode trazer diversos benefícios, tanto para regiões de clima árido, quanto regiões com acesso limitado a reservas de água. A água prove-

niente de poços artesianos, açudes e lagos pode conter alto teor de sólidos dissolvidos e outras impurezas, que podem ser removidas pela dessalinização. Levando essa necessidade em consideração, Khan *et al.* (2014) propuseram um sistema de trigerção para suprir as demandas de uma comunidade rural com 30 famílias em Bangladesh. O sistema é composto por um biodigestor anaeróbico para produção de biogás, um ICE e um destilador por membrana, cujo principal objetivo é a remoção de arsênio. De acordo com os autores, o sistema pode gerar $133 \text{ Nm}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$ de biogás, dos quais $79,8 \text{ Nm}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$ são destinadas ao ICE, 10 kW de energia elétrica e $448 \text{ L} \cdot \text{dia}^{-1}$ de água purificada. Além disso, foi estimado um tempo de retorno de 2,6 anos, caso o lodo digerido fosse vendido como fertilizante.

Ayou *et al.* (2021) avaliaram um sistema de trigerção de pequena escala movido pelo calor residual de um sistema híbrido de coletores solares e uma caldeira a biomassa, composto por um SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ com produção de potência e um sistema de destilação por membrana. Considerando condições climáticas médias da região estudada, o sistema pode produzir 130 kW de refrigeração, 6,4 kW de energia elétrica e $41,4 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$ de água, com eficiência energética e exergética de 44,2% e 6,9%, respectivamente.

Coppitters *et al.* (2020) propuseram um sistema de cogeração de média escala para locais remotos, sendo este composto por uma MGT a gás natural, associada a um coletor solar, e um sistema MED-TVC (do inglês *multi-effect distillation with thermal vapor compression*). De acordo com os autores, o sistema é capaz de gerar 123,3 kW de energia elétrica, com um aumento de eficiência devido ao coletor solar. Quanto à produção de água, a utilização de 4 efeitos no sistema MED-TVC apresentou maior compromisso entre a quantidade de água e o custo, produzindo $116,4 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$, com custo de investimento de US\$ 779.00,00 e custo de nivelado da água de $1,92 \text{ US\$} \cdot \text{m}^{-3}$, o que o torna uma opção viável para locais remotos.

Chen *et al.* (2021) estudaram um sistema cogeração de pequena escala para aplicações descentralizadas na região de Makkah, Arábia Saudita. O sistema é composto por concentradores fotovoltaicos e térmicos, com área total de 8 m^2 , e um sistema de destilação por membrana de múltiplos-efeitos a vácuo. Segundo os autores, o pico de produção de energia elétrica ocorre em outubro (0,69 kW). Já o menor valor ocorre em junho (0,42 kW). A produção de água atinge o pico também em outubro ($4,72 \text{ m}^3 \cdot \text{mês}^{-1}$), mas o valor mais baixo ocorre em fevereiro ($2,67 \text{ m}^3 \cdot \text{mês}^{-1}$), devido a menor temperatura ambiente. As eficiências energética e exergética se mantiveram estáveis, com valores próximos a 45% e na faixa de 25 a 27%, respectivamente. Em complemento, foi estimado o custo de produção da água na faixa de 0,7 a $4,3 \text{ US\$} \cdot \text{m}^{-3}$.

Devido a sua simplicidade e flexibilidade em relação ao tamanho, além da baixa necessidade de manutenção, os HDH se mostram adequados para aplicações descentralizadas. Por isso, He *et al.* (2019) estudaram um sistema de cogeração de pequena escala movido por calor residual a 150 °C, formado por um ORC, operando com R245fa, e um HDH. De acordo com os autores, o sistema é capaz de produzir 15,74 kW de potência e 76,88 kg · h⁻¹ de água, com eficiência térmica de 40,81%.

Sayyaadi e Ghorbani (2018) propuseram um sistema de cogeração de pequena escala para suprir as demandas de comunidades rurais do Irã. Este é composto por um motor Stirling a gás natural e um HDH. Utilizando o GA, três configurações distintas foram otimizadas. Dentre elas, aquela com o HDH MECAOW-WH (do inglês *multi-effect closed air-open water water heated*), foi selecionada, sendo capaz de produzir 2,58 kW de potência e 0,97 m³ · h⁻¹ de água, com custos de produção de 0,25 US\$ · kWh⁻¹ e 0,66 US\$ · m⁻³, respectivamente, quantidade suficiente para suprir as demandas estabelecidas com folga.

Ding *et al.* (2020) avaliaram um sistema de cogeração de média escala, movido pelo calor residual de um ICE a diesel. Para isso, foram combinados um ciclo Kalina NH₃/H₂O e um HDH. No caso base, o sistema foi capaz de produzir 76,32 kW de potência e 0,1323 kg · s⁻¹ de água, com TGOR de 0,6396, eficiência exergética de 31,57%, SUCP de 70,44 US\$ · GJ⁻¹ e tempo de retorno de 7,2 anos. Com base numa otimização multiobjetivo via GA, foi possível aumentar as eficiências energética e exergética em 1,88% e 1,52%, respectivamente, e obter valores de SUCP e tempo de retorno de 69,5 US\$ · GJ⁻¹ e 6,3 anos, respectivamente.

Na Tabela 3.1 foi apresentada uma síntese dos trabalhos da literatura abordados nesse capítulo, de forma a facilitar o entendimento da dimensão da área de estudo e das lacunas existentes.

Tabela 3.1: Síntese dos trabalhos da literatura abordados na revisão bibliográfica.

Referência	Ano	Ciclos	Análises/Otimização	Produtos	Fonte de energia	Aplicação
Kordlar e Mahmoudi	2017	ORC (NH ₃) SRA (NH ₃ /H ₂ O)	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização	Potência Refrigeração	Geotérmica	Não específica.
Li <i>et al.</i>	2018	Brayton (sCO ₂) SRA (LiBr/H ₂ O e NH ₃ /H ₂ O)	Energética Exergética Otimização (GA)	Potência Refrigeração	Calor residual de um reator	Não específica.
Wang <i>et al.</i>	2020	Turbina a gás Brayton (sCO ₂) ORC SRA (NH ₃ /H ₂ O)	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (PSO)	Potência Refrigeração Água quente	Gás natural	Não específica.
Souza <i>et al.</i>	2020	ICE ORC (R134a) SRA (NH ₃ /H ₂ O)	Energética Exergética	Potência Refrigeração	Gás natural	Prédio na UFPB.
Santiago <i>et al.</i>	2022	Microturbinas a gás ORC (R601 e R141b) SRA (NH ₃ /H ₂ O) Gerador de vapor	Energética Exergética Econômica Otimização (Hysys)	Potência Refrigeração Água quente Vapor	Gás natural	Hospital universitário de média escala localizado no Brasil.
Alrobaian	2022	Turbina a gás c/ coletores solares Ciclo Kalina SRA (LiBr/H ₂ O)	Energética Exergética Econômica Ambiental	Potência Refrigeração Aquecimento	Gás natural Solar	Prédio comercial hipotético localizado em Buraydah, Arábia Saudita
Safder <i>et al.</i>	2020	Ciclo Kalina SRA (NH ₃ /H ₂ O) ORC (R245fa) Osmose Reversa	Energética Exergética Econômica	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Fonte quente de baixa temperatura	Não específica.
Al-Obaidli <i>et al.</i>	2020	Turbina a gás Ciclo Térmico Solar RC (Vapor) SRA (NH ₃ /H ₂ O) MSF/Osmose Reversa	Energética Exergética	Potência Refrigeração Aquecimento Água dessalinizada	Gás natural	Não específica.

Continua na próxima página.

Tabela 3.1: Sequência da página anterior.

Referência	Ano	Ciclos	Análises/Otimização	Produtos	Fonte de energia	Aplicação
Anvari <i>et al.</i>	2020	Turbina a gás ORC (R123) SRA de Duplo Efeito (LiBr/H ₂ O) AHT (LiBr/H ₂ O) Dessalinização por evaporação	Energética Exergética Exergoeconômica Ambiental	Potência Refrigeração Aquecimento Água dessalinizada	Gás natural	Não específica.
Mehrpooya <i>et al.</i>	2018	Coletores solares parabólicos Turbina a vapor SRA (NH ₃ /H ₂ O) MED	Energética Exergética Econômica	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Solar	Não específica.
Yari <i>et al.</i>	2018	ORC HDH	Energética Econômica	Potência Aquecimento Água dessalinizada	Fonte quente a 150 °C	Não específica.
Sadeghi <i>et al.</i>	2017	Ciclo potência/refrigeração com Ejetor (isobutano-pentano) HDH	Energética Exergética Otimização (GA)	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Ar quente	Não específica.
Ghaebi <i>et al.</i>	2018	Ciclo Kalina (NH ₃ /H ₂ O) SRA (NH ₃ /H ₂ O) HDH Unidade de aquecimento	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (GA)	Potência Refrigeração Aquecimento Água dessalinizada	Geotérmica	Não específica.
Li <i>et al.</i>	2022	Ciclo flash binário geotérmico ERC (Vapor/isobutano) Ciclo Kalina HDH Eletrolisador com membrana	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (GA)	Potência Refrigeração Água dessalinizada Hidrogênio	Geotérmica	Não específica.
Ghiasirad <i>et al.</i>	2021	AHT (LiBr/H ₂ O) SRA (LiBr/H ₂ O) ORC (R123) HDH	Energética Exergética Econômica Exergoeconômica	Potência Refrigeração Aquecimento Água dessalinizada	Geotérmica	Não específica.
Sahana <i>et al.</i>	2021	Brayton (sCO ₂) ERC (CO ₂) HDH	Energética Exergética Econômica	Refrigeração Água dessalinizada	Energia de baixa qualidade	Não específica.

Continua na próxima página.

Tabela 3.1: Sequência da página anterior.

Referência	Ano	Ciclos	Análises/Otimização	Produtos	Fonte de energia	Aplicação
Sahoo <i>et al.</i>	2017	Ciclo de potência a vapor SRA (LiBr/H ₂ O) HDH	Energética Exergética	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Energia solar e biomassa	Não específica.
Manesh <i>et al.</i>	2022	ICE Coletores Solares Parabólicos ORC Eletrolizador com membrana HDH	Energética Exergética Econômica Ambiental	Potência Água quente Água dessalinizada Hidrogênio	Gás natural Geotérmica Solar	Não específica.
Cao <i>et al.</i>	2022	ICE (Motor do navio) RORC (R600) SRA (LiBr/H ₂ O) HDH	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (GA)	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Gases de com- bustão do ICE movido a Diesel	Navio movido a combustão (ICE).
Ding <i>et al.</i>	2021	Turbina a gás Ciclo Kalina (NH ₃ /H ₂ O) HDH	Energética Exergética Econômica Ambiental Otimização (GA)	Potência Água dessalinizada	Gás Natural	Não específica.
Cao <i>et al.</i>	2022	Turbina a gás ERC (Vapor/R123) RC (Vapor/R123)	Energética Exergética Econômica Otimização (GA)	Potência Refrigeração	Biogás	Não específica.
Bamisile <i>et al.</i>	2020	Turbina a gás RC (Vapor) ORC (isobutano) SRA Duplo Efeito (LiBr/H ₂ O)	Energética Exergética	Potência Refrigeração Aquecimento	Biogás	Comunidade rural denominada Emure-Ekiti, localizada no Su- doeste na Nigéria.
Ifaei <i>et al.</i>	2022	Biodigestor anaeróbico Turbina a gás SRA Duplo Efeito (LiBr/H ₂ O) Osmose Reversa Eletrolizador	Energética Exergética Econômica Otimização (GA)	Potência Refrigeração Aquecimento Água dessalinizada Hidrogênio	Biogás	Estação de tratamento de esgoto de um Município.

Continua na próxima página.

Tabela 3.1: Sequência da página anterior.

Referência	Ano	Ciclos	Análises/Otimização	Produtos	Fonte de energia	Aplicação
Safari e Dincer	2019	Turbina a gás ORC (R245fa) MED Unidade de aquecimento eletrolizador com membrana de troca de prótons	Energética Exergética	Potência Água quente Água dessalinizada Hidrogênio	Biogás	Não específica.
Rostamzadeh <i>et al.</i>	2018	Ciclo Kalina (NH ₃ /H ₂ O) Bomba de calor por absorção- compressão (NH ₃ /H ₂ O) SRA (NH ₃ /H ₂ O) HDH	Energética Exergética	Potência Refrigeração Aquecimento Água dessalinizada Hidrogênio	Calor proveniente da reforma a vapor do Biogás e geotérmica	Não específica.
Jabari <i>et al.</i>	2022	Turbina a gás RC (Vapor) HDH	Energética	Potência Água dessalinizada	Biogás	Planta industrial no Sul do Irã.
Jabari <i>et al.</i>	2019	Turbina a gás Refrigeradores elétricos HDH	Energética Econômica MILP	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Biogás	Prédio residencial em Ahwaz, Irã
Gholizadeh <i>et al.</i>	2020	Turbina a gás ERC HDH	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (GA)	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Biogás	Não específica.
Marques <i>et al.</i>	2020	ICE SRA (NH ₃ /H ₂ O) Unidade de aquecimento	Energética Exergética Exergoeconômica	Potência Refrigeração Aquecimento	Gás natural	Laboratório da UFPB e sua planta de biodiesel.
Rajaei <i>et al.</i>	2017	Microturbina a gás SRA SRCV Unidade de aquecimento	Energética Econômica	Potência Refrigeração Aquecimento	Biogás	Pequena propriedade rural localizada no Irã.
Lamidi <i>et al.</i>	2017	ICE SRA (NH ₃ /H ₂ O) Unidade de secagem	Energética Econômica	Potência Refrigeração Aquecimento	Biogás	Comunidade rural agrícola localizada na Nigéria.

Continua na próxima página.

Tabela 3.1: Sequência da página anterior.

Referência	Ano	Ciclos	Análises/Otimização	Produtos	Fonte de energia	Aplicação
Villaruel-Schneider <i>et al.</i>	2019	Turbina a gás SRA (NH ₃ /H ₂ O) Unidade de aquecimento	Energética Exergética	Potência Refrigeração Aquecimento	Biogás	Pequena fazenda produtora de leite localizada na Bolívia.
Khan <i>et al.</i>	2014	Biodigestor anaeróbico ICE Destilação por membrana	Energética Econômica	Potência Aquecimento Água purificada	Biogás	Comunidade rural com 30 famílias em Bangladesh. Dessalinização destinada a remoção de Arsênio.
Ayou <i>et al.</i>	2021	Coletores solares + Caldeira Refrigeração e potência por absorção Destilação por membrana	Energética Exergética	Potência Refrigeração Água dessalinizada	Solar e biomassa	Comunidades na região de Almería, Espanha.
Coppitters <i>et al.</i>	2020	Microturbina a gás Coletores solares tubulares MED	Energética Econômica	Potência Água dessalinizada	Gás natural e solar	Não específica.
Chen <i>et al.</i>	2021	Concentradores fotovoltaicos/térmicos Destilação por membrana	Energética Exergética Econômica	Potência Água dessalinizada	Solar	Comunidades na região de Makkah, Arábia Saudita.
He <i>et al.</i>	2019	ORC (R245fa) HDH	Energética	Potência Água dessalinizada	Calor residual a 150 °C	Não específica.
Sayyaadi e Ghorbani	2018	Motor Stirling HDH	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (GA)	Potência Água dessalinizada	Gás natural	Família que reside em área rural do Irã.
Ding <i>et al.</i>	2020	ICE Ciclo Kalina (NH ₃ /H ₂ O) HDH	Energética Exergética Exergoeconômica Otimização (GA)	Potência Água dessalinizada	Diesel	Não específica.

3.6 Conclusão

A partir da Tabela 3.1 e da revisão bibliográfica, percebe-se que sistemas de multigeração vêm sendo amplamente estudados na literatura, devido aos seus benefícios econômicos e ambientais, além da boa adequação a lugares remotos, como zonas rurais, onde há pouco ou nenhum acesso às redes de distribuição.

No que diz respeito à geração de potência, sistemas de geração indireta como RC, ORC, ciclo de Brayton com CO₂ supercrítico e ciclo Kalina são comumente empregados, utilizando energia geotérmica, solar ou calor residual, quando há disponibilidade. Já sistemas de geração direta como GTs e MGTs ou ICEs são utilizados na ausência de calor residual. Quanto ao combustível, o gás natural ainda é o mais utilizado. Todavia, quando há resíduo orgânico disponível, o biogás se torna uma opção adequada, sendo empregado, na maior parte, em áreas rurais.

Em relação à refrigeração, observa-se em alguns artigos a utilização de *chillers* elétricos e também ERCs. Entretanto, os SRA são os que obtêm maior destaque. Apesar de outras combinações de fluidos serem estudados, os pares mais comuns são LiBr/H₂O e NH₃/H₂O. Quando a aplicação demanda temperaturas abaixo de zero, o par escolhido é o NH₃/H₂O. No entanto, quando a temperatura alvo é acima do 0 °C, ambos os pares podem ser utilizados, cabendo uma análise do desempenho de cada um.

Devido à crise hídrica, observa-se que, nos últimos anos, é crescente o interesse por integrar a dessalinização a sistemas de multigeração. Alguns trabalhos empregaram o RO. Entretanto, para integração em sistemas de multigeração, percebe-se uma preferência por métodos térmicos como o HDH, devido a sua flexibilidade e simplicidade.

A avaliação do desempenho do sistema vem sendo feita, majoritariamente, com base nas análises energética, exérgica, econômica. Dentre essas, destaca-se a análise exérgica que foi empregada em quase todos os trabalhos analisados. Por outro lado, a determinação da viabilidade econômica do sistema é imprescindível e pode ser realizada apenas em termos financeiros ou calculada em relação à exergia, a chamada análise termoeconômica ou exergoeconômica.

Além de determinar o desempenho, muitos trabalhos buscam aprimorar os índices energéticos, exérgicos e econômicos a partir da otimização. Devido ao alto grau de complexidade dos modelos de sistemas dessa natureza, os artigos científicos atuais usam, quase exclusivamente, métodos de otimização meta-heurísticos como o GA, que possui como vantagem principal a capacidade de evitar ótimos locais e resolver problemas de otimização mono-objetivo ou multiobjetivo, com alto número de variáveis de decisão e restrições.

A partir da Tabela 3.1, percebe-se que vários trabalhos abordam sistemas de multigeração para aplicações descentralizadas de pequena ou média escala, inclusive utilizando o biogás como combustível. Entretanto, nesse contexto, são limitados os estudos que integram a dessalinização à geração de potência e refrigeração, utilizando como combustível o biogás. Além disso, a aplicação do GA para otimização dos índices de desempenho é pouco abordada.

Dessa forma, justifica-se avaliar, sob a ótica da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, um sistema de trigerção de média escala para produção de energia elétrica, refrigeração e água dessalinizada em áreas rurais, usufruindo das vantagens de MGTs a biogás, do SRA e do HDH. Além disso, para complementar a análise, uma otimização paramétrica do sistema é realizada a fim de obter condições de operação ótimas, fazendo uso do GA, método amplamente utilizado na literatura. Por fim, uma análise econômica preliminar é realizada para atestar a viabilidade do sistema em termos dos tempos de retorno simples e descontado.

No capítulo seguinte, a metodologia empregada para o desenvolvimento do modelo computacional referente ao sistema de trigerção proposto é abordada.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentadas a definição da aplicação de estudo, uma descrição detalhada dos sistemas, as considerações assumidas na modelagem, a ferramenta computacional utilizada, informações sobre os fluidos de trabalho, o equacionamento para a análise do desempenho termodinâmico, incluindo as análises energética e exergética, e a metodologia da análise paramétrica. Quanto à validação dos modelos, otimização e análise econômica preliminar, suas metodologias foram discutidas em seus respectivos capítulos.

4.1 Definição da aplicação do estudo

O sistema de trigeriação estudado neste trabalho visa suprir demandas de energia elétrica, refrigeração e água dessalinizada, a partir da queima do biogás. Para isso, foi considerado como contexto de aplicação uma propriedade rural cujas atividades envolvem a criação de animais e a produção de frutas e vegetais, possuindo também o aparelhamento necessário para a produção do biogás.

O biogás proveniente da digestão anaeróbica do esterco animal poderia ser aproveitado para suprir a demanda de energia elétrica da propriedade e o excedente, caso houvesse, poderia ser vendido para a concessionária de energia da região. Já a produção de refrigeração poderia ser útil para a conservação das frutas e vegetais produzidos, garantindo um aumento no tempo de estocagem e diminuição das perdas no transporte. Por fim, a dessalinização de água salobra proveniente de poços artesianos poderia abastecer as casas da propriedade, sendo destinada a atividades de higiene e limpeza, ou poderia ser destinada à irrigação por gotejamento, comumente empregada para frutas.

Neste contexto, foi considerado que a propriedade rural dispõe de uma produção de $0,0226 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ de biogás, fornecido de forma contínua e produzido a partir do esterco bovino de um rebanho de 2000 cabeças, criadas em confinamento. De acordo com Chávez-Fuentes *et al.* (2017), a quantidade de biogás capaz de ser produzida a partir do esterco bovino é de $876,9 \text{ L} \cdot \text{cabeça}^{-1} \cdot \text{dia}^{-1}$. Para obter o valor em $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, foi calculada a massa específica do biogás com 60% CH_4 e 40% CO_2 , em base molar, a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e $101,325 \text{ kPa}$, considerando-o gás ideal.

Além disso, foi considerado que uma capacidade de refrigeração de 12 kW seria suficiente para conservação dos alimentos produzidos. A temperatura de saída do ar refrigerado

foi especificada em 10 °C, temperatura de armazenamento ótima para frutas e vegetais como abacate, abacaxi, berinjela, goiaba, mamão, melancia, manga, pepino e tomate (ASTE *et al.*, 2017; RAO, 2015).

A partir da especificação da quantidade de biogás disponível e da capacidade de refrigeração necessária, é possível obter a quantidade de potência produzida na turbina e o volume de água produzida pelo sistema de dessalinização, conforme o modelo detalhado a seguir.

4.2 Descrição do sistema de trigeriação

O sistema de trigeriação proposto neste trabalho consiste na integração de um ciclo de Brayton regenerativo movido a biogás, um sistema de refrigeração por absorção (SRA) e um sistema de dessalinização do tipo umidificação-desumidificação (HDH).

Neste estudo, o ciclo de Brayton consiste na associação em paralelo de microturbinas a gás de 30 kW. Essa configuração foi escolhida, porque possibilita o desligamento de uma ou mais microturbinas conforme varia a demanda. Quanto aos equipamentos, foram consideradas microturbinas da marca Capstone (Capstone Turbine Corporation) modelo C30, devido à sua capacidade de trabalhar com diversos combustíveis, incluindo biogás proveniente de aterros ou de biodigestores, que é o caso deste trabalho (CAPSTONE, 2020).

No caso do SRA, foram avaliadas duas configurações distintas: a primeira utilizando como fluido de trabalho a mistura Brometo de Lítio-Água (LiBr/H₂O), em que H₂O é o refrigerante e LiBr o absorvente, e a segunda utilizando a mistura Amônia-Água (NH₃/H₂O), em que H₂O é o absorvente e NH₃ o refrigerante.

Quanto ao sistema de dessalinização HDH foi considerada a configuração padrão do tipo *Closed air-Open Water* (CAOW) com aquecimento da água, comumente estudada e discutida na literatura que trata de sistemas dessa natureza (ROSTAMZADEH *et al.*, 2018; JABARI *et al.*, 2019; GHOLIZADEH *et al.*, 2020; GHIASIRAD *et al.*, 2021).

As Figuras 4.1 e 4.2 ilustram as duas configurações estudadas para o sistema de trigeriação, cujas diferenças estão presentes apenas no SRA. No Anexo A foram apresentados, em maiores detalhes, os modelos termodinâmicos referentes aos três sistemas utilizados. Quanto ao código fonte referente aos modelos, análise paramétrica e otimização, esses foram disponibilizados em um repositório aberto (github.com/Arthurpmrs/dissertacao-scripts).

Inicialmente, uma corrente de ar a 25 °C, 101,325 kPa e composição molar 77,48% N₂, 20,59% O₂, 0,03% CO₂ e 1,9% H₂O (1) é comprimida (2) e segue para o regenerador onde é

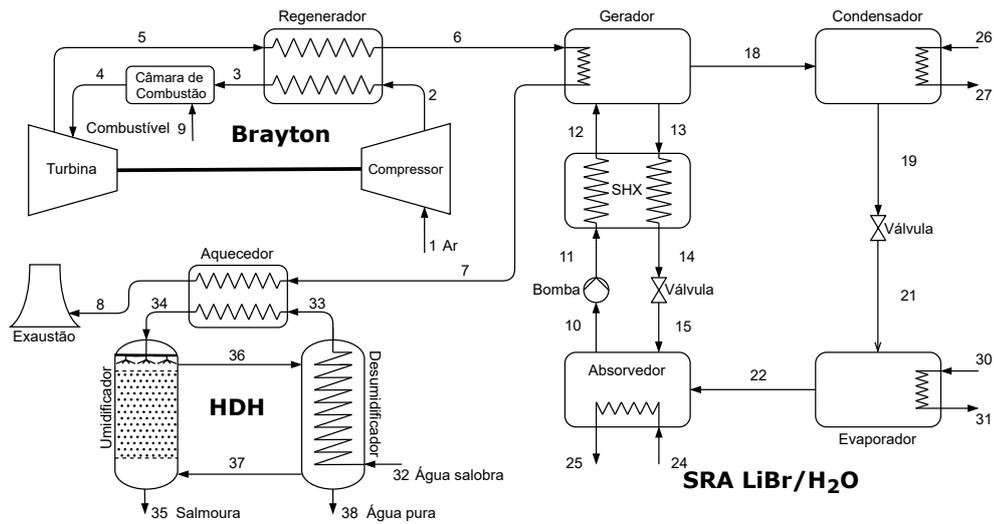


Figura 4.1: Fluxograma do sistema de trigeração com SRA LiBr/H₂O.

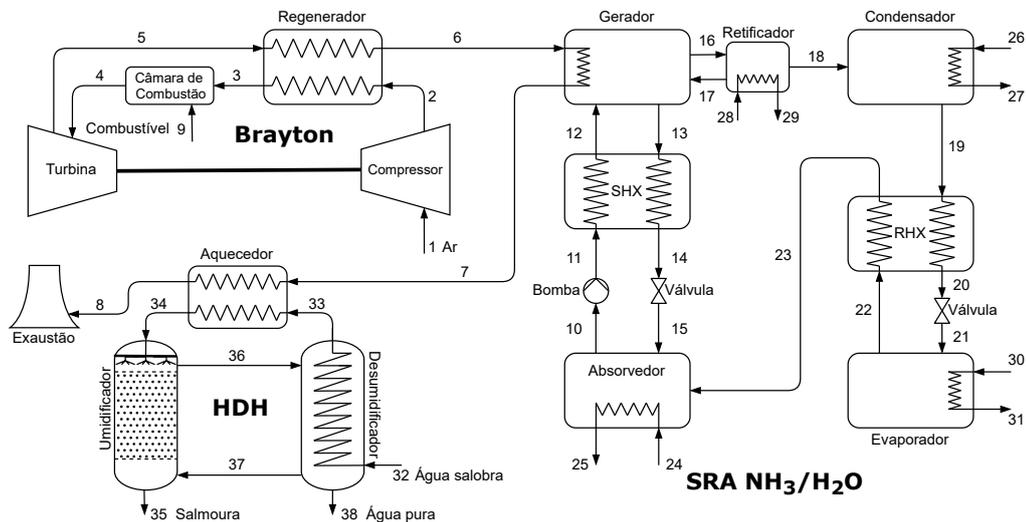


Figura 4.2: Fluxograma do sistema de trigeração com SRA NH₃/H₂O.

preaquecida. Biogás a 25 °C, 440 kPa e composição molar 60% CH₄ e 40% CO₂ (9) é queimado junto à corrente de ar pré-aquecida (3) formando, a partir da combustão completa do CH₄, uma corrente de produtos de combustão (4) que é expandida na turbina, gerando potência. A corrente de produtos de combustão expandida (5) segue para o regenerador onde cede calor para a corrente de ar comprimido. Em seguida, a corrente de produtos de combustão (6) cede calor para o gerador, suprindo a demanda energética do SRA, e depois segue (7) para o aquecedor, onde cede calor para a corrente de água salobra que circula no HDH. Por fim, os produtos de combustão (8) são liberados na atmosfera.

Na primeira configuração estudada para o SRA (Figura 4.1), a solução rica em água (10) sai do absorvedor, é pressurizada (11), preaquecida (12) no trocador de calor da solução (SHX)

e segue para o gerador. No gerador, a solução recebe calor dos produtos de combustão (6), o que resulta na evaporação de parte da água (18), que segue para o condensador. Devido à evaporação da água é formada também a solução pobre (13), com baixa concentração do refrigerante. Essa corrente passa pelo SHX onde cede calor para a solução rica, passa (14) por uma válvula para reduzir sua pressão e volta (15) ao absorvedor. No condensador, a corrente de refrigerante (18) cede calor a uma corrente de água salobra (26), proveniente de um poço artesiano, a 25 °C e 101,325 kPa, e sai na forma de líquido saturado (19). Em seguida, o refrigerante é expandido (21), reduzindo sua temperatura e pressão, passa pelo evaporador, onde recebe calor de uma corrente de ar a ser refrigerado (30), a 16 °C e 101,325 kPa, e segue para o absorvedor na forma de vapor saturado (22), onde é absorvido pela solução pobre.

No caso da segunda configuração (Figura 4.2), a solução rica em NH_3 (10) sai do absorvedor, é pressurizada (11), preaquecida (12) no SHX e segue para o gerador. No gerador, a solução recebe calor dos produtos de combustão (6), o que resulta na evaporação de parte do NH_3 , em maior quantidade, e da água, em menor quantidade. Isso ocorre porque, apesar de menor, a volatilidade da água ainda é próxima à do NH_3 . Por isso, a mistura vaporizada (16) segue para o retificador, formando uma solução concentrada em água (17), que retorna ao gerador, e uma corrente mais concentrada em NH_3 (18), que segue para o condensador. No gerador, é formada também a solução pobre (13), que passa pelo SHX onde cede calor para a solução rica, passa (14) por uma válvula e volta (15) ao absorvedor. No condensador, a mistura refrigerante cede calor a uma corrente de água salobra (26) e sai na forma de líquido saturado (19). Em seguida, passa pelo trocador de calor do refrigerante (RHX), onde cede calor para a mistura refrigerante na fase vapor (22), é expandida (21) e segue para o evaporador onde recebe calor de ar a ser refrigerado (30). Por fim, o vapor saturado de refrigerante (22) passa pelo RHX, onde recebe calor da mistura refrigerante na fase líquida (19) e segue (23) para o absorvedor, onde é absorvida pela solução pobre.

No HDH, água salobra (32), a 25 °C e 101,325 kPa, entra no desumidificador e recebe calor da corrente de ar úmido (36) proveniente do umidificador. A água salobra, agora preaquecida (33), segue para o aquecedor onde recebe calor dos produtos de combustão (7). Depois, a água salobra aquecida (34) é pulverizada no topo do umidificador e entra em contato com uma corrente de ar mais seco (37) proveniente da base do equipamento. Isso resulta na absorção de parte do vapor de água pelo ar seco, elevando seu teor de umidade. O ar úmido (36) então segue para o desumidificador onde cede calor para a corrente de água salobra (32), resultando

na condensação de parte do vapor de água (38). Por fim, com a vaporização de parte da água, é formada a salmoura (35), como subproduto do processo de dessalinização.

Para a simulação dos sistemas de trigerção descritos anteriormente foram estabelecidas as seguintes hipóteses:

- O sistema opera no estado estacionário;
- São desconsiderados os termos de energia cinética e potencial nos balanços de energia;
- Turbina, compressor e bomba operam sob eficiências isentrópicas fixas;
- Quedas de pressão no regenerador (lado do ar), regenerador (lado dos produtos) e câmara de combustão foram consideradas 5%, 3% e 5% (BEJAN *et al.*, 1996);
- Correntes de ar e produtos de combustão são gases ideais;
- A composição molar do biogás é 60% CH₄ e 40% CO₂;
- A perda de calor na câmara de combustão é considerada 2% do LHV do biogás (BEJAN *et al.*, 1996);
- Troca de calor com o ambiente nos demais equipamentos é considerada inexistente;
- Temperaturas ao longo do absorvedor, condensador, gerador e evaporador são consideradas uniformes;
- No sistema LiBr/H₂O, as correntes 19 (saída do condensador) e 22 (saída do evaporador) são consideradas líquido e vapor saturado, respectivamente;
- No sistema NH₃/H₂O, a corrente 19 é considerada líquido saturado enquanto a corrente 22 é considerada líquido-vapor saturado;
- As correntes 10 (saída do absorvedor) e 13 (saída do gerador) são consideradas líquido saturado;
- No sistema NH₃/H₂O, as correntes de entrada (16), saída (18) e refluxo (17) do retificador são consideradas líquido, vapor e vapor saturado (HEROLD *et al.*, 2016);
- No sistema LiBr/H₂O, a temperatura do refrigerante (T_{18}) é considerada igual à temperatura da solução rica no ponto de saturação ($T_{12,sat}$) (HEROLD *et al.*, 2016);
- As efetividades do SHX e RHX são consideradas 80%;
- O processo de expansão nas válvulas é considerado adiabático;
- Quedas de pressão no interior dos equipamentos e tubulações do SRA e HDH são consideradas desprezíveis;
- A potência requerida para bombeamento das utilidades frias (água salobra) e ar a ser refrigerado é desprezada;

- A umidade relativa do ar no HDH é de 90% (SHARQAWY *et al.*, 2014);
- A energia gasta nos sopradores do sistema HDH e no bombeamento da água salobra não é considerada na análise;
- Considera-se que a temperatura de saída da água condensada no desumidificador é igual à média da temperatura de orvalho do ar úmido (T_{36}) e da temperatura de bulbo seco do ar seco (T_{37}) (NARAYAN *et al.*, 2010);
- A salinidade da água salobra é considerada $3,535 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$ (FERREIRA *et al.*, 2017);
- A temperatura de exaustão dos gases de combustão (T_8) é considerada $10 \text{ }^\circ\text{C}$ maior do que a temperatura de saída da água salobra do aquecedor (T_{34});
- O ambiente de referência adotado possui temperatura de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e pressão de $101,325 \text{ kPa}$;
- A umidade absoluta do estado de referência é obtida a $25 \text{ }^\circ\text{C}$, $101,325 \text{ kPa}$ e umidade relativa de 100% (GHASIRAD *et al.*, 2021);
- Para o cálculo de exergia química das soluções $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ e $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ foi considerado coeficiente de atividade não unitário;
- São consideradas apenas exergias químicas e físicas no cálculo da exergia das correntes, desconsiderando exergias potenciais e cinéticas;
- É especificada a carga de refrigeração em 12 kW e a quantidade de biogás disponível $0,0226 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ para queima;
- O ar a ser refrigerado tem a mesma composição do ar de alimentação da turbina;

Na Tabela 4.1 são apresentados os parâmetros de entrada requeridos pelos dois modelos dos sistemas de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ e $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Tais valores foram selecionados com base em trabalhos da literatura.

4.3 Ferramenta computacional

Para resolução das equações do modelo, foi utilizado o Engineering Equation Solver (EES). Sua escolha se dá especialmente por sua ampla biblioteca de sub-rotinas para o cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte que, aliado à sua capacidade de resolução de equações, o torna uma alternativa competitiva dentre as diversas opções disponíveis. Como um complemento a isso, o EES é capaz de gerar gráficos, realizar regressões lineares e não-lineares, otimização, além de possibilitar a execução de estudos paramétricos e de ser capaz de se conectar com outros programas e linguagens de programação como o MATLAB e o Python via Troca

Tabela 4.1: Parâmetros de entrada dos sistemas de trigerção com SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O e seus respectivos valores.

Parâmetros comuns aos dois sistemas	Valores		Ref.
Vazão mássica de biogás, \dot{m}_g (kg · s ⁻¹)	0,0226		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de entrada do compressor, T_1 (°C)	25		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de entrada da CC, T_3 (°C)	468		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de saída da CC, T_4 (°C)	763,4		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de entrada do biogás, T_9 (°C)	25		Assumidos neste trabalho.
Eficiência isentrópica do compressor, η_{comp}	0,85		Gimelli e Sannino (2018)
Eficiência isentrópica da turbina, η_{turb}	0,85		Gimelli e Sannino (2018)
Razão das pressões, $RP = P_1/P_2$	3,22		Gimelli e Sannino (2018)
Pressão de entrada do compressor, P_1 (kPa)	101,325		Assumidos neste trabalho.
Pressão de saída do regenerador, P_6 (kPa)	101,325		Assumidos neste trabalho.
Pressão de entrada do biogás, P_9 (kPa)	440		Capstone (2020)
Capacidade de refrigeração, \dot{Q}_e (kW)	12		Assumidos neste trabalho.
Eficiência isentrópica da bomba, η_b	0,95		Assumidos neste trabalho.
Efetividade do trocador de calor da solução, ε_{shx}	0,8		Ghiasirad <i>et al.</i> (2021)
Temperatura de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	35		Rubio-Maya <i>et al.</i> (2012)
Temperatura de saída do gerador, T_{13} (°C)	85		Wonchala <i>et al.</i> (2014)
Temperatura de saída do condensador, T_{19} (°C)	40		Rubio-Maya <i>et al.</i> (2012)
Temperatura de saída do evaporador, T_{22} (°C)	5		Rubio-Maya <i>et al.</i> (2012)
Temperatura de entrada da utilidade fria*, $T_{24,26,28}$ (°C)	25		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de saída da utilidade fria*, $T_{25,27,29}$ (°C)	30		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de entrada do ar de refrigeração, T_{30} (°C)	16		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de saída do ar de refrigeração, T_{31} (°C)	10		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de entrada da água salobra, T_{32} (°C)	25		Assumidos neste trabalho.
Temperatura de saída do aquecedor, T_{34} (°C)	80		Rostamzadeh <i>et al.</i> (2018)
Razão das vazões mássicas de água e ar, MR	2,5		Rostamzadeh <i>et al.</i> (2018)
Salinidade da água salobra (g · kg ⁻¹)	3,535		Ferreira <i>et al.</i> (2017)
Efetividade do umidificador, ε_u	0,85		Rostamzadeh <i>et al.</i> (2018)
Efetividade do desumidificador, ε_d	0,85		Rostamzadeh <i>et al.</i> (2018)
Parâmetros específicos de cada sistema	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O	Ref.
Fração de vapor na saída do evaporador, Q_{22}	1	0,975	Herold <i>et al.</i> (2016)
Efetividade do trocador de calor do refrigerante, ε_{rhx}	-	0,8	Ghiasirad <i>et al.</i> (2021)
Fração mássica de NH ₃ na saída do retificador, x_{18}	-	0,9996	Herold <i>et al.</i> (2016)

*Água salobra de poço artesiano para resfriar o condensador, absorvedor e retificador.

Dinâmica de Dados (DDE, do inglês *Dynamic Data Exchange*) (MONTAGUD *et al.*, 2015; EL-SADI, 2018).

A resolução do sistema de equações no EES é realizada a partir do uso de uma variante do método de Newton voltado para resolução de equações não-lineares. Em complemento, é utilizada uma técnica de resolução de matrizes esparsas, com o objetivo de diminuir a carga computacional em computadores com menor capacidade, além da implementação do algoritmo de blocos de Tarjan (1972), que separa o conjunto de equações para reduzir a complexidade da resolução. Quanto à resolução de equações, outra vantagem do EES em relação a linguagens de programação comuns como MATLAB, FORTRAN ou Python é a possibilidade de escrever as equações em qualquer ordem, uma vez que o EES é capaz de reordenar as equações, o que facilita a escrita e o entendimento do código (KLEIN, 2018). Além disso, no EES é possível

estipular os parâmetros relativos à convergência da resolução das equações. Neste trabalho foram utilizados os valores padrões para esses parâmetros como especificado pela Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Valores utilizados para os parâmetros de convergência do EES.

Parâmetro	Valor
Nº de iterações	250
Erro relativo	$1 \cdot 10^{-6}$
Erro absoluto	$1 \cdot 10^{-9}$
Tempo de execução (s)	3600

4.4 Descrição dos fluidos de trabalho e correlações utilizadas

No EES, as propriedades termodinâmicas para o CH₄ e CO₂ são calculadas com base na correlação proposta por McBride (2002). Além disso, essa mesma correlação é utilizada para o cálculo das propriedades termodinâmicas do ar atmosférico. No caso da entropia é importante destacar que, quando há uma mistura de gases, é necessário corrigir o valor da entropia de cada componente puro levando em consideração a pressão parcial de cada gás. Para mistura de gases ideais, tal correção fica a cargo do segundo termo da Equação A.2.

Para a solução LiBr/H₂O, o EES utiliza a correlação LiBrSSC cujas equações foram descritas por Yuan e Herold (2005). Como a diferença de ponto de ebulição entre o LiBr e a H₂O é bastante grande, as correntes de refrigerante são consideradas água pura. No entanto, diferente do vapor de água presente no ar atmosférico e nos produtos de combustão, nesse caso não é possível considerar gases ideais. Para isso, no EES é utilizada a correlação IAPWS para o cálculo das propriedades (SAUL e WAGNER, 1987; WAGNER e PRUSS, 2002). Já para a mistura NH₃/H₂O são utilizadas as correlações apresentadas em Ibrahim e Klein (1993).

Devido à não idealidade dos fluidos de trabalho do SRA, especialmente LiBr/H₂O, que é solução aquosa de um eletrólito forte, o coeficiente de atividade, requerido para o cálculo da exergia química, não pode ser considerado unitário. Para calcular o coeficiente de atividade do LiBr e do H₂O foi utilizada a metodologia apresentada por Palacios-Bereche *et al.* (2012), que utiliza dados da correlação de Kim e Infante Ferreira (2006), descrita em maiores detalhes no Anexo B.2. No caso da solução NH₃/H₂O, foi utilizada o modelo *Non-Random Two Liquid* (NRTL) cujo equacionamento está presente no Anexo B.1 (RENON e PRAUSNITZ, 1968).

No HDH, os três fluidos envolvidos são a água salobra, o ar úmido e a água. No caso da água pura é também utilizada a correlação IAPWS (SAUL e WAGNER, 1987; WAGNER e PRUSS, 2002). Para o ar úmido, o EES disponibiliza uma sub-rotina que calcula as proprieda-

des combinando a correlação de Lemmon *et al.* (2000), para o ar, e de Hyland e Wexler (1983), para a água. Por fim, para a água salobra é utilizada a correlação descrita em Nayar *et al.* (2016) e Sharqawy *et al.* (2010).

É importante ressaltar que os SRA requerem o uso de utilidades frias no absorvedor, condensador e retificador, além da corrente de ar que é resfriada no evaporador. Quanto ao ar a ser refrigerado, foi considerado uma corrente de composição igual à do ar utilizado na turbina, entrando a 16 °C e saindo a 10 °C, a 101,325 kPa. No caso da utilidade fria, foi utilizada uma corrente de água salobra proveniente de um poço artesiano a 25 °C, 101,325 kPa e salinidade de 3,535 g · kg⁻¹. A escolha da água salobra serve para evitar a necessidade de construção de uma torre de resfriamento, já que a água pode ser direcionada ao tratamento junto à salmoura.

4.5 Análise do desempenho termodinâmico

O desempenho termodinâmico do sistema de trigeriação foi determinado com base nas análises energética e exérgica, que por sua vez, são baseadas nos balanços de massa, energia e exergia, definidos no Capítulo 2. A seguir é apresentado o equacionamento para a análise energética e exérgica de cada um dos ciclos que compõe os sistemas de trigeriação.

4.5.1 Turbina a gás

A Equação 4.1 apresenta a expressão para o cálculo da eficiência térmica da turbina a gás (ciclo de Brayton), com base na Equação 2.1.

$$\eta_{\text{brayton}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{comp}}}{\dot{n}_9 LHV_9} \quad (4.1)$$

Em que \dot{W}_{turb} é o trabalho realizado pela turbina, \dot{W}_{comp} é o trabalho consumido pelo compressor, \dot{n}_9 é a vazão molar de biogás, em kmol · s⁻¹, e LHV_9 é o poder calorífico inferior (do inglês *Lower Heating Value*), cujo valor calculado no EES é de 481.508 kJ · kmol⁻¹ para o biogás com composição molar de 60% CH₄ e 40% CO₂.

Quanto à análise exérgica, a Tabela 4.3 apresenta as equações utilizadas para o cálculo da exergia destruída e eficiência exérgica de cada equipamento. Para o cálculo da exergia química (ex_m^{qui}), em kJ · kg⁻¹, foi considerado coeficiente de atividade unitário (Equação 4.2). Na Tabela 4.4 são apresentados os valores de exergia química padrão ($ex_j^{\text{qui},0}$) para cada substâncias, de acordo com o modelo de Ahrendts (1977) (BEJAN *et al.*, 1996).

Tabela 4.3: Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo componente do ciclo de Brayton.

Equipamento	Exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$)	Eficiência Exergética (ψ_k)
Compressor	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{\text{comp}}$	$(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)/\dot{W}_{\text{comp}}$
Regenerador	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$(\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2)/(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)$
Câmara de Combustão	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_9$	$\dot{E}x_4/(\dot{E}x_3 + \dot{E}x_9)$
Turbina	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{W}_{\text{turb}}$	$\dot{W}_{\text{turb}}/(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5)$

$$ex_m^{\text{qui}} = (1/MM_m) \left(\sum_j x_j ex_j^{\text{qui},0} + RT_0 \sum_j x_j \ln x_j \right) \quad (4.2)$$

Tabela 4.4: Exergias químicas padrão ($ex_j^{\text{qui},0}$) para a j-ésima substância presente no ciclo de Brayton de acordo com Ahrendts (1977).

Substância	$ex_j^{\text{qui},0}$ (kJ · kmol ⁻¹)
N ₂	639
O ₂	3.951
CO ₂	14.176
H ₂ O _(g)	8.636
H ₂ O _(l)	45
CH ₄	824.348

Fonte: Bejan *et al.* (1996).

4.5.2 Sistema de refrigeração por absorção

A expressão utilizada para o cálculo do coeficiente de desempenho (COP) é apresentada pela Equação 4.3, em que \dot{Q}_e é a carga térmica do evaporador, \dot{Q}_g é a carga térmica do gerador e \dot{W}_b é o gasto energético da bomba.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \quad (4.3)$$

4.5.2.1 Solução LiBr/H₂O

A Tabela 4.5 apresenta as equações utilizadas para o cálculo das exergias destruídas e eficiências exergéticas de cada componente do sistema SRA LiBr/H₂O. Para o cálculo da parcela de composição da exergia química (2º termo da Eq. 2.8) foi considerado coeficiente de atividade não unitário, já que a solução de LiBr/H₂O contém um eletrólito forte e é bastante não ideal. O cálculo das atividades químicas ($a_j = y_j \gamma_j$) da água e do LiBr está presente no Anexo B.2 e foi realizado de acordo com Palacios-Bereche *et al.* (2012).

Tabela 4.5: Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo equipamento do SRA LiBr/H₂O.

Equipamento	Exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$)	Eficiência Exergética (ψ_k)
Absorvedor	$\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{24} + \dot{E}x_{15} - (\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{25})$	$(\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24})/(\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{10})$
Bomba	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} + \dot{W}_b$	$(\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10})/\dot{W}_b$
SHX	$(\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{14})$	$(\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11})/(\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14})$
Gerador	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_6 - (\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{18})$	$(\dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12})/(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7)$
VS	$\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_{15}/\dot{E}x_{14}$
Condensador	$\dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{26} - (\dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{19})$	$(\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26})/(\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19})$
VR	$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{21}$	$\dot{E}x_{21}/\dot{E}x_{19}$
Evaporador	$(\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{30}) - (\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{31})$	$(\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{31})/(\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{21})$

A Tabela 4.6 apresenta os valores de exergia química padrão ($ex_j^{qui,0}$) utilizados para o cálculo da parcela reacional da exergia química (1º termo da Eq. 2.8), dados fornecidos por Palacios-Bereche *et al.* (2012).

Tabela 4.6: Exergias químicas padrão ($ex_j^{qui,0}$) para a j-ésima substância do SRA LiBr/H₂O.

Substância	$ex_j^{qui,0}$ (kJ · kmol ⁻¹)
H ₂ O _(l)	900
LiBr	101.600

Fonte: Palacios-Bereche *et al.* (2012).

4.5.2.2 Solução NH₃/H₂O

A Tabela 4.7 apresenta as equações utilizadas para o cálculo dos parâmetros exergéticos do k-ésimo equipamento do SRA NH₃/H₂O. As equações são similares às apresentadas para o SRA LiBr/H₂O, com exceção do gerador, absorvedor e da válvula do refrigerante (VR), além da presença do retificador e do RHX.

Tabela 4.7: Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo equipamento do SRA NH₃/H₂O.

Equipamento	Exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$)	Eficiência Exergética (ψ_k)
Absorvedor	$\dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{24} + \dot{E}x_{15} - (\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{25})$	$(\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24})/(\dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{10})$
Bomba	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} + \dot{W}_b$	$(\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10})/\dot{W}_b$
SHX	$(\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{14})$	$(\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11})/(\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14})$
Gerador	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{17} - (\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{16})$	$(\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{17})/(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7)$
VS	$\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_{15}/\dot{E}x_{14}$
Retificador	$(\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{28}) - (\dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{29})$	$(\dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{28})/(\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18})$
Condensador	$\dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{26} - (\dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{19})$	$(\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26})/(\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19})$
VR	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$	$\dot{E}x_{21}/\dot{E}x_{20}$
RHX	$(\dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{22}) - (\dot{E}x_{20} + \dot{E}x_{23})$	$(\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{20})/(\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23})$
Evaporador	$(\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{30}) - (\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{31})$	$(\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{31})/(\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{21})$

No SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, foram também considerados coeficientes de atividade não unitários, calculados com base no modelo NRTL, como apresentado no Anexo B.1 (RENON e PRAUSNITZ, 1968). Quanto aos coeficientes requeridos pelo modelo (a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} e d_{ij}), estes foram obtidos a partir do programa Aspen Plus (versão 8.6).

Na Tabela 4.8 estão presentes os valores de exergia química padrão ($ex_j^{\text{qui},0}$) utilizados para o cálculo da parcela reacional da exergia química (1º termo da Eq. 2.8), de acordo com o modelo de Szargut *et al.* (1988).

Tabela 4.8: Exergias químicas padrão ($ex_j^{\text{qui},0}$) para j-ésima substância do SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Substância	$ex_j^{\text{qui},0}$ (kJ · kmol ⁻¹)
$\text{H}_2\text{O}_{(l)}$	900
NH_3	337.900

Fonte: Bejan *et al.* (1996).

4.5.3 Sistema de dessalinização HDH

A Equação 4.4 apresenta a expressão utilizada para o cálculo do *gained output ratio* (GOR), índice de desempenho termodinâmico utilizado para sistemas de dessalinização.

$$GOR = \frac{\dot{m}_{38} h_{fg}}{\dot{Q}_{aq}} \quad (4.4)$$

Em que \dot{Q}_{aq} é a carga térmica do aquecedor, \dot{m}_{38} é a vazão de água dessalinizada e h_{fg} é a entalpia latente de vaporização/condensação da água à T_{38} . A Tabela 4.9 apresenta as equações utilizadas para o cálculo dos parâmetros exergéticos do k-ésimo equipamento do HDH.

Tabela 4.9: Equações para o cálculo da exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$) e eficiência exergética (ψ_k) do k-ésimo componente do HDH.

Equipamento	Exergia destruída ($\dot{E}x_{d,k}$)	Eficiência Exergética (ψ_k)
Umificador	$\dot{E}x_{34} + \dot{E}x_{37} - (\dot{E}x_{35} + \dot{E}x_{36})$	$(\dot{E}x_{36} - \dot{E}x_{37})/(\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{35})$
Desumificador	$\dot{E}x_{32} + \dot{E}x_{36} - (\dot{E}x_{33} + \dot{E}x_{37} + \dot{E}x_{38})$	$(\dot{E}x_{33} + \dot{E}x_{38} - \dot{E}x_{32})/(\dot{E}x_{36} - \dot{E}x_{37})$
Aquecedor	$\dot{E}x_{33} + \dot{E}x_7 - (\dot{E}x_{34} + \dot{E}x_8)$	$(\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{33})/(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)$

Para o cálculo da exergia da água salobra ex_{as} foi utilizada a sub-rotina *SW_Exergy* do EES, que é função da temperatura e salinidade da corrente e do ambiente de referência, e retorna a exergia em $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Tal sub-rotina engloba as exergias física e química, como mostra a Equação 4.5.

$$ex_{as} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + (1 - 0,001SL)(\mu_{as,0}^{\text{SL}} - \mu_{as,0}^{\text{SL}_0}) + 0,001SL(\mu_{sal,0}^{\text{SL}} - \mu_{sal,0}^{\text{SL}_0}) \quad (4.5)$$

Em que SL é a salinidade da corrente, SL_0 é a salinidade do ambiente de referência, considerada $3,535 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\mu_{\text{as},0}^{\text{SL}}$ é o potencial químico da água salobra à T_0 e SL , $\mu_{\text{as},0}^{\text{SL}_0}$ é o potencial químico da água salobra à T_0 e SL_0 , $\mu_{\text{sal},0}^{\text{SL}}$ é o potencial químico do sal na solução à T_0 e SL e $\mu_{\text{sal},0}^{\text{SL}_0}$ é o potencial químico do sal na solução à T_0 e SL_0 . Para calcular as propriedades utilizadas foram utilizadas as correlações de Sharqawy *et al.* (2010) e Nayar *et al.* (2016).

Quanto ao ar úmido que circula entre o umidificador e o desumidificador, a Equação 4.6 foi utilizada para obter o valor de exergia por kg de ar seco, como descrito por Bejan (2016).

$$ex_i = (c_{p,\text{ar}} + \omega_i c_{p,\text{va}})T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1,608\omega_i)R_{\text{ar}}T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_{\text{ar}}T_0 \left[(1 + 1,608\omega_i) \ln \frac{1 + 1,608\omega_0}{1 + 1,608\omega_i} + 1,608\omega_i \ln \frac{\omega_i}{\omega_0} \right] \quad (4.6)$$

Na Equação 4.6 são considerados valores constantes para a capacidade calorífica do ar seco ($c_{p,\text{ar}}$), $1,003 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, e do vapor de água ($c_{p,\text{va}}$), $1,872 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, de forma a simplificar o cálculo (BEJAN, 2016). Ainda na Equação 4.6, R_{ar} é a constante universal dos gases por kg de ar seco ($0,287 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), ω_i é a umidade absoluta da i -ésima corrente e ω_0 é a umidade absoluta do ambiente de referência, adotada como a umidade absoluta do ar úmido à $25 \text{ }^\circ\text{C}$, $101,325 \text{ kPa}$ e na saturação.

Já a exergia da água dessalinizada foi calculada pela soma das exergias física e química (Equações 2.7 e 2.8), adotando o valor de $45 \text{ kJ} \cdot \text{kmol}^{-1}$ para a exergia química padrão da água (AHRENDTS, 1977).

4.5.4 Sistema de trigerção

Além dos índices de desempenho específicos para cada ciclos, também foram consideradas medidas de desempenho para o sistema de trigerção como um todo. Com base na análise de Primeira Lei e no conceito de eficiência (Eq. 2.1), é definido o Fator de Utilização de Energia (EUF, do inglês *Energy Utilization Factor*) (SANTO, 2014), como mostra a Equação 4.7.

$$EUF = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_e + \dot{m}_{38}h_{\text{fg}}}{\dot{n}_9LHV_9} \quad (4.7)$$

Quanto à análise de Segunda Lei, pode ser definida a eficiência exergética do sistema (ψ_{sys}), sendo a razão entre a exergia dos produtos pela exergia dos insumos (Equação 4.8), como descrito por Gholizadeh *et al.* (2020).

$$\psi_{\text{sys}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + (\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{30}) + \dot{E}x_{38}}{\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{32} + \dot{E}x_1} \quad (4.8)$$

Em que $\dot{E}x_{31}$ é a exergia do ar que sai do evaporador, $\dot{E}x_{30}$ é a exergia do ar que entra no evaporador, $\dot{E}x_{38}$ é a exergia da água dessalinizada, $\dot{E}x_9$ é a exergia do biogás, $\dot{E}x_{32}$ é a exergia da água salobra e $\dot{E}x_1$ é a exergia do ar de entrada do compressor.

Além disso, é também considerada como parâmetro de desempenho a taxa de destruição de exergia total ($\dot{E}x_{d,sys}$), calculada pela Equação 4.9.

$$\dot{E}x_{d,sys} = \sum_k \dot{E}x_{d,k} \quad (4.9)$$

4.6 Análise paramétrica

Neste trabalho, foram escolhidos parâmetros operacionais relacionados aos três ciclos que compõem o sistema de trigerção, como mostra a Tabela 4.10, que apresenta também as faixas analisadas para ambos os sistemas estudados.

Tabela 4.10: Parâmetros avaliados e suas faixas para ambos os sistemas estudados.

Parâmetro	Faixa	
	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
Vazão mássica de Biogás, \dot{m}_9 (kg · s ⁻¹)	0,005 - 0,035	0,005 - 0,035
Fração molar de CH ₄ no biogás, x_{CH_4}	0,4 - 0,99	0,4 - 0,99
Temperatura de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	35 - 44	35 - 42,5
Temperatura de saída do gerador, T_{13} (°C)	75 - 90	76,5 - 90
Temperatura de saída do condensador, T_{19} (°C)	35 - 48	35 - 45,5
Temperatura de saída do evaporador, T_{22} (°C)	1 - 6	1 - 6
Razão das vazões mássicas de água e ar do HDH, MR	0,5 - 4,5	0,5 - 4,5
Temperatura de saída do aquecedor, T_{34} (°C)	68 - 100	68 - 100
Efetividade do umidificador, ε_u	0,5 - 0,9	0,5 - 0,9
Efetividade do desumidificador, ε_d	0,5 - 0,9	0,5 - 0,9

As faixas apresentadas na Tabela 4.10 para as temperaturas foram escolhidas de forma que se evitasse cruzamento de temperatura nos trocadores de calor. No caso de T_{22} , foi necessário que a temperatura inferior fosse maior do que 0 °C para evitar o congelamento da água no SRA LiBr/H₂O. Quanto as demais variáveis, as faixas foram escolhidas com base em trabalhos da literatura com algumas modificações (NARAYAN *et al.*, 2010; SHARQAWY *et al.*, 2014; QASEM *et al.*, 2020; GHOLIZADEH *et al.*, 2020). É importante destacar que não foram analisadas variáveis do ciclo de Brayton, uma vez que neste trabalho, este ciclo representa microturbinas comerciais, cujos parâmetros internos são preestabelecidos pelos fabricantes.

Os índices de desempenho foram escolhidos de forma a abranger as análises energética e exergética, sendo eles o EUF, a vazão de água dessalinizada (\dot{m}_{38}), a eficiência exergética (ψ) e a taxa de destruição de exergia ($\dot{E}x_d$).

Nesse trabalho, para realizar os cálculos e geração de gráficos paramétricos foi utilizado o Python integrado ao EES. Apesar de o EES possuir uma ferramenta voltada para análises paramétricas, a vantagem na utilização do Python se dá na automação dos cálculos e geração de gráficos, já que a criação de tabelas e gráficos paramétricos é bastante manual no EES, o que reduz a produtividade e eleva as chances de erros. O código referente a esta etapa está presente em github.com/Arthurpmrs/dissertacao-scripts.

Na Figura 4.3 é apresentado um resumo da metodologia empregada no presente trabalho na forma de fluxograma.

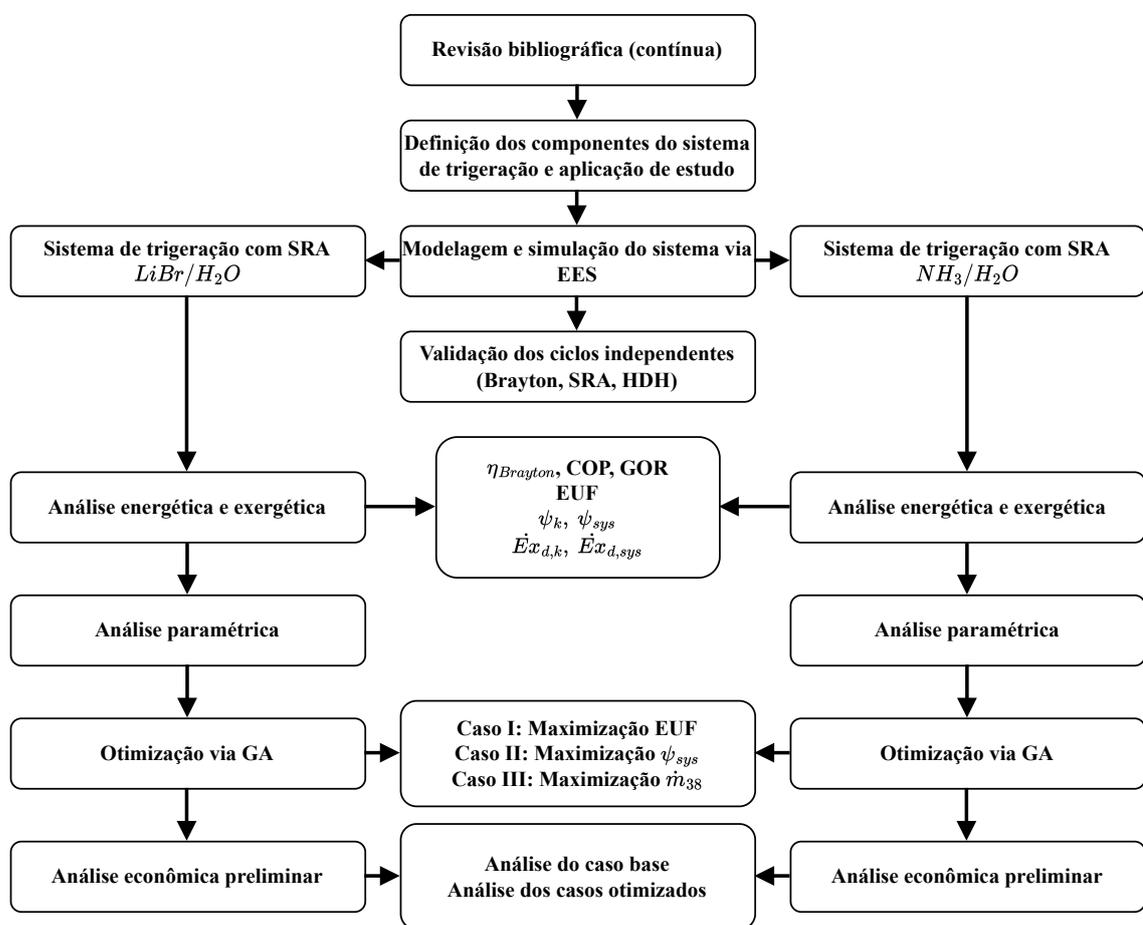


Figura 4.3: Fluxograma da metodologia empregada.

5 VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES

Neste capítulo é apresentada a validação dos modelos termodinâmicos referentes aos sistemas de trigeriação com base em dados provenientes da literatura aberta. Inicialmente, é descrita a metodologia utilizada para validar os modelos e, em seguida, são apresentados os resultados da validação para os dois sistemas de trigeriação.

5.1 Metodologia

A etapa de validação das simulações é importante para garantir que os modelos termodinâmicos construídos com base nos balanços de massa e energia estejam corretos e produzam resultados próximos aos de sistemas reais. Neste trabalho, a validação dos sistemas de trigeriação foi feita validando isoladamente cada um dos três subsistemas que os compõem, mais especificamente o ciclo de Brayton, os SRA, LiBr/H₂O e NH₃/H₂O, e o HDH. Para comparar os dados dos modelos com os apresentados pela literatura, a Equação 5.1 foi empregada.

$$\text{Desvio (\%)} = \frac{|\text{Este trabalho} - \text{Referência}|}{\text{Referência}} \cdot 100\% \quad (5.1)$$

Como o modelo do ciclo de Brayton utilizado visa representar uma associação em paralelo de microturbinas a gás da marca Capstone modelo C30, foi utilizado para validação a Referência Técnica fornecida pelo fabricante (CAPSTONE, 2006). Para os demais ciclos buscou-se comparar os resultados das simulações com os dados apresentados por trabalhos que empregaram simulações ou, quando possível, trabalhos que apresentaram dados experimentais.

5.2 Resultados e Discussão

5.2.1 Turbina a gás

A Tabela 5.1 apresenta as variáveis de entrada do ciclo de Brayton e seus valores selecionados. Destaca-se que o documento de referência técnica das microturbinas C30 não fornece todos os dados de entrada requeridos pelo modelo. Portanto, valores para os dados faltosos foram considerados ou buscados na literatura. No caso das temperaturas de entrada (T_3) e saída (T_4) da câmara de combustão, foi utilizada a ferramenta de otimização básica do EES, baseada em Algoritmo Genético, para estimar valores que minimizassem o desvio em relação às variá-

veis de saída. Como ponto de partida para esse processo foi utilizada uma faixa de valores de T_4 apresentada por Gimelli e Sannino (2018).

Tabela 5.1: Variáveis de entrada do modelo do ciclo de Brayton e seus valores considerados.

Entrada	Valor	Observação
Trabalho líquido, \dot{W}_{net} (kW)	30	Apresentado por Capstone (2006)
T. de entrada do compressor, T_1 (°C)	25	Considerado pelo autor
T. de entrada da CC, T_3 (°C)	468	Valor estimado via otimização
T. de entrada da turbina, T_4 (°C)	763,4	Valor estimado via otimização
T. de entrada do biogás, T_9 (°C)	25	Considerado pelo autor
Razão das pressões, $RP = P_2/P_1$	3,22	Dentro da faixa apresentada por Gimelli e Sannino (2018)
Eficiência isentrópica do compressor, ε_c (%)	85	Considerado pelo autor
Eficiência isentrópica da turbina, ε_t (%)	85	Considerado pelo autor
Queda de pressão na CC (%)	5	De acordo com Bejan <i>et al.</i> (1996)
Queda de pressão no regenerador (Ar) (%)	5	De acordo com Bejan <i>et al.</i> (1996)
Queda de pressão no regenerador (Gás) (%)	3	De acordo com Bejan <i>et al.</i> (1996)
Pressão de alimentação do biogás, P_9 (kPa)	440	Apresentado por Capstone (2006)

Como variáveis de saída para comparação foram utilizadas a eficiência térmica ($\eta_{brayton}$), a vazão mássica de combustível (\dot{m}_9), nesse caso o biogás, a vazão de gases de exaustão (\dot{m}_6) e a temperatura do gases de exaustão (T_6). Como não é fornecida diretamente a vazão de biogás no documento de referência, foi necessário calculá-la a partir do valor fornecido da vazão de combustível baseada no LHV, em $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$, valor independente do combustível. Para obter a vazão de biogás basta utilizar a Equação 5.2, em que \dot{m}_9 está em $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, $MM_{biogás}$ é a massa molar do biogás, $27,23 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$, e $LHV_{biogás}$ foi calculado como $481.508 \text{ kJ} \cdot \text{kmol}^{-1}$, considerando composição molar 60% CH_4 e 40% CO_2 . A Tabela 5.2 apresenta a comparação entre os resultados da simulação e os dados da referência técnica do fabricante.

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_{LHV} MM_{biogás}}{3600 LHV_{biogás}} \quad (5.2)$$

Tabela 5.2: Comparação entre os valores das variáveis de saída do modelo e dos fornecidos pela Referência Técnica (CAPSTONE, 2006).

Saídas	Este Trabalho	Referência	Desvio (%)
Eficiência térmica, $\eta_{brayton}$ (%)	26,14	26	0,54
Vazão de combustível, \dot{m}_9 ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	0,006489	0,006519	0,46
Vazão mássica do gás de exaustão, \dot{m}_6 ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	0,3134	0,31	1,10
Temperatura de exaustão, T_6 (°C)	275,3	275	0,11

Como pode ser observado na Tabela 5.2, os valores do desvio entre as variáveis de saída são pequenos, especialmente se tratando de dados medidos e apresentados pelo fabricante. Portanto, é possível dizer que o modelo foi construído corretamente e pode ser utilizado para a modelagem e estudo dos sistemas de trigerção.

5.2.2 Sistema de refrigeração por absorção LiBr/H₂O

No caso da simulação do SRA LiBr/H₂O foram utilizados para validação os resultados de Rubio-Maya *et al.* (2012), devido à similaridade entre os sistemas e pela disponibilidade de dados para comparação. Na Tabela 5.3 estão presentes as variáveis de entrada requeridas pelo modelo e os respectivos valores retirados da referência citada.

Tabela 5.3: Variáveis de entrada do modelo referente ao SRA LiBr/H₂O.

Entrada	Valor
Capacidade de Refrigeração, \dot{Q}_e (kW)	201,29
Temperatura de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	35,51
Temperatura de saída do gerador (Sol.), T_{13} (°C)	84,86
Temperatura de saída do gerador (Refri.), T_{18} (°C)	84,86
Temperatura de saída do condensador, T_{19} (°C)	39,85
Temperatura de saída do evaporador, T_{22} (°C)	8,67
Temperatura de entrada da utilidade quente, T_6 (°C)	100,00
Temperatura de saída da utilidade quente, T_7 (°C)	100,00
Temperatura de entrada da utilidade fria (Abs.), T_{24} (°C)	27,00
Temperatura de saída da utilidade fria (Abs.), T_{25} (°C)	30,38
Temperatura de entrada da utilidade fria (Cond.), T_{26} (°C)	30,38
Temperatura de saída da utilidade fria (Cond.), T_{27} (°C)	33,00
Temperatura de entrada da água de refrigeração, T_{30} (°C)	20,00
Temperatura de saída da água de refrigeração, T_{31} (°C)	12,00
Eficiência da Bomba, η_b (%)	100,00
Efetividade do SHX, ε_{shx} (%)	70,70

Fonte: Rubio-Maya *et al.* (2012).

Como variáveis de saída para comparação foram utilizados os valores do COP, das temperaturas (T_i), pressões (P_i), frações mássicas de LiBr (x_i) e vazões mássicas (\dot{m}_i) da i -ésima corrente do sistema, além das cargas térmicas do condensador (\dot{Q}_c), do gerador (\dot{Q}_g) e do absorvedor (\dot{Q}_a). As Tabelas 5.4 e 5.5 apresentam a comparação entre os dados de saída e propriedades do presente modelo e aqueles apresentados por Rubio-Maya *et al.* (2012).

Observando a Tabela 5.4, percebe-se que há divergências significativas nas temperaturas 15 e 21. No caso de T_{15} , referente à saída da válvula da solução, a diferença pode estar associada à limitação da correlação utilizada pelos autores para o cálculo das propriedades termodinâmicas da solução LiBr/H₂O, ou seja, pode ter sido desconsiderada a vaporização de parte da água devido à diminuição da pressão. Já para a T_{21} , é possível que tenha havido um erro de digitação na redação do trabalho, pois a temperatura de um fluido puro como a água na saída de uma válvula de expansão deve diminuir, considerando que a válvula é adiabática.

A partir da Tabela 5.5 percebe-se que cargas térmicas e o COP também estão de acordo com os valores encontrados na referência, apresentando desvios menores que 1%.

Tabela 5.4: Comparação entre temperaturas, pressões, frações mássicas de LiBr e vazões mássicas do sistema simulado com os apresentados por Rubio-Maya *et al.* (2012).

Correntes	Temperatura (°C)			Pressão (kPa)			Fração Mássica LiBr			Vazão Mássica (kg · s ⁻¹)		
	Atual	Referência	Desvio (%)	Atual	Referência	Desvio (%)	Atual	Referência	Desvio (%)	Atual	Referência	Desvio (%)
10	35,51	35,51	0,00	1,123	1,12	0,27	0,5341	0,5307	0,64	0,7452	0,745	0,03
11	35,51	35,51	0,01	7,323	7,35	0,37	0,5341	0,5307	0,64	0,7452	0,745	0,03
12	63,93	64,32	0,60	7,323	7,35	0,37	0,5341	0,5307	0,64	0,7452	0,745	0,03
13	84,86	84,86	0,00	7,323	7,35	0,37	0,6035	0,5996	0,65	0,6595	0,659	0,08
14	49,97	49,97	0,00	7,323	7,35	0,37	0,6035	0,5996	0,65	0,6595	0,659	0,08
15	48,77	49,97	2,41	1,123	1,12	0,27	0,6035	0,5996	0,65	0,6595	0,659	0,08
18	84,86	84,86	0,00	7,323	7,35	0,37	0	0	0,00	0,08567	0,086	0,38
19	39,85	39,85	0,00	7,323	7,35	0,37	0	0	0,00	0,08567	0,086	0,38
21	8,67	39,85	78,24	1,123	1,12	0,27	0	0	0,00	0,08567	0,086	0,38
22	8,67	8,67	0,00	1,123	1,12	0,27	0	0	0,00	0,08567	0,086	0,38
6	100,00	100	0,00	101,32	101,32	0,00				0,1141	0,115	0,78
7	100,00	100	0,00	101,32	101,32	0,00				0,1141	0,115	0,78
24	27,00	27	0,00	100	100	0,00				17,35	17,488	0,79
25	30,38	30,38	0,00	100	100	0,00				17,35	17,488	0,79
26	30,38	30,38	0,00	100	100	0,00				19,48	19,451	0,15
27	33,00	33	0,00	100	100	0,00				19,48	19,451	0,15
30	20,00	20	0,00	100	100	0,00				6,014	6,01	0,07
31	12,00	12	0,00	100	100	0,00				6,014	6,01	0,07

Tabela 5.5: Comparação entre os valores de COP e cargas térmicas do absorvedor, gerador e condensador do sistema simulado com os apresentados por Rubio-Maya *et al.* (2012).

Saída	Atual	Referência	Erro (%)
Carga térmica do condensador, \dot{Q}_c (kW)	213,46	213,37	0,04
Carga térmica do gerador, \dot{Q}_g (kW)	257,51	259,55	0,79
Carga térmica do absorvedor, \dot{Q}_a (kW)	245,32	247,47	0,87
COP	0,7817	0,7755	0,80

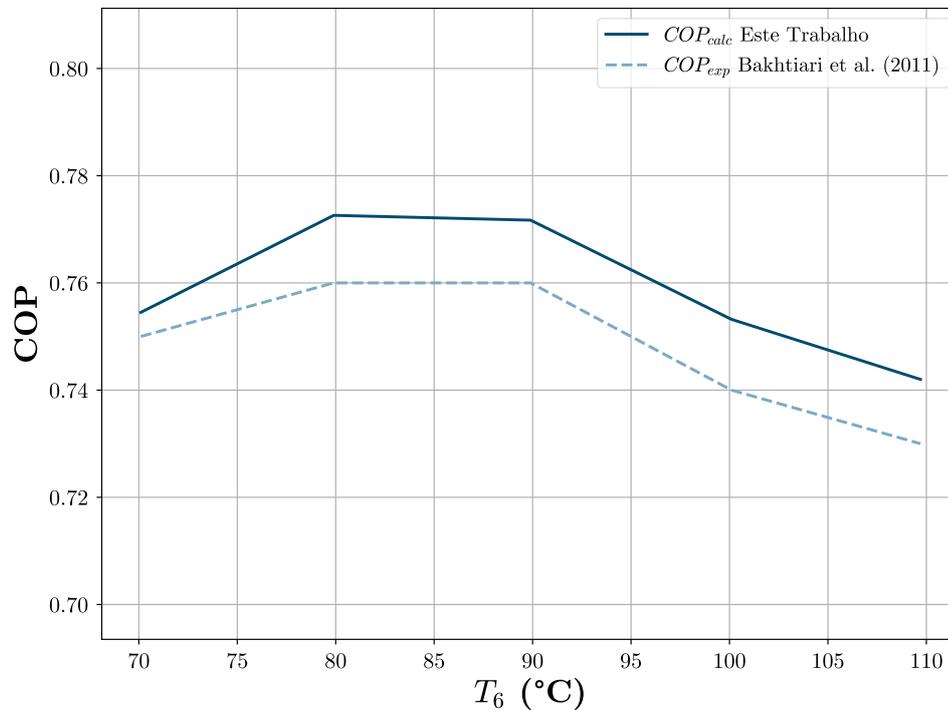
Além da comparação com os resultados de outro modelo LiBr computacional publicado na literatura, buscou-se também validar o SRA LiBr/H₂O com dados experimentais publicados. Para isso, foi selecionado o artigo de Bakhtiari *et al.* (2011) que apresenta dados de 5 experimentos em um protótipo construído na Escola Politécnica de Montreal. No entanto, assim como observado em outros artigos experimentais, não foram fornecidos todos os dados de entrada requeridos. Portanto, para obter resultados e realizar a comparação foi necessário que as temperaturas do absorvedor (T_{10}), gerador (T_{13}), condensador (T_{19}) e evaporador (T_{22}), além da efetividade do SHX, fossem consideradas. O valor considerado para a efetividade foi de 80%. Já para as temperaturas, a escolha se deu de forma a reduzir o desvio do COP, tentando seguir a tendência apresentada pelas temperaturas das utilidades dos respectivos equipamentos. A Tabela 5.6 apresenta os dados de entrada utilizados.

Na Figura 5.1 são apresentados os valores de COP em função da temperatura de entrada da utilidade quente (T_6) obtido pelo modelo construído nesse trabalho, além dos valores experimentais fornecidos por Bakhtiari *et al.* (2011). Percebe-se pelo gráfico que o COP simulado reflete o mesmo comportamento do COP experimental, sendo visivelmente maior em todos os casos, o que é esperado, uma vez que o modelo considera que os equipamentos do sistema são adiabáticos, quando na prática não são.

Tabela 5.6: Variáveis de entrada do SRA LiBr/H₂O fornecidas por Bakhtiari *et al.* (2011) e consideradas.

Entrada	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 4	Exp. 5
Temperatura de saída do absorvedor*, T_{10} (°C)	32,0	33,0	33,0	38,0	38,0
Temperatura de saída do gerador*, T_{13} (°C)	62,0	68,0	69,0	85,0	86,0
Temperatura de saída do condensador*, T_{19} (°C)	34,0	36,0	38,0	45,0	45,0
Temperatura de saída do evaporador* T_{22} (°C)	9,0	8,0	9,0	9,0	8,0
Efetividade do SHX*, ε_{shx}	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Temperatura de entrada da utilidade quente, T_6 (°C)	70,1	79,9	89,9	100,1	109,7
Temperatura de saída da utilidade quente, T_7 (°C)	63,2	70,2	78,5	85,4	93,4
Temperatura de entrada da utilidade fria (Abs.), T_{24} (°C)	26,9	26,8	27,1	27,2	26,8
Temperatura de saída da utilidade fria (Abs.), T_{25} (°C)	30,2	31,6	32,8	35,0	35,7
Temperatura de entrada da utilidade fria (Cond.), T_{26} (°C)	30,2	31,6	32,8	35,0	35,7
Temperatura de entrada da água de refrigeração, T_{30} (°C)	18,3	19,8	21,0	22,4	22,8
Temperatura de saída da água de refrigeração, T_{31} (°C)	14,8	14,9	15,2	15,1	14,9
Capacidade de refrigeração, \dot{Q}_e (kW)	7,3	10,2	12,1	15,2	16,5

*Valores considerados pelo autor.

**Figura 5.1:** Valores de COP em função de T_6 obtidos a partir do modelo em comparação com valores experimentais fornecidos por Bakhtiari *et al.* (2011).

5.2.3 Sistema de refrigeração por absorção NH₃/H₂O

A validação do modelo construído para o SRA NH₃/H₂O foi realizada por comparação aos dados fornecidos por Chen *et al.* (2017). Na Tabela 5.7 são apresentados os parâmetros de entrada do modelo em concordância com a referência utilizada.

Assim como feito para o SRA LiBr/H₂O, foram selecionados para comparação os valores do COP, das temperaturas (T_i), pressões (P_i), frações mássicas de NH₃ (x_i) e vazões mássicas

Tabela 5.7: Variáveis de entrada do modelo referente ao SRA NH₃/H₂O.

Entrada	Valor
Vazão mássica de saída do retificador, \dot{m}_{18} (kg · s ⁻¹)	1
Temperatura de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	30
Temperatura de saída do gerador (Sol.), T_{13} (°C)	150
Temperatura de saída do condensador, T_{19} (°C)	30
Temperatura de saída do evaporador, T_{22} (°C)	-30
Eficiência da bomba, η_b	0,85
Efetividade do SHX, ε_{shx}	0,9166
Efetividade do RHX, ε_{rhx}	0,8437
Fração mássica de NH ₃ na saída do retificador, x_{18}	0,998
Fração de vapor na saída do absorvedor, Q_{10}	0
Fração de vapor na saída do gerador (Sol.), Q_{13}	0
Fração de vapor na entrada do retificador, Q_{16}	1
Fração de vapor da saída do retificador (Refluxo), Q_{17}	0
Fração de vapor na saída do retificador, Q_{18}	1
Fração de vapor na saída do condensador, Q_{19}	0
Fração de vapor na saída do evaporador, Q_{22}	0,95
Razão de refluxo mínima, R_{min}	0,1395

Fonte: Chen *et al.* (2017).

(\dot{m}_i) da i -ésima corrente do sistema, além do trabalho da bomba (\dot{W}_b) e das cargas térmicas do evaporador (\dot{Q}_e), do condensador (\dot{Q}_c), do gerador (\dot{Q}_g), do absorvedor (\dot{Q}_a), do SHX (\dot{Q}_{shx}) e do RHX (\dot{Q}_{rhx}). Nas Tabelas 5.8 e 5.9 foram apresentadas as comparações entre os parâmetros do presente modelo e aqueles apresentados por Chen *et al.* (2017).

Tabela 5.8: Comparação entre temperaturas, pressões, frações mássicas de NH₃ e vazões mássicas do sistema simulado com os apresentados por Chen *et al.* (2017).

Correntes	Temperatura (°C)			Pressão (kPa)			Fração mássica de NH ₃			Vazão mássica (kg · s ⁻¹)		
	Atual	Referência	Desvio (%)	Atual	Referência	Desvio (%)	Atual	Referência	Desvio (%)	Atual	Referência	Desvio (%)
10	30,00	30	0,00	115,3	115,3	0,00	0,3143	0,3143	0,00	4,887	4,89	0,06
11	30,10	30,1	0,00	1165	1165	0,00	0,3143	0,3143	0,00	4,887	4,89	0,06
12	109,30	109,3	0,00	1165	1165	0,00	0,3143	0,3143	0,00	4,887	4,89	0,06
13	150,00	150	0,00	1165	1165	0,00	0,1384	0,1384	0,00	3,887	3,89	0,08
14	40,10	40,1	0,00	1165	1165	0,00	0,1384	0,1384	0,00	3,887	3,89	0,08
15	40,32	40,32	0,00	115,3	115,3	0,00	0,1384	0,1384	0,00	3,887	3,89	0,08
16	109,30	109,5	0,18	1165	1165	0,00	0,913	0,9123	0,08	1,14	1,14	0,00
17	109,30	109,5	0,18	1165	1165	0,00	0,3034	0,3025	0,30	0,1395	0,14	0,36
18	49,92	49,59	0,67	1165	1165	0,00	0,998	0,998	0,00	1	1	0,00
19	30,00	30	0,00	1165	1165	0,00	0,998	0,998	0,00	1	1	0,00
20	-9,33	-9,333	-0,01	1165	1165	0,00	0,998	0,998	0,00	1	1	0,00
21	-30,69	-30,69	0,00	115,3	115,3	0,00	0,998	0,998	0,00	1	1	0,00
22	-30,00	-30	0,00	115,3	115,3	0,00	0,998	0,998	0,00	1	1	0,00
23	20,62	20,62	0,00	115,3	115,3	0,00	0,998	0,998	0,00	1	1	0,00

Com base nas tabelas é possível dizer que o modelo do SRA NH₃/H₂O utilizado apresenta resultados bastante próximos aos dados de saída e propriedades da referência, com desvios menores que 1%. Destaca-se que tal resultado era esperado, uma vez que o modelo de Chen *et al.* (2017) também utilizou o EES e seus pacotes termodinâmicos. Contudo, mesmo sendo esperados, tais resultados servem para garantir que o modelo computacional foi construído corretamente.

Tabela 5.9: Comparação entre o COP, trabalho da bomba e cargas térmicas do evaporador, absorvedor, gerador, condensador, SHX e RHX do modelo atual com os de Chen *et al.* (2017).

Saídas	Atual	Referência	Desvio (%)
Carga térmica do evaporador, \dot{Q}_e (kW)	1203,0	1202,0	0,08
Carga térmica do condensador, \dot{Q}_c (kW)	1211,0	1203,0	0,67
Carga térmica do gerador, \dot{Q}_g (kW)	2396,0	2397,0	0,04
Carga térmica do absorvedor, \dot{Q}_a (kW)	1965,0	1963,0	0,10
Trabalho da bomba, \dot{W}_b (kW)	6,8	6,8	0,00
Carga térmica do SHX, \dot{Q}_{shx} (kW)	1839,0	1839,0	0,00
Carga térmica do RHX, \dot{Q}_{rhx} (kW)	183,9	182,6	0,71
COP	0,5009	0,5000	0,18

Para complementar a validação do SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, os resultados do modelo foram comparados com dados experimentais apresentados por Maradiaga (2013). O sistema apresentado pelo autor é ligeiramente diferente do estudado no presente trabalho, uma vez que não possui o RHX. Por isso, o modelo atual foi modificado para se tornar o mais próximo possível daquele estudado na referência. A Tabela 5.10 apresenta as variáveis de entrada do modelo e os valores fornecidos, além da eficiência da bomba (η_b) e da efetividade do SHX (ε_{shx}) que foram considerados. Já a Tabela 5.11 apresenta a comparação entre os valores de saída do modelo e dados experimentais da referência utilizada.

Tabela 5.10: Variáveis de entrada do SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ fornecidas por Maradiaga (2013) e assumidas.

Entradas	Valor
Temperatura de saída do absorvedor, T_{11} (°C)	29,6
Temperatura de saída do gerador (Sol.), T_{13} (°C)	70,5
Pressão alta, P_H (kPa)	1254
Pressão baixa, P_L (kPa)	457
Eficiência da bomba*, η_b	0,7
Efetividade do SHX*, ε_{shx}	0,8
Carga térmica do gerador, \dot{Q}_g (kW)	15,55

*Valores assumidos.

Tabela 5.11: Comparação entre o COP, trabalho da bomba, cargas térmicas do evaporador, absorvedor, condensador e T_{19} do modelo atual com os de Maradiaga (2013).

Saídas	Atual	Referência	Desvio (%)
Carga térmica do evaporador, \dot{Q}_e (kW)	9,698	8,52	13,83
Carga térmica do condensador, \dot{Q}_c (kW)	10,35	10,73	3,54
Carga térmica do absorvedor, \dot{Q}_a (kW)	14,26	13,45	6,02
Trabalho da bomba, \dot{W}_b (kW)	0,1046	0,12	12,83
COP	0,6195	0,54	14,72
Temperatura de saída do condensador, T_{19} (°C)	32,44	32,7	0,80

Observando os resultados da Tabela 5.11 é possível perceber que a maioria das variáveis de saída apresentou desvio considerável. Não obstante, por se tratar de dados experimentais, tal discrepância é esperada, uma vez que o modelo utilizado nesse trabalho faz uma série de considerações, uma delas sendo equipamentos adiabáticos, ou seja, não foram contabilizadas as perdas de energia para o ambiente. Além disso, é possível que tenha havido desvios relacionados ao procedimento experimental.

5.2.4 Sistema de dessalinização umidificação-desumidificação

Quanto ao HDH, foram utilizados para validação dados fornecidos por Rostamzadeh *et al.* (2018), cujo trabalho aborda a integração de um sistema HDH com uma bomba de calor. Na Tabela 5.12 foram apresentadas as variáveis de entrada do modelo e seus respectivos valores retirados da referência utilizada.

Tabela 5.12: Variáveis de entrada do modelo referente ao sistema HDH.

Entradas	Valor
Temperatura de entrada do desumidificador (Água Salobra), T_{32} (°C)	25
Temperatura de entrada do umidificador (Água Salobra), T_{34} (°C)	80
Salinidade ($\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$)	30
Efetividade do umidificador, ε_u	0,85
Efetividade do desumidificador, ε_d	0,85
Vazão mássica de água pura, \dot{m}_{38} ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	0,6095
Umidade relativa do ar de saída do umidificador, ϕ_{36}	0,9
Umidade relativa do ar de entrada do umidificador, ϕ_{37}	0,9
Pressões do sistema, P_{HDH} (kPa)	101,325
Razão das vazões mássicas de ar e água, MR	2,5

Fonte: Rostamzadeh *et al.* (2018).

Como variáveis de saída foram selecionados o GOR, a carga térmica do aquecedor (\dot{Q}_{aq}), as temperaturas (T_i), entalpias específicas na base mássica (h_i), entropias específicas na base mássica (s_i) e vazões mássicas (\dot{m}_i) da i -ésima corrente do sistema. As Tabelas 5.13 e 5.14 apresentam os valores dos parâmetros obtidos no presente trabalho em comparação aos fornecidos por Rostamzadeh *et al.* (2018).

Tabela 5.13: Comparação entre temperaturas, vazões mássica, entalpias e entropias do presente modelo com os apresentados por Rostamzadeh *et al.* (2018).

Correntes	Temperatura (°C)				Vazão mássica ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)				Entalpia ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)				Entropia ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)			
	Atual	Referência	Desvio (%)		Atual	Referência	Desvio (%)		Atual	Referência	Desvio (%)		Atual	Referência	Desvio (%)	
32	25,00	25	0,00		11,8218	11,82	0,02		99,77	99,77	0,00		0,3498	0,3498	0,00	
33	58,61	58,6	0,02		11,8218	11,82	0,02		234,40	234,4	0,00		0,7779	0,7779	0,00	
34	80,00	80	0,00		11,8218	11,82	0,02		320,50	320,5	0,00		1,0290	1,029	0,00	
35	46,24	46,2	0,09		11,2123	11,21	0,02		184,30	184,3	0,00		0,6232	0,6233	0,02	
36	64,52	64,5	0,03		4,7287	4,73	0,03		518,70	518,8	0,02		7,2570	7,257	0,00	
37	40,23	40,2	0,07		4,7287	4,73	0,03		154,40	154,5	0,06		6,1330	6,133	0,00	
38	51,21	51,2	0,02		0,6095	0,6095	0,00		214,50	214,4	0,05		0,7193	0,7194	0,01	

Destaca-se que o autor não fornece o GOR do sistema de dessalinização isolado; ao invés disso, fornece o GOR do sistema integrado com a bomba de calor (GOR'). Portanto, foi necessário calcular o GOR isolado a partir da Equação 5.3, em que SW é o trabalho específico total fornecido pelos autores e definido como a razão entre a entalpia de vaporização da água pura ($h_{fg,38}$) e o GOR'. O resultado do cálculo e comparação com os valores da simulação realizada neste trabalho podem ser encontrados na Tabela 5.14.

$$GOR = \frac{\dot{m}_{38} h_{fg,38}}{\dot{Q}_{aq}} = \frac{\dot{m}_{38} \cdot SW \cdot GOR'}{\dot{Q}_{aq}} \quad (5.3)$$

Tabela 5.14: Comparação entre o GOR e carga térmica do aquecedor do presente modelo com os apresentados por Rostamzadeh *et al.* (2018).

Saídas	Atual	Referência	Desvio (%)
Carga térmica do aquecedor, \dot{Q}_{aq} (kW)	1017	1017,70	0,07
GOR	1,425	1,4247	0,02

A partir dos resultados apresentados nas Tabelas 5.13 e 5.14 é possível perceber que há boa concordância entre os valores obtidos e os valores publicados, sendo os desvios menores que 1%. Assim como ocorrido para o SRA NH₃/H₂O, tal concordância era esperada uma vez que Rostamzadeh *et al.* (2018) também utilizou o EES na modelagem de seu sistema. Mesmo assim, pode-se dizer a partir dos resultados que o modelo atual foi construído corretamente.

Em complemento à análise já realizada, foram utilizados dados experimentais, apresentados no trabalho de Hermsillo *et al.* (2012), para validar o sistema HDH. Nessa referência, foram fornecidos dados de 9 experimentos realizados em um protótipo de sistema HDH do tipo *Closed-air Open-water* (CAOW), dos quais parte foi utilizada como entrada do modelo e os demais, empregados na comparação. Os dados de entrada e seus respectivos valores para cada experimento estão presentes na Tabela 5.15.

Tabela 5.15: Variáveis de entrada do HDH fornecidas por Hermsillo *et al.* (2012) e assumidas.

Entradas	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 4	Exp. 5	Exp. 6	Exp. 7	Exp. 8	Exp. 9
T. de entrada do desumidificador, T_{32} (°C)	30,4	29,4	31,6	29	27,6	27,5	27,7	27,8	27,9
T. de entrada do umidificador, T_{34} (°C)	62,2	56,6	53,8	48,2	44,6	53,9	59,2	62,6	68,9
Vazão de água salobra, \dot{m}_{32} (kg · s ⁻¹)	0,015	0,017	0,02	0,022	0,023	0,017	0,015	0,013	0,012
Vazão de ar, \dot{m}_{35} (kg · s ⁻¹)	0,04	0,042	0,042	0,043	0,043	0,042	0,042	0,041	0,04
Carga térmica do aquecedor, \dot{Q}_{aq} (kW)	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12
UR do ar de saída do umidificador**, ϕ_{36}	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
UR do ar de entrada do umidificador**, ϕ_{37}	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Pressões do sistema*, P_{HDH} (kPa)	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3
Efetividade do umidificador*, ε_u	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Efetividade do desumidificador*, ε_d	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Salinidade* (g · kg ⁻¹)	35	35	35	35	35	35	35	35	35

*Assumidos com base em valores típicos da literatura (QASEM *et al.*, 2020).

**Assumidos com base em considerações feitas por Hermsillo *et al.* (2012).

UR: Umidade Relativa.

As variáveis de saída selecionadas para comparação foram a temperatura de saída do desumidificador (T_{33}), da salmoura (T_{34}), do ar de saída do umidificador (T_{36}) e do ar de entrada do umidificador (T_{37}). A Tabela 5.16 apresenta a comparação entre as variáveis do modelo atual e fornecidas pela referência.

Tabela 5.16: Comparação de T_{33} , T_{34} , T_{36} e T_{37} do modelo atual com os apresentados por Hermosillo *et al.* (2012).

Exp.	T_{33} (°C)			T_{35} (°C)			T_{36} (°C)			T_{37} (°C)		
	Atual	Referência	Desvio (%)									
1	45,25	44,2	2,38	47,44	46,4	2,24	47,86	47,5	0,76	44,82	41,7	7,48
2	42,36	40,4	4,85	43,7	43,6	0,23	44,65	44	1,48	41,41	38,1	8,69
3	42,42	40,7	4,23	43,02	43,4	0,88	44,33	44	0,75	41,11	38,5	6,78
4	38,69	36,2	6,88	38,54	40,3	4,37	40,39	39,9	1,23	36,83	34,4	7,06
5	36,41	33,4	9,01	35,81	38	5,76	37,96	37,2	2,04	34,25	32	7,03
6	40,2	38,5	4,42	41,26	41,3	0,10	42,44	42,1	0,81	39,01	35,9	8,66
7	42,49	41,7	1,89	44,5	43	3,49	45,09	45	0,20	41,89	38,5	8,81
8	43,9	43,6	0,69	46,61	44,2	5,45	46,73	46,7	0,06	43,77	40,2	8,88
9	46,61	47,4	1,67	50,33	46,5	8,24	49,91	49,7	0,42	47,03	43,4	8,36

Observando a Tabela 5.16 percebe-se que os valores simulados apresentam desvio considerável em grande parte dos experimentos, especialmente para T_{37} , o que é esperado uma vez que o modelo emprega simplificações. Analisando com maior atenção, é possível ver que, para T_{33} , T_{36} e T_{37} , os valores simulados são sempre maiores do que os experimentais. Essa ocorrência, muito provavelmente, está associada à consideração de que os equipamentos trabalham adiabaticamente. Quanto à T_{35} observa-se valores menor do que a referência em alguns casos, o que pode ser explicado pela complexidade dos fenômenos de transferência de massa e calor simultâneos que ocorrem no umidificador e que não é totalmente descrito pelo modelo.

5.3 Conclusão

Neste capítulo, foi realizada a validação dos subsistemas que compõem o sistema de trieração estudado no presente trabalho. Compararam-se os valores de variáveis de saída e propriedades do modelo termodinâmico com dados simulados e experimentais publicados na literatura. Quanto aos dados simulados, é possível dizer que os subsistemas foram capazes de reproduzir satisfatoriamente os dados presentes na literatura, o que indica que os modelos foram construídos corretamente. No caso dos dados experimentais, apesar dos desvios mais elevados, ainda é possível dizer que os modelos representam de forma satisfatória os sistemas reais, tendo em mente as considerações feitas para simplificar os cálculos computacionais. Por fim, é importante ressaltar que o EES, programa empregado na modelagem, é amplamente utilizado no estudo de ciclos termodinâmicos e faz uso de correlações já aceitas pela comunidade científica para o cálculo de propriedades.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentados e comparados os resultados da análise de desempenho energético e exergético dos dois sistemas de trigerção estudados, mais especificamente aqueles com SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O. Inicialmente são apresentadas as capacidades de produção do sistema e suas eficiências. Depois, a distribuição dos parâmetros exergéticos é avaliada. Por fim, uma análise paramétrica é realizada.

6.1 Capacidades dos sistemas de trigerção

A Tabela 6.1 apresenta as capacidades e eficiências de ambos os sistemas de trigerção estudados, lembrando que tanto \dot{W}_{net} quanto \dot{Q}_e são fixados na modelagem e, por isso, são iguais para os dois sistemas.

Tabela 6.1: Parâmetros de desempenho dos dois sistemas de trigerção estudados.

Parâmetros comuns aos dois sistemas	Valores	
Trabalho requerido no compressor, \dot{W}_{comp} (kW)	150,900	
Trabalho produzido na turbina, \dot{W}_{turb} (kW)	255,400	
Trabalho líquido do sistema, \dot{W}_{net} (kW)	104,400	
Eficiência do ciclo de Brayton, $\eta_{brayton}$ (%)	26,140	
Capacidade de refrigeração, \dot{Q}_e (kW)	12,000	
Parâmetros específicos de cada sistema	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
Carga térmica do gerador, \dot{Q}_g (kW)	15,470	19,700
COP	0,776	0,605
Vazão de água dessalinizada, \dot{m}_{38} (kg · s ⁻¹)	0,123	0,120
Vazão de água salobra \dot{m}_{32} (kg · s ⁻¹)	2,270	2,222
Carga térmica do aquecedor, \dot{Q}_{aq} (kW)	198,340	194,110
GOR	1,477	1,477
Fator de utilização de energia, EUF	1,024	1,009
Eficiência exergética, ψ_{sys} (%)	25,391	25,386
Exergia destruída, $\dot{E}x_{d,sys}$ (kW)	295,924	296,068

A partir da Tabela 6.1 é possível perceber que o sistema com SRA LiBr/H₂O possui maior desempenho energético, além de produzir uma maior quantidade de água. Apesar disso, é notável que as diferenças não são muito grandes, especialmente no que se refere aos parâmetros exergéticos. O motivo por trás da diferença pouco significativa está no tamanho do SRA, que é desenhado para produzir apenas 12 kW de refrigeração, escala inferior à das microturbinas, por exemplo, que produzem 104,4 kW de potência. Como a diferença entre os dois sistemas é apenas o SRA, não há grande impacto no desempenho do sistema como um todo. Quanto aos

parâmetros exergeticos, tal fato é ainda mais evidente, uma vez que a maior parte da exergia do sistema está no ciclo de Brayton, que não é influenciado pela mudança no SRA, resultando em um impacto pouco significativo.

Para que seja possível observar com maiores detalhes as mudanças que ocorrem ao longo do sistema, as Tabelas 6.2 e 6.3 apresentam as propriedades termodinâmicas de cada corrente dos dois sistemas de trigerção com SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O, respectivamente.

Tabela 6.2: Propriedades termodinâmicas do sistema de trigerção com SRA LiBr/H₂O.

Corrente	Componente	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg · s ⁻¹)	h (kJ · kg ⁻¹)	s (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	x (LiBr)	$\dot{E}x$ (kW)
1	Ar	25,00	101,325	1,0689	-164,5	6,954	-	0,00
2	Ar	162,50	326,267	1,0689	-23,3	7,004	-	135,10
3	Ar	468,00	309,953	1,0689	303,6	7,586	-	299,00
4	Produtos de Comb.	763,40	294,456	1,0915	136,3	8,050	-	552,60
5	Produtos de Comb.	563,18	104,459	1,0915	-97,7	8,100	-	280,80
6	Produtos de Comb.	275,34	101,325	1,0915	-417,8	7,641	-	80,87
7	Produtos de Comb.	262,17	101,325	1,0915	-432,0	7,615	-	73,92
8	Produtos de Comb.	90,00	101,325	1,0915	-613,7	7,205	-	8,75
9	Biogás	25,00	440,000	0,0226	-7424,0	7,00	-	416,90
10	LiBr/H ₂ O	35,00	0,873	0,0640	88,6	0,221	0,5550	32,14
11	LiBr/H ₂ O	35,00	7,385	0,0640	88,6	0,221	0,5550	32,14
12	LiBr/H ₂ O	69,73	7,385	0,0640	159,6	0,439	0,5550	32,52
13	LiBr/H ₂ O	85,00	7,385	0,0589	206,5	0,487	0,6033	34,06
14	LiBr/H ₂ O	45,00	7,385	0,0589	129,4	0,259	0,6033	33,53
15	LiBr/H ₂ O	44,45	0,873	0,0589	129,4	0,259	0,6033	33,53
18	Água	74,75	7,385	0,0051	2640,0	8,456	0,0000	0,89
19	Água	40,00	7,385	0,0051	167,5	0,572	0,0000	0,26
21	Água	5,00	0,873	0,0051	167,5	0,603	0,0000	0,22
22	Água	5,00	0,873	0,0051	2510,0	9,025	0,0000	-0,65
24	Água Salobra	25,00	101,325	0,7116	104,4	0,367	-	0,00
25	Água Salobra	30,00	101,325	0,7116	125,2	0,436	-	0,12
26	Água Salobra	25,00	101,325	0,6087	104,4	0,367	-	0,00
27	Água Salobra	30,00	101,325	0,6087	125,2	0,436	-	0,10
30	Ar	16,00	101,325	1,9638	-173,7	6,923	-	0,27
31	Ar	10,00	101,325	1,9638	-179,8	6,902	-	0,77
32	Água salobra	25,00	101,325	2,2701	104,4	0,367	-	0,00
33	Água salobra	59,04	101,325	2,2701	246,1	0,817	-	17,04
34	Água salobra	80,00	101,325	2,2701	333,4	1,072	-	42,69
35	Salmoura	45,70	101,325	2,1470	190,5	0,646	-	6,12
36	Ar Úmido	65,05	101,325	0,9080	533,1	7,300	-	29,65
37	Ar Úmido	39,64	101,325	0,9080	149,9	6,118	-	1,50
38	Água Dessalinizada	51,17	101,325	0,1231	214,3	0,719	-	0,87

6.2 Distribuição da exergia ao longo do sistema

A análise exergetica é uma ferramenta termodinâmica baseada na 1ª e 2ª Leis, bastante útil para localizar e quantificar o decaimento da utilidade da energia, a exergia, que ocorre ao longo dos sistemas térmicos devido a irreversibilidades como o atrito, reações químicas, trocas de calor com ΔT finito ou processos de mistura.

Para avaliar exergeticamente os dois sistemas foram utilizados dois parâmetros, a eficiência exergetica (ψ_k) e a destruição de exergia ($\dot{E}x_{d,k}$), calculados para o sistema como um

Tabela 6.3: Propriedades termodinâmicas do sistema de trigeriação com SRA NH₃/H₂O.

Corrente	Componente	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg · s ⁻¹)	h (kJ · kg ⁻¹)	s (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	x (NH ₃)	$\dot{E}x$ (kW)
1	Ar	25,00	101,325	1,0689	-164,5	6,954	-	0,00
2	Ar	162,50	326,267	1,0689	-23,3	7,004	-	135,05
3	Ar	468,00	309,953	1,0689	303,6	7,586	-	298,98
4	Produtos de Combu.	763,40	294,456	1,0915	136,3	8,050	-	552,63
5	Produtos de Combu.	563,18	104,459	1,0915	-97,7	8,100	-	280,80
6	Produtos de Combu.	275,34	101,325	1,0915	-417,8	7,641	-	80,87
7	Produtos de Combu.	258,56	101,325	1,0915	-435,9	7,607	-	72,06
8	Produtos de Combu.	90,00	101,325	1,0915	-613,7	7,205	-	8,75
9	Biogás	25,00	440,000	0,0226	-7424,0	7,000	-	416,85
10	NH ₃ /H ₂ O	35,00	508,099	0,1023	-80,9	0,365	0,5354	1068,58
11	NH ₃ /H ₂ O	35,11	1555,700	0,1023	-79,5	0,365	0,5354	1068,71
12	NH ₃ /H ₂ O	70,95	1555,700	0,1023	84,6	0,868	0,5354	1070,15
13	NH ₃ /H ₂ O	85,00	1555,700	0,0920	145,7	1,051	0,4830	865,41
14	NH ₃ /H ₂ O	45,09	1555,700	0,0920	-36,9	0,510	0,4830	863,43
15	NH ₃ /H ₂ O	43,41	508,099	0,0920	-36,9	0,514	0,4830	863,32
16	NH ₃ /H ₂ O	76,08	1555,700	0,0106	1413,0	4,529	0,9905	211,55
17	NH ₃ /H ₂ O	76,08	1555,700	0,0002	108,7	0,938	0,5354	2,16
18	NH ₃ /H ₂ O	45,11	1555,700	0,0104	1310,0	4,223	0,9996	209,27
19	NH ₃ /H ₂ O	40,00	1555,700	0,0104	190,7	0,658	0,9996	208,68
20	NH ₃ /H ₂ O	18,84	1555,700	0,0104	88,1	0,319	0,9996	208,66
21	NH ₃ /H ₂ O	4,59	508,099	0,0104	88,1	0,330	0,9996	208,63
22	NH ₃ /H ₂ O	5,00	508,099	0,0104	1243,0	4,467	0,9996	207,81
23	NH ₃ /H ₂ O	33,00	508,099	0,0104	1345,0	4,822	0,9996	207,77
24	Água Salobra	25,00	101,325	0,9068	104,4	0,367	-	0,00
25	Água Salobra	30,00	101,325	0,9068	125,2	0,436	-	0,15
26	Água Salobra	25,00	101,325	0,5593	104,4	0,367	-	0,00
27	Água Salobra	30,00	101,325	0,5593	125,2	0,436	-	0,09
28	Água Salobra	25,00	101,325	0,0641	104,4	0,367	-	0,00
29	Água Salobra	30,00	101,325	0,0641	125,2	0,436	-	0,01
30	Ar	16,00	101,325	1,9638	-173,7	6,923	-	0,27
31	Ar	10,00	101,325	1,9638	-179,8	6,902	-	0,77
32	Água Salobra	25,00	101,325	2,2217	104,4	0,367	-	0,00
33	Água Salobra	59,04	101,325	2,2217	246,1	0,816	-	16,68
34	Água Salobra	80,00	101,325	2,2217	333,4	1,072	-	41,78
35	Salmoura	45,70	101,325	2,1012	190,5	0,646	-	5,99
36	Ar Úmido	65,05	101,325	0,8887	533,1	7,300	-	29,02
37	Ar Úmido	39,64	101,325	0,8887	149,9	6,118	-	1,47
38	Água Dessalinizada	51,17	101,325	0,1205	214,3	0,719	-	0,85

todo e para o k-ésimo componente. Com isso, é possível determinar a eficiência em termos de exergia de cada equipamento, bem como localizar as principais fontes de destruição de exergia. As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam a exergia destruída e as eficiências exergéticas de cada um dos componentes, respectivamente, para ambos os sistemas de trigeriação.

A partir da Figura 6.1, percebe-se que a maior responsável pela destruição de exergia do sistema é a câmara de combustão, devido ao caráter altamente irreversível da reação de combustão. Em segundo e terceiro lugares estão colocados o aquecedor e o regenerador, respectivamente, cuja irreversibilidade é proveniente do elevado gradiente de temperatura. A turbina e o compressor, por sua vez, destroem uma quantidade considerável de exergia devido ao atrito com suas partes móveis, enquanto o gerador e o absorvedor, sofrem processos de separação e mistura, também associados à destruição de exergia.

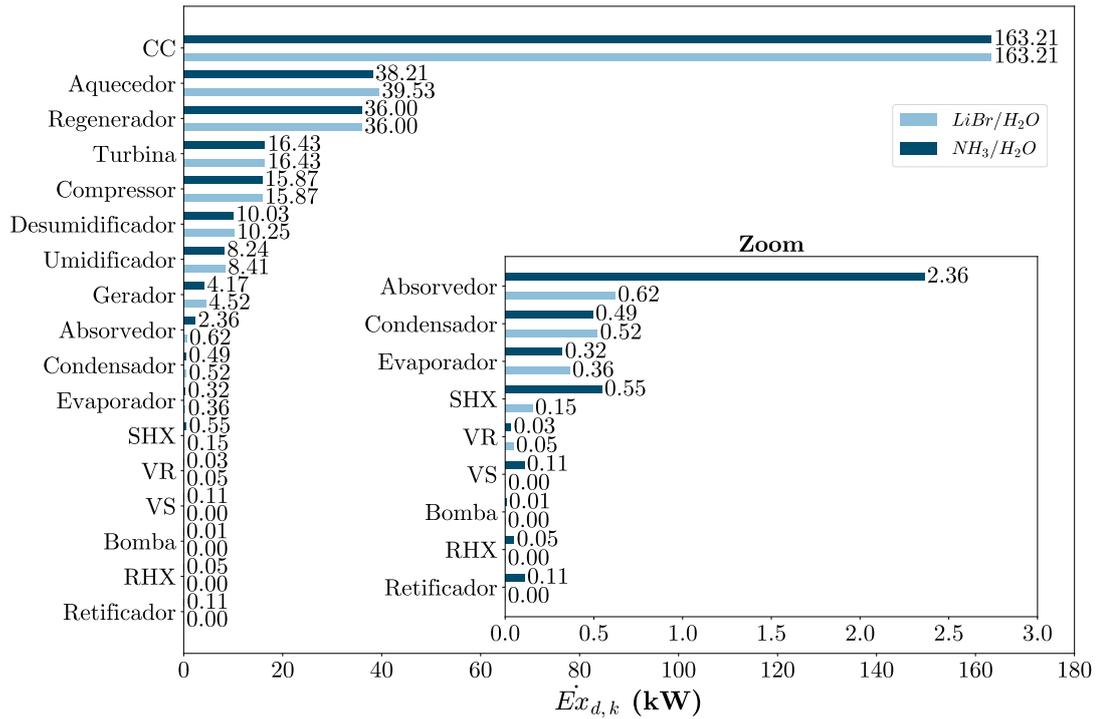


Figura 6.1: Taxa de destruição de exergia dos componentes dos sistemas.

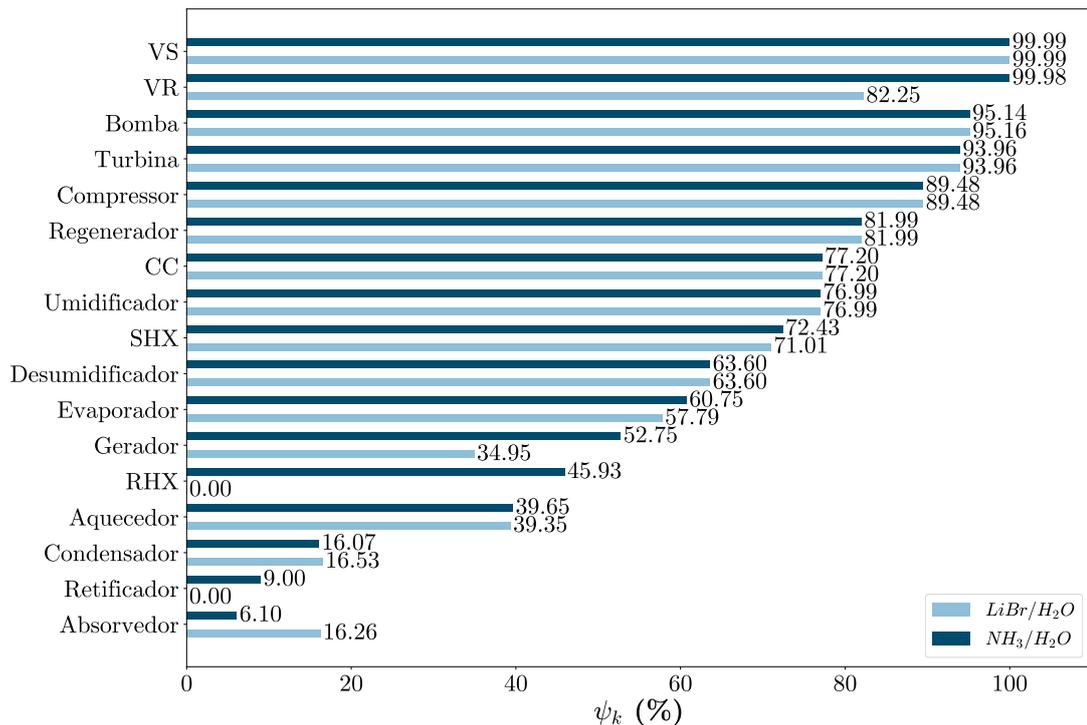


Figura 6.2: Eficiências exergeticas dos componentes dos sistemas.

Ainda com base na Figura 6.1 é possível dizer que o ciclo de Brayton é o que mais destrói exergia, sendo responsável por 78,23% e 78,19% da destruição nos sistemas LiBr/H₂O e NH₃/H₂O, respectivamente. Isso faz sentido, uma vez que seus equipamentos realizam processos bastante irreversíveis, além de possuírem escala maior do que os demais sistemas.

Quanto às eficiências, apresentadas na Figura 6.2, percebe-se que as menores eficiências são apresentadas pelo absorvedor, retificador, condensador e aquecedor, o que faz sentido devido à elevada diferença de temperatura de troca térmica e do processo de separação e mistura, mais especificamente para o absorvedor e retificador.

Para melhor demonstrar como a exergia flui através do sistema, diagramas de Grassmann foram apresentados nas Figuras 6.3 e 6.4, para ambos os sistemas de trigação.

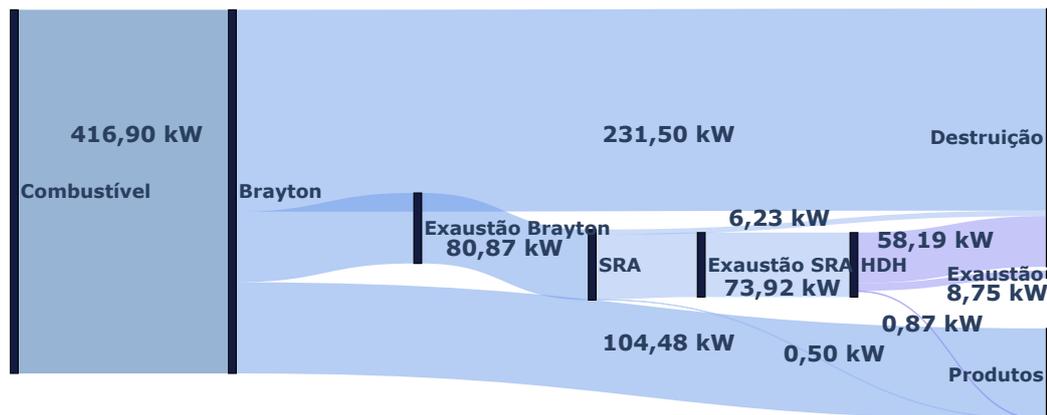


Figura 6.3: Escoamento da exergia ao longo do sistema de trigação com SRA LiBr/H₂O.

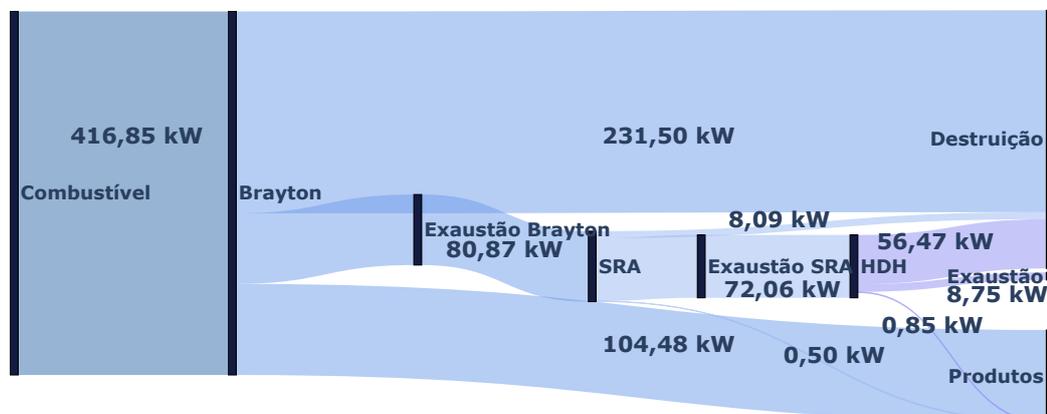


Figura 6.4: Escoamento da exergia ao longo do sistema de trigação com SRA NH₃/H₂O.

Observando as Figuras 6.3 e 6.4, a primeira coisa que se nota é que não há diferença perceptível entre as estruturas dos dois diagramas, exceto quando se observam as legendas. Isso reforça o fato de que a diferença nos parâmetros exergeticos entre os dois sistemas é pequena, devido à pequena influência do SRA no sistema. Com base nos diagramas, é possível compreender a magnitude das perdas de energia útil que ocorrem no sistema, especialmente aquelas causadas pelas microturbinas. É importante destacar que o diagrama apresenta o fluxo de exergia e não energia. Portanto, não está contabilizando as perdas para o ambiente e sim o

decaimento da utilidade da energia, ou seja, sua capacidade de gerar trabalho útil. À medida que a corrente vai perdendo temperatura, sua capacidade de gerar trabalho é reduzida, o que ocorre durante os processos de produção de potência, refrigeração e água.

6.3 Análise paramétrica

Nesse tópico é apresentada a análise da influência dos parâmetros dos sistemas de trigeriação. Cada parâmetro operacional foi abordado em um tópico separado, onde é discutida sua influência nos índices de desempenho escolhidos para ambos os sistemas.

Como visto nas Figuras 6.3 e 6.4, o ciclo de Brayton é responsável pela maior parte do fluxo de exergia em ambos os sistemas de trigeriação. Portanto, fica claro que qualquer variação feita em parâmetros do SRA e do HDH apresentaria impacto pouco significativo nos índices exergéticos totais ($\dot{E}x_{d,sys}$ e ψ_{sys}). Dessa forma, foi necessário definir parâmetros exergéticos parciais que excluíssem a exergia relativa à geração de potência, mais especificamente a taxa de destruição de exergia parcial ($\dot{E}x_{d,p}$), definida pela soma $\dot{E}x_{d,SRA}$ e $\dot{E}x_{d,HDH}$, e a eficiência exergética parcial (ψ_p), definida pela Equação 6.1.

$$\psi_p = \frac{(\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{30}) + \dot{E}x_{38}}{(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7) + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)} \quad (6.1)$$

É importante reforçar que tais parâmetros foram utilizados apenas na análise de variáveis do SRA e HDH, diferente dos parâmetros do biogás (\dot{m}_9 e x_{CH_4}), que têm impacto direto no ciclo de potência.

6.3.1 Vazão de alimentação de biogás (\dot{m}_9)

As Figuras 6.5 e 6.6 mostram a influência de \dot{m}_9 nos índices de desempenho dos sistemas de trigeriação. Para essa variável, foi considerada uma faixa de 0,005 a 0,035 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, compatível com o contexto descrito no Capítulo 4. É importante ressaltar que o ciclo de Brayton, neste trabalho, representa uma associação de microturbinas de 30 kW, ou seja, a variação na vazão de biogás está associada também à ativação ou desativação de microturbinas.

Nas Figuras 6.5 e 6.6, observa-se uma relação linear entre \dot{m}_{38} e \dot{m}_9 , com valores que vão de 0,0198 a 0,1959 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, para o sistema com SRA LiBr/H₂O, e de 0,0171 a 0,1933 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, para o sistema com SRA NH₃/H₂O. Isso ocorre, porque o aumento em \dot{m}_9 aumenta a vazão de gases de combustão, aumentando também a disponibilidade de calor residual que pode ser aproveitada pela dessalinização. Além disso, como o SRA LiBr/H₂O é mais eficiente

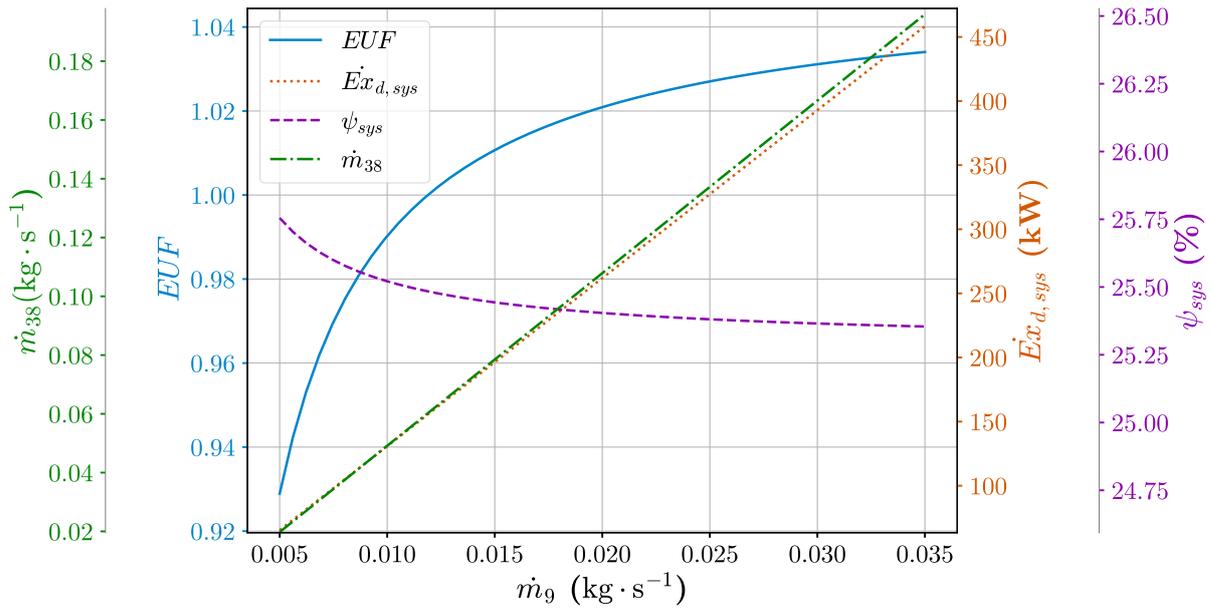


Figura 6.5: Influência da vazão de alimentação de biogás (\dot{m}_9) nos índices de desempenho do sistema de trigação com SRA LiBr/H₂O.

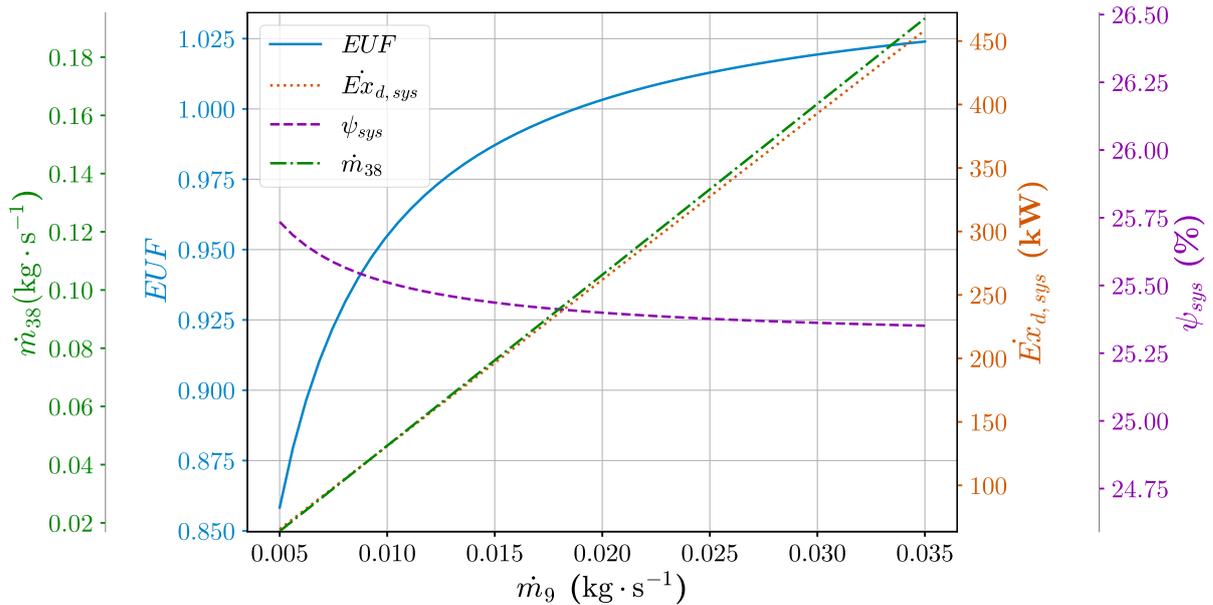


Figura 6.6: Influência da vazão de alimentação de biogás (\dot{m}_9) nos índices de desempenho do sistema de trigação com SRA NH₃/H₂O.

nas condições base adotadas, sobra mais calor para a dessalinização. Por isso, a quantidade de água produzida nesse sistema é ligeiramente maior.

Observando a curva do EUF nas Figuras 6.5 e 6.6, percebe-se que, com o aumento em \dot{m}_9 , o EUF aumenta de 0,9289 a 1,0340, no sistema com SRA LiBr/H₂O, e de 0,8582 a 1,0240, no sistema com SRA NH₃/H₂O. Com o aumento de \dot{m}_9 , aumenta proporcionalmente \dot{W}_{net} , portanto, a geração de potência não contribui para o aumento do EUF. Como \dot{Q}_e é fixado em

12 kW, tal aumento representa uma diminuição do COP, já que é consumido mais combustível para a produção dos mesmos 12 kW. Todavia, o aumento de \dot{m}_{38} contribui com a elevação do EUF e compensa a redução relativa ao SRA, já que representa um aproveitamento da energia residual que está contabilizado no EUF pelo produto $\dot{m}_{38}h_{fg}$ (ver Equação 4.7).

Observando a curva do $\dot{E}x_{d,sys}$ nas Figuras 6.5 e 6.6, percebe-se uma relação linear com \dot{m}_9 , o que faz sentido, pois se a quantidade de energia consumida aumenta, a destruição de exergia ao longo do sistema também aumentará. Além disso, percebe-se que ψ_{sys} decresce com o aumento de \dot{m}_9 . Cada um dos três subsistemas responde de forma diferente a tal fenômeno:

- Brayton: O aumento na exergia fornecida pela queima do biogás aumenta de forma proporcional a \dot{W}_{net} , portanto, não houve contribuição por parte do ciclo de Brayton para a redução de ψ_{sys} ;
- SRA: Como a exergia liberada pelo SRA por meio da corrente 31 se mantém constante e há um aumento no fornecimento de exergia ao gerador, o desempenho exergético do SRA sofre uma queda, o que contribuiu para redução de ψ_{sys} ;
- HDH: O aumento na exergia fornecida pelo combustível resulta em um aumento na exergia da água dessalinizada ($\dot{E}x_{38}$), o que contribuiu positivamente no desempenho exergético, mas não o suficiente para contrapor o efeito do SRA.

Apesar disso, é possível dizer que redução de ψ_{sys} , devido ao aumento em \dot{m}_9 , é pouco significativa, variando na faixa de 25,7 a 25,3% para ambos os sistemas de trigerção.

6.3.2 Fração molar de CH₄ no biogás (x_{CH_4})

A depender da fonte de matéria orgânica, o processo de digestão anaeróbica pode produzir biogás com diferentes concentrações de metano. Neste estudo, a faixa analisada para x_{CH_4} foi de 40 a 99%, considerando que o biogás seja formado apenas por CH₄ e CO₂. As Figuras 6.7 e 6.8 mostram a influência de x_{CH_4} no desempenho dos sistemas de trigerção estudados.

Em ambas as Figuras 6.7 e 6.8 é possível perceber um aumento de \dot{m}_{38} ao aumentar x_{CH_4} . Isso faz sentido, porque o poder calorífico do biogás aumenta, resultando na liberação de mais energia em sua combustão. No contexto deste trabalho, o aumento em x_{CH_4} causa um aumento na vazão de ar (\dot{m}_1). Isso ocorre, porque o aumento no teor calorífico do biogás reduz a quantidade de combustível necessário para atingir as temperaturas internas especificadas, ou seja, seria necessário adicionar novas microturbinas ao sistema para consumir todo o combus-

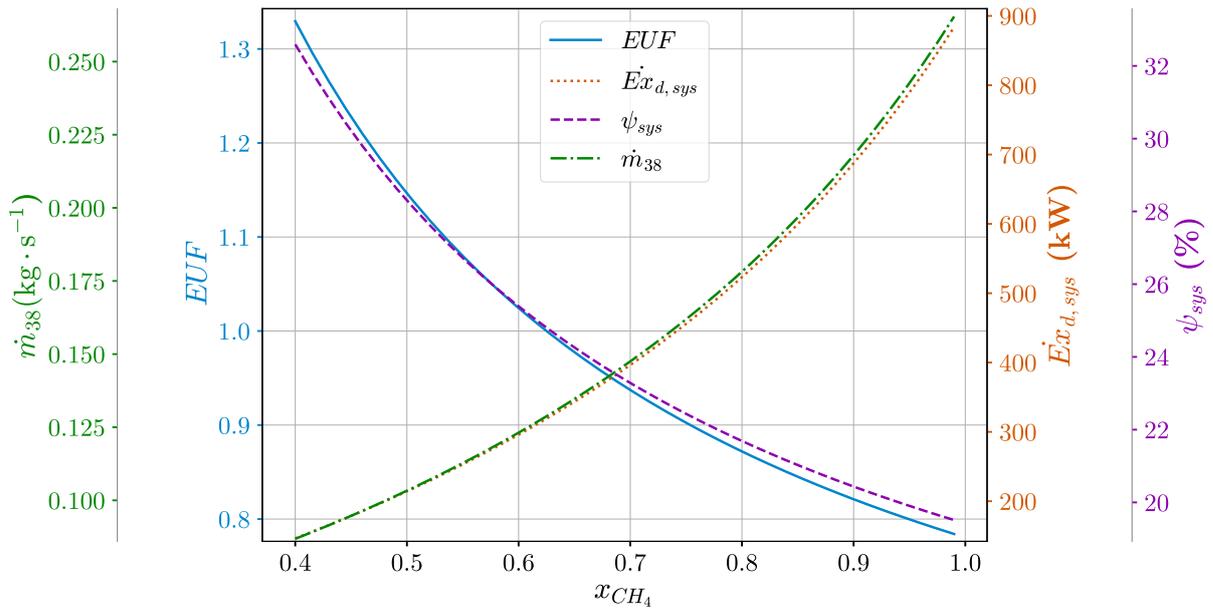


Figura 6.7: Influência da fração molar de CH₄ (x_{CH_4}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA LiBr/H₂O.

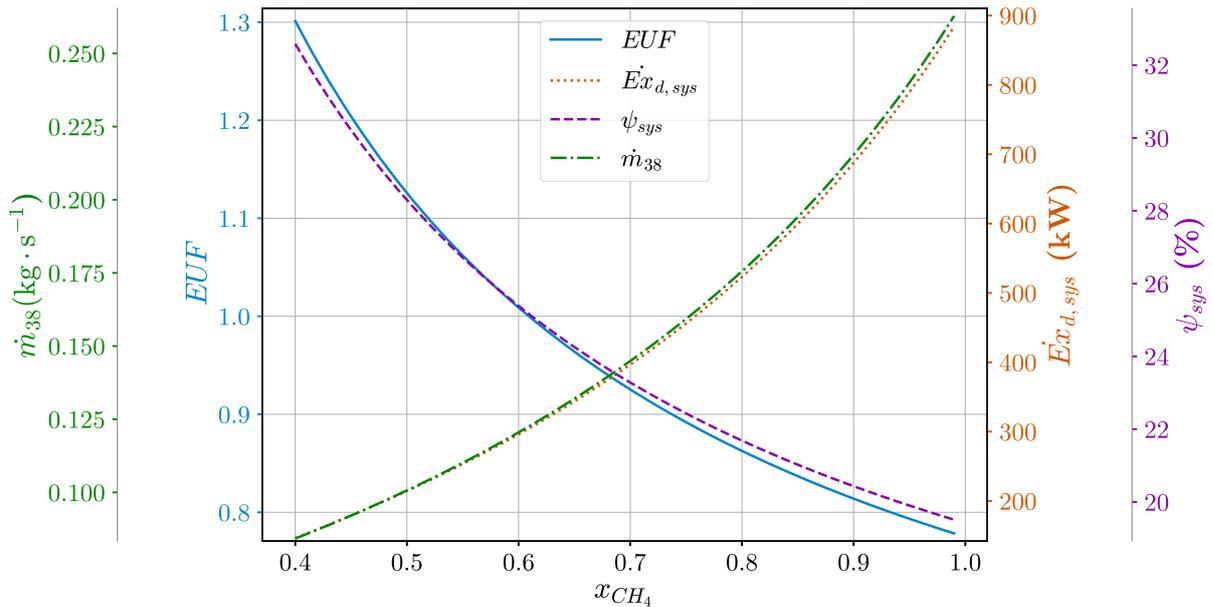


Figura 6.8: Influência da fração molar de CH₄ (x_{CH_4}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA NH₃/H₂O.

tível disponível. Com o aumento em \dot{m}_1 , eleva-se a quantidade de gases de exaustão e, por consequência, o calor residual liberado pelas microturbinas. Dessa forma, há uma maior quantidade de energia residual disponível, o que eleva \dot{m}_{38} de 0,087 a 0,2654 kg · s⁻¹, no sistema com SRA LiBr/H₂O, e de 0,084 a 0,2628 kg · s⁻¹, no sistema com SRA NH₃/H₂O.

Apesar do aumento em \dot{W}_{net} e \dot{m}_{38} , o EUF diminui, de 1,329 a 0,784, no sistema com SRA LiBr/H₂O, e de 1,301 a 0,778, no sistema com SRA NH₃/H₂O, como mostram as Figuras

6.7 e 6.8. Isso indica que o aumento de x_{CH_4} tem como consequência uma perda de eficiência, uma vez que o poder calorífico fornecido ao ciclo aumenta de forma mais acentuada que os produtos produzidos.

Com o aumento do poder calorífico do biogás, aumenta também sua exergia ($\dot{E}x_9$), resultando em um maior fornecimento de exergia para o sistema de trigerção. Sabe-se também que há um aumento em \dot{W}_{net} e \dot{m}_{38} . Entretanto, como mostram as Figuras 6.7 e 6.8, esse aumento não se compara com o aumento de $\dot{E}x_9$, o que leva a uma redução em ψ_{sys} , que está associada a um aumento na taxa de destruição de exergia como também mostram as Figuras.

6.3.3 Temperatura de saída do absorvedor (T_{10})

As Figuras 6.9 e 6.10 apresenta a influência de T_{10} nos índices de desempenho dos sistemas de trigerção estudados. A faixa avaliada foi de 35 a 44 °C, para o sistema com SRA LiBr/H₂O, de forma a garantir um ΔT_{min} de 5 °C, em relação as correntes de utilidade, e evitar temperaturas maiores que T_{15} , que apresenta valores próximos a 45 °C. Entretanto, para o sistema com SRA NH₃/H₂O, T_{10} foi limitado à valores entre 35 e 42,5 °C, para evitar que a fração mássica de NH₃ na saída do absorvedor (x_{10}) seja menor do que a fração mássica de NH₃ na saída do gerador (x_{13}), impedindo inconsistências no balanço de massa.

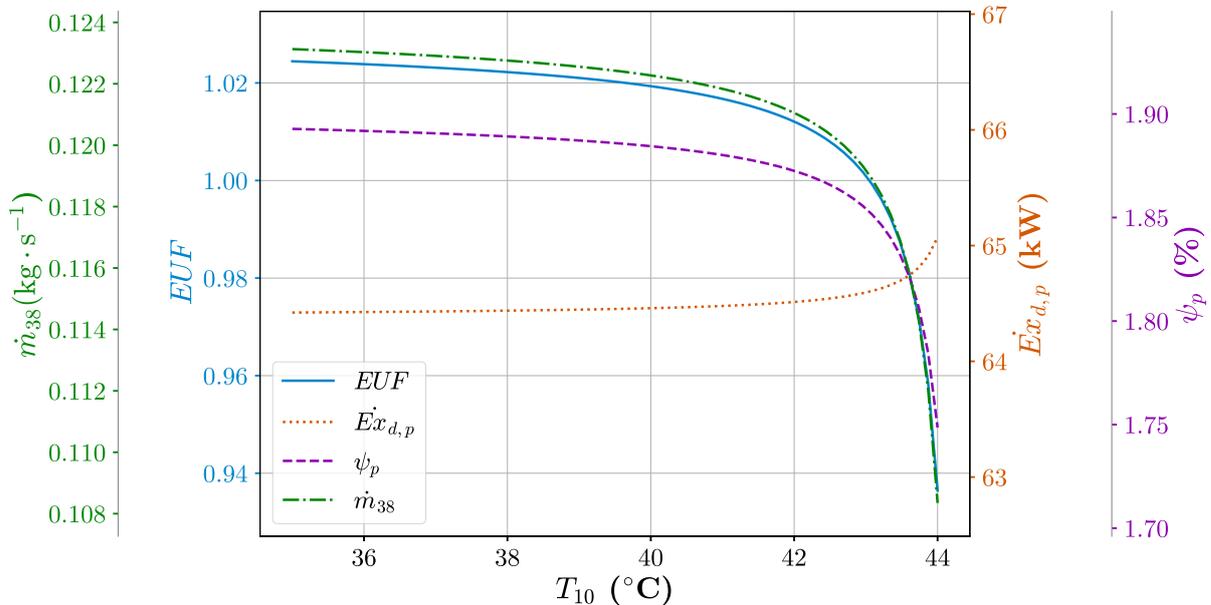


Figura 6.9: Influência da temperatura de saída do absorvedor (T_{10}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA LiBr/H₂O.

Observando as Figuras 6.9 e 6.10, é possível perceber que o aumento em T_{10} resulta numa diminuição em \dot{m}_{38} , que vai de 0,1231 a 0,1083 kg · s⁻¹, no sistema com SRA LiBr/H₂O,

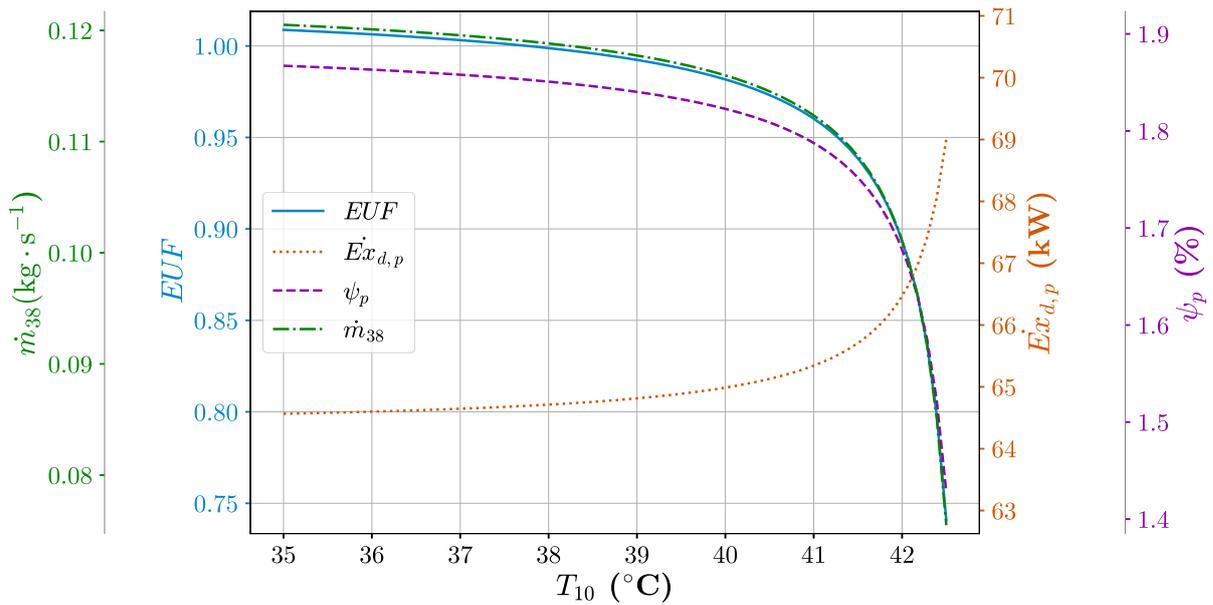


Figura 6.10: Influência da temperatura de saída do absorvedor (T_{10}) nos índices de desempenho do sistema de trigeiração com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

e de 0,1205 a 0,0755 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ no sistema $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Isso ocorre, devido à variação na fração mássica de saída do absorvedor (x_{10}), que acontece de forma diferente para cada sistema:

- $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$: x_{10} representa a fração mássica de LiBr (absorvente), que aumenta de 0,5550 até 0,6014, na faixa avaliada. Como a fração mássica de saída do gerador (x_{13}) fica constante, \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} aumentam, seguindo o balanço de massa.
- $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$: x_{10} representa a fração mássica de NH_3 (refrigerante), que diminui de 0,5354 até 0,4857. Apesar de x_{10} diminuir, também aumentam-se \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} de acordo com o balanço de massa.

Com o aumento dessas vazões, maior é o calor necessário no gerador (\dot{Q}_g), o que reduz a quantidade de energia residual na corrente 7 e, portanto, o calor disponível para dessalinização.

Por conta da redução de \dot{m}_{38} , reduz-se também o EUF, como mostram as Figura 6.9 e 6.10. O sistema com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ apresentou a maior redução do EUF, de 1,0088 até 0,7409, enquanto o sistema com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, apresentou redução de 1,0244 até 0,9364.

Quando T_{10} atinge valores próximos a 44 $^{\circ}\text{C}$, no SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, e próximos a 42,5 $^{\circ}\text{C}$, no SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, há uma redução no desempenho exergético do sistema, com o aumento de $\dot{E}x_{d,p}$ e redução de ψ_p , como mostram as Figuras 6.9 e 6.9. Isso ocorre, porque o aumento de \dot{Q}_g aumenta também \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} , aumentando a magnitude das irreversibilidades no SRA.

Entretanto, é possível dizer que o impacto de T_{10} nos índices exergéticos é pouco significativo, devido a escala do SRA, que foi configurado para produzir apenas 12 kW de refrigeração.

6.3.4 Temperatura de saída do gerador (T_{13})

As Figuras 6.11 e 6.12 apresentam a influência de T_{13} no desempenho dos sistemas de trigerção. Para essa temperatura, foi avaliada a faixa de 75 a 90 °C, no SRA LiBr/H₂O, de forma a evitar temperaturas menores do que T_{18} , que apresenta valores por volta de 74 °C. Já no sistema com SRA NH₃/H₂O, a faixa analisada foi de 76,5 a 90 °C, para evitar que x_{13} seja maior que x_{10} , o que causaria inconsistências no modelo.

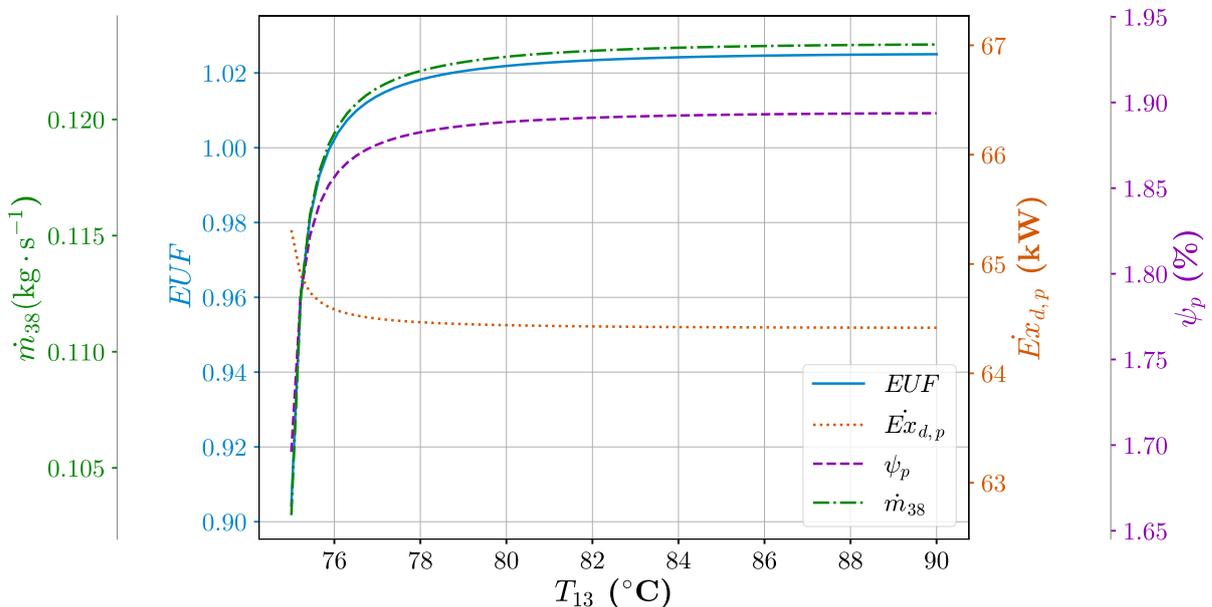


Figura 6.11: Influência da temperatura de saída do gerador (T_{13}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA LiBr/H₂O.

Observando as Figuras 6.11 e 6.12, percebe-se que ao aumentar T_{13} , há um aumento em \dot{m}_{38} de 0,1030 a 0,1232 kg · s⁻¹, no sistema LiBr/H₂O, e de 0,0796 a 0,1211 kg · s⁻¹, no sistema NH₃/H₂O. Isso ocorre, devido à variação de x_{13} , que segue a mesma lógica do fenômeno descrito para T_{10} , mas no sentido oposto, resultando em uma diminuição de \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} e, consequentemente, de \dot{Q}_g . Com isso, aumenta-se a energia disponível para a dessalinização.

Devido ao aumento em \dot{m}_{38} , o EU_F aumenta de 0,904 a 1,025, no sistema LiBr/H₂O, e de 0,765 a 1,012, no sistema NH₃/H₂O, como mostram também as Figuras 6.11 e 6.12.

De forma similar ao observado para T_{10} , T_{13} também não apresenta influência significativa nas métricas de 2ª Lei, exceto por uma pequena variação em valores próximos a 75 °C, no SRA LiBr/H₂O, e 76,5 °C, no SRA NH₃/H₂O. Novamente, isso ocorre devido à diminuição

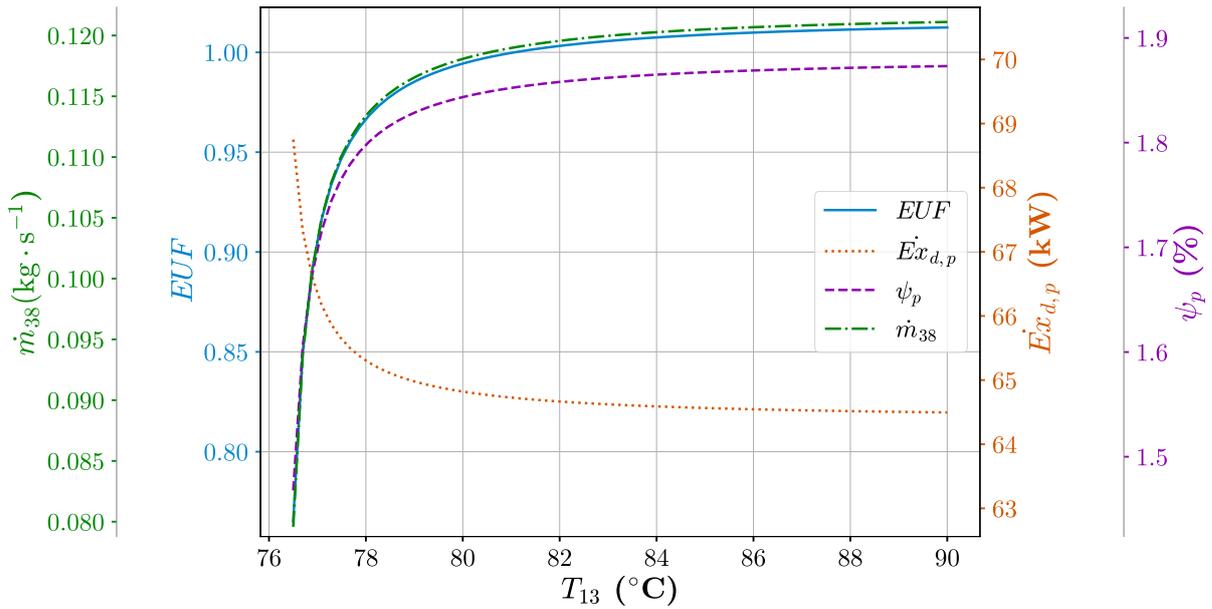


Figura 6.12: Influência da temperatura de saída do gerador (T_{13}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

de \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} , o que resulta na redução do tamanho dos equipamentos e, portanto, no efeito das irreversibilidades. Tal efeito é idêntico ao descrito para T_{10} mas em sentido oposto.

6.3.5 Temperatura de saída do condensador (T_{19})

As Figuras 6.13 e 6.14 apresentam a influência de T_{19} desempenho dos sistemas. Para o SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, foram avaliados valores na faixa de 35 a 48 °C, de modo a garantir um ΔT_{\min} de 5 °C no condensador, uma vez que a temperatura da utilidade foi fixada em 30 °C. Já no SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, a faixa avaliada foi limitada a valores entre 35 e 45,5 °C, para evitar que x_{13} seja maior do que x_{10} , o que resultaria em inconsistências no modelo.

Observando as Figuras 6.13 e 6.14, é possível perceber que o aumento em T_{19} causa uma diminuição em \dot{m}_{38} , de 0,1234 a 0,1172 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, no sistema $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, e de 0,1216 a 0,1133 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, no sistema $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Isso ocorre pois, para que T_{19} aumente, é necessário um aumento em T_{18} , o que requer maiores valores de \dot{Q}_g . Com isso, há uma diminuição na energia residual disponível na corrente 7, o que afeta a capacidade de dessalinização.

Devido a diminuição em \dot{m}_{38} , percebe-se também uma redução no EUF de 1.0261 a 0.9891, no sistema $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, e de 1.0153 a 0.9660, no sistema $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, como mostram as Figura 6.13 e 6.14.

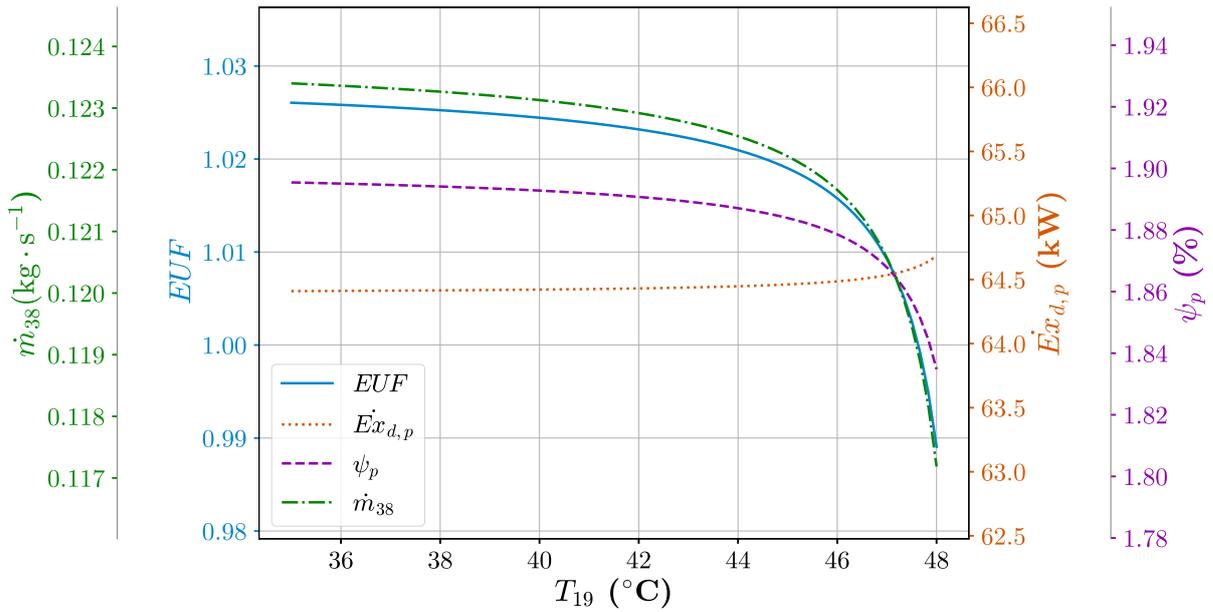


Figura 6.13: Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{19}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA LiBr/H₂O.

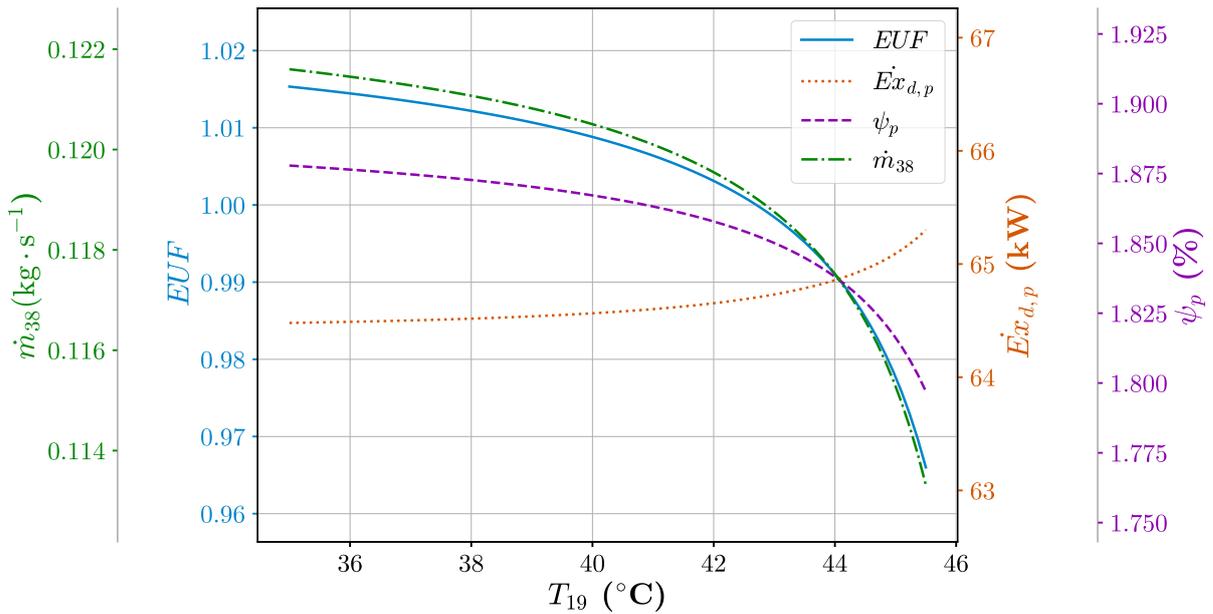


Figura 6.14: Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{19}) nos índices de desempenho do sistema de trigerção com SRA NH₃/H₂O.

Assim como observado anteriormente para as outras temperaturas do SRA, T_{19} não apresenta influência significativa nos parâmetros exérgicos, exceto por uma pequena variação em valores próximos a 48 °C, no sistema LiBr/H₂O, e próximos a 45,5 °C, no sistema NH₃/H₂O. Isso ocorre, porque, a medida que aumenta T_{19} , aumenta-se \dot{Q}_g e também o fornecimento de energia ao SRA. Como a quantidade de exergia do produto (ar de refrigeração) é fixo, o aumento no fornecimento causa uma redução da eficiência. Além disso, como consequência do aumento

de \dot{Q}_g , \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} aumentam, o que requer maiores equipamentos, causando um aumento no efeito das irreversibilidades.

6.3.6 Temperatura de saída do evaporador (T_{22})

Como o ar de refrigeração (31) tem temperatura alvo de 10 °C e a utilização da água como refrigerante no SRA LiBr/H₂O requer temperaturas superiores a 0 °C, a faixa avaliada para T_{22} , em ambos os sistemas, foi de 1 a 6 °C. Essa faixa foi escolhida com o objetivo de uniformizar as condições dos dois modelos, mesmo não havendo limitações para temperaturas menores que 0 °C no SRA NH₃/H₂O. As Figuras 6.15 e 6.16 apresenta a influência de T_{22} nos sistemas de trigerção.

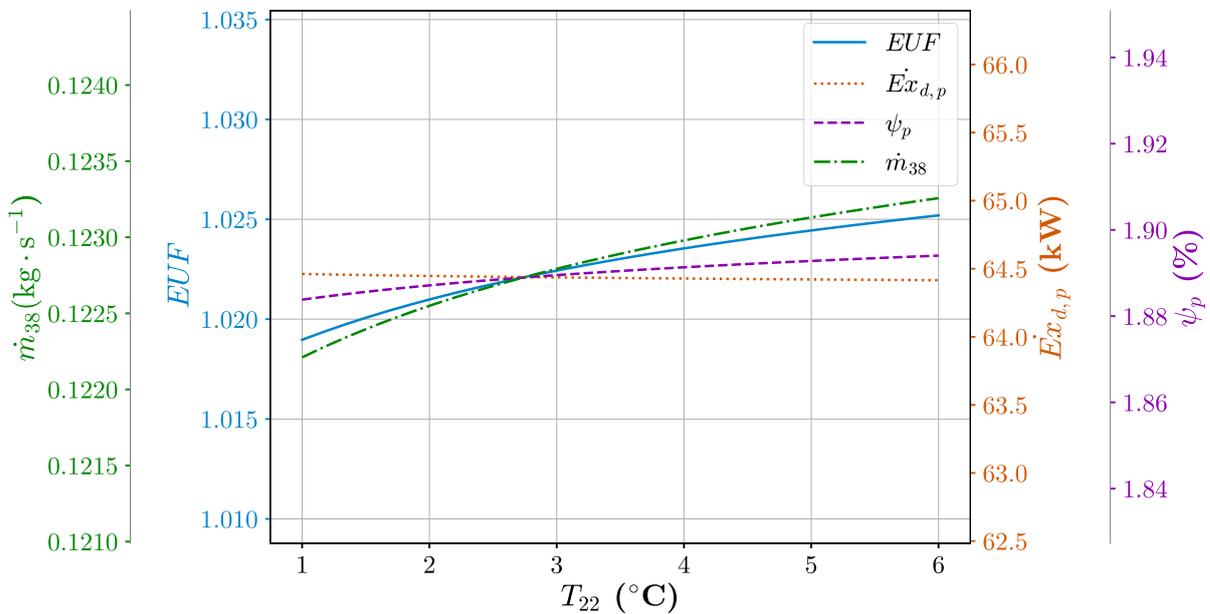


Figura 6.15: Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{22}) nos índices de desempenho do sistema com SRA LiBr/H₂O.

Observando as Figuras 6.15 e 6.16, percebe-se que a influência de T_{22} é pouco significativa para os parâmetros energéticos, devido a estreita faixa avaliada. De qualquer modo, percebe-se que, ao aumentar T_{22} , há um pequeno aumento em \dot{m}_{38} de 0,1222 a 0,1232 kg·s⁻¹, no sistema LiBr/H₂O, e de 0,1161 e 0,1210 kg·s⁻¹, no sistema NH₃/H₂O. Isso ocorre, porque a única forma de aumentar T_6 , quando \dot{Q}_e está fixo, é reduzindo a vazão de refrigerante (\dot{m}_{22}), o que reduz também \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} e, por consequência, \dot{Q}_g . Com isso, a quantidade de calor disponível para a dessalinização aumenta. Devido ao aumento em \dot{m}_{38} , há também um ligeiro ganho no EUF que vai de 1,0190 a 1,0252, no SRA LiBr/H₂O, e de 0,9825 a 1,0115, no SRA NH₃/H₂O, como mostram também as Figuras 6.15 e 6.16.

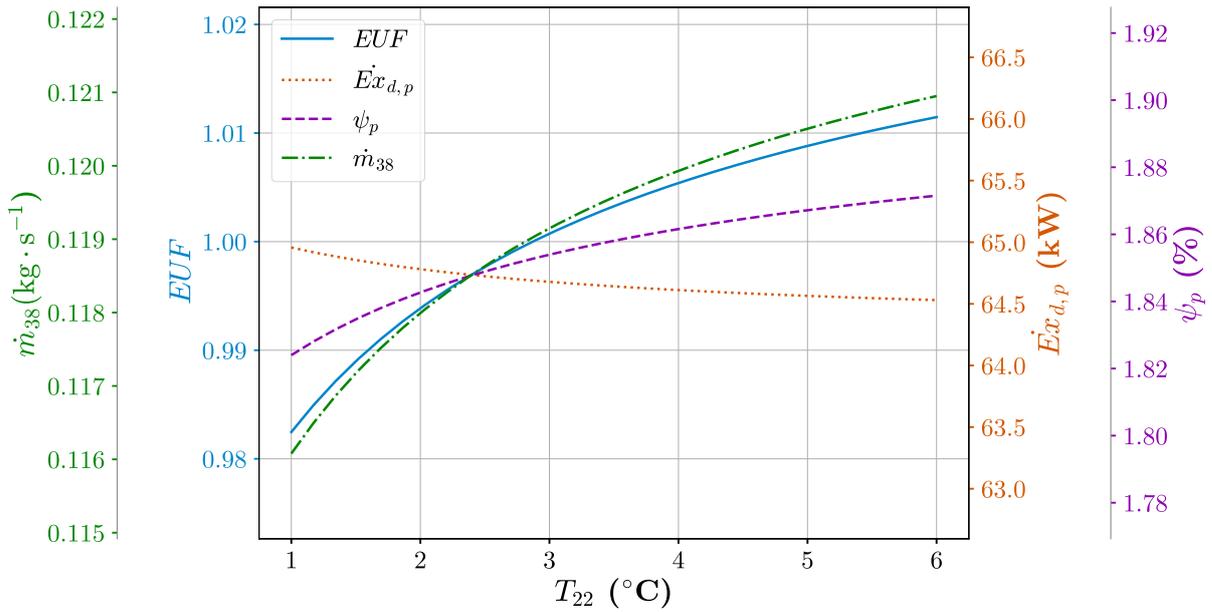


Figura 6.16: Influência da temperatura de saída do evaporador (T_{22}) nos índices de desempenho do sistema com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Quanto aos índices de 2ª Lei, fica claro a partir das Figuras 6.15 e 6.16, que T_{22} possui efeito quase nulo, o que pode ser explicado tanto pela escala do SRA quanto pela faixa estreita avaliada. Caso o uma fluxo maior de exergia atravessasse o sistema, haveria um aumento do desempenho exergético com o aumento de T_{22} , o que seria explicado pela redução de \dot{Q}_g , que resulta em um menor fornecimento de exergia ao SRA, ao passo que a exergia dos produtos se mantém fixa. Além disso, há uma redução em \dot{m}_{10} e \dot{m}_{13} , o que resulta em equipamentos menores e um menor efeito das irreversibilidades. É importante destacar que o limite superior de 6 °C foi definido de forma a manter um ΔT_{\min} de 4 °C com o ar refrigerado que sai a 10 °C.

6.3.7 Razão das vazões da água e do ar no HDH (MR)

O MR é um dos principais parâmetros de projeto do HDH. Neste caso, foram avaliados valores de MR entre 0,5 e 4,5. As Figuras 6.17 e 6.18 apresentam a influência do MR no desempenho dos sistemas de trigerção.

Observando as Figuras 6.17 e 6.18, é possível visualizar um ponto de máximo em valores de MR próximos a 2,6. O valor máximo de \dot{m}_{38} é de, aproximadamente, 0,126 kg · s⁻¹, para o sistema LiBr/H₂O, e de 0,123 kg · s⁻¹, para o sistema NH₃/H₂O. Este comportamento ocorre, porque o aumento do MR representa um aumento na quantidade de água salobra em relação ao ar seco, que é responsável por absorver a umidade no umidificador e transportá-la ao desumidificador. O que acontece é:

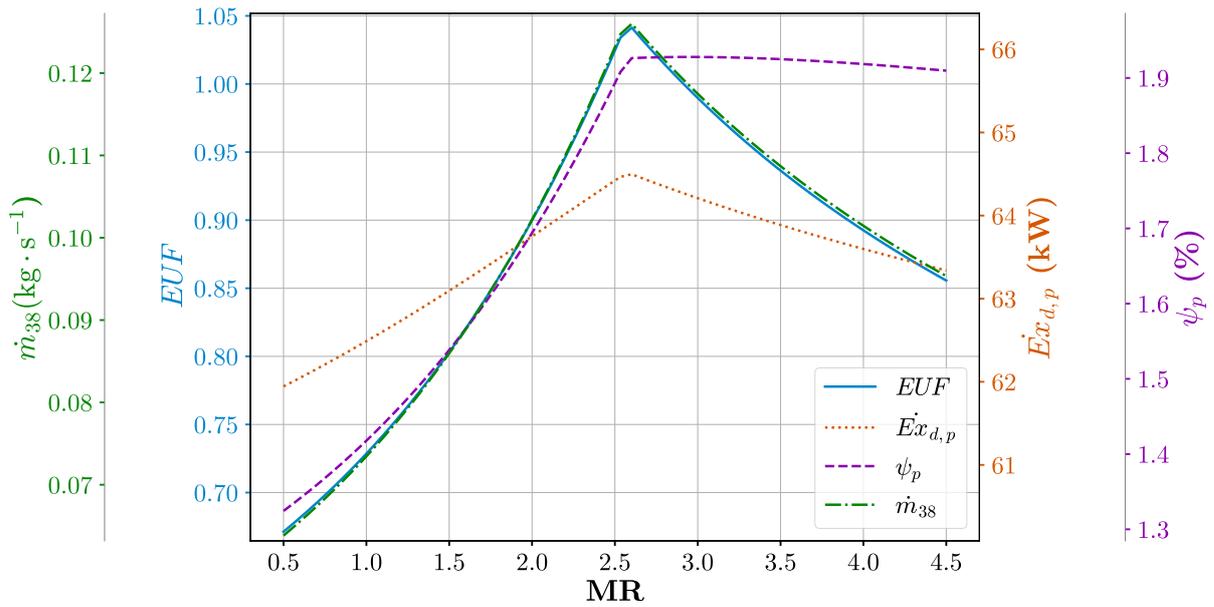


Figura 6.17: Influência do MR nos índices de desempenho do sistema de trigação com SRA LiBr/H₂O.

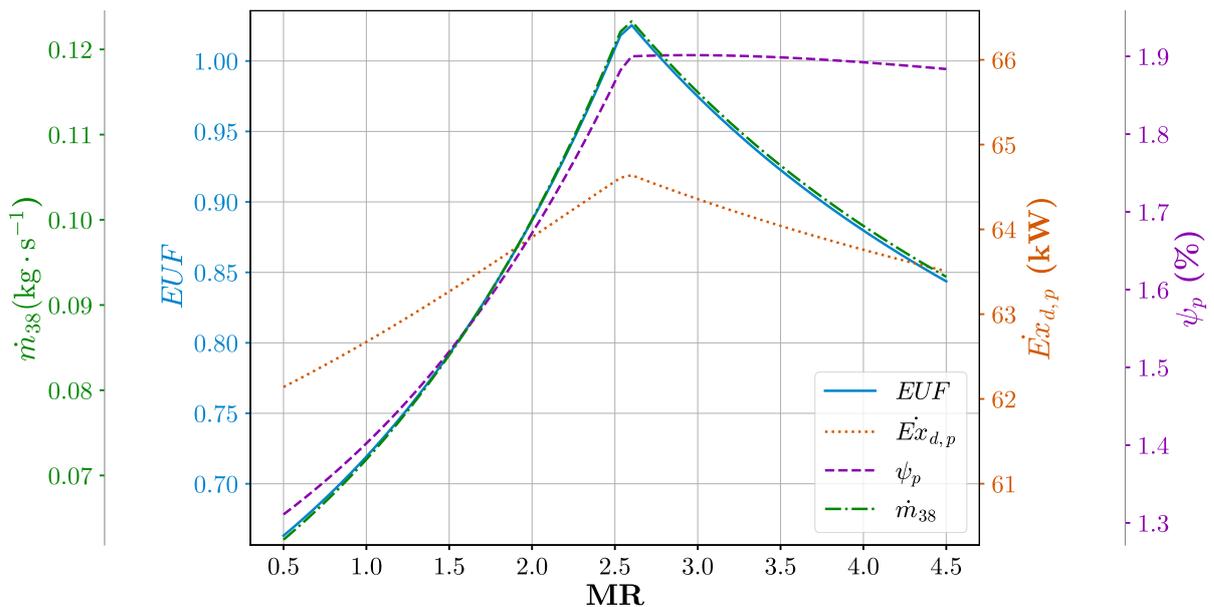


Figura 6.18: Influência do MR nos índices de desempenho do sistema de trigação com SRA NH₃/H₂O.

- Antes do máximo: Baixa quantidade de água, o ar absorve pouca umidade.
- Após o máximo: O ar atinge saturação e não consegue absorver mais umidade. Então, a quantidade extra de água salobra não favorece a produção de água dessalinizada.

Esse comportamento é comum em sistemas HDH e foi observado em uma série de estudos experimentais, como citado por Sharqawy *et al.* (2014). Um comportamento similar pode ser observado no EUF, que vai de 0,6712 até 1,0227 e depois cai para 0,8557, no sistema

LiBr/H₂O, e de 0,6632 a 1,0254 e depois cai para 0,8436, no sistema NH₃/H₂O, como mostram as Figuras 6.17 e 6.18. Com isso, percebe-se que o sistema HDH tem grande influência no desempenho dos sistemas de trigeriação, pois é capaz de recuperar boa parte da energia residual.

Quanto aos parâmetros exergeticos, percebe-se que $\dot{E}x_{d,p}$ também obtém um valor máximo para valores de MR próximos a 2,6. Com o aumento do MR, reduz-se \dot{m}_{36} , que é a vazão de ar seco. Como consequência disso, há um aumento inicial da vazão de água salobra (\dot{m}_{32}), seguido por uma redução após o ponto de máximo, resultante da seguinte série de eventos:

- Com a redução de \dot{m}_{36} , aumenta-se T_{36} , uma vez que T_{34} é fixo;
- Aumenta-se T_{33} , devido à troca térmica no desumidificador;
- Como \dot{Q}_{aq} e T_{34} são fixo, é necessário aumentar \dot{m}_{32} , pois $\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_{32} \cdot c_p \cdot (T_{34} - T_{33})$;
- Ao aumentar \dot{m}_{32} , reduz-se também T_{37} , devido à troca de calor no desumidificador;
- Depois de certo ponto, o aumento de T_{36} é superado pela redução em \dot{m}_{36} , resultando na diminuição do calor trocado no desumidificador;
- Reduz-se T_{33} , devido à redução de T_{36} ;
- Reduz-se \dot{m}_{32} , devido à redução de T_{33} e ao balanço de energia;
- Aumenta-se T_{37} , devido à redução de \dot{m}_{32} ;

O efeito do fenômeno causado pelo aumento do MR causa impactos diferentes em cada equipamento do HDH, como mostra a Tabela 6.4.

Tabela 6.4: Descrição do efeito do MR em $\dot{E}x_{d,p}$ para cada um dos equipamentos do HDH.

Equipamentos	Antes do máximo	Após o máximo
Aquecedor	<ul style="list-style-type: none"> • Aumenta T_{36}, aumentando T_{33}. Com isso, diminui o ΔT no aquecedor, reduzindo o efeito das irreversibilidades. 	<ul style="list-style-type: none"> • Diminui T_{33}, aumentando novamente o efeito das irreversibilidades.
Umidificador	<ul style="list-style-type: none"> • Aumenta o \dot{m}_{32}, reduzindo T_{37}. Com isso, aumenta-se o ΔT no umidificador e, portanto, o efeito das irreversibilidades. 	<ul style="list-style-type: none"> • Diminui o \dot{m}_{32}, fazendo com que T_{37} aumente novamente, reduzindo o efeito das irreversibilidades.
Desumidificador	<ul style="list-style-type: none"> • A diminuição de \dot{m}_{36} aumenta T_{36}, aumentando o ΔT no umidificador e, portanto, o efeito das irreversibilidades. 	<ul style="list-style-type: none"> • O aumento de T_{36}, ainda eleva o ΔT no umidificador, mas seu efeito é atenuado pelo aumento de T_{37}.

Logo, há um aumento inicial em $\dot{E}x_{d,p}$, devido ao aumento no efeito das irreversibilidade no desumidificador, além do ligeiro aumento de $\dot{E}x_{d,u}$ (umidificador). Depois, ocorre uma diminuição em $\dot{E}x_{d,p}$, resultante da diminuição no efeito das irreversibilidades no umidificador.

No caso de ψ_p , percebe-se um ligeiro aumento até o ponto de máximo e depois uma diminuição pouco significativa, com comportamento quase constante. Isso se dá devido à variação em \dot{m}_{38} , resultado das mudanças em \dot{m}_{32} .

6.3.8 Temperatura de saída do aquecedor (T_{34})

No HDH, T_{34} é um parâmetro de grande importância, já que influencia todas as temperaturas internas do sistema, com exceção de T_{32} . Neste estudo, foram avaliados valores de T_{34} entre 68 e 100 °C, de forma a respeitar os limites das correlações utilizadas pelo EES. As Figuras 6.19 e 6.20 apresentam a influência de T_{34} no desempenho dos sistemas.

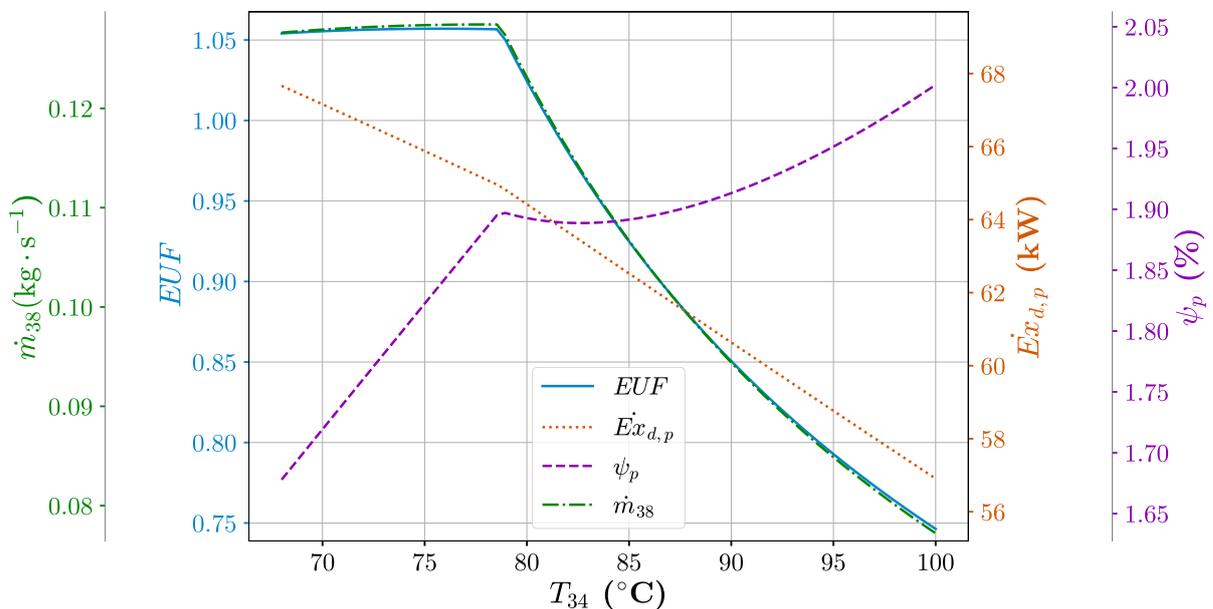


Figura 6.19: Influência da temperatura de topo do HDH (T_{34}) nos índices de desempenho do sistema de trigeração com SRA LiBr/H₂O.

Observando as Figuras 6.19 e 6.20, percebe-se que existe um ponto de máximo para \dot{m}_{38} , em valores de T_{34} próximos a 78,5 °C. Tal comportamento se deve a:

- Inicialmente, o aumento de T_{34} favorece a transferência de massa entre a água salobra e o ar no umidificador, aumentando a umidade na corrente 36. Com isso, uma maior quantidade de água pode ser condensada no desumidificador;
- Todavia, ao aumentar T_{34} também reduz-se \dot{Q}_{aq} , já que T_8 é definida como $T_{34} + 10$ °C. Isso resulta na diminuição da capacidade de dessalinização, causando redução em \dot{m}_{38} .

Assim, \dot{m}_{38} varia de 0,1276 a 0,1284, e depois até 0,0772 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, no sistema LiBr/H₂O, e de 0,1251 a 0,1258, e então até 0,0754 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$, no sistema NH₃/H₂O. O mesmo ponto de

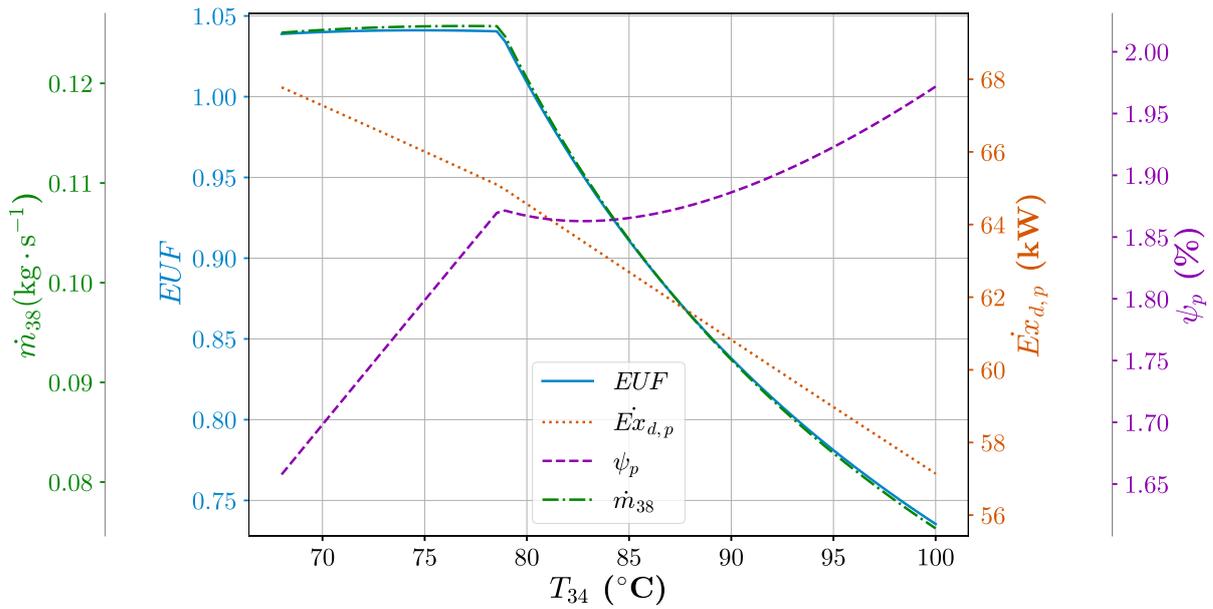


Figura 6.20: Influência da temperatura de topo do HDH (T_{34}) nos índices de desempenho do sistema de trиграção com SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

máximo pode ser observado para o EUF, que vai de 1,054 até 1,057, e então cai para 0,746, no sistema $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, e de 1,039 até 1,041, e depois até 0,735, no sistema $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. O motivo é justamente a diminuição em \dot{m}_{38} .

Quanto aos parâmetros exergéticos, as Figuras 6.19 e 6.20 mostram um aumento de desempenho com o aumento em T_{34} , demonstrado pela diminuição de $\dot{E}x_{d,p}$ e pelo aumento de ψ_p . Isso ocorre devido a uma redução no efeito das irreversibilidades do processo de troca térmica no aquecedor, devido ao aumento em T_{34} e T_{33} que atingem valores mais próximos a T_7 , reduzindo a diferença de temperatura.

6.3.9 Efetividades do umidificador (ε_u) e desumidificador (ε_d)

As efetividades do umidificador e do desumidificador estão associadas diretamente com o tamanho e o desempenho desses equipamentos. Neste estudo, foram avaliados valores entre 50 e 90% para ambas as efetividades, como mostra a Figura 6.21. A Figura 6.21 apresenta a influência das efetividades em \dot{m}_{38} , para os dois sistemas de trиграção.

Observando a Figura 6.21 b), percebe-se que há um aumento em \dot{m}_{38} , tanto com ε_u quanto do ε_d . Isso faz sentido, uma vez que a efetividade está diretamente ligada à transferência de massa e energia. Com o aumento das efetividades, percebe-se que:

- No umidificador, as taxas de transferência de calor e massa aumentam, resultando no aumento de T_{36} , associado a uma maior quantidade de umidade absorvida;

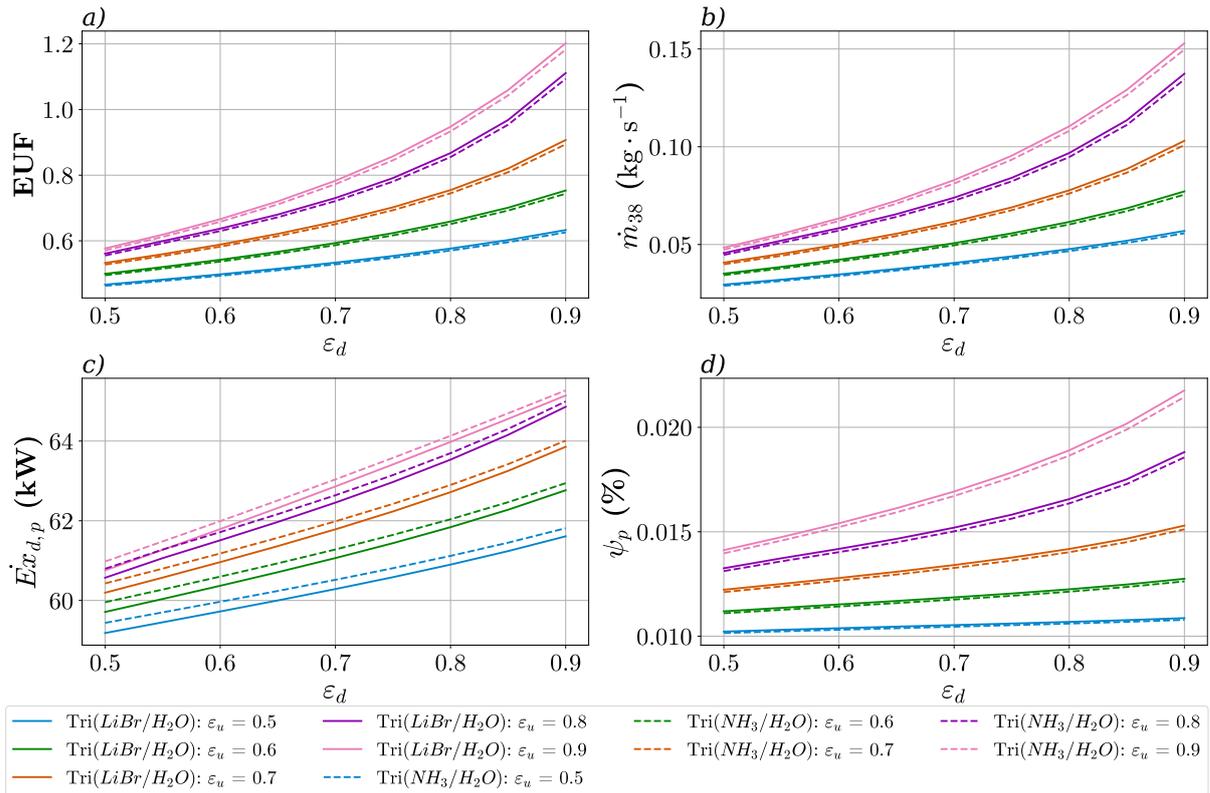


Figura 6.21: Influência das efetividades do umidificador (ε_u) e desumidificador (ε_d) nos índices de desempenho dos sistemas de trigeriação.

- No desumidificador, a taxa de transferência de calor aumenta, resultando na diminuição de T_{37} , associada a uma maior condensação da água;

Por meio da Figura 6.21 a), observa-se o que o EUF também aumenta com as efetividades. Além disso, verifica-se que há uma influência mútua entre os dois equipamentos, já vez que, quanto maior é ε_u , maior é a influência de ε_d no desempenho. Isso faz sentido, pois ambos estão intimamente ligados por processos de transferência de massa e energia. Por exemplo, o aumento de T_{36} impacta o desumidificador, aumentando a transferência de energia.

A Figura 6.21 c) mostra que $\dot{E}x_{d,p}$ também aumenta com as efetividades. Isso corre por conta do aumento das vazões do sistema, o que resulta no aumento do montante de exergia destruída. Além disso, há um aumento em T_{36} , que eleva o ΔT no desumidificador e, portanto, o efeito das irreversibilidades. De forma similar, há uma diminuição em T_{37} , o que eleva o ΔT no umidificador, favorecendo também as irreversibilidades.

Apesar do aumento em $\dot{E}x_{d,p}$, há um aumento de ψ_d com as efetividades, como mostra a Figura 6.21 d). Apesar de se destruir mais exergia, também se produz mais produto. Como a exergia fornecida aos sistemas não foi alterada e uma maior parcela da exergia sai do sistema na forma de água dessalinizada, maior é ψ_d .

6.3.10 Considerações finais

Para todas as análises realizadas, percebeu-se um menor desempenho do sistema de trigerção com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Isso acontece devido à natureza do refrigerante e do absorvente utilizados. A separação no gerador requer menos energia para o sistema $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, já que o LiBr é um sal e tem ponto de ebulição muito maior do que a água, diferentemente da relação de pontos de ebulição da água e da amônia.

Por fim, a Figura 6.22 traz um diagrama para resumir o impacto das variáveis no desempenho, a partir da diferença percentual entre os menores e maiores valores obtidos nas faixas avaliadas. Como a influência é parecida nos dois sistemas, a Figura se limita aos valores apresentados pelo sistema com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$.

\dot{m}_9	11.32 %	891.54 %	601.63 %	-1.56 %
X_{CH_4}	-41.02 %	205.63 %	503.45 %	-40.13 %
T_{10}	-8.59 %	-12.00 %	1.01 %	-7.62 %
T_{13}	13.34 %	19.68 %	-1.37 %	11.66 %
T_{19}	-3.61 %	-5.04 %	0.43 %	-3.20 %
T_{22}	0.61 %	0.86 %	-0.07 %	0.54 %
MR	55.14 %	97.40 %	4.12 %	45.57 %
T_{34}	-29.39 %	-39.89 %	-15.90 %	19.34 %
ε_u	81.53 %	159.96 %	5.61 %	99.10 %
ε_d	134.15 %	270.70 %	8.16 %	60.67 %
	EUF	\dot{m}_{38}	Ex_d	ψ

Figura 6.22: Resumo da influência das variáveis estudadas nos índices de desempenho dos sistemas de trigerção com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$.

A partir da Figura 6.22, percebe-se que os parâmetros ligados ao biogás apresentam forte influência no desempenho do sistema, como esperado. Além disso, o sistema HDH também possui grande influência no desempenho, especialmente em função das efetividades. Fica claro também que o SRA não apresenta grande impacto, justamente por sua escala reduzida.

Tendo em vista os valores obtidos para os índices de desempenho na análise paramétrica, fica claro que existe espaço para melhorias nos resultados da Tabela 6.1. Por isso, no próximo capítulo, Algoritmo Genético foi empregado na otimização de ambos os sistemas de trigerção, a fim de aprimorar o desempenho energético e exergético, além da produção de água.

7 OTIMIZAÇÃO

Neste capítulo é abordada a otimização dos modelos de ambos os sistemas de trigerção, de forma a encontrar uma condição operacional que aprimore seu desempenho em relação ao caso base descrito no Capítulo 4. Para isso, foi utilizado o método meta-heurístico evolucionário conhecido como Algoritmo Genético (GA).

Inicialmente, é descrita a metodologia empregada para a otimização, incluindo a seleção das variáveis de decisão, limites de busca e funções objetivo. Depois, são apresentadas as condições operacionais obtidas pelo GA para os dois sistemas de trigerção, além da discussão a respeito de tais resultados.

7.1 Metodologia

Para a aprimorar os sistemas de trigerção foram considerados três casos de otimização mono-objetivo, cujas funções objetivo foram especificadas como a maximização do EUF, de ψ_{sys} e de \dot{m}_{38} , sendo esses denominados casos I, II e III, respectivamente.

A Tabela 7.1 apresenta as variáveis de decisão escolhidas, assim como seus limites operacionais, para ambos os sistemas. Quanto aos limites operacionais impostos como restrições, esse são iguais aos limites explorados na análise paramétrica, descrita no Capítulo 6.

Tabela 7.1: Variáveis de decisão selecionadas para a otimização dos sistemas de trigerção com SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O e seus limites operacionais.

Varáveis de decisão	Limites	
	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
Temperatura de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	35 - 44	35 - 42,5
Temperatura de saída do gerador, T_{13} (°C)	75 - 90	76,5 - 90
Temperatura de saída do condensador, T_{19} (°C)	35 - 48	35 - 45,5
Temperatura de saída do evaporador, T_{22} (°C)	1 - 6	1 - 6
Razão das vazões mássicas de água e ar no HDH (MR)	0,5 - 4,5	0,5 - 4,5
Temperatura de topo do HDH, T_{34} (°C)	68 - 100	68 - 100

Além dos limites operacionais, adotou-se como restrições do processo de otimização os valores calculados para $\dot{E}x_{d,k}$, que deveriam ser sempre maiores que zero, evitando a violação da 2ª Lei da Termodinâmica, uma vez que $\dot{E}x_d$ é proporcional à geração de entropia e esta deve ser sempre maior que zero. As Equações 7.1 descrevem os três casos de otimização mono-objetivo abordados.

Como o GA possui uma série de parâmetros internos ajustáveis, análises de sensibilidade devem ser realizadas para compreender a influência desses parâmetros nas funções objetivo. Tais análises são sempre necessárias para novos estudos, uma vez que não existe configuração de parâmetros que seja aplicável a todos os casos (EIBEN e SMITH, 2010).

Por isso, foram analisados de forma isolada, três operadores de cruzamento, mutação e seleção e diferentes valores para os parâmetros população, taxa de cruzamento e taxa de mutação, como mostra a Tabela 7.2, enquanto os demais eram mantidos fixos em uma configuração padrão arbitrária, apresentada pela Tabela 7.3.

Com base nas informações de sensibilidade, foram escolhidas e testadas diferentes configurações de operadores e parâmetros para cada função objetivo estudada e para cada sistema de triagem. Então, para cada caso, foi escolhida a configuração de parâmetro que apresentou o maior ganho de desempenho para seu respectivo sistema, em relação ao caso base. É importante destacar que, apesar de não terem sido analisadas todas as combinações de parâmetros possíveis, a análise de sensibilidade traz uma série de informações relevantes, como uma ideia do valor máximo que uma função objetivo pode obter e os valores de parâmetros que tendem a obter maiores ganhos de desempenho.

Tabela 7.2: Operadores e valores de parâmetros a serem testados nas análises de sensibilidade.

Operadores	
Operação	Operadores testados
Cruzamento	Ponto Duplo, Binário Simulado, Mistura
Mutação	Gaussiana, Inteiro Uniforme e Polinomial
Seleção	Roleta, Torneio e Amostragem estocástica universal
Parâmetros	
Parâmetro	Valores testados
População	10, 15, 25, 50, 100, 150 e 200
Taxa de Cruzamento	0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6, 0,7 e 0,8
Taxa de Mutação	0,05, 0,10, 0,15, 0,20 e 0,25

Tabela 7.3: Configuração padrão de operadores e parâmetros.

Parâmetro/Operadores	Configuração Padrão
Operador de Cruzamento	Ponto Duplo
Operador de Mutação	Inteiro Uniforme
Operador de Seleção	Torneio
População	50
Taxa de Cruzamento	0,5
Taxa de Mutação	0,1

A escolha desses conjuntos de parâmetros internos é muitas vezes denominada de ajuste de parâmetros (do inglês *parameter tuning* ou *hyperparameter tuning*) e pode ser realizada de diversas maneiras. No presente trabalho, foi adotada uma metodologia simplificada de forma a reduzir a complexidade da escolha dos parâmetros, uma vez que seria requerido um tempo elevado para checar todas as combinações possíveis. Variações dessa metodologia podem ser encontradas na literatura, como nos trabalhos de Boyabatli e Sabuncuoglu (2004), Angelova e Pencheva (2011), Xu *et al.* (2012), Ayad *et al.* (2013), Roeva *et al.* (2013), Srinivas *et al.* (2014), Carvalho (2017) e Krajčovič *et al.* (2019). Todavia, é importante destacar que essa não é a única forma de se selecionar parâmetros. No livro de Hamadi *et al.* (2012), capítulo 2, e na tese de Smit (2012) são descritos diversos algoritmos mais complexos e automatizados para escolha dos parâmetros. Todavia, escolheu-se utilizar a metodologia mais simples, já que tais métodos teriam se der implementados do zero. Na Figura 7.1 é apresentado um fluxograma que resume a metodologia aplicada para a otimização dos modelos.

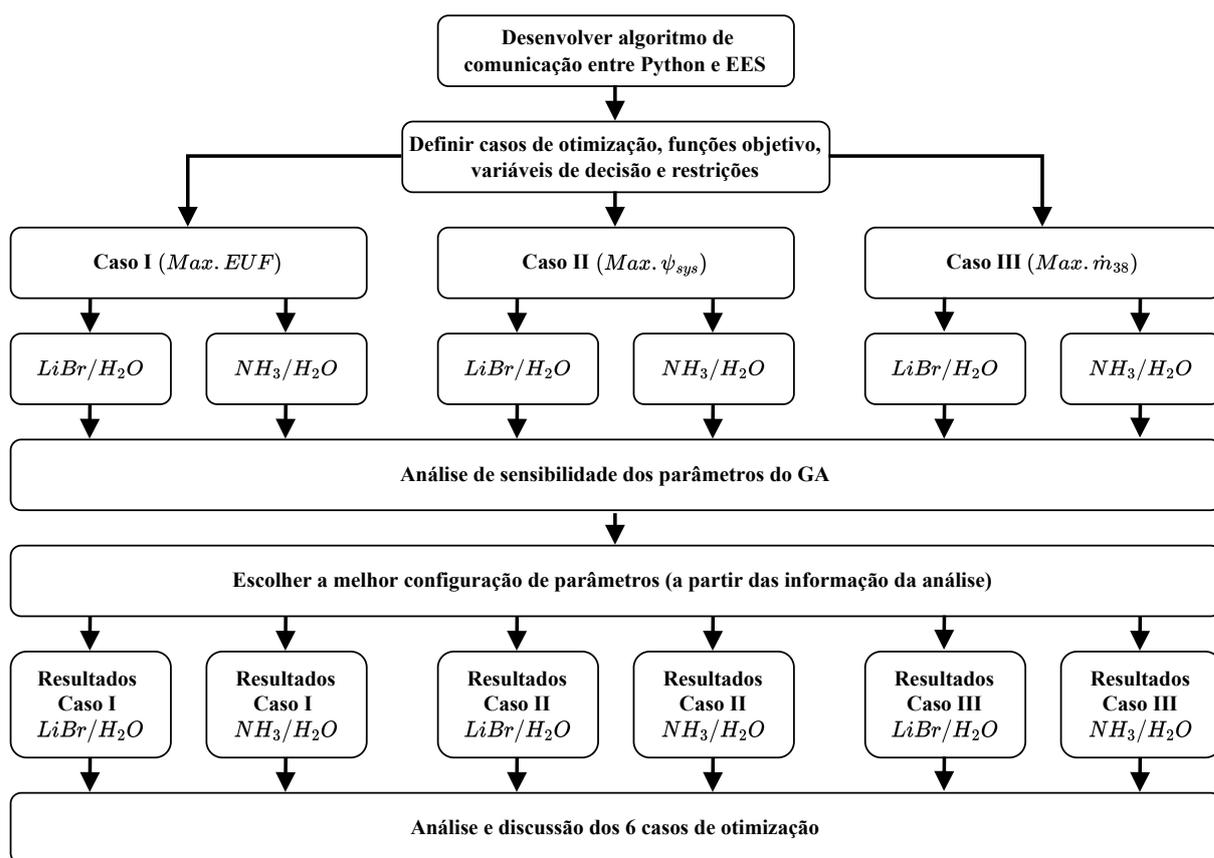


Figura 7.1: Fluxograma da metodologia empregada para otimização via GA.

7.2 Resultados e Discussão

7.2.1 Sistema de trigeriação com SRA LiBr/H₂O

A Tabela 7.4 apresenta as configurações de parâmetros escolhidas para os casos I, II e III, referentes à maximização do EUF, de ψ_{sys} e de \dot{m}_{38} , respectivamente. É importante destacar que estas configurações, que resultaram em maior desempenho, foram selecionadas dentre várias outras testadas, as quais foram escolhidas com base nas informações da análise de sensibilidade.

Tabela 7.4: Configurações de parâmetros do GA escolhidas para os três casos de otimização referentes ao sistema de trigeriação com SRA LiBr/H₂O.

Parâmetro / Operador	Caso I	Caso II	Caso III
População	200	200	200
Taxa de Cruzamento	0,6	0,7	0,4
Taxa de Mutação	0,2	0,15	0,15
Operador de Cruzamento	Mistura	SBB	Mistura
Operador de Mutação	Polinomial	Polinomial	Polinomial
Operador de Seleção	Torneio	Torneio	Torneio

A Tabela 7.5 apresenta os resultados dos três casos de otimização, obtidos utilizando as configurações da Tabela 7.4. Na Tabela 7.5, os três casos são comparados ao caso base, por meio dos valores das variáveis alvo e variáveis de decisão.

Tabela 7.5: Resultados dos três casos de otimização em relação ao caso base, referentes ao sistema com SRA LiBr/H₂O.

Parâmetro	Caso Base	Caso I	Caso II	Caso III
EUF	1,0245	1,1487	0,8828	1,1492
ψ_{sys} (%)	25,391	25,364	25,447	25,364
ψ_p (%)	1,892	1,684	2,366	1,683
\dot{m}_{38} (kg · s ⁻¹)	0,1231	0,1431	0,1004	0,1432
$\dot{E}x_{d,\text{sys}}$ (kW)	295,924	299,514	289,534	299,535
$\dot{E}x_{d,p}$ (kW)	64,422	68,012	58,032	68,033
T. de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	35,00	35,01	35,01	35,04
T. de saída do gerador, T_{13} (°C)	85,00	84,65	85,01	84,22
T. de saída do condensador, T_{19} (°C)	40,00	35,01	35,10	35,01
T. de saída do evaporador, T_{22} (°C)	5,00	5,99	5,98	5,99
Razão das vazões mássicas, MR	2,500	1,987	4,105	1,984
T. de topo do HDH, T_{34} (°C)	80,00	68,12	99,97	68,04

A primeira coisa que se nota ao analisar a Tabela 7.5 é que, dentre as variáveis de decisão, somente T_{34} e MR variam de forma significativa. As temperaturas T_{10} , T_{13} , T_{19} e T_{22} , entretanto, tendem a um de seus limites operacionais, o que está de acordo com o que foi observado na análise paramétrica, mas as torna menos relevantes para a otimização.

No caso I, observou-se um aumento de 12,12% no EUF em relação ao caso base. Além disso, houve um aumento de 16,25% em \dot{m}_{38} , o que faz sentido, pois a produção de água é um dos produtos de interesse do sistema e, portanto, contribui para o aumento do EUF. Entretanto, apesar de elevar o desempenho energético, o caso I possui como efeito colateral o aumento de 5,75% em $\dot{E}x_{d,p}$ e uma diminuição de 10,99% em ψ_p , em relação ao caso base. Isso ocorre, pois o valor máximo de EUF é alcançado com os maiores valores de \dot{m}_{38} , uma vez que \dot{W}_{net} e \dot{Q}_e são fixos. Para maximizar \dot{m}_{38} no HDH, reduz-se T_{34} , o que aumenta \dot{Q}_{aq} . O resultado disso é a redução das temperaturas internas do HDH, incluindo T_{33} . Com isso, aumenta-se o ΔT entre T_{33} e T_7 (gases de exaustão), tornando o processo mais irreversível.

Com relação ao caso II, é possível perceber um aumento de 25,05% em ψ_p e uma diminuição de 9,92% em $\dot{E}x_{d,p}$. É importante destacar que os parâmetros parciais, como definidos no tópico 6.3, foram utilizados para evitar que as variações resultantes da otimização fossem ofuscadas pelo montante de exergia referente ao ciclo de Brayton, que não teve seus parâmetros modificados. Em contrapartida à melhora nos índices de 2ª Lei, observa-se uma queda de 13,83% no EUF e de 18,44% em \dot{m}_{38} , um decréscimo considerável em relação ao caso base. Tal efeito é similar ao descrito para o caso I, mas em sentido contrário.

No caso III, são observados resultados muito similares ao caso I, sendo possível dizer que tal caso de otimização é, de certa forma, redundante. Nesse caso, obteve-se um aumento de 12,17% no EUF e 16,33% em \dot{m}_{38} , se comparado ao caso base. Tais resultados fazem sentido, uma vez que o EUF é diretamente proporcional a \dot{m}_{38} .

Devido aos resultados obtidos, é relevante discutir as características dos produtos de interesse. Tanto o trabalho quanto a refrigeração possuem uma relação direta com a exergia, ou seja, quanto maior é a exergia, maior é a utilidade desses produtos. No caso da água dessalinizada, a relação é diferente.

No caso II, ao aumentar T_{34} e, conseqüentemente, T_{38} , observa-se um aumento na exergia da água dessalinizada ($\dot{E}x_{38}$), aumentando ψ_{sys} e ψ_p , mesmo havendo uma redução \dot{m}_{38} . Isso indica que a temperatura foi o fator de maior importância, neste caso, para o cálculo de $\dot{E}x_{38}$. Tal comportamento é diferente do caso I, em que tanto o aumento da vazão quanto a diminuição da temperatura, favorecem o termo $\dot{m}_{38}h_{fg}$, que resulta no aumento do EUF. Portanto, ao escolher maximizar ψ e diminuir as perdas por irreversibilidade, há um aumento em $\dot{E}x_{38}$, associado a uma elevação nas temperaturas, mas também a uma redução de \dot{m}_{38} . As Figuras 7.2 e 7.3 trazem fluxogramas que resumem os efeitos da redução e elevação de T_{34} , que ocorrem

nos casos I e II para melhor ilustrar a discussão.

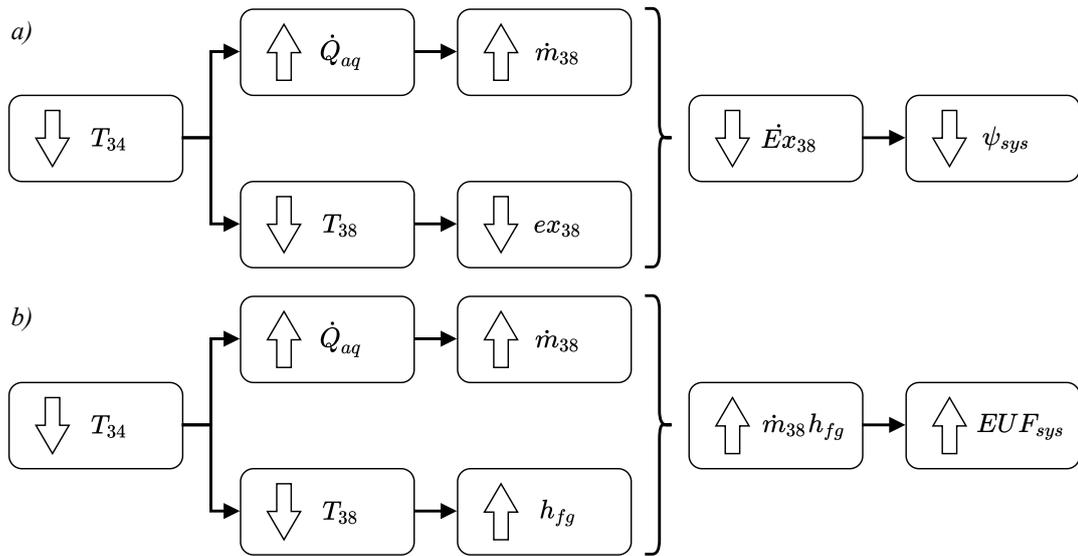


Figura 7.2: Influência da redução de T_{34} (Caso I) em a) ψ_{sys} e b) EUF.

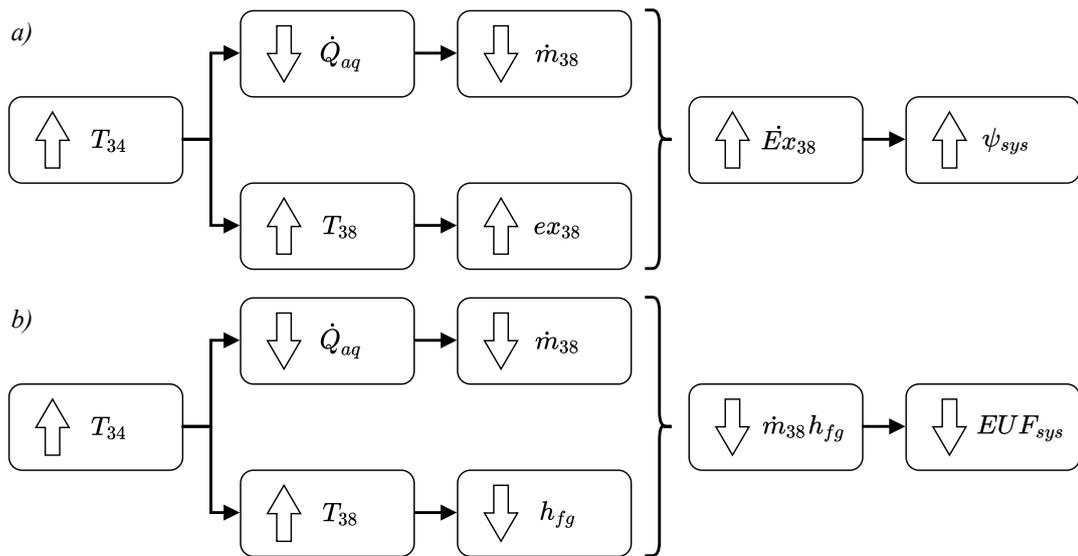


Figura 7.3: Influência da elevação de T_{34} (Caso II) em a) ψ_{sys} e b) EUF.

Desta forma, pode-se dizer que, caso o objetivo seja água de maior temperatura, a condição operacional obtida pelo caso II poderia ser mais adequada. Apesar disso, a principal finalidade de um sistema de dessalinização é a remoção de sólidos dissolvidos e o fornecimento de água para regiões com pouco ou nenhum acesso. Portanto, no contexto do presente trabalho, a condição operacional obtida pelo caso II se torna inadequada, já que reduz a quantidade de água produzida, sendo preferíveis as condições obtidas pelos casos I ou III.

7.2.2 Sistema de trigeriação com SRA NH₃/H₂O

Considerando o sistema com SRA NH₃/H₂O, foram apresentadas na Tabela 7.6 as configurações de parâmetros internos do GA selecionadas para os casos I, II e III, referentes à maximização do EUF, ψ_{sys} e \dot{m}_{38} , respectivamente.

Tabela 7.6: Configurações de parâmetros do GA escolhidas para os três casos de otimização referentes ao sistema de trigeriação com SRA NH₃/H₂O.

Parâmetro / Operador	Caso I	Caso II	Caso III
População	200	200	200
Taxa de Cruzamento	0,4	0,6	0,4
Taxa de Mutação	0,2	0,2	0,2
Operador de Cruzamento	Mistura	SBB	Mistura
Operador de Mutação	Polinomial	Polinomial	Polinomial
Operador de Seleção	Torneio	Torneio	Torneio

A Tabela 7.7 apresenta o resultado da otimização obtido por meio da execução do GA, configurado com os parâmetros da Tabela 7.6. Os resultados são comparados ao caso base por meio dos valores das variáveis alvo e variáveis de decisão.

Tabela 7.7: Resultados dos três casos de otimização em relação ao caso base, referentes ao sistema com SRA NH₃/H₂O.

Parâmetro	Caso Base	Caso I	Caso II	Caso III
EUF	1,0088	1,1392	0,8757	1,1391
ψ_{sys} (%)	25,386	25,361	25,443	25,362
ψ_p (%)	1,867	1,671	2,323	1,671
\dot{m}_{38} (kg · s ⁻¹)	0,1205	0,1416	0,0991	0,1415
$\dot{E}x_{d,\text{sys}}$ (kW)	296,068	299,561	289,625	299,556
$\dot{E}x_{d,p}$ (kW)	64,656	68,059	58,123	68,054
T. de saída do absorvedor, T_{10} (°C)	35,00	35,01	35,00	35,02
T. de saída do gerador, T_{13} (°C)	85,00	89,97	89,98	89,82
T. de saída do condensador, T_{19} (°C)	40,00	35,00	35,00	35,01
T. de saída do evaporador, T_{22} (°C)	5,00	6,00	6,00	5,99
Razão das vazões mássicas, MR	2,500	1,984	4,087	1,984
T. de topo do HDH, T_{34} (°C)	80,00	68,03	99,97	68,05

Para o caso I percebe-se um aumento de 12,93% no EUF e 17,51% em \dot{m}_{38} , em relação ao caso base. Associado a isso, percebe-se uma queda no desempenho exergetico, com aumento de 5,26% em $\dot{E}x_{d,p}$ e redução de 10,50% em ψ_p . Tal comportamento é similar ao observado no caso I do sistema com SRA LiBr/H₂O, portanto, vale a discussão já apresentada.

Sobre caso II, é possível perceber um aumento de 24,42% em ψ_p e uma redução de 10,10% em $\dot{E}x_{d,p}$. Por outro lado, observou-se uma queda de 13,19% no EUF e de 17,76% em

\dot{m}_{38} . Isso ocorre de forma similar ao sistema LiBr/H₂O, portanto, também vale a explicação dada anteriormente.

Em relação ao caso III, é possível dizer novamente que o resultado é bastante similar ao caso I, apresentando um aumento de 12,92% no EUF e 17,43% no \dot{m}_{38} .

Assim como discutido para o sistema com SRA LiBr/H₂O, nesse caso também se observa que os casos I e III fazem mais sentido, especialmente se o objetivo for o fornecimento de água, não especificamente uma água quente. Isso fica claro devido a queda substancial em \dot{m}_{38} , que, ao ser comparada à produção do caso III, representa uma redução de 29,96%.

7.2.3 Comparação entre os dois sistemas de trigerção

Tendo em vista que os casos I e III são muito similares, a Tabela 7.8 apresenta uma comparação apenas entre os casos I e II para ambos os sistemas de trigerção.

Tabela 7.8: Comparação entre os índices de desempenho dos dois sistemas de trigerção.

Parâmetros	Caso I	Caso I	Caso II	Caso II
	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
EUF	1,1487	1,1392	0,8828	0,8757
Diferença do EUF p/ o caso base (%)	12,12	12,93	-13,83	-13,19
ψ_{sys} (%)	25,364	25,361	25,447	25,443
ψ_p (%)	1,684	1,671	2,366	2,323
Diferença de ψ_p p/ o caso base (%)	-10,99	-10,50	25,05	24,42
\dot{m}_{38} (kg · s ⁻¹)	0,1431	0,1416	0,1004	0,0991
Diferença de \dot{m}_{38} p/ o caso base (%)	16,25	17,51	-18,44	-17,76
$\dot{E}x_{d,sys}$ (kW)	299,514	299,561	289,534	289,625
$\dot{E}x_{d,p}$ (kW)	68,012	68,059	289,534	58,032

OBS: Diferenças negativas significam queda no valor.

Assim como observado durante a análise paramétrica realizada, percebe-se, com base na Tabela 7.8, que os índices de desempenho do sistema LiBr/H₂O são maiores do que os do sistema NH₃/H₂O. Todavia, tais valores são bastante próximos, o que pode ser explicado pela escala do SRA em relação aos demais ciclos. Apesar de apresentar menor desempenho, o sistema com SRA NH₃/H₂O obteve aumentos e reduções mais expressivos se comparado ao sistema com SRA LiBr/H₂O. Ou seja, é possível dizer que a otimização teve maior impacto no sistema NH₃/H₂O.

Para complementar o resultado da otimização, o Capítulo seguinte traz uma análise econômica preliminar de ambos os sistemas, para que seja possível obter uma estimativa de custos desses sistemas e seus respectivos tempos de retorno.

8 ANÁLISE ECONÔMICA PRELIMINAR

Neste capítulo, a fim de obter indicativos acerca da viabilidade econômica dos sistemas de trigeriação, uma análise econômica preliminar foi realizada. Inicialmente, a metodologia foi apresentada, descrevendo todas as equações e considerações empregadas. Em seguida, foram discutidos os resultados obtidos para o caso base e casos otimizados.

8.1 Metodologia

Nesta análise, foram estimados inicialmente o custo capital total (CAPEX, do inglês *Capital Expenditures*) e o custo operacional total (OPEX, do inglês *Operational Expenditures*) com base na metodologia descrita por Turton (2018) e outros trabalhos da literatura. Em seguida, foi estimada a receita total com os produtos. A partir desses valores foi possível calcular os tempos de retorno simples e descontado.

8.1.1 CAPEX

De acordo com Turton (2018), o custo de um equipamento a de capacidade α_a pode ser estimado a partir do custo de um mesmo equipamento b , de capacidade diferente α_b , a partir da relação descrita na Equação 8.1.

$$C_a = C_b \left(\frac{\alpha_a}{\alpha_b} \right)^n \quad (8.1)$$

Em que C é o custo e n é o chamado expoente de custo. É possível encontrar valores de n para diferentes equipamentos na literatura. No entanto, caso não disponível, é possível assumir um valor aproximado de 0,6, a chamada regra dos seis décimos (TURTON, 2018).

Como a maioria dos valores de custo encontrados na literatura são antigos, é necessário atualizá-los em função da inflação. Para isso, podem ser utilizados índices de custos, como o Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI). De acordo com Turton (2018), o valor do CEPCI para o ano de 2001 foi de 397. Já para o ano de 2019, o site oficial do índice apresenta um valor de 607,5 (JENKINS, 2020). A partir desses valores, a Equação 8.2 pode ser utilizada para correção dos custos.

$$\text{CAPEX}_{2019} = \frac{\text{CEPCI}_{2019}}{\text{CEPCI}_{2001}} \text{CAPEX}_{2001} \quad (8.2)$$

Ao utilizar equações disponibilizadas por artigos, os anos de referência das equações são geralmente especificados pelos autores. No caso de não inclusão do ano de referência, considerou-se um ano a menos que o ano de publicação do artigo o qual a equação se origina.

8.1.1.1 Microturbina a gás

A Tabela 8.1 apresenta os custos das microturbinas Capstone C30, obtidos a partir de documentos da Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos (EPA, 2015).

Tabela 8.1: Informações de capacidade e custo das microturbinas Capstone C30.

Capacidade	
Capacidade Nominal (kW)	30
Capacidade Líquida (kW)	28
Custo do Equipamento	
Pacote de geração (US\$)	53.100,00
Recuperação de calor (US\$)	13.500,00
Compressão do combustível (US\$)	8.700,00
Custo total do equipamento (US\$)	75.300,00

Fonte: EPA (2015).

Como os dados apresentados pelo documento da EPA são referentes ao ano de 2015, tais valores devem ser corrigidos para o período mais recente possível, no caso, 2019. Para isso é utilizada a Equação 8.2 com o valor de $CEPCI_{2015}$ igual a 557 (TURTON, 2018).

8.1.1.2 Sistema de refrigeração por absorção

No caso dos SRA, foram utilizadas as equações citadas por Mohammadi *et al.* (2019), que são função da potência (kW) no caso da bomba, vazão mássica ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) no caso das válvulas e área de troca térmica (m^2) no caso dos trocadores, como mostra a Tabela 8.2.

Tabela 8.2: Equações de custo (em dólar) e anos de referência para os equipamentos dos SRA.

Equipamento	Equação de custo (US\$)	Ano de Ref.	Referência
Gerador	$17.500 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
Evaporador	$16.000 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
Condensador	$16.500 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
Absorvedor	$8.000 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
SHX e RHX	$12.000 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
Retificador	$17.000 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
Bomba	$2.100 \cdot (W_b/10)^{0,26}((1 - \eta_b)/\eta_b)^{0,5}$	2000	Misra <i>et al.</i> (2003); Farshi <i>et al.</i> (2013)
Válvula	$114,5 \cdot \dot{m}$	2012	Mosaffa <i>et al.</i> (2016)

Fonte: Adaptado de Mohammadi *et al.* (2019).

Para calcular a área de troca térmica é necessário conhecer os coeficientes globais de troca térmica dos equipamentos (U), obtidos na literatura para o SRA com NH₃/H₂O (MOHAMMADI *et al.*, 2019) e LiBr/H₂O (MUSSATI *et al.*, 2018), como mostra a Tabela 8.3.

Tabela 8.3: Coeficientes globais de troca térmica para os SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O.

Equipamento	U (kW · m ⁻² · C ⁻¹)	
	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
Evaporador	1,50	1,20
Absorvedor	0,70	1,00
Condensador	2,50	2,00
Gerador	1,50	0,80
SHX	1,00	0,20
RHX	-	0,20
Retificador	-	0,90

Para corrigir os custos obtidos, foi utilizada a Equação 8.2 com valores de CEPCI₂₀₀₀ e CEPCI₂₀₁₂ iguais a 394 e 585, respectivamente (TURTON, 2018).

8.1.1.3 Sistema umidificação-desumidificação

Quanto ao HDH, foram utilizadas as equações de custo citadas por Ghiasirad *et al.* (2021), como mostra a Tabela 8.4. Apesar de não ter sido considerado no modelo termodinâmico, o custo do ventilador responsável pela circulação de ar foi considerado nesta análise.

Tabela 8.4: Equações de custo (em dólar) e anos de referência para os equipamentos do HDH.

Equipamento	Equação de custo (US\$)	Ano de Ref.	Referência
Umidificador	$133 \cdot (\dot{m}_{38}/0,0015)^{0,6}$	2012	Sayyaadi e Ghorbani (2018)
Desumidificador	$70 \cdot (\dot{m}_{38}/0,0015)^{0,6}$	2012	Sayyaadi e Ghorbani (2018)
Aquecedor	$12.000 \cdot (A/100)^{0,6}$	2000	Yari <i>et al.</i> (2017)
Ventilador	$155 \cdot (\dot{v}_{37} + 1,43)$	2015	Mosaffa <i>et al.</i> (2016)

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

Em que \dot{v}_{37} é a vazão volumétrica de ar (m³ · s⁻¹) e a área foi calculada considerando valor de U igual a 1 kW · m⁻² · C⁻¹ (GHIASIRAD *et al.*, 2021). Para corrigir os valores de custo, foram utilizados CEPCI₂₀₀₀, CEPCI₂₀₁₂ e CEPCI₂₀₁₅ iguais a 394, 585 e 557 respectivamente (TURTON, 2018).

8.1.2 OPEX

A Tabela 8.5 apresenta os custos operacionais diretos e fixos considerados para os sistemas de trieração e seus respectivos valores adotados (TURTON, 2018).

Tabela 8.5: Descrição dos custos diretos e fixos que compõe o OPEX e seus valores adotados.

Tipo	Custo	Valor adotado
Custos Diretos	Matéria-prima	C_{MP}
	Descarte de rejeitos	C_{DR}
	Combustível	C_{comb}
	Manutenção e reparos	$0,06 \cdot CAPEX$
	Patentes e royalties	$0,03 \cdot OPEX$
Custos Fixos	Depreciação	$0,01 \cdot CAPEX$
	Impostos locais e seguros	$0,032 \cdot CAPEX$
	Despesas adicionais	$0,036 \cdot CAPEX$

Fonte: Adaptado de Turton (2018).

No caso das matérias-primas, o custo está associado ao bombeamento de água salobra de poços artesianos. Portanto, calculou-se a potência consumida pela bomba para obter a quantidade de água a ser utilizada pela dessalinização e como utilidade fria no absorvedor, condensador e retificador, por meio da Equação 8.3 (NAGGAR, 2003).

$$P = \frac{g \cdot \dot{m}_{as} \cdot H}{\eta_b} \quad (8.3)$$

Em que g é a aceleração da gravidade em $m \cdot s^{-2}$, \dot{m}_{as} é a vazão mássica de água salobra em $kg \cdot s^{-1}$ e H é a profundidade do poço em m. Para poços encontrados em propriedades rurais de médio e grande porte, um valor de profundidade utilizado é 140 m (ROBINSON, 2002).

Como o biogás é produzido a partir do esterco animal disponível na propriedade os custos com combustível estão associados apenas à operação do biodigestor. De acordo com Montoro *et al.* (2017), um biodigestor de $3500 m^3$, capaz de produzir $935,48 m^3 \cdot dia^{-1}$ de biogás, possui custo operacional de R\$ 30.110,99 ano⁻¹.

Neste estudo, o custo com descarte de rejeitos está associado ao custo operacional de uma lagoa de evaporação, destinada ao tratamento da salmoura, considerado que a estrutura já existia na propriedade. De acordo com o Bureau of Reclamation dos Estados Unidos, o custo de operação de uma lagoa de evaporação é de 0,5% do custo de investimento (Bureau of Reclamation, 2015). Portanto, uma estimativa do custo de investimento é necessária.

Ahmed *et al.* (2001) estimou que uma lagoa de evaporação para o tratamento de $163 m^3 \cdot dia^{-1}$ de salmoura, na região de Haima, Omã, deveria ter $15.041 m^2$. De acordo com os autores, o custo de investimento desse sistema foi estimado em US\$ 121.360,00. Como trata-se de uma região de clima árido, é possível utilizar a regra dos seis décimos para estimar o custo de uma lagoa em função da vazão de salmoura, como mostra a Equação 8.4.

$$C = 121.360 \left(\frac{\dot{v}_{35}}{163} \right)^{0,6} \quad (8.4)$$

Onde \dot{v}_{35} é a vazão salmoura em $\text{m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$. De acordo com os autores, a planta de Haima começou operações no ano de 1996, cujo valor de CEPCI é igual a 382 (TURTON, 2018). Com isso é possível obter o custo operacional com a lagoa de evaporação.

8.1.3 Produtos

Os sistemas de trieração propostos neste trabalho têm como produtos a energia elétrica (potência), a refrigeração e a água dessalinizada. Para que seja possível calcular os tempos de retorno é necessário atribuir valores aos produtos.

De acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2021), a tarifa de energia elétrica média no Brasil em novembro de 2021, é de $0,620 \text{ R\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$. Destaca-se que a geração de potência própria representa economia com a compra de energia elétrica e seu excedente poderia ser revendido para as concessionárias locais.

Como os sistemas são voltados para utilização rural, considera-se o fornecimento de água via carros-pipa, na falta de um manancial local. Nesse sentido, foi utilizado o edital da "Operação Carro-Pipa" para estimar o custo de água. Considerando uma distância arbitrária de 20 km entre manancial e ponto de abastecimento, um caminhão de 10 m^3 e 30 viagens, o custo seria de $13 \text{ R\$} \cdot \text{m}^{-3}$ (EXÉRCITO BRASILEIRO, 2021).

Por meio do Hysys 2.2, uma simulação simples foi realizada com o objetivo de encontrar uma estimativa de consumo elétrico em um sistema de refrigeração comum. Nessa simulação, foi considerado um sistema operando com refrigerante R-134a e temperaturas do evaporador e do condensador iguais a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ e $5 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente, idênticas ao SRA estudado. Como resultado obteve-se um consumo de 2,457 kW para gerar 12 kW de refrigeração, valor próximo ao que seria obtido caso fossem utilizados aparelhos de ar condicionado comerciais. Considerando que o sistema operasse $24 \text{ h} \cdot \text{dia}^{-1}$, seria economizado $59 \text{ kWh} \cdot \text{dia}^{-1}$.

8.1.4 Tempo de retorno

O tempo de retorno simples (t_{rs}) consiste no tempo necessário para que o CAPEX seja atingido pelo lucro líquido, ou seja, pela diferença entre o valor associado aos produtos e o OPEX, como mostra a Equação 8.5.

$$t_{rs} = \frac{\text{CAPEX}}{\text{Produtos} - \text{OPEX}} \quad (8.5)$$

Apesar de bastante útil, o tempo de retorno simples apresenta como desvantagens não considerar o valor do dinheiro no tempo. Para isso é utilizado o tempo de retorno descontado

(t_{rd}) que consiste no tempo necessário para que a receita líquida cumulativa se iguale ao CAPEX, sendo cada uma das parcelas corrigidas ao tempo zero, a uma taxa de interesse i , e pode ser calculado pela Equação 8.6 (BEJAN *et al.*, 1996), em que i foi considerado 0,1 (GHASIRAD *et al.*, 2021).

$$(\text{Produtos} - \text{OPEX}) \left[\frac{(1+i)^{t_{rd}} - 1}{i(1+i)^{t_{rd}}} \right] - \text{CAPEX} = 0 \quad (8.6)$$

8.2 Resultados e Discussão

Os resultados da análise econômica foram divididos em duas partes. Primeiro, o CAPEX, OPEX, receita com os produtos e tempos de retorno simples e descontados, referentes ao caso base, foram apresentados. Em seguida, foram avaliados os tempos de retorno simples e descontados para as condições operacionais otimizadas.

8.2.1 Análise econômica do caso base

8.2.1.1 CAPEX

A Tabela 8.6 apresenta as estimativas de custo em dólares, referente às microturbinas Capstone C30, além do custo total corrigido para o ano de 2019.

Tabela 8.6: Custo de investimento original corrigido para 2019 da associação de microturbinas.

Variável	Valor
Trabalho Líquido da associação, \dot{W}_{net} (kW)	104,4
Custo de 1 microturbina de 30 kW (US\$)	75.300,00
Número de microturbinas associadas	4
Custo da associação (US\$)	301.200,00
Custo da associação corrigido para 2019 (US\$)	328.508,10

Quanto aos SRA, as Tabela 8.7 e 8.8 apresentam as estimativas de custo em dólares, além dos custos corrigido para o ano de 2019, para os SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O.

Tabela 8.7: Custo original e corrigido para cada equipamento do SRA LiBr/H₂O.

Equipamento	Capacidade	Valor (US\$)	Valor 2019 (US\$)
Gerador	A = 0,0546 m ²	192,92	297,45
Evaporador	A = 1,0513 m ²	1.040,28	1.603,98
Condensador	A = 0,4108 m ²	295,98	456,37
Absorvedor	A = 1,7497 m ²	1.456,35	2.245,51
SHX	A = 0,3647 m ²	413,37	637,36
Bomba	$\dot{W} = 0,00027$ kW	31,27	48,21
VS	$\dot{m} = 0,0589$ kg · s ⁻¹	6,74	7,00
VR	$\dot{m} = 0,0051$ kg · s ⁻¹	0,59	0,61
Total	-	3.437,49	5.296,50

Tabela 8.8: Custo original e corrigido para cada equipamento do SRA NH₃/H₂O.

Equipamento	Capacidade	Valor (US\$)	Valor 2019 (US\$)
Gerador	A = 0,1221 m ²	312,63	482,03
Evaporador	A = 1,2670 m ²	1.165,20	1.796,59
Condensador	A = 0,4718 m ²	321,62	495,92
Absorvedor	A = 1,6230 m ²	1.392,11	2.146,47
Retificador	A = 0,0473 m ²	171,98	265,18
SHX	A = 7,0582 m ²	2.445,68	3.770,93
RHX	A = 0,5316 m ²	518,26	799,09
Bomba	$\dot{W} = 0,1401$ kW	158,84	244,91
VS	$\dot{m} = 0,0919$ kg · s ⁻¹	10,53	10,93
VR	$\dot{m} = 0,0104$ kg · s ⁻¹	1,19	1,24
Total	-	6.498,04	10.013,29

Já as Tabela 8.9 e 8.10 apresentam estimativas de custo para os equipamento dos HDH, nos sistema com SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O, respectivamente. Destaca-se que a capacidade relacionada ao custo no umidificador e no desumidificador foi \dot{m}_{38} e no ventilador foi \dot{v}_{37} .

Tabela 8.9: Custo original e corrigido para cada equipamento do HDH no sistema LiBr/H₂O.

Equipamento	Capacidade	Valor (US\$)	Valor 2019 (US\$)
Umidificador	$\dot{m} = 0,1231$ kg · s ⁻¹	1.872,47	1.944,49
Desumidificador	$\dot{m} = 0,1231$ kg · s ⁻¹	985,51	1.023,42
Aquecedor	A = 2,325 m ²	1.256,05	1.936,68
Ventilador	$\dot{v} = 0,8044$ m ³ · s ⁻¹	346,34	377,74
Total	-	4.460,38	5.282,33

Tabela 8.10: Custo original e corrigido para cada equipamento do HDH no sistema NH₃/H₂O.

Equipamento	Capacidade	Valor (US\$)	Valor 2019 (US\$)
Umidificador	$\dot{m} = 0,1205$ kg · s ⁻¹	1.848,42	1.919,52
Desumidificador	$\dot{m} = 0,1205$ kg · s ⁻¹	972,86	1.010,27
Aquecedor	A = 2,304 m ²	1.249,48	1.926,54
Ventilador	$\dot{v} = 0,7873$ m ³ · s ⁻¹	343,68	374,84
Total	-	4.414,44	5.231,17

Com isso, foi possível estimar o CAPEX de ambos os sistemas de trigerção em dólares, ajustado para o ano de 2019. De acordo com o Banco Central do Brasil (BCB, 2021) a cotação do dólar, em novembro de 2021, foi de R\$ 5,50. Com isso, foi calculado o custo em reais dos sistemas de trigerção, como mostra a Tabela 8.11.

Tabela 8.11: Custo de investimento total dos sistemas de trigerção em dólares e em reais.

Sistema de trigerção	Em dólares (US\$)	Em reais (R\$)
Com SRA LiBr/H ₂ O	339.086,91	1.864.977,99
Com SRA NH ₃ /H ₂ O	343.752,55	1.890.639,01

A partir da Tabela 8.11, percebe-se que o sistema de trigerção com SRA LiBr/H₂O é 1,45% mais barato do que o sistema com SRA NH₃/H₂O. Isso se deve às maiores áreas

de troca térmica no SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, além dos dois equipamentos adicionais, o retificador e o RHX. Portanto, é possível dizer que o sistema com SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ é mais viável para o contexto estudado, pois além de ser mais eficiente, é mais barato.

8.2.1.2 OPEX

A Tabela 8.12 apresenta a estimativa para o custo com matéria-prima, considerando a tarifa de energia elétrica de $0,62 \text{ R\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$ (ANEEL, 2021).

Tabela 8.12: Estimativa do custo com matéria-prima para os dois sistemas de trigerção.

Variável	Valor	
	SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
Vazão de água salobra total, \dot{m}_{as} ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	3,59	3,75
Trabalho requerido na bomba $\dot{W}_{\text{bombeamento}}$ (kW)	5,19	5,42
Horas de bombeamento diário (h)	24	24
Consumo anual de energia ($\text{kWh} \cdot \text{ano}^{-1}$)	45.469,86	47.515,10
Custo operacional com matéria prima ($\text{R\$} \cdot \text{ano}^{-1}$)	28.191,31	29.459,36

Quanto ao custo com combustível, sabe-se que o custo operacional de um biorreator, capaz de gerar $953,48 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$ de biogás, é de $\text{R\$ } 30.110,99 \text{ ano}^{-1}$. Como a vazão necessária de biogás para ambos os sistemas de trigerção é de $1.753,78 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$, seriam necessários 2 biodigestores, totalizando um custo operacional de $\text{R\$ } 60.221,98 \text{ ano}^{-1}$.

A Tabela 8.13, por sua vez, apresenta os valores envolvidos na estimativa do custo operacional com descarte de rejeitos, que é considerado 0,5% do custo de investimento da lagoa de evaporação. Destaca-se que o custo de construção da lagoa de evaporação foi obtido a partir da vazão de salmoura, utilizando a Equação 8.1.

Tabela 8.13: Estimativa de custo de operação de uma lagoa de evaporação para tratamento de salmoura dos sistemas de trigerção.

Propriedade	Valor	
	SRA $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	SRA $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
Vazão de salmoura, \dot{v}_{35} ($\text{m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$)	186,9	182,9
Custo de investimento da lagoa (US\$)	131.726,69	130.035,13
Custo de investimento da lagoa 2019 (US\$)	209.486,82	206.796,70
Custo de investimento da lagoa 2019 (R\$)	1.152.177,52	1.137.381,85
Custo de operação da lagoa ($\text{R\$} \cdot \text{ano}^{-1}$)	5.760,89	5.686,91

Na Tabela 8.14, são apresentados os custos operacionais dos sistemas, além do OPEX final em $\text{R\$} \cdot \text{ano}^{-1}$, para ambos os sistemas de trigerção.

Tabela 8.14: Valores referentes ao OPEX de ambos os sistemas de trigerção.

Custo	Valor (R\$ · ano ⁻¹)	
	SRA LiBr/H ₂ O	SRA NH ₃ /H ₂ O
Matéria-prima	28.191,31	29.459,36
Descarte de rejeitos	5.760,89	5.686,91
Combustível	60.221,98	60.221,98
Manutenção e reparos	111.898,68	113.438,34
Patentes e royalties	10.872,41	11.018,86
Depreciação	18.649,78	18.906,39
Impostos locais e seguros	59.679,30	60.500,45
Despesas adicionais	67.139,21	68.063,00
Total	362.413,55	367.295,29

8.2.1.3 Produtos

Ambos os sistemas são capazes de gerar 104,4 kW de potência. Considerando que o sistema opere 24 h · dia⁻¹ e uma tarifa de energia elétrica de 0,62 R\$ · kWh⁻¹ (ANEEL, 2021), a estimativa de receita foi de R\$ 567.441,00 ano⁻¹.

Considerando que um refrigerador simples que gera 12 kW de refrigeração tenha consumo elétrico de 2,457 kW, a economia de energia relativa à refrigeração é de R\$ 13.344,46 para os dois sistemas, considerando também a tarifa de 0,62 R\$ · kWh⁻¹ e operação 24 h · dia⁻¹.

No caso da água dessalinizada, considera-se que a produção supriria a demanda da propriedade e substituiria a aquisição de água via carros-pipa, cujo custo é de 13 R\$ · m⁻³. A Tabela 8.15 apresenta a quantidade de água dessalinizada produzida e a economia com a água.

Tabela 8.15: Quantidade de água e receita para os dois sistemas de trigerção.

Sistema de Trigerção	Vazão de água (m ³ · dia ⁻¹)	Receita (R\$ · ano ⁻¹)
Com SRA LiBr/H ₂ O	10,77	51.118,29
Com SRA NH ₃ /H ₂ O	10,54	50.028,91

Na Tabela 8.16 é apresentada a receita total e líquida, em relação ao OPEX, para ambos os sistemas de trigerção em R\$ · ano⁻¹.

8.2.1.4 Tempo de retorno

A Tabela 8.17 apresenta os tempos de retorno simples e descontado calculados para ambos os sistemas, a partir das estimativas de CAPEX, OPEX e da receita.

Em termos de viabilidade, os valores obtidos para o tempo de retorno, tanto simples quanto descontado, de ambos os sistemas, são considerados altos.

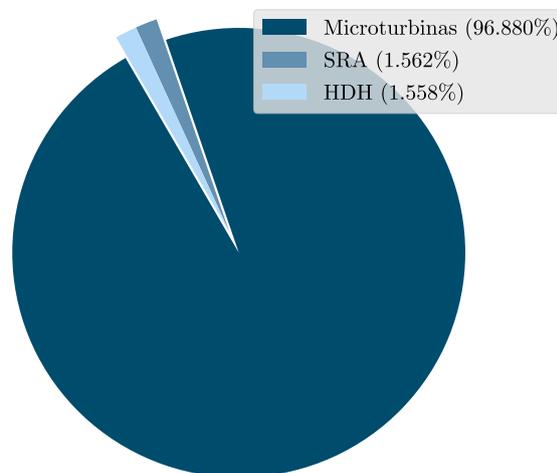
Tabela 8.16: Estimativas de receita total e receita líquida para cada sistema de trigeriação.

Receita	Valor (R\$ · ano ⁻¹)	
	SRA LiBr/H ₂ O	SRA NH ₃ /H ₂ O
Potência	567.441,00	567.441,00
Refrigeração	13.344,46	13.344,46
Água dessalinizada	51.118,29	50.028,91
Total	631.903,75	630.814,36
Líquida	269.409,20	263.519,07

Tabela 8.17: Estimativas de tempo de retorno simples e descontado para os dois sistemas.

Retorno	Valor (anos)	
	SRA LiBr/H ₂ O	SRA NH ₃ /H ₂ O
Simple	6,92	7,17
Descontado	12,36	13,26

A principal causa dos elevados tempos de retorno é o alto custo das microturbinas, que representam 96,88% do custo total em dólares do sistema LiBr/H₂O, por exemplo, como mostra a Figura 8.1. Além disso, por se tratar de um equipamento importado, o custo acaba sendo potencializado pela condição da moeda nacional.

**Figura 8.1:** Distribuição do custo em dólar no sistema de trigeriação LiBr/H₂O.

Nesse sentido, para que o sistema encontrasse a viabilidade, seriam necessários incentivos estatais, o que seria possível considerando que o sistema traz como benefícios o fornecimento de água e também promove menor impacto ambiental, pelo uso do biogás como combustível. A Tabela 8.18 mostra os tempos de retorno dos sistemas caso houvesse subsídio de 50% no custo das microturbinas, por exemplo.

Tabela 8.18: Estimativas de tempo de retorno simples e descontado com subsídio estatal.

Retorno	Valor (anos)	
	SRA LiBr/H ₂ O	SRA NH ₃ /H ₂ O
Simple	3,57	3,75
Descontado	4,63	4,94

Observando a Tabela 8.18, fica claro que o subsídio estatal tornaria ambos os sistemas viáveis do ponto de vista econômico, com tempos de retorno significativamente mais baixos.

Por fim, a partir das Tabelas 8.17 e 8.18, percebe-se que, apesar de pequena, existe uma diferença de viabilidade entre os sistemas. Na condição base, é possível dizer que o sistema com SRA LiBr/H₂O é mais viável economicamente, já que é mais eficiente e mais barato.

8.2.2 Análise econômica para os casos otimizados

As Tabelas 8.19 e 8.20 trazem, para cada sistema, uma comparação entre os parâmetros econômicos do caso base com os casos I, II e III, referentes à maximização do EUF, ψ_{sys} e \dot{m}_{38} .

Tabela 8.19: Comparação entre os parâmetros econômicos dos três casos de otimização com o caso base referentes ao sistema com SRA LiBr/H₂O.

Parâmetro	Caso Base	Caso I	Caso II	Caso III
CAPEX (2019) (R\$)	1.864.977,99	1.867.941,54	1.861.791,60	1.868.013,26
OPEX (R\$ · ano ⁻¹)	362.413,55	372.861,93	352.821,04	372.949,36
Receita (R\$ · ano ⁻¹)	631.903,75	640.058,67	622.655,30	640.094,54
Retorno simples (anos)	6,92	6,99	6,90	6,99
Retorno descontado (anos)	12,36	12,60	12,29	12,61

Tabela 8.20: Comparação entre os parâmetros econômicos dos três casos de otimização com o caso base referentes ao sistema com SRA NH₃/H₂O.

Parâmetro	Caso Base	Caso I	Caso II	Caso III
CAPEX (2019) (R\$)	1.890.639,01	1.884.259,31	1.878.198,62	1.884.331,18
OPEX (R\$ · ano ⁻¹)	367.295,29	375.895,79	355.971,54	375.889,96
Receita (R\$ · ano ⁻¹)	630.814,36	639.397,44	622.146,37	639.393,48
Retorno simples (anos)	7,17	7,15	7,06	7,15
Retorno descontado (anos)	13,26	13,17	12,83	13,17

Com base nas Tabelas 8.19 e 8.20, percebe-se que os tempos de retorno dos casos otimizados são muito próximos ao caso base. Isso acontece, porque a otimização trabalha apenas com parâmetros dos sistemas SRA e HDH, que representam menos de 5% do custo total do sistema. Com isso, o custo constante da turbina ofusca a variação proveniente da otimização.

De qualquer forma, é possível observar tendências na viabilidade econômica referentes aos casos otimizados. A partir das Tabelas 8.19 e 8.20, percebe-se que o caso II tende a reduzir o tempo de retorno do sistema. A Tabela 8.21 mostra a diferença percentual entre os valores de retorno dos demais casos em relação ao caso II.

Tabela 8.21: Diferenças percentuais entre os valores dos tempos de retorno simples e descontado obtidos pelo caso II e obtidos pelos demais.

Trigeração	Retorno	Caso Base	Caso I	Caso III
Com SRA LiBr/H ₂ O	Simple	0,29%>*	1,30%>	1,30%>
	Descontado	0,57%>	2,52%>	2,60%>
Com SRA NH ₃ /H ₂ O	Simple	1,56%>	1,27%>	1,27%>
	Descontado	3,34%>	2,65%>	2,65%>

OBS: x% maior que o caso II

A principal causa para o menor tempo de retorno obtido pelo caso II é a diminuição nos custos do HDH, o que ocorre devido à redução no calor fornecido (\dot{Q}_{aq}). Ao maximizar ψ_{sys} , T_{34} é aumentado para que se reduza ΔT no aquecedor e, conseqüentemente, as irreversibilidades. Desse modo, reduz-se \dot{Q}_{aq} , o que diminui a área de troca térmica e os custos. Além disso, ao reduzir \dot{Q}_{aq} , reduz-se também \dot{m}_{38} , resultando em um menor tamanho requerido para o umidificador e desumidificador, o que também reduz os custos. Apesar de haver uma diminuição na receita devido à redução de \dot{m}_{38} , tal fato é compensado por valores mais baixos de custo de investimento e operação.

É importante destacar que, apesar de apresentar menor custo em relação aos casos I e III, o caso II resulta na redução da produção de água (\dot{m}_{38}). Como um dos propósitos finais dos sistemas de trigeração aqui abordados é o fornecimento de água dessalinizada e como a diferença no tempo de retorno é pequena, a escolha das condições I e III ainda faz mais sentido.

9 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho, um modelo computacional de um sistema de trigerção, composto por um conjunto de microturbinas a gás movidas a biogás, um SRA e um sistema de dessalinização HDH, foi analisado a fim de avaliar seu desempenho energético, exergético e econômico. Ao longo das análises, foram também avaliados dois fluidos de trabalho para o SRA, os pares LiBr/H₂O e NH₃/H₂O. Em complemento às análises, GA foi utilizado para maximizar o desempenho energético, exergético e a produção de água.

Na condição operacional base (sem otimização), o sistema com SRA LiBr/H₂O foi capaz de produzir 104,4 kW de potência, 12 kW de refrigeração e 0,1231 kg · s⁻¹ de água dessalinizada com EUF de 1,0245, ψ_{sys} de 25,391% e $\dot{E}x_{d,sys}$ igual a 295,92 kW. Já o sistema com SRA NH₃/H₂O foi capaz de produzir 104,4 kW de potência, 12 kW de refrigeração e 0,1205 kg · s⁻¹ de água dessalinizada com EUF de 1,0088, ψ_{sys} de 25,386% e $\dot{E}x_{d,sys}$ igual a 296,07 kW. Portanto, pode-se dizer que o sistema LiBr/H₂O possui maior desempenho. Para ambos os sistemas, o maior responsável pela destruição de exergia foram as microturbinas, mais especificamente a câmara de combustão, como era esperado.

A análise paramétrica realizada englobou parâmetros do SRA e do HDH, deixando de fora variáveis das microturbinas a gás, uma vez que uma versão comercial (Capstone C30) foi considerada. No caso do SRA, os parâmetros avaliados foram as temperaturas do absorvedor (T_{10}), gerador (T_{13}), condensador (T_{19}) e evaporador (T_{22}). Dentre essas, T_{13} apresenta o maior impacto no desempenho, já que regula a quantidade de calor fornecida ao gerador e, como consequência, o calor disponível para a dessalinização. Além disso, foi possível perceber que o SRA com NH₃/H₂O é mais sensível à mudanças, apesar de sempre obter valores de desempenho inferiores. Vale ressaltar que o impacto das variáveis do SRA tende a ser menor devido à carga selecionada para o evaporador (12 kW) que é pequena em relação aos demais ciclos.

Quanto ao HDH, as variáveis avaliadas foram o MR, a temperatura de topo (T_{34}) e as efetividades do umidificador (ε_u) e desumidificador (ε_d). Dentre essa variáveis, o maior impacto foi obtido por ε_u e ε_d , uma vez que estão ligadas diretamente aos processos de transferência de massa e calor que ocorrem nesses equipamentos, ou seja, quanto maior a efetividade, maior o desempenho. Contudo, destaca-se que o MR também mostra grande impacto no desempenho, além de apresentar um valor de máximo dentro da faixa analisada.

Nesse trabalho, o GA foi utilizado para avaliar três casos de otimização mono-objetivo, mais especificamente a maximização do EUF, ψ_{sys} e \dot{m}_{38} . Com a maximização do EUF, obteve-se, em relação ao caso base, um aumento de 12,12% e 12,93% no EUF e 16,25% e 17,51% em \dot{m}_{38} , associado a uma redução de 10,99% e 10,50% e em ψ_p , para os sistemas com SRA LiBr/H₂O e NH₃/H₂O, respectivamente. Já na maximização de ψ_{sys} , observou-se uma redução de 13,83% e 13,19% no EUF e 18,44% e 17,76% em \dot{m}_{38} , associado a um aumento de 25,05% e 24,42% em ψ_p , para os dois sistemas, respectivamente. Quanto à maximização de \dot{m}_{38} , percebeu-se que seus resultados são muito similares à maximização do EUF, já que o EUF é proporcional à \dot{m}_{38} . Portanto, é possível dizer que a otimização foi capaz de melhorar o desempenho do sistema. Entretanto, percebe-se que ao maximizar ψ_{sys} há uma considerável redução \dot{m}_{38} , o que torna as condições operacionais referentes à maximização do EUF e de \dot{m}_{38} mais adequadas para o contexto abordado.

De acordo com a análise econômica preliminar, os sistemas de trigerção apresentaram tempos de retorno considerados altos, devido, especialmente, ao custo elevado das microturbinas. Os tempos de retorno simples e descontado, obtidos foram 6,92 e 12,36 anos para o sistema com SRA LiBr/H₂O, respectivamente, e 7,17 e 13,26 anos para o sistema com SRA NH₃/H₂O, respectivamente. Considerando subsídio estatal de 50% em cima do preço das microturbinas, ambos os sistemas se mostram mais competitivos com tempos de retorno de 3,57 e 4,63 anos, para o sistema LiBr/H₂O, e de 3,75 e 4,94 anos, para o sistema NH₃/H₂O. Por fim, apesar de muito próximos, é possível dizer que o sistema com SRA LiBr/H₂O é mais viável economicamente.

Em complemento à análise econômica do caso base, buscou-se calcular o tempo de retorno dos casos otimizados. Com isso, percebeu-se que a maximização de ψ_{sys} obteve o menor custo, apesar das diferenças entre eles serem pouco significativas, o que ocorre por conta do custo das microturbinas que se mantém constante, uma vez que seus parâmetros internos não foram modificados.

Considerando os resultados obtidos, é possível dizer que o trabalho atingiu seus objetivos a partir da metodologia empregada. Foi possível obter maiores informações sobre o impacto dos parâmetros operacionais no desempenho dos sistemas, além de uma melhora significativa no desempenho energético do sistema pelo uso do GA. Quanto à análise econômica, foi revelado que existem limitações para a aplicação desse sistema devido ao alto tempo de retorno, que pode ser reduzido com o devido incentivo estatal.

9.1 Sugestões para trabalhos futuros

Tendo em vista as conclusões, alguns tópicos sugeridos para trabalhos futuros são:

- Avaliar fontes de energia alternativas que possam substituir as microturbinas a gás, como o ICE ou coletores solares, para reduzir o custo capital do sistema;
- Realizar uma análise exergoeconômica para relacionar custos a parâmetros exergéticos;
- Realizar uma otimização multiobjetivo de forma a maximizar e minimizar simultaneamente as eficiências e custos, fazendo uso de métodos de tomada de decisão para selecionar as melhores soluções na fronteira de Pareto;
- Realizar uma análise ambiental a partir de índices de emissão de gases estufa e de potencial de aquecimento global.

REFERÊNCIAS

- ABBASI, T.; TAUSEEF, S. M.; ABBASI, S. A. **Biogas Energy**. New York: Springer, 2012. (SpringerBriefs in Environmental Science, 2). ISBN 978-1-4614-1039-3 978-1-4614-1040-9.
- AHMED, M.; SHAYYA, W. H.; HOEY, D.; Al-Handaly, J. Brine disposal from reverse osmosis desalination plants in Oman and the United Arab Emirates. **Desalination**, v. 133, n. 2, p. 135–147, 2001.
- AHRENDTS, J. Die exergie chemisch reaktionsfaehiger systeme. 1977.
- AL-OBAIDLI, H.; BICER, Y.; AL-ANSARI, T. Performance comparison of a natural gas and renewable-based power and desalination system for polygeneration. **Greenhouse Gas Sci Technol**, v. 10, n. 4, p. 678–702, 2020.
- ALROBAIAN, A. A. Energy, exergy, economy, and environmental (4E) analysis of a multi-generation system composed of solar-assisted Brayton cycle, Kalina cycle, and absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 204, p. 117988, 2022.
- ANEEL. **Relatório Ranking Das Tarifas**. 2021. <https://www.aneel.gov.br/relatorio-ranking-tarifas>.
- ANGELOVA, M.; PENICHEVA, T. Tuning Genetic Algorithm Parameters to Improve Convergence Time. **International Journal of Chemical Engineering**, v. 2011, p. 1–7, 2011.
- ANVARI, S.; MAHIAN, O.; TAGHAVIFAR, H.; WONGWISES, S.; DESIDERI, U. 4E analysis of a modified multigeneration system designed for power, heating/cooling, and water desalination. **Applied Energy**, v. 270, p. 115107, 2020.
- ARSHAD, M. U.; GHANI, M. U.; ULLAH, A.; GÜNGÖR, A.; ZAMAN, M. Thermodynamic analysis and optimization of double effect absorption refrigeration system using genetic algorithm. **Energy Conversion and Management**, v. 192, p. 292–307, 2019.
- ASHRAE. **2017 ASHRAE Handbook: Fundamentals**. [S.l.]: Mark S. Owen, 2017.
- ASTE, N.; DEL PERO, C.; LEONFORTE, F. Active refrigeration technologies for food preservation in humanitarian context – A review. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 22, p. 150–160, 2017.
- AYAD, A.; AWAD, H.; YASSIN, A. Parametric analysis for genetic algorithms handling parameters. **Alexandria Engineering Journal**, v. 52, n. 1, p. 99–111, 2013.
- AYOU, D. S.; ZARAGOZA, G.; CORONAS, A. Small-scale renewable polygeneration system for off-grid applications: Desalination, power generation and space cooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 182, p. 116112, 2021.
- BAKHTIARI, B.; FRADETTE, L.; LEGROS, R.; PARIS, J. A model for analysis and design of H₂O–LiBr absorption heat pumps. **Energy Conversion and Management**, v. 52, n. 2, p. 1439–1448, 2011.
- BALMER, R. T. **Modern Engineering Thermodynamics**. Amsterdam ; Boston: Academic Press, 2011. ISBN 978-0-12-374996-3.

- BAMISILE, O.; HUANG, Q.; DAGBASI, M.; ALOWOLODU, O.; WILLIAMS, N. Development and Assessment of Renewable Energy–Integrated Multigeneration System for Rural Communities in Nigeria: Case Study. **J. Energy Eng.**, v. 146, n. 3, p. 05020001, 2020.
- BANK, T. W. **World Development Indicators: Data Catalog**. 2017. <https://datacatalog.worldbank.org/search/dataset/0037712>.
- BARCELLOS, J. C. H. de. **Algoritmos genéticos adaptativos: um estudo comparativo**. Tese (Mestrado) — Universidade de São Paulo, 2000.
- BAREDAR, P. **Design and Optimization of Biogas Energy Systems**. Waltham: Elsevier, 2020. ISBN 978-0-12-822718-3.
- BCB. **Cotações e Boletins: Dólar Dos EUA**. 2021. <https://www.bcb.gov.br/estabilidadefinanceira/historicocotacoes>.
- BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. Fourth. Hoboken: John Wiley & Sons, 2016. ISBN 978-1-119-05209-8 978-1-119-28103-0 978-1-119-28104-7.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. J. **Thermal Design and Optimization**. New York: Wiley, 1996. ISBN 978-0-471-58467-4.
- BELESSIOTIS, V.; KALOGIROU, S.; DELYANNIS, E. **Thermal Solar Desalination: Methods and Systems**. Amsterdam: Academic Press is an imprint of Elsevier, 2016. ISBN 978-0-12-809656-7.
- BEN. **Balanco Energético Nacional 2021**. Brasil, 2021.
- BOICEA, V. A. **Essentials of Natural Gas Microturbines**. [S.l.: s.n.], 2014. ISBN 978-1-4665-9472-2.
- BORGNACKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Thermodynamics**. 8 [edition]. ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2013. ISBN 978-1-118-13199-2.
- BOYABATLI, O.; SABUNCUOGLU, I. Parameter Selection in Genetic Algorithms. **Journal of Systemics, Cybernetics and Informatics**, v. 4, n. 2, p. 78–83, 2004.
- BOZORG-HADDAD, O.; SOLGI, M.; LOAICIGA, H. A. **Meta-Heuristic and Evolutionary Algorithms for Engineering Optimization**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2017. (Wiley Series in Operations Research and Management Science). ISBN 978-1-119-38707-7 978-1-119-38706-0.
- BRITO, S. S. B.; CUNHA, A. P. M. A.; CUNNINGHAM, C. C.; ALVALÁ, R. C.; MARENGO, J. A.; CARVALHO, M. A. Frequency, duration and severity of drought in the Semiarid Northeast Brazil region: FREQUENCY, DURATION AND SEVERITY OF DROUGHT IN THE BRAZILIAN SEMIARID. **Int. J. Climatol**, v. 38, n. 2, p. 517–529, 2018.
- BRUN, K.; KURZ, R. **Introduction to Gas Turbine Theory**. [S.l.]: Solar Turbines Incorporated, 2019. ISBN 978-0-578-48386-3.
- Bureau of Reclamation. **Central Arizona Salinity Study (CASS) Phase III**. 2015. <https://www.usbr.gov/lc/phoenix/programs/cass/cassph3docs.html>.

- CAO, Y.; DELPISHEH, M.; YOUSEFIASL, S.; ATHARI, H.; El-Shorbagy, M.; JARAD, F.; DAHARI, M.; Wae-hayee, M. Examination and optimization of a novel auxiliary trigeneration system for a ship through waste-to-energy from its engine. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 31, p. 101860, 2022.
- CAO, Y.; DHAHAD, H. A.; HUSSEN, H. M.; PARIKHANI, T. Proposal and evaluation of two innovative combined gas turbine and ejector refrigeration cycles fueled by biogas: Thermodynamic and optimization analysis. **Renewable Energy**, v. 181, p. 749–764, 2022.
- CAO, Y.; DHAHAD, H. A.; PARIKHANI, T.; ANQI, A. E.; MOHAMED, A. M. Thermo-economic evaluation of a combined Kalina cycle and humidification-dehumidification (HDH) desalination system integrated with thermoelectric generator and solar pond. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 168, p. 120844, 2021.
- CAO, Y.; DHAHAD, H. A.; SHARMA, K.; ANQI, A. E.; El-Shafay, A.; NAJAT AHMED, A. Comprehensive thermodynamic and economic analyses and optimization of a novel poly-generation setup utilizing solar and geothermal sources. **Applied Thermal Engineering**, p. 118133, 2022.
- CAO, Y.; NIKAFSHAN RAD, H.; HAMED I JAMALI, D.; HASHEMIAN, N.; GHASEMI, A. A novel multi-objective spiral optimization algorithm for an innovative solar/biomass-based multi-generation energy system: 3E analyses, and optimization algorithms comparison. **Energy Conversion and Management**, v. 219, p. 112961, 2020.
- CAPSTONE. **Technical Reference Capstone Model C30 Performance**. 2006.
- CAPSTONE. **C30 Microturbine Renewable Fuel**. 2020.
- CARVALHO, W. L. d. O. **Estudo de parâmetros ótimos em algoritmos genéticos elitistas**. Tese (Dissertação de Mestrado) — Brasil, 2017.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; KANOGLU, M. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. Ninth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2019. ISBN 978-1-259-82267-4.
- CHÁVEZ-FUENTES, J. J.; CAPOBIANCO, A.; BARBUŠOVÁ, J.; HUTŇAN, M. Manure from Our Agricultural Animals: A Quantitative and Qualitative Analysis Focused on Biogas Production. **Waste Biomass Valor**, v. 8, n. 5, p. 1749–1757, 2017.
- CHEN, Q.; BURHAN, M.; AKHTAR, F. H.; YBYRAIYMKUL, D.; SHAHZAD, M. W.; LI, Y.; NG, K. C. A decentralized water/electricity cogeneration system integrating concentrated photovoltaic/thermal collectors and vacuum multi-effect membrane distillation. **Energy**, v. 230, p. 120852, 2021.
- CHEN, X.; WANG, R.; DU, S. Heat integration of ammonia-water absorption refrigeration system through heat-exchanger network analysis. **Energy**, v. 141, p. 1585–1599, 2017.
- CHOPARD, B.; TOMASSINI, M. **An Introduction to Metaheuristics for Optimization**. 1st ed. 2018. ed. Cham: Springer International Publishing : Imprint: Springer, 2018. (Natural Computing Series). ISBN 978-3-319-93073-2.

- COPPITTERS, D.; CONTINO, F.; El-Baz, A.; BREUHAUS, P.; DE PAEPE, W. Techno-economic feasibility study of a solar-powered distributed cogeneration system producing power and distillate water: Sensitivity and exergy analysis. **Renewable Energy**, v. 150, p. 1089–1097, 2020.
- COUTINHO, D. P. d. A.; RODRIGUES, J. A. M. M.; dos Santos, A. J. P.; SEMIAO, V. S. d. A. Thermo-economic analysis and optimization of a hybrid solar-thermal power plant using a genetic algorithm. **Energy Conversion and Management**, v. 247, p. 114669, 2021.
- CUEVAS, E.; RODRÍGUEZ, A. **Metaheuristic Computation with MATLAB®**. First edition. Boca Raton: CRC Press, 2020. ISBN 978-0-367-43886-9.
- DEB, K.; AGRAWAL, R. B. Simulated binary crossover for continuous search space. **Complex Systems**, Citeseer, n. 9, p. 115–148, 1995.
- DEB, K.; AGRAWAL, S. A Niche-Penalty Approach for Constraint Handling in Genetic Algorithms. In: _____. **Artificial Neural Nets and Genetic Algorithms**. Vienna: Springer Vienna, 1999. p. 235–243. ISBN 978-3-211-83364-3 978-3-7091-6384-9.
- DEB, K.; BEYER, H.-G. Self-Adaptive Genetic Algorithms with Simulated Binary Crossover. **Evolutionary Computation**, v. 9, n. 2, p. 197–221, 2001.
- DÍAZ-VÁZQUEZ, D.; ALVARADO-CUMMINGS, S. C.; MEZA-RODRÍGUEZ, D.; SENÉS-GUERRERO, C.; DE ANDA, J.; GRADILLA-HERNÁNDEZ, M. S. Evaluation of Biogas Potential from Livestock Manures and Multicriteria Site Selection for Centralized Anaerobic Digester Systems: The Case of Jalisco, México. **Sustainability**, v. 12, n. 9, p. 3527, 2020.
- DINCER, I.; BICER, Y. System integration for multigeneration. In: **Integrated Energy Systems for Multigeneration**. [S.l.]: Elsevier, 2020. p. 85–142. ISBN 978-0-12-809943-8.
- DINÇER, İ.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2nd ed. ed. Chichester, West Sussex, U.K: Wiley, 2010. ISBN 978-0-470-74740-7.
- DINCER, I.; RATLAMWALA, T. A. H. **Integrated Absorption Refrigeration Systems**. New York, NY: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN 978-3-319-33656-5.
- DINÇER, İ.; ROSEN, M. **Exergy Analysis of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning: Methods and Applications**. Amsterdam ; Boston: Elsevier, 2015. ISBN 978-0-12-417203-6.
- DING, P.; LIU, X.; QI, H.; SHEN, H.; LIU, X.; FARKOUSH, S. G. Multi-objective optimization of a new cogeneration system driven by gas turbine cycle for power and freshwater production. **Journal of Cleaner Production**, v. 288, p. 125639, 2021.
- DING, P.; YUAN, Z.; SHEN, H.; QI, H.; YUAN, Y.; WANG, X.; JIA, S.; XIAO, Y.; SOBHANI, B. Exergoeconomic analysis and optimization of a hybrid Kalina and humidification-dehumidification system for waste heat recovery of low-temperature Diesel engine. **Desalination**, v. 496, p. 114725, 2020.
- EIBEN, A. E.; SMITH, J. E. **Introduction to Evolutionary Computing**. 1. ed., corr. 2. printing, softcover version of original hardcover ed. 2003. ed. Berlin: Springer, 2010. (Natural Computing Series). ISBN 978-3-642-07285-7.

- EL-SADI, H. Using Engineering Equation Solver (EES) to Solve Engineering Problems in Mechanical Engineering. In: **Volume 5: Engineering Education**. Pittsburgh, Pennsylvania, USA: American Society of Mechanical Engineers, 2018. p. V005T07A040. ISBN 978-0-7918-5206-4.
- EPA. Technology characterization – microturbines. In: **Catalog of CHP Technology**. [S.l.]: Environmental Protection Agency, 2015. p. Cap. 5.
- ESHELMAN, L. J.; SCHAFFER, J. D. Real-Coded Genetic Algorithms and Interval-Schemata. In: **Foundations of Genetic Algorithms**. [S.l.]: Elsevier, 1993. v. 2, p. 187–202. ISBN 978-0-08-094832-4.
- EXÉRCITO BRASILEIRO, . **Operação Carro Pipa - 25º Batalhão de Caçadores**. 2021.
- FAKHARI, I.; PEIKANI, P.; MORADI, M.; AHMADI, P. An investigation of optimal values in single and multi-criteria optimizations of a solar boosted innovative tri-generation energy system. **Journal of Cleaner Production**, v. 316, p. 128317, 2021.
- FAN, G.; NEDAEI, N.; FARKOUSH, S. G.; GUO, P.; LIN, S.; XU, J. Multi-aspect analysis and multi-objective optimization of a solar/geothermal-assisted power and freshwater cogeneration plant. **Journal of Cleaner Production**, v. 329, p. 129593, 2021.
- FAO. **AQUASTAT Core Database**. 2022.
<https://www.fao.org/aquastat/en/databases/maindatabase>.
- GAROUSI FARSHI, L.; MAHMOUDI, S.; ROSEN, M. Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems. **Applied Energy**, v. 103, p. 700–711, 2013.
- FERREIRA, R. S.; VEIGA, H. P.; SANTOS, R. G. B. dos; SAIA, A.; RODRIGUES, S. C.; BEZERRA, A. F. M.; HERMES, L. C.; MOURA, A.; CUNHA, L. H. Empowering Brazilian Northeast rural communities to desalinated drinking water access: Programa Água Doce. In: **THE INTERNATIONAL DESALINATION ASSOCIATION WORLD CONGRESS, 2017**, São Paulo. Water reuse & desalination ensure your water future: [proceedings...]. São Paulo: International Desalination Association, 2017., 2017.
- FLIN, D. **Cogeneration: A User's Guide**. London: Institution of Engineering and Technology, 2010. (IET Renewable Energy Series, 11). ISBN 978-0-86341-738-2 978-1-84919-104-3.
- FLÖRKE, M.; KYNAST, E.; BÄRLUND, I.; EISNER, S.; WIMMER, F.; ALCAMO, J. Domestic and industrial water uses of the past 60 years as a mirror of socio-economic development: A global simulation study. **Global Environmental Change**, v. 23, n. 1, p. 144–156, 2013.
- FORTIN, F.-A.; DE RAINVILLE, F.-M.; GARDNER, M.-A.; PARIZEAU, M.; Christian Gagné. DEAP: Evolutionary algorithms made easy. **Journal of Machine Learning Research**, v. 13, p. 2171–2175, 2012.
- GANESAN, V. **Gas Turbines**. New Delhi: Tata McGraw Hill Education, 2010. ISBN 978-0-07-068192-7.
- GHAEBI, H.; SHEKARI NAMIN, A.; ROSTAMZADEH, H. Performance assessment and optimization of a novel multi-generation system from thermodynamic and thermoeconomic viewpoints. **Energy Conversion and Management**, v. 165, p. 419–439, 2018.

- GHIASIRAD, H.; ASGARI, N.; KHOSHBAKHTI SARAY, R.; MIRMASOUMI, S. Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer. **Energy Conversion and Management**, v. 235, p. 113969, 2021.
- GHOLIZADEH, T.; VAJDI, M.; MOHAMMADKHANI, F. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas. **Energy Conversion and Management**, v. 181, p. 463–475, 2019.
- GHOLIZADEH, T.; VAJDI, M.; ROSTAMZADEH, H. Exergoeconomic optimization of a new trigeneration system driven by biogas for power, cooling, and freshwater production. **Energy Conversion and Management**, v. 205, p. 112417, 2020.
- GIAMPAOLO, T. **Gas Turbine Handbook: Principles and Practice**. 5th edition. ed. Lilburn, GA: The Fairmont Press, Inc., CRC Press, Taylor & Francis Group, 2014. ISBN 978-0-88173-712-7 978-1-4822-2888-5.
- 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.
- GIMELLI, A.; SANNINO, R. A micro gas turbine one-dimensional model: Approach description, calibration with a vector optimization methodology and validation. **Applied Thermal Engineering**, v. 188, p. 116644, 2021.
- GOMEZ, C. d. C. Biogas as an energy option: An overview. In: **The Biogas Handbook**. [S.l.]: Elsevier, 2013. p. 1–16. ISBN 978-0-85709-498-8.
- HAMADI, Y.; MONFROY, E.; SAUBION, F. (Ed.). **Autonomous Search**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. ISBN 978-3-642-21433-2 978-3-642-21434-9.
- HE, W.; WU, F.; KONG, Y.; WEN, T.; CHEN, J.; HAN, D. Parametric analysis of a power-water cogeneration system based on single-extraction organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 148, p. 382–390, 2019.
- HERMOSILLO, J.-J.; Arancibia-Bulnes, C. A.; ESTRADA, C. A. Water desalination by air humidification: Mathematical model and experimental study. **Solar Energy**, v. 86, n. 4, p. 1070–1076, 2012.
- HEROLD, K. E.; RADERMARCHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. Boca Raton, FL: CRC, 2016. ISBN 978-1-4987-1434-1 978-1-4987-1435-8.
- HINTERHOLZ, C. L. **Algoritmo genético na estimação dos parâmetros da produção de poli(3-hidroxi-butanato) por *Cupriavidus necator***. Tese (Mestrado) — Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2015.
- HOLLAND, J. H. **Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence**. Ann Arbor: University of Michigan Press, 1975. ISBN 978-0-472-08460-9.
- HYLAND, R. W.; WEXLER, A. FORMULATIONS FOR THE THERMODYNAMIC PROPERTIES OF THE SATURATED PHASES OF H₂O FROM 173.15 TO 473.15 K. **Ashrae Transactions**, v. 89, p. 500–520, 1983.

IBRAHIM, O. M.; KLEIN, S. A. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. **ASHRAE Transactions** **1993**, v. 2, n. 21, p. 1495, 1993.

IEA. **Key World Energy Statistics 2021 – Analysis**. 2021. <https://www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2021>.

IFAEI, P.; CHARMCHI, A. S. T.; VILELA, P.; SAFDER, U.; YOO, C. A new utility-free circular integration approach for optimal multigeneration from biowaste streams. **Energy Conversion and Management**, v. 254, p. 115269, 2022.

IPCC. Intergovernmental panel on climate change. **World Meteorological Organization**, v. 52, 2007.

JABARI, F.; ARASTEH, H.; SHEIKHI-FINI, A.; GHAEBI, H.; BANNAE-SHARIFIAN, M.-B.; MOHAMMADI-IVATLOO, B.; MOHAMMADPOURFARD, M. A biogas-steam combined cycle for sustainable development of industrial-scale water-power hybrid microgrids: Design and optimal scheduling. **Biofuels Bioprod Bioref**, v. 16, n. 1, p. 172–192, 2022.

JABARI, F.; Mohammadi-ivatloo, B.; GHAEBI, H.; Bannae-sharifian, M.-B. Biogas fueled combined cooling, desalinated water and power generation systems. **Journal of Cleaner Production**, v. 219, p. 906–924, 2019.

JENKINS, S. **2019 Chemical Engineering Plant Cost Index Annual Average**. 2020.

KASAEIAN, A.; BABAEI, S.; JAHANPANA, M.; SARRAFHA, H.; SULAIMAN ALSAGRI, A.; GHAFARIAN, S.; YAN, W.-M. Solar humidification-dehumidification desalination systems: A critical review. **Energy Conversion and Management**, v. 201, p. 112129, 2019.

KEUTENEDJIAN MADY, C. E.; REIS PINTO, C.; TORELLI REIS MARTINS PEREIRA, M. Application of the Second Law of Thermodynamics in Brazilian Residential Appliances towards a Rational Use of Energy. **Entropy**, v. 22, n. 6, p. 616, jun. 2020.

KHAN, E. U.; MAINALI, B.; MARTIN, A.; SILVEIRA, S. Techno-economic analysis of small scale biogas based polygeneration systems: Bangladesh case study. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 7, p. 68–78, 2014.

KIM, D. S.; INFANTE FERREIRA, C. A. A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 1, p. 36–46, 2006.

KLEIN, S. A. **EES - Engineering Equation Solver Manual for Microsoft Windows Operating Systems**. 2018.

KLEIN, S. A.; NELLIS, G. **Thermodynamics**. New York: Cambridge University Press, 2012. ISBN 978-0-521-19570-6.

KOLANOWSKI, B. F. **Guide to Microturbines**. Lilburn, GA : New York: Fairmont Press ; [Distributed by] Marcel Dekker, 2004. ISBN 978-0-88173-418-8 978-0-88173-426-3.

KOLANOWSKI, B. F. **Small-Scale Cogeneration handbook**. 4th ed. ed. Lilburn, GA: Fairmont Press, 2011. ISBN 978-0-88173-663-2 978-0-88173-664-9 978-1-4398-7624-4.

AKBARI KORDLAR, M.; MAHMOUDI, S. Exergoeconomic analysis and optimization of a novel cogeneration system producing power and refrigeration. **Energy Conversion and Management**, v. 134, p. 208–220, 2017.

- KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. London ; Boston: Butterworths, 1985. ISBN 978-0-408-01350-5.
- KOUMOUSIS, V.; KATSARAS, C. A saw-tooth genetic algorithm combining the effects of variable population size and reinitialization to enhance performance. **IEEE Trans. Evol. Computat.**, v. 10, n. 1, p. 19–28, 2006.
- KRAJČOVIČ, M.; HANČINSKÝ, V.; DULINA, L.; GRZNÁR, P.; GAŠO, M.; VACULÍK, J. Parameter Setting for a Genetic Algorithm Layout Planner as a Toll of Sustainable Manufacturing. **Sustainability**, v. 11, n. 7, p. 2083, 2019.
- KRAMER, O. **Genetic Algorithm Essentials**. 1st ed. 2017. ed. Cham: Springer International Publishing : Imprint: Springer, 2017. (Studies in Computational Intelligence, 679). ISBN 978-3-319-52156-5.
- KUCERA, J. **Desalination: Water from Water**. [S.l.: s.n.], 2019. ISBN 978-1-5231-2799-3 978-1-119-40787-4 978-1-119-40788-1 978-1-119-40789-8.
- KÜHN, M.; SEVERIN, T.; SALZWEDEL, H. Variable mutation rate at genetic algorithms: Introduction of chromosome fitness in connection with multi-chromosome representation. **International Journal of Computer Applications**, v. 72, p. 31–38, 2013.
- LAMIDI, R. O.; WANG, Y.; PATHARE, P. B.; ROSKILLY, A.; AGUILAR, M. C. Biogas Tri-generation for Postharvest Processing of Agricultural Products in a Rural Community: Techno-economic Perspectives. **Energy Procedia**, v. 142, p. 63–69, 2017.
- LAWAL, D. U.; QASEM, N. A. Humidification-dehumidification desalination systems driven by thermal-based renewable and low-grade energy sources: A critical review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 125, p. 109817, 2020.
- LEMMON, E. W.; JACOBSEN, R. T.; PENONCELLO, S. G.; FRIEND, D. G. Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 29, n. 3, p. 331–385, 2000.
- LI, H.; SU, W.; CAO, L.; CHANG, F.; XIA, W.; DAI, Y. Preliminary conceptual design and thermodynamic comparative study on vapor absorption refrigeration cycles integrated with a supercritical CO₂ power cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 161, p. 162–171, 2018.
- LI, K.; DING, Y.-Z.; AI, C.; SUN, H.; XU, Y.-P.; NEDAEI, N. Multi-objective optimization and multi-aspect analysis of an innovative geothermal-based multi-generation energy system for power, cooling, hydrogen, and freshwater production. **Energy**, v. 245, p. 123198, 2022.
- LIENHARD, J. H.; THIEL, G. P.; WARSINGER, D. M.; BANCHIK, L. D. Low Carbon Desalination: Status and Research, Development, and Demonstration Needs. **Prof. Lienhard via Angie Locknar**, Massachusetts Institute of Technology, 2016.
- LIU, F.; YANG, C.; LI, B.; SILANG, Y.; ZHU, Y.; FARKOUSH, S. G. Thermodynamic and economic sensitivity analyses of a geothermal-based trigeneration system; performance enhancement through determining the best zeotropic working fluid. **Energy**, p. 123310, 2022.

LUKE, S. **Essentials of Metaheuristics: A Set of Undergraduate Lecture Notes; Online Version 2.0**. 2. ed. ed. S.l.: Lulu, 2013. ISBN 978-1-300-54962-8.

MAHMOUDI, H. (Ed.). **Renewable Energy Technologies for Water Desalination**. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2017. (Sustainablewater Developments Resources, Management, Treatment, Efficiency and Reuse, volume 4). ISBN 978-1-315-64391-5.

KHOSHGOFTAR MANESH, M.; MOUSAVI RABETI, S.; NOURPOUR, M.; SAID, Z. Energy, exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental analysis of an innovative solar-geothermal-gas driven polygeneration system for combined power, hydrogen, hot water, and freshwater production. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 51, p. 101861, 2022.

MARADIAGA, D. E. M. **Modelling and Data Validation for the Energy Analysis of Absorption Refrigeration Systems**. Tese (Doutorado) — Universitat Rovira I Virgil, Tarragona, 2013.

MARENGO, J. A.; CUNHA, A. P. M. A.; NOBRE, C. A.; RIBEIRO NETO, G. G.; MAGALHAES, A. R.; TORRES, R. R.; SAMPAIO, G.; ALEXANDRE, F.; ALVES, L. M.; CUARTAS, L. A.; DEUSDARÁ, K. R. L.; ÁLVALA, R. C. S. Assessing drought in the drylands of northeast Brazil under regional warming exceeding 4 °C. **Nat Hazards**, v. 103, n. 2, p. 2589–2611, 2020.

MARQUES, A. d. S.; CARVALHO, M.; LOURENÇO, A. B.; dos Santos, C. A. C. Energy, exergy, and exergoeconomic evaluations of a micro-trigeneration system. **J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.**, v. 42, n. 6, p. 324, 2020.

MARTINS, J. R. R. A.; NING, S. A. **Engineering Design Optimization**. Cambridge ; New York, NY: Cambridge University Press, 2021. ISBN 978-1-108-83341-7.

MCBRIDE, B. J. **NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species**. [S.l.]: National Aeronautics and Space Administration, John H. Glenn Research Center . . . , 2002.

MEHRPOOYA, M.; GHORBANI, B.; HOSSEINI, S. S. Thermodynamic and economic evaluation of a novel concentrated solar power system integrated with absorption refrigeration and desalination cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 175, p. 337–356, 2018.

MEHTA, V. K.; MEHTA, R. **Principles of Power Systems**. Third. New Dehli: S. Chand, 2005. ISBN 978-81-219-2496-2.

MICHALEWICZ, Z. **Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs**. Berlin; London: Springer, 2011. ISBN 978-3-642-08233-7.

MISRA, R.; SAHOO, P.; SAHOO, S.; GUPTA, A. Thermo-economic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, n. 2, p. 158–169, 2003.

MOHAMMADI, K.; EFATI KHALEDI, M. S.; POWELL, K. A novel hybrid dual-temperature absorption refrigeration system: Thermodynamic, economic, and environmental analysis. **Journal of Cleaner Production**, v. 233, p. 1075–1087, 2019.

- MONTAGUD, C.; PONS LLINARES, J.; RODRÍGUEZ MONZONÍS, M. C. Computer based learning and comprehension of power generation cycles using a model programmed in Engineering Equation Solver (EES): Analysis of a Gas- Turbine Brayton cycle. In: Editorial Universitat Politècnica de València (Ed.). **HEAd'15. Conference on Higher Education Advances**. [S.l.]: Editorial Universitat Politècnica de València, 2015. p. 467–474. ISBN 978-84-9048-340-4.
- MONTORO, S. B.; SANTOS, D. F. L.; LUCAS JUNIOR, J. de. ECONOMIC AND FINANCIAL VIABILITY OF DIGESTER USE IN CATTLE CONFINEMENT FOR BEEF. **Eng. Agríc.**, v. 37, n. 2, p. 353–365, 2017.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. Ninth. Hoboken: John Wiley & Sons, 2018. ISBN 978-1-119-39138-8 978-1-119-39142-5.
- MOSAFFA, A.; FARSHI, L. G.; INFANTE FERREIRA, C.; ROSEN, M. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. **Energy Conversion and Management**, v. 117, p. 442–453, 2016.
- MUSSATI, S. F.; CIGNITTI, S.; MANSOURI, S. S.; GERNAEY, K. V.; MOROSUK, T.; MUSSATI, M. C. Configuration optimization of series flow double-effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems by cost minimization. **Energy Conversion and Management**, v. 158, p. 359–372, 2018.
- NAGGAR, O. M. Analysis of Groundwater Production Cost. In: **Seventh International Water Technology Conference**. Cairo: [s.n.], 2003.
- NAJIM, A. A review of advances in freeze desalination and future prospects. **npj Clean Water**, v. 5, n. 1, p. 15, 2022.
- NARAYAN, G. P.; SHARQAWY, M. H.; LIENHARD V, J. H.; ZUBAIR, S. M. Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. **Desalination and Water Treatment**, v. 16, n. 1-3, p. 339–353, 2010.
- NARAYAN, P. **Thermal design of humidification dehumidification systems for affordable and small-scale desalination**. Tese (Tese de Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, 2012.
- NAYAR, K. G.; SHARQAWY, M. H.; BANCHIK, L. D.; LIENHARD V, J. H. Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence. **Desalination**, v. 390, p. 1–24, 2016.
- NONDY, J.; GOGOI, T. Performance comparison of multi-objective evolutionary algorithms for exergetic and exergoenvironmental optimization of a benchmark combined heat and power system. **Energy**, v. 233, p. 121135, 2021.
- OLIVEIRA, R. A. de. **Especificação e implementação de um algoritmo genético para otimização de projetos de iluminação pública**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, Rio Grande do Norte, 2015.

- OUYANG, T.; WANG, Z.; ZHAO, Z.; LU, J.; ZHANG, M. An advanced marine engine waste heat utilization scheme: Electricity-cooling cogeneration system integrated with heat storage device. **Energy Conversion and Management**, v. 235, p. 113955, 2021.
- PALACIOS-BERECHE, R.; GONZALES, R.; NEBRA, S. A. Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O. **Int. J. Energy Res.**, v. 36, n. 2, p. 166–181, 2012.
- PATEL, V. K.; SAVSANI, V. J.; TAWHID, M. A. **Thermal System Optimization: A Population-Based Metaheuristic Approach**. 1st ed. 2019. ed. Cham: Springer International Publishing : Imprint: Springer, 2019. ISBN 978-3-030-10477-1.
- PTASINSKI, K. J. **Efficiency of Biomass Energy: An Exergy Approach to Biofuels, Power, and Biorefineries**. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2016. ISBN 978-1-119-11814-5 978-1-119-11815-2.
- QASEM, N. A.; ZUBAIR, S. M.; ABDALLAH, A. M.; ELBASSOUSSI, M. H.; AHMED, M. A. Novel and efficient integration of a humidification-dehumidification desalination system with an absorption refrigeration system. **Applied Energy**, v. 263, p. 114659, 2020.
- RAHIMI-AHAR, Z.; HATAMIPOUR, M. S.; AHAR, L. R. Air humidification-dehumidification process for desalination: A review. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 80, p. 100850, 2020.
- RAHIMI, B.; CHUA, H. T. **Low Grade Heat Driven Multi-Effect Distillation and Desalination**. Amsterdam, Netherlands: Elsevier, 2017. ISBN 978-0-12-805124-5.
- RAJAEI, G.; ATABI, F.; EHYAEI, M. Feasibility of using biogas in a micro turbine for supplying heating, cooling and electricity for a small rural building. **Advances in Energy Research**, v. 5, n. 2, p. 129–145, 2017.
- RAO, C. G. **Engineering for Storage of Fruits and Vegetables: Cold Storage, Controlled Atmosphere Storage, Modified Atmosphere Storage**. Amsterdam: Elsevier, 2015. ISBN 978-0-12-803365-4.
- RENON, H.; PRAUSNITZ, J. M. Local compositions in thermodynamic excess functions for liquid mixtures. **AIChE J.**, v. 14, n. 1, p. 135–144, 1968.
- ROBINSON, D. W. **Construction and Operating Costs of Groundwater Pumps for Irrigation in the Riverine Plain**. [S.l.]: CSIRO, 2002.
- ROEVA, O.; FIDANOVA, S.; PAPRZYCKI, M. Influence of the population size on the genetic algorithm performance in case of cultivation process modelling. In: **2013 Federated Conference on Computer Science and Information Systems**. [S.l.: s.n.], 2013. p. 371–376.
- ROSTAMZADEH, H.; GARGARI, S. G.; NAMIN, A. S.; GHAEBI, H. A novel multigeneration system driven by a hybrid biogas-geothermal heat source, Part I: Thermodynamic modeling. **Energy Conversion and Management**, v. 177, p. 535–562, 2018.
- ROSTAMZADEH, H.; GARGARI, S. G.; NAMIN, A. S.; GHAEBI, H. A novel multigeneration system driven by a hybrid biogas-geothermal heat source, Part II: Multi-criteria optimization. **Energy Conversion and Management**, v. 180, p. 859–888, 2019.

- ROSTAMZADEH, H.; NAMIN, A. S.; GHAEBI, H.; AMIDPOUR, M. Performance assessment and optimization of a humidification dehumidification (HDH) system driven by absorption-compression heat pump cycle. **Desalination**, v. 447, p. 84–101, 2018.
- ROSTAMZADEH, H.; NAMIN, A. S.; NOURANI, P.; AMIDPOUR, M.; GHAEBI, H. Feasibility investigation of a humidification-dehumidification (HDH) desalination system with thermoelectric generator operated by a salinity-gradient solar pond. **Desalination**, v. 462, p. 1–18, 2019.
- RUBIO-MAYA, C.; PACHECO-IBARRA, J. J.; BELMAN-FLORES, J. M.; GALVÁN-GONZÁLEZ, S. R.; MENDOZA-COVARRUBIAS, C. NLP model of a LiBr–H₂O absorption refrigeration system for the minimization of the annual operating cost. **Applied Thermal Engineering**, v. 37, p. 10–18, 2012.
- SADEGHI, M.; YARI, M.; MAHMOUDI, S.; JAFARI, M. Thermodynamic analysis and optimization of a novel combined power and ejector refrigeration cycle – Desalination system. **Applied Energy**, v. 208, p. 239–251, 2017.
- SAFARI, F.; DINCER, I. Development and analysis of a novel biomass-based integrated system for multigeneration with hydrogen production. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 44, n. 7, p. 3511–3526, 2019.
- SAFDER, U.; RANA, M. A.; YOO, C. Feasibility study and performance assessment of a new tri-generation integrated system for power, cooling, and freshwater production. **DWT**, v. 183, p. 63–72, 2020.
- SAHANA, C.; DE, S.; MONDAL, S. Integration of CO₂ power and refrigeration cycles with a desalination unit to recover geothermal heat in an oilfield. **Applied Thermal Engineering**, v. 189, p. 116744, 2021.
- SAHOO, U.; KUMAR, R.; PANT, P.; CHAUDHARY, R. Development of an innovative polygeneration process in hybrid solar-biomass system for combined power, cooling and desalination. **Applied Thermal Engineering**, v. 120, p. 560–567, 2017.
- SANTIAGO, T. S.; ACHILES, A. E.; DANGELO, J. V. H. Thermodynamic performance analysis and optimization of a trigeneration system with different configurations applied to a medium-sized hospital. **Energy**, v. 239, p. 122195, 2022.
- SANTO, D. B. d. E. An energy and exergy analysis of a high-efficiency engine trigeneration system for a hospital: A case study methodology based on annual energy demand profiles. **Energy and Buildings**, v. 76, p. 185–198, 2014.
- SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H. **Gas Turbine Theory**. Seventh edition. Harlow, England ; New York: Pearson, 2017. ISBN 978-1-292-09309-3.
- SAUL, A.; WAGNER, W. International Equations for the Saturation Properties of Ordinary Water Substance. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 16, n. 4, p. 893–901, 1987.
- SAYYAADI, H.; GHORBANI, G. Conceptual design and optimization of a small-scale dual power-desalination system based on the Stirling prime-mover. **Applied Energy**, v. 223, p. 457–471, 2018.

- SHARQAWY, M. H.; ANTAR, M. A.; ZUBAIR, S. M.; ELBASHIR, A. M. Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. **Desalination**, v. 349, p. 10–21, 2014.
- SHARQAWY, M. H.; LIENHARD, J. H.; ZUBAIR, S. M. Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data. **Desalination and Water Treatment**, v. 16, n. 1-3, p. 354–380, 2010.
- SIVANANDAM, S. N.; DEEPA, S. N. **Introduction to Genetic Algorithms**. Berlin ; New York: Springer, 2007. ISBN 978-3-540-73189-4.
- SMIT, S. **Parameter Tuning and Scientific Testing in Evolutionary Algorithms**. Tese (Doutorado) — Vrije Universiteit, Amsterdam, 2012.
- SOARES, C. **Microturbines**. Amsterdam ; Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2007. ISBN 978-0-7506-8469-9.
- RODRIGUEZ SOTOMONTE, C. A.; CORREA VELOSO, T. G.; CORONADO, C. J.; Rosa do Nascimento, M. A. Multi-objective optimization for a small biomass cooling and power cogeneration system using binary mixtures. **Applied Thermal Engineering**, v. 182, p. 116045, 2021.
- SOUZA, R. J.; DOS SANTOS, C.; OCHOA, A.; MARQUES, A.; L. M. NETO, J.; MICHIMA, P. Proposal and 3E (energy, exergy, and exergoeconomic) assessment of a cogeneration system using an organic Rankine cycle and an Absorption Refrigeration System in the Northeast Brazil: Thermodynamic investigation of a facility case study. **Energy Conversion and Management**, v. 217, p. 113002, 2020.
- SRINIVAS, C.; REDDY, B. R.; RAMJI, K.; NAVEEN, R. Sensitivity Analysis to Determine the Parameters of Genetic Algorithm for Machine Layout. **Procedia Materials Science**, v. 6, p. 866–876, 2014.
- SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes**. New York Washington Philadelphia London: Hemisphere Publ. Corp, 1988. ISBN 978-3-540-18864-3 978-0-89116-574-3.
- TAKAHASHI, M.; KITA, H. A crossover operator using independent component analysis for real-coded genetic algorithms. In: **Proceedings of the 2001 Congress on Evolutionary Computation (IEEE Cat. No.01TH8546)**. Seoul, South Korea: IEEE, 2001. v. 1, p. 643–649. ISBN 978-0-7803-6657-2.
- TARJAN, R. Depth-First Search and Linear Graph Algorithms. **SIAM J. Comput.**, v. 1, n. 2, p. 146–160, 1972.
- TOMCZYK, J.; SILBERSTEIN, E.; WHITMAN, W. C.; JOHNSON, W. M. **Refrigeration and Air Conditioning Technology**. Boston, MA: Cengage Learning, 2017. ISBN 978-1-305-57829-6.
- TURTON, R. **Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes**. 5th edition. ed. Boston: Prentice Hall, 2018. (Prentice Hall International Series in the Physical and Chemical Engineering Sciences). ISBN 978-0-13-417740-3.

- UN (Ed.). **Water and Climate Change**. Paris: UNESCO, 2020. (The United Nations World Water Development Report, 2020). ISBN 978-92-3-100371-4.
- VACARO, T. **Otimização do fresamento de topo esférico de planos inclinados aplicando o método de algoritmos genéticos**. Tese (Mestrado) — Univesidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, RS, 2014.
- VILLARROEL-SCHNEIDER, J.; MALMQUIST, A.; ARAOZ, J. A.; MARTÍ-HERRERO, J.; MARTIN, A. Performance Analysis of a Small-Scale Biogas-Based Trigeneration Plant: An Absorption Refrigeration System Integrated to an Externally Fired Microturbine. **Energies**, v. 12, n. 20, p. 3830, 2019.
- WAGNER, W.; PRUSS, A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 31, n. 2, p. 387–535, 2002.
- WANG, S.; LIU, C.; LI, J.; SUN, Z.; CHEN, X.; WANG, X. Exergoeconomic analysis of a novel trigeneration system containing supercritical CO₂ Brayton cycle, organic Rankine cycle and absorption refrigeration cycle for gas turbine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 221, p. 113064, 2020.
- WELLINGER, A.; MURPHY, J. D.; BAXTER, D. (Ed.). **The Biogas Handbook: Science, Production and Applications**. Oxford: Woodhead Publ, 2013. (Woodhead Publishing Series in Energy, 52). ISBN 978-0-85709-741-5 978-0-85709-498-8.
- WIRSANSKY, E. **Hands-On Genetic Algorithms with Python: Applying Genetic Algorithms to Solve Real-World Deep Learning and Artificial Intelligence Problems**. Birmingham: Packt Publishing Ltd, 2020. ISBN 978-1-83855-774-4.
- WONCHALA, J.; HAZLEDINE, M.; GONI BOULAMA, K. Solution procedure and performance evaluation for a water–LiBr absorption refrigeration machine. **Energy**, v. 65, p. 272–284, 2014.
- XU, M.; YANG, J.; GAO, Z. Parameters Sensitive Analyses for Using Genetic Algorithm to Solve Continuous Network Design Problems. **Procedia - Social and Behavioral Sciences**, v. 43, p. 435–444, 2012.
- YARI, M.; ARIYANFAR, L.; AGHDAM, E. A. Analysis and performance assessment of a novel ORC based multi-generation system for power, distilled water and heat. **Renewable Energy**, v. 119, p. 262–281, 2018.
- YARI, M.; SALEHI, S.; MAHMOUDI, S. Three-objective optimization of water desalination systems based on the double-stage absorption heat transformers. **Desalination**, v. 405, p. 10–28, 2017.
- YOUNES, A.; ELKAMEL, A.; AREIBI, S. Genetic algorithms in process engineering: Developments and implementation issues. In: _____. **Advances in Process Systems Engineering**. [S.l.]: WORLD SCIENTIFIC, 2010. v. 2, p. 111–145. ISBN 978-981-4299-20-6 978-981-4299-21-3.
- YUAN, Z.; HEROLD, K. Thermodynamic Properties of Aqueous Lithium Bromide Using a Multiproperty Free Energy Correlation. **HVAC&R Res.**, v. 11, n. 3, p. 377–393, 2005.

Anexos

ANEXO A – MODELOS DOS CICLOS TERMODINÂMICOS

A.1 Ciclo de Brayton

O modelo utilizado neste trabalho para o ciclo de Brayton foi apresentado por Bejan *et al.* (1996). Entretanto, modificações foram realizadas para o emprego do biogás como combustível, como realizado por Gholizadeh *et al.* (2019).

Neste modelo, considera-se que o ar possui composição 77,48% N₂, 20,59% O₂, 0,03% CO₂ e 1,90% H₂O na base molar, e que os produtos de combustão são formados apenas por essas quatro substâncias. Considerando a regra de mistura de gases ideais, a entalpia e entropia das correntes da turbina podem ser calculadas a partir das Equações A.1 e A.2, respectivamente.

$$h_i = \frac{1}{MM_m} \sum_j x_j \bar{h}_j(T) \quad (\text{A.1})$$

$$s_i = \frac{1}{MM_m} \sum_j x_j [\bar{s}_j^0(T, P_{\text{ref}}) - R \ln(x_j P / P_{\text{ref}})] \quad (\text{A.2})$$

Em que i representa a i -ésima corrente, j representa o j -ésimo componente da corrente, x a fração molar, h e s as entalpias e entropias mássicas, P a pressão absoluta, P_{ref} a pressão de referência adotada, \bar{h} a entalpia molar do componente puro, \bar{s}^0 a entropia molar do componente puro na pressão de referência e MM_m é a massa molar da mistura em $\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$, calculada pela Equação A.3, considerando mistura ideal de gases.

$$MM_m = \sum_j x_j MM_j \quad (\text{A.3})$$

A.1.1 Compressor

Quanto ao compressor, inicialmente é especificada a temperatura de alimentação do ar (T_1) e a pressão ambiente (P_1). Então, a partir das Equações A.1 e A.2 são calculados h_1 e s_1 . A partir de s_1 é obtida a entropia do processo de compressão isentrópico ($s_{2,\text{isen}}$), utilizada para calcular iterativamente $T_{2,\text{isen}}$ e, em seguida, $h_{2,\text{isen}}$. Então, calcula-se h_2 a partir da equação da eficiência isentrópica do compressor (Eq. A.4).

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,\text{isen}} - h_1}{\eta_{\text{compressor}}} \quad (\text{A.4})$$

Com base em h_2 calcula-se T_2 . Para o cálculo de s_2 , no entanto, também é necessário P_2 , que é calculado a partir do valor de RP .

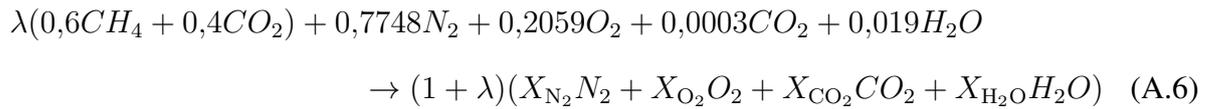
A.1.2 Câmara de combustão

Na câmara de combustão, são especificadas as temperaturas das correntes de ar (T_3) e produtos de combustão (T_4), além das pressões dessas correntes, P_3 e P_4 , que são obtidas a partir das quedas de pressão especificadas. Para h_3 o cálculo é possível, uma vez que é conhecida a composição da corrente. Todavia, para calcular h_4 é necessário realizar o cálculo estequiométrico da combustão para obter a composição dos produtos.

Para isso, define-se a razão combustível-ar (λ), como mostra a Equação A.5, em que \dot{n}_{comb} , \dot{n}_{ar} e \dot{n}_{p} são as vazões molares de combustível, ar e produtos, respectivamente.

$$\lambda = \frac{\dot{n}_{\text{comb}}}{\dot{n}_{\text{ar}}}, \quad 1 + \lambda = \frac{\dot{n}_{\text{p}}}{\dot{n}_{\text{ar}}} \quad (\text{A.5})$$

Para o biogás, a reação de combustão completa pode ser descrita em termos de λ , como mostra a Equação A.6, considerando uma composição 60% CH_4 e 40% CO_2 .



A partir da estequiometria, foram obtidas as Equações de A.7 a A.10, responsáveis pelo cálculo das frações molares de cada componente na corrente de produtos de combustão (X_j).

$$X_{\text{N}_2} = \frac{0,7748}{1 + \lambda} \quad (\text{A.7})$$

$$X_{\text{O}_2} = \frac{0,2059 - 1,2\lambda}{1 + \lambda} \quad (\text{A.8})$$

$$X_{\text{CO}_2} = \frac{0,0003 + \lambda}{1 + \lambda} \quad (\text{A.9})$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,019 + 1,2\lambda}{1 + \lambda} \quad (\text{A.10})$$

Uma vez em posse das expressões para cálculo das frações molares dos produtos de combustão, o próximo passo é obter o valor de λ . Para isso, é utilizado o balanço de energia da câmara de combustão, como mostra a Equação A.11.

$$\dot{n}_{\text{comb}}\bar{h}_{\text{comb}} + \dot{n}_{\text{ar}}\bar{h}_{\text{ar}} - \dot{n}_{\text{p}}\bar{h}_{\text{p}} - \dot{Q}_{\text{perdas}} = 0 \quad (\text{A.11})$$

Considerando que as perdas sejam equivalentes a 2% do LHV_{comb} e colocando a equação em função de λ , obtém-se a expressão apresentada pela Equação A.12.

$$\dot{n}_{\text{comb}}\bar{h}_{\text{comb}} + \dot{n}_{\text{ar}}\bar{h}_{\text{ar}} - \dot{n}_{\text{p}}\bar{h}_{\text{p}} - 0,02\dot{n}_{\text{comb}}LHV_{\text{comb}} = 0$$

$$\frac{\dot{n}_{\text{comb}}\bar{h}_{\text{comb}}}{\dot{n}_{\text{ar}}} + \frac{\dot{n}_{\text{ar}}\bar{h}_{\text{ar}}}{\dot{n}_{\text{ar}}} - \frac{\dot{n}_{\text{p}}\bar{h}_{\text{p}}}{\dot{n}_{\text{ar}}} - \frac{0,02\dot{n}_{\text{comb}}LHV_{\text{comb}}}{\dot{n}_{\text{ar}}} = 0$$

$$\lambda\bar{h}_{\text{comb}} + \bar{h}_{\text{ar}} - (1 + \lambda)\bar{h}_{\text{p}} = 0,02\lambda LHV_{\text{comb}} \quad (\text{A.12})$$

Utilizando a regra de mistura de gases ideais (Equação A.1) são então calculadas as entalpias molares da corrente de ar (\bar{h}_{ar}) e de produto (\bar{h}_{p}), nas temperaturas T_3 e T_4 , respectivamente, a partir das Equações A.13 e A.14.

$$\bar{h}_{\text{a}} = 0,7748\bar{h}_{\text{N}_2}(T_3) + 0,2059\bar{h}_{\text{O}_2}(T_3) + 0,0003\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_3) + 0,019\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_3) \quad (\text{A.13})$$

$$(1 + \lambda)\bar{h}_{\text{p}} = 0,7748\bar{h}_{\text{N}_2}(T_4) + (0,2059 - 1,2\lambda)\bar{h}_{\text{O}_2}(T_4) +$$

$$+ (0,0003 + \lambda)\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_4) + (0,019 + 1,2\lambda)\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_4) \quad (\text{A.14})$$

Substituindo ambas as Equações A.13 e A.14 no balanço de massa (Equação A.12), é possível calcular λ , como mostra a Equação A.15.

$$\lambda = \frac{0,7748\Delta\bar{h}_{\text{N}_2} + 0,2059\Delta\bar{h}_{\text{O}_2} + 0,0003\Delta\bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,019\Delta\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}}{\bar{h}_{\text{comb}} - 0,02LHV_{\text{comb}} - [-1,2\bar{h}_{\text{O}_2}(T_4) + \bar{h}_{\text{CO}_2}(T_4) + 1,2\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_4)]} \quad (\text{A.15})$$

Em que $\Delta\bar{h}_j$ são as variações de entalpia entre os produtos de combustão (4) e o ar (3). Para calcular o LHV e a entalpia do biogás é utilizada a regra de mistura de gases ideais, similar à Equação A.1. A partir do valor de λ é possível calcular a composição dos produtos de combustão, a partir das equações A.7 a A.10, utilizada no cálculo de h_4 .

A.1.3 Turbina

Para calcular as propriedades da corrente 5 (saída da turbina), considera-se o que $s_{5,\text{isen}} = s_4$, ou seja, processo de expansão isentrópico. Com isso, é calculada de forma iterativa a temperatura do processo de expansão isentrópico ($T_{5,\text{isen}}$) e a partir dela, calcula-se $h_{5,\text{isen}}$. A Equação A.16 (eficiência isentrópica da turbina) é então utilizada para calcular h_5 , o qual é utilizado no cálculo de T_5 e de s_5 .

$$h_5 = h_4 - \eta_{\text{turbina}}(h_4 - h_{5,\text{isen}}) \quad (\text{A.16})$$

A.1.4 Regenerador

No regenerador, para calcular as propriedades de saída (corrente 6) é utilizado o balanço de energia dos dois lados do trocador, como mostra a Equação A.17. Com isso, calcula-se T_6 por meio de um processo iterativo e também s_6 .

$$h_6 = h_5 - \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_4}(h_3 - h_2) \quad (\text{A.17})$$

A.1.5 Vazões mássicas

As vazões mássicas podem ser calculadas a partir das equações de λ e do balanço de energia, considerando apenas a turbina e o compressor, como mostra a Equação A.18.

$$\dot{n}_a(\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + \dot{n}_p(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) - \dot{W}_{\text{net}} = 0 \quad (\text{A.18})$$

Dividindo ambos os lados por \dot{n}_{ar} e sabendo que $1 + \lambda = \dot{n}_p/\dot{n}_{\text{ar}}$, obtém-se a Equação A.19.

$$\frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{n}_{\text{ar}}} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \lambda)(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (\text{A.19})$$

Sabendo que $\dot{n}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}}/MM_{\text{ar}}$ e rearranjando a expressão, obtém-se a Equação A.20.

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}MM_{\text{ar}}}{(\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \lambda)(\bar{h}_4 - \bar{h}_5)} \quad (\text{A.20})$$

Em que \dot{W}_{net} é o trabalho líquido ($\dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{compressor}}$), \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, igual às vazões \dot{m}_1 , \dot{m}_2 , e \dot{m}_3 e MM_{ar} é a massa molar do ar. Para calcular a vazão mássica de produtos de combustão (\dot{m}_4), utiliza-se a Equação A.21, baseada na Equação A.5.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1(1 + \lambda)\frac{MM_{\text{p}}}{MM_{\text{ar}}} \quad (\text{A.21})$$

Quanto à \dot{m}_{comb} , a Equação A.22, também baseada na Equação A.5, é utilizada.

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \dot{m}_1\lambda\frac{MM_{\text{comb}}}{MM_{\text{ar}}} \quad (\text{A.22})$$

A.1.6 Cálculo do trabalho

Para calcular o trabalho da turbina e do compressor, são utilizados os balanços de energia dos dois equipamentos isolados, como apresentado nas Equações A.23 e A.24.

$$\dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (\text{A.23})$$

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (\text{A.24})$$

A.2 Sistema de refrigeração por absorção

A Figura A.1 apresenta os fluxogramas dos SRA, LiBr/H₂O e NH₃/H₂O. O modelo termodinâmico, para ambos os SRA, foi descrito no livro de Herold *et al.* (2016).

Inicialmente, calculam-se as pressões de alta (P_{H}) e de baixa (P_{L}) dos SRA, considerando que a corrente 10 (saída do condensador) é líquido saturado e a corrente 13 (saída do evaporador) é vapor saturado. Com os valores especificados de T_1 e T_{13} e correlações apropriadas é possível determinar as pressões. Já as demais são obtidas em função de P_{H} e P_{L} .

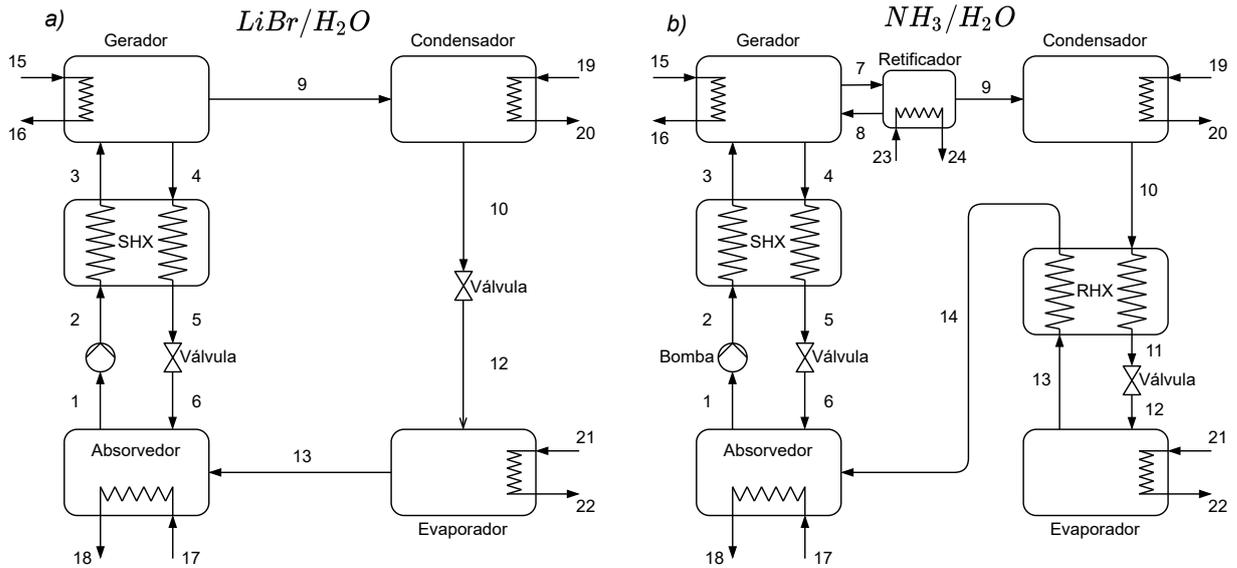


Figura A.1: Fluxograma dos SRA com fluido de trabalho a) LiBr/H₂O e b) NH₃/H₂O.

Depois, as frações mássicas de LiBr ou NH₃ das soluções rica (x_1) e pobre (x_4) são determinadas a partir das pressões e temperaturas de saída do absorvedor (P_1 e T_1) e do gerador (P_4 e T_4). A partir desse ponto, são necessárias as equações dos balanços de massa e energia para cada equipamento do sistema, apresentadas na Tabela A.1.

Tabela A.1: Balanços de massa e energia para os equipamentos de ambos os SRA.

Equipamento LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
Gerador	
$\dot{m}_3 = \dot{m}_9 + \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4$
$x_3 \dot{m}_3 = x_9 \dot{m}_9 + x_4 \dot{m}_4$	$x_3 \dot{m}_3 + x_8 \dot{m}_8 = x_7 \dot{m}_7 + x_4 \dot{m}_4$
$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4$
Condensador	Mesmo conjunto de equações.
$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$
$x_9 = x_{10}$	$x_{11} = x_{12}$
$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_c$	$h_{11} = h_{12}$
Válvula do refrigerante	
$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12}$	
$x_{10} = x_{12}$	
$h_{10} = h_{12}$	
Evaporador	Mesmo conjunto de equações.
$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	
$x_{12} = x_{13}$	
$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_e = \dot{m}_{13} h_{13}$	
Bomba	Mesmo conjunto de equações.
$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	
$x_1 = x_2$	
$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_b = \dot{m}_2 h_2$	
Válvula da solução	Mesmo conjunto de equações.
$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	
$x_5 = x_6$	
$h_5 = h_6$	

Tabela A.1: Balanços de massa e energia para os equipamentos (Continuação).

Equipamento	LiBr/H ₂ O	NH ₃ /H ₂ O
SHX	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	Mesmo conjunto de equações.
	$x_4 = x_5$	
	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	
	$x_2 = x_3$	
	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3$	
RHX	Não possui RHX.	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$
		$x_{10} = x_{11}$
		$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$
		$x_{13} = x_{14}$
		$\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{14} h_{14}$
RHX	Não possui Retificador.	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9$
		$x_7 \dot{m}_7 = x_8 \dot{m}_8 + x_9 \dot{m}_9$
		$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{ret}$
Absorvedor	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{13} h_{13}$	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{14} h_{14}$

A.2.1 Equações complementares

No caso das correntes de água pura, a obtenção das entalpias requer a T e P . Nas correntes LiBr/H₂O ou NH₃/H₂O são geralmente necessários T , P e x . Além disso, é necessária a equação da eficiência isentrópica da bomba (η_b) (Equação A.25), em que v_1 é o volume específico da corrente 1.

$$h_{11} = h_{10} + \frac{v_1(P_H - P_L)}{\eta_b} \quad (\text{A.25})$$

No caso do sistema LiBr/H₂O, considera-se que a temperatura da água saindo do gerador (T_9) é equivalente à temperatura que a corrente 3 teria se estivesse saturada (T_3^{sat}). No caso do sistema NH₃/H₂O, considera-se que a corrente 7, que sai do gerador, está em equilíbrio com a corrente 8, o que implica que $T_8 = T_7$. Considera-se também que 7 está em equilíbrio com 3 (entrada do gerador), ou seja, assume-se também que $x_8 = x_3$.

Em ambos os sistemas, é necessária a equação da efetividade do SHX (ε_{shx}), e também do RHX (ε_{rhx}), no caso do sistema NH₃/H₂O. A Equação A.26 apresenta a equação da efetividade para o SHX de ambos os sistemas, sendo MCP_{shx}^{\min} calculado pela Equação A.27.

$$\dot{Q}_{shx} = \varepsilon_{shx} MCP_{shx}^{\min} (T_4 - T_2) \quad (\text{A.26})$$

$$\begin{aligned} MCP^{23} &= \dot{m}_2 \frac{h_2 - h_3}{T_2 - T_3} \\ MCP^{45} &= \dot{m}_4 \frac{h_4 - h_5}{T_4 - T_5} \end{aligned} \quad (\text{A.27})$$

$$MCP_{shx}^{\min} = \min(MCP^{23}, MCP^{45})$$

Para o sistema LiBr/H₂O, um adendo é necessário. Na corrente 6, que sai da válvula da solução, é possível que haja vaporização parcial da água devido à redução na pressão. Por isso, é necessário levar em consideração a energia da água vaporizada ao estimar a entalpia da corrente. Para isso, é necessário resolver o sistema de Equações A.28.

$$\begin{aligned} h_5 &= Q h_{6,v} + (1 - Q)h_{6,l} \\ h_{6,v} &= f(H_2O, T_6, P_6) \\ h_{6,l} &= f(LiBr/H_2O, T_6, x_6) \\ T_6 &= T_{6,sat} = f(LiBr/H_2O, P_6, x_6) \\ Q &= (x_6 - x_5)/x_6 \end{aligned} \quad (A.28)$$

No conjunto de Equações A.28, a primeira equação refere-se ao cálculo da entalpia a partir da fração de vapor e das entalpias das fases vapor e líquida. A segunda e terceira equações dizem respeito à obtenção das entalpias da fase vapor, apenas H₂O, e da fase líquida, mistura LiBr/H₂O. A quarta equação representa o cálculo de T₆, após o processo de expansão e vaporização. Devido à vaporização de uma das fase, sabe-se que a corrente está em seu estado saturado; portanto, obtém-se a temperatura de saturação naquela determinada pressão e concentração de LiBr. Por fim, a quinta equação representa o balanço de LiBr em função de suas frações mássicas na solução aquosa. Como resultado disso, obtém-se h₆ corrigida.

Por fim, são necessárias as equações do modelo UA (Equação A.29), para estimar a área de troca térmica, o que inclui também as equações de taxa de calor referentes às correntes de utilidade (Equação A.30) e o cálculo do diferença de temperatura média logarítmica (LMTD, do inglês *Logarithmic mean temperature difference*) para o k-ésimo equipamento (Equação A.31).

$$\dot{Q}_k = U_k A_k LMTD_k \quad (A.29)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_k (h_q - h_f) \quad (A.30)$$

$$LMTD_k = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{T_{q,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{f,e}}} \quad (A.31)$$

Em que \dot{Q}_k é a taxa de calor trocado no k-ésimo trocador, U_k é o coeficiente global de troca térmica, A_k é a área de superfície de troca térmica, \dot{m}_k é a vazão mássica de utilidade do k-ésimo trocador, h_q é a entalpia da utilidade no ponto de maior temperatura, h_f é a entalpia da utilidade no ponto de menor temperatura, $T_{q,e}$ é a temperatura do fluido quente de entrada, $T_{q,s}$ é a temperatura do fluido quente de saída, $T_{f,e}$ é a temperatura do fluido frio de entrada e $T_{f,s}$ é a temperatura do fluido frio de saída.

A.3 Sistema umidificação-desumidificação

O modelo do HDH empregado neste trabalho é do tipo CAOW com aquecimento da água e teve base nos modelos apresentados nos trabalhos de Narayan *et al.* (2010), Sharqawy *et al.* (2014), Rostamzadeh *et al.* (2019) e Gholizadeh *et al.* (2020). A Tabela A.2 apresenta as equações dos balanços para cada equipamento.

Tabela A.2: Balanços de massa e energia para os equipamentos do HDH.

Equipamento	Equações
Umidificador	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_7$ $\dot{m}_5(h_5 - h_6) = \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_4h_4$
Desumidificador	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_5(\omega_5 - \omega_6)$ $\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_5(h_5 - h_6)$
Aquecedor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$

Em que \dot{m}_5 é referente à massa de ar seco e, portanto, é igual a \dot{m}_6 , \dot{Q}_{aq} é a taxa de calor fornecida ao aquecedor e ω_5 e ω_6 são as umidades absolutas, que consistem na razão entre o vapor (\dot{m}_v) e o ar seco (\dot{m}_{as}), como mostra a Equação A.32. Portanto, na Equação do balanço de massa (Tabela A.2), a expressão $\dot{m}_5(\omega_5 - \omega_6)$ representa a diferença de umidade entre as duas correntes de ar, ou seja, o condensado (\dot{m}_7).

$$\omega_i = \frac{\dot{m}_{v,i}}{\dot{m}_{as,i}} \quad (\text{A.32})$$

Para complementar a descrição matemática do umidificador e do desumidificador são definidas suas efetividades, ε_u e ε_d , respectivamente, como apresentado pelas Equações A.33 e A.34 (SHARQAWY *et al.*, 2014).

$$\varepsilon_u = \max \left(\frac{h_5 - h_6}{h_{5,id} - h_6}, \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,id}} \right) \quad (\text{A.33})$$

$$\varepsilon_d = \max \left(\frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6,id}}, \frac{h_2 - h_1}{h_{2,id} - h_1} \right) \quad (\text{A.34})$$

Em que $h_{5,id}$ é a entalpia ideal do ar de saída do umidificador, considerando o estado de saturação e a temperatura de entrada do umidificador (T_3), $h_{4,id}$ é a entalpia ideal da salmoura, calculada na temperatura de entrada do ar seco (T_6), $h_{6,id}$ é a entalpia ideal do ar de saída do desumidificador, considerando o estado de saturação e a temperatura de entrada da água salobra (T_1), e $h_{2,id}$ é a entalpia ideal da água salobra de saída do desumidificador, calculada na temperatura de entrada do ar mais úmido (T_5).

Além disso, no caso do aquecedor, também é utilizada o modelo UA, para que seja possível calcular a área de troca térmica (Equação A.35). Com isso, são requeridas as Equações da taxa de calor fornecida pela fonte quente (Equação A.36) e do LMTD (Equação A.37).

$$\dot{Q}_{\text{aq}} = U_{\text{aq}} A_{\text{aq}} LMTD_{\text{aq}} \quad (\text{A.35})$$

$$\dot{Q}_{\text{aq}} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9) \quad (\text{A.36})$$

$$LMTD_{\text{aq}} = \frac{(T_{\text{q,e}} - T_{\text{f,s}}) - (T_{\text{q,s}} - T_{\text{f,e}})}{\ln \frac{T_{\text{q,e}} - T_{\text{f,s}}}{T_{\text{q,s}} - T_{\text{f,e}}}} \quad (\text{A.37})$$

Em complemento, utiliza-se a Equação A.38 para calcular temperatura da água pura produzida (T_7), em que $T_{5,\text{po}}$ é a temperatura de orvalho do ar úmido e T_6 é a temperatura de bulbo seco do ar seco (NARAYAN *et al.*, 2010).

$$T_7 = \frac{T_{5,\text{po}} + T_6}{2} \quad (\text{A.38})$$

A Equação A.39 mostra como é efetuado o cálculo do MR, parâmetro que tem ligação direta com o desempenho e com a produção de água.

$$MR = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_5} \quad (\text{A.39})$$

Para fechar os balanços de massa e energia são necessárias as equações das entalpias das correntes de água salobra, ar úmido e água, além das umidades absolutas das correntes de ar 5 e 6. No caso das entalpias da água salobra, são necessários valores de T e salinidade. Para o cálculo das entalpias do ar úmido e as umidades absolutas são necessários valores de T , ϕ_i (umidade relativa) e P , que é igual a 101,325 kPa, já que o ciclo opera em pressão ambiente.

ANEXO B – CÁLCULO DO COEFICIENTE DE ATIVIDADE (γ)

B.1 Modelo Non-Random Two Liquid (NRTL)

O modelo NRTL é amplamente utilizado para cálculo do coeficiente de atividade de sistemas químicos altamente não ideais, a partir da Equação B.1, cujos coeficientes são calculados pelas Equações apresentadas na Tabela B.1 (RENON e PRAUSNITZ, 1968).

$$\ln \gamma_i = \frac{\sum_j x_j \tau_{ji} G_{ji}}{\sum_k x_k G_{ki}} + \sum_j \frac{x_j G_{ij}}{\sum_k x_k G_{kj}} \left(\tau_{ij} - \frac{\sum_m x_m \tau_{mj} G_{mj}}{\sum_k x_k G_{kj}} \right) \quad (\text{B.1})$$

Tabela B.1: Equações para o cálculo dos coeficientes do modelo NRTL.

Coeficiente	Equação
G_{ij}	$\exp(-\alpha_{ij} \tau_{ij})$
τ_{ij}	$a_{ij} + b_{ij}/T + e_{ij} \ln T + f_{ij} T$
α_{ij}	$c_{ij} + d_{ij}(T - 273,15K)$
τ_{ii}	0
G_{ii}	1

Em que T é a temperatura em K, x é a fração molar da i-ésima substância e a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} , d_{ij} , e_{ij} e f_{ij} são coeficientes assimétricos de cada uma das substâncias da mistura. No presente trabalho, tais coeficientes foram obtidos a partir do programa Aspen Plus (versão 8.6).

B.2 Cálculo da atividade da mistura Brometo de Lítio-Água

A metodologia adotada para o cálculo da atividade química da mistura LiBr/H₂O foi proposta por Palacios-Bereche *et al.* (2012). Para calcular a atividade de cada uma das substâncias da mistura, foram utilizadas as Equações B.2 e B.3.

$$\ln a_{\text{H}_2\text{O}} = -\phi \cdot \nu \cdot m \cdot MM_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{B.2})$$

$$\ln a_{\text{LiBr}} = -\nu \left[\ln(m) + \sum_{i=1}^6 \frac{i+2}{i} \left(a_i + i \cdot \frac{P \cdot b_i}{2\nu} \right) (m)^{i/2} \right]_{\text{m}}^{\text{m}_{\text{sat}}} \quad (\text{B.3})$$

Em que a é a atividade química, ϕ é o coeficiente osmótico (Equação B.4), ν é o número de dissociação do soluto (2 para o LiBr), MM é a massa molar (18,02 kg · kmol⁻¹ para H₂O e 86,85 kg · kmol⁻¹ para o LiBr), P é a pressão em kPa, m é a molalidade (Equação B.5) e m_{sat} é a molalidade para o estado saturado (solução considerada saturada em $x_{\text{LiBr,sat}} = 62,23 \%$).

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i m^{i/2} + \frac{P}{2\nu} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i \cdot m^{i/2} \quad (\text{B.4})$$

$$m = \frac{x_{\text{LiBr}}}{(1 - x_{\text{LiBr}})MM_{\text{LiBr}}} \quad (\text{B.5})$$

Onde a_i e b_i são coeficientes calculados a partir das Equações B.6 e B.7.

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} T^{-j} \quad (\text{B.6})$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} T^{-j} \quad (\text{B.7})$$

Em que T é a temperatura em K e a_{ij} e b_{ij} são coeficientes apresentados na Tabela B.2, publicados por Kim e Infante Ferreira (2006).

Tabela B.2: Coeficientes para o cálculo da atividade por Kim e Infante Ferreira (2006).

	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$
a_{1j}	-2,1963161E+01	4,9372320E+03	-6,5548406E+05
a_{2j}	-3,8104750E+03	2,6115350E+06	-3,6699691E+08
a_{3j}	1,2280850E+05	-7,7187920E+07	1,0398560E+10
a_{4j}	-1,4716740E+06	9,1952850E+08	-1,1894500E+11
a_{5j}	7,7658210E+06	-4,9375671E+09	6,3175550E+11
a_{6j}	-1,5118920E+07	9,8399740E+09	-1,2737900E+12
b_{0j}	-4,4179000E-05	3,1148992E-02	-4,3611226E+00
b_{1j}	3,0741000E-04	-1,8632098E-01	2,7387137E+01
b_{2j}	-4,0807900E-04	2,1607955E-01	-2,5175971E+01