



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE EXERGONOMIA DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE 10TR INTEGRADO
A UM SISTEMA DE MICROGERAÇÃO COM MICROTURBINA A GÁS DE 30 KW

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA

ORIENTADOR: JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
CO-ORIENTADOR: JORGE RECARTE HERÍNQUEZ GUERRERO

Recife, fevereiro de 2010

V712a

Villa, Álvaro Antonio Ochoa.

Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10TR integrado a um sistema de microgeração com microturbina a gás de 30 kw / Álvaro Antonio Ochoa Villa. - Recife: O Autor, 2009.
xvii, 129 folhas, il : figs., tabs.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco.
CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2010.

Orientador: José Carlos Charamba Dutra.

Inclui Bibliografia e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Chiller de Absorção. 3. Brometo de Lítio. 4. Microgeração. I. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2010-102

“ANÁLISE EXERGoeCONômICA DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE 10TR
INTEGRADO A UM SISTEMA DE MICROGERAÇÃO COM MICROTURBINA A
GÁS 30 KW”.

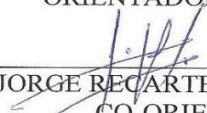
ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA

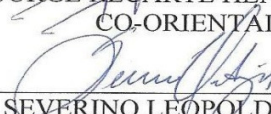
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

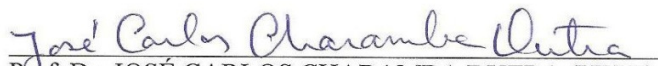


Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE


Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO
CO-ORIENTADOR

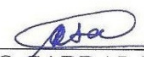

Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)


Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)


Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI (UFPE)


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS (UFPB)

DEDICÁTORIA

Em memória de minha avó Aminta, minhas tias Ruth e Gladys, pelo seu eterno apoio, que apesar de estarem na eternidade com Deus, continuam iluminando minha vida com amor e luz em esses momentos difíceis da vida, obrigado pela sua formação espiritual e emocional, foi de primeira, as amo muito.

Em memória de Dona Luiza de Mendonça Leite, formadora da grande família Mendonça Leite, Deus abençoa sempre a você.

“Não se pode ensinar alguma coisa a um homem; apenas ajudá-lo a encontrá-lo dentro de si mesmo” (Galileu Galilei)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a **Deus todo poderoso**, pelo seu imenso amor para continuar e realizar um sonho a mais na minha vida pessoal e profissional.

Ao Professor **José Carlos Charamba Dutra** pela paciência, dedicação, orientação e os conselhos para a culminação deste trabalho.

Aos professores **Fabio Santana, Jorge Guerrero, Rita de Lima, Ana Rosa**, pela valiosa ajuda na minha formação acadêmica, apoio, conselhos e pela amizade de todos.

A minha esposa querida **Leda Rosa Leite Ochoa** pelo amor, paciência, carinho, compreensão, e estímulo demonstrados durante todo este tempo que estamos juntos, Te amo muito **Ledinha!!!!**.

Aos meus preciosos filhos **Lucas e Victoria Ochoa**, pelos dias e noites longes de vocês, pelas brincadeiras e todas as atividades que vocês tiveram que adiar pelos meus estudos, vocês são as pessoas mais importantes da minha vida, tudo meu sucesso é dedicado a vocês, os amo muito.

A meus sogros **Leone Leite e Leila Leite**, que têm sido meus segundos pais, por tudo o apoio moral e emocional durante esta etapa da minha vida.

A tia **Luluca** Luiza Maria, pela ajuda econômica e emocional, e por ter-me acolhido na sua casa como um filho.

A toda a **família em Maceió**, tia Wolia, Lena, João, Matheus, Renata, Popó, Lays, e outros, pelo grande amor e carinho.

A meus Pais **Ali e Ana Ochoa**, pelo amor, carinho, e incentivo, que apesar de morar na Venezuela, continuam acreditando em mim. Vocês sempre foram minha grande inspiração para continuar e lutar por um futuro melhor, obrigado os amo.

A toda **minha família** e amigos na Venezuela pelo amor e carinho, e, sobretudo por não terem esquecido de mim.

A todos **meus amigos do Departamento de engenharia mecânica**, pelo apoio, ajuda, brincadeiras, suporte, e ajuda no idioma, especialmente a Thiago Parente, Thiago Novaes, Heber, Ricardo, Waldizia, Renato, Jacek, Ronaldo, Gutenberg, Marcus, Raphael, Guilherme, Jorge, Angelo, Ravi e Jose Duarte.

A **dona Eliane** pela orientação, documentos, e pelo apoio na secretaria.

A **La Universidad Del Zulia**, pela educação e formação como engenheiro mecânico, **muchas gracias**.

Ao professor **Carlos Antonio Cabral dos Santos** pela colaboração, ajuda e participação da realização neste trabalho.

À **UFPE**, pela educação e a oportunidade de continuar meus estudos de engenharia mecânica.

Ao Brasil, minha segunda pátria, que simplesmente me recebeu como um brasileiro a mais, e me permitiu continuar minha vida pessoal e profissional.

Ao **CNPq** pelo financiamento deste trabalho de mestrado.

RESUMO

Este trabalho tem como finalidade o estudo numérico do funcionamento de um chiller de absorção (LiBr-água) de simples efeito em regime permanente, com capacidade de 10TR, acionado por água quente e tendo como fonte de calor os gases de exaustão de uma micro-turbina a gás natural de 30kW de potência, localizado no laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco. Foi desenvolvida uma metodologia computacional na plataforma EES-32 (*Engineering Equation Solver*), para avaliar a influência dos principais parâmetros de operação do sistema sobre a capacidade de resfriamento e o COP. A modelagem termodinâmica baseia-se nos princípios de conservação de energia, massa e das espécies, além das correlações de transmissão de calor, sendo conformado por uma série de funções para a determinação das propriedades termodinâmicas (entalpia e entropia da mistura H₂O-BrLi) e coeficientes dos trocadores de calor. A análise exergoeconômica é baseada nos sistemas de unidades produtivas, para avaliar a viabilidade técnica do sistema de cogeração. Para a análise exérgica foi calculada a Exergia total dos fluidos de trabalho levando em consideração as parcelas físicas e químicas. O sistema de cogeração foi integrado ao modelo computacional com o propósito de estudar os custos exérgicos e monetários do sistema, verificando o balanço monetário da geração de energia elétrica pela microturbina e a produção de água gelada, mediante a recuperação dos gases da combustão para o acionamento do chiller de absorção. Analisam-se as irreversibilidades para a identificação dos pontos críticos nos componentes do sistema de cogeração. Da análise exergoeconômica, foram analisados os custos mínimos de produção de energia elétrica para produzir lucros para o empreendimento, além da determinação dos custos gerais monetários da produção de água gelada, fria e quente do chiller. Finalmente foram determinados os valores da eficiência energética e exérgica global do sistema de cogeração.

Palavras Chaves: Chiller de absorção, Brometo de Lítio e COP.

ABSTRACT

This work aims to study the numerical performance of a chiller absorption (LiBr-water) for simple effect in steady state, with a capacity of 10TR, driven by hot water and whose source of heat the exhaust gases from a micro - natural gas turbine of 30kW of power, located in the laboratory Cogencasa Federal University of Pernambuco. A methodology was developed in the computational platform EES-32 (Engineering Equation Solver), to evaluate the influence of main operating parameters of the system on the cooling capacity and COP. The thermodynamic model is based on the principles of conservation of energy, mass and species, and the correlations of heat transfer, being made up by a series of functions to determine the thermodynamic properties (enthalpy and entropy of mixing H₂O-BRLI) and coefficients of heat exchangers. The Exergoeconomic analysis is based on systems of production units, to assess the technical feasibility of the cogeneration system. For the exergetic analysis was calculated Exergy total of working fluids taking into account the physical and chemical plots. The cogeneration system was integrated into the computer model in order to study the exergetic and monetary costs of the system, checking the balance of monetary power generation by the micro-turbine and the production of chilled water through the restoration of the flue gas to the firing of absorption chiller. It was examines the irreversibility for the identification of critical components of the cogeneration system. The analysis exergoeconomica analyzed the minimum cost of electricity production to produce profits for the enterprise, and determination of the overall costs of the monetary production of cold, hot and chilled water. Finally, they were determinate the values of energy efficiency and overall exergetic cogeneration system.

Keywords: Absorption Chiller, Lithium Bromide and COP.

SUMÁRIO

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMENTOS	v
RESUMO	vi
ABSTRACT	vii
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xiv
NOMENCLATURA	xvi
CAPITULO I. INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	5
1.2. Objetivos	6
1.3. Estrutura da Dissertação	6
CAPITULO II. ESTADO DA ARTE	8
CAPITULO III. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	30
3.1. Sistema de refrigeração por absorção	30
3.1.1. Componentes básicos de um sistema de absorção	30
3.1.2. Funcionamento do sistema de refrigeração por absorção	30
3.1.3. Sistema de absorção de simples efeito	31
3.1.4. Sistema de absorção de múltiplos efeitos	32
3.2. Vantagens e desvantagens dos ciclos de absorção	32
3.3. Chiller de Absorção de simples efeito de BrLi - H ₂ O	33
3.4. Chiller de Absorção de duplo efeito de BrLi - H ₂ O	34
3.5. Problemas de cristalização da solução (BrLi)	36
3.6. Corrosão e compatibilidade de materiais	37
3.7. Chiller de absorção avançados de BrLi – H ₂ O	38
3.7.1. Chiller de médio efeito	38
3.7.2. Chiller de triplo efeito	39
3.8. Manutenção dos sistemas de absorção BrLi - H ₂ O	40
3.9. Tipos de aplicações usando Chiller de absorção BrLi – H ₂ O	41
3.9.1. Cogeração	41
3.9.2. Resfriamento utilizando energia Solar	41
CAPITULO IV. MODELAGEM DO CHILLER COM ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	43
4.1. Cálculos das propriedades da solução BrLi – H ₂ O	43
4.1.1. Estado de Referencia para a solução BrLi – H ₂ O	44
4.1.2. Entalpia da solução BrLi – H ₂ O	45
4.1.3. Entropia da solução BrLi – H ₂ O	46
4.1.4. Comparação das propriedades termodinâmicas com outros trabalhos	48
4.1.5. Molalidade	56
4.1.6. Coeficiente Osmótico	56
4.1.7. Coeficiente de Atividade da solução	56
4.1.7.1. Atividade da H ₂ O	57
4.1.7.2 Atividade do BrLi	57
4.2. Analise Energética do sistema (chiller tipo WFC-SC10)	58
4.2.1. Modelagem dos componentes no sistema de simples efeito	58
4.2.1.1. Absorvedor	59
4.2.1.2. Gerador	60
4.2.1.3. Condensador	62
4.2.1.4. Evaporador	63

SUMÁRIO (Cont.)

4.2.1.5. Trocador de Calor da Solução BrLi – H ₂ O	64
4.2.1.6. Coeficientes globais de transmissão de calor	65
4.2.1.7. Válvula de Expansão da Solução BrLi – H ₂ O	67
4.2.1.8. Válvula de Expansão do Refrigerante (H ₂ O)	67
4.2.1.9. Bomba da Solução BrLi – H ₂ O	68
4.2.1.10. Bomba da Torre de Resfriamento	68
4.2.1.11. Torre de Resfriamento	69
4.2.2. Eficiências energéticas dos trocadores de calor	71
4.2.3. Coeficiente de Performance. COP (Energético)	71
4.3. Análise Exergética do sistema (chiller tipo WFC-SC10)	72
4.3.1. Exergia física	72
4.3.2. Exergia Química	72
4.3.2.1. Exergias Químicas padrão	72
4.3.3. Exergia total do sistema	73
4.3.4. Distribuição de Exergia no sistema de simples efeito	73
4.4. Programa Computacional	75
4.5. Funcionamento do programa	76
4.6. Validação do programa computacional	77
CAPITULO V. ANÁLISE EXERGEOCONÔMIA AO SISTEMA INTEGRADO DE COGERAÇÃO	81
5.1. Análise Energética e exergética do sistema de cogeração	81
5.2. Custos Exergéticos	86
5.3. Custos monetários baseados na análise exergética	89
CAPITULO VI. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	92
6.1. Resultados da simulação numérica do chiller de absorção	92
6.2. Resultados da análise Energética e Exergética do Sistema de Cogeração	106
6.3. Resultados da análise Exergoeconômica do Sistema de Cogeração	115
CAPITULO VII. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	119
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	122
ANEXOS	127

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Laboratório da Universidade de Nareasuan na Tailândia, refrigerado através de um sistema de absorção com brometo de lítio-água, usando energia solar e gás natural como fonte de calor do chiller	2
Figura 1.2. Museu Príncipe Felipe na Espanha, refrigerado através de um sistema de absorção de duplo efeito com brometo de lítio-água, usando gás natural como fonte de calor do chiller.	2
Figura 1.3. Esquema da planta de potencia localizada na Tailândia, usando um sistema de absorção para resfriar a temperatura de entrada do ar ao compressor da turbina de gás para aumentar a eficiência do processo.	3
Figura 1.4. Chiller de absorção de brometo de lítio – água usada para a refrigeração do aeroporto de Maceió.	4
Figura 1.5. Chiller de absorção de simples efeito usado no SENAI, de Natal, RN, para a climatização do prédio.	4
Figura 2.1. Chiller de Absorção tipo Rotartica 045V.	9
Figura 2.2. Fluxo energético do sistema integrado (Micro-turbina chiller de absorção).	12
Figura 2.3. Sistema de refrigeração por absorção simulada.	15
Figura 2.4. Diagrama dos componentes do ciclo combinado proposto por Goswami.	18
Figura 2.5. Variação do COP vs. Pressão do evaporador.	22
Figura 2.6. Configuração selecionada para o chiller de absorção um e meio efeito.	29
Figura 3.1. Ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção.	31
Figura 3.2. Esquema de um sistema de absorção amônia – H ₂ O com a coluna retificadora (retificador).	32
Figura 3.3. Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito BrLi – H ₂ O com queima direita de gás natural.	33
Figura 3.4. Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito BrLi – H ₂ O.	36
Figura 3.5. Diagrama da solução de brometo de lítio para diferentes temperaturas e concentrações.	37
Figura 3.6. Sistema de refrigeração por absorção de médio efeito BrLi – H ₂ O.	39
Figura 3.7. Sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito BrLi – H ₂ O.	40
Figura 4.1. Entalpia da solução BrLi – H ₂ O em função da concentração para diferentes valores de temperatura.	46
Figura 4.2. Entropia da solução BrLi – H ₂ O em função da concentração para diferentes valores de temperatura.	48
Figura 4.3. Comparação da entalpia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por ASHRAE 1987 e 1993, Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	49
Figura 4.4. Comparação da entalpia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por ASHRAE 1987 e 1993, Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	50
Figura 4.5. Comparação da entalpia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por ASHRAE 1987 e 1993, Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	52
Figura 4.6. Comparação da entropia da solução BrLi – H ₂ O para uma	53

concentração de 0% para os modelos propostos por Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	
Figura 4.7. Comparação da entropia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	54
Figura 4.8. Comparação da entropia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	55
Figura 4.9. Atividades da água e brometo de lítio a 25°C e diferentes concentrações.	57
Figura 4.10. Ciclo de absorção de simples efeito.	59
Figura 4.11. Esquema representativo do Absorvedor.	59
Figura 4.12. Esquema representativo do Gerador.	61
Figura 4.13. Esquema representativo do condensador.	62
Figura 4.14. Esquema representativo do evaporador.	63
Figura 4.15. Esquema representativo do trocador da solução BrLi – H ₂ O.	64
Figura 4.16. Esquema representativo da válvula de expansão da solução BrLi – H ₂ O.	67
Figura 4.17. Esquema representativo da válvula de expansão refrigerante.	68
Figura 4.18. Esquema representativo da bomba da solução BrLi – H ₂ O.	68
Figura 4.19. Esquema representativo da bomba de resfriamento.	69
Figura 4.20. Esquema representativo da torre de resfriamento.	69
Figura 4.21. Esquema do processo Exergia total.	73
Figura 4.22. Comparação energética, entalpias específicas, do trabalho proposto por Herold et al., 1996, e o presente trabalho.	79
Figura 4.23. Comparação dos fluxos de calor e potencia do trabalho proposto por Herold et al., 1996, e o presente trabalho.	79
Figura 5.1. Sistema de cogeração simulado para o chiller de absorção WFS-SC10.	82
Figura 5.2. Eficiência do alternador da micro-turbina em função da temperatura de entrada (temperatura ambiente) ao compressor da turbina.	83
Figura 5.3. Potência máxima gerada no alternador em função da temperatura de entrada (Temperatura ambiente) ao compressor.	83
Figura 5.4. Fator de conversão da eficiência para qualquer valor de carga e temperatura ambiente.	84
Figura 5.5. Temperatura dos gases ou produtos da combustão em função da potência real gerada na micro-turbina	84
Figura 5.6. Vazão dos gases ou produtos da combustão em função da potência real gerada na micro-turbina.	85
Figura 5.7. Balanço financeiro da unidade produtiva do sistema.	89
Figura 6.1. Comparação dos fluxos de calor fornecidos pelo fabricante e os simulados no programa.	95
Figura 6.2. Fluxos de calor e potencia dos componentes do sistema de refrigeração por absorção.	96
Figura 6.3. Percentagens das irreversibilidades dos componentes do sistema de absorção, incluindo a torre e bomba de resfriamento	96
Figura. 6.4. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de 95 °C.	97
Figura. 6.5. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de	97

85 °C.

Figura. 6.6. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de 80 °C.	98
Figura 6.7. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de entrada da água quente.	98
Figura 6.8. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de condensação.	99
Figura 6.9. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de evaporação.	99
Figura 6.10. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração fraca da solução BrLi	100
Figura 6.11. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração forte da solução BrLi.	100
Figura 6.12. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de saída da água gelada do sistema.	101
Figura 6.13. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de entrada da água quente do sistema.	102
Figura 6.14. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de condensação do sistema.	102
Figura 6.15. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de evaporação do sistema.	103
Figura 6.16. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração fraca da solução BrLi.	103
Figura 6.17. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração forte da solução BrLi.	104
Figura 6.18. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de saída da água gelada.	104
Figura 6.19. Variação da destruição de Exergia no gerador em função da temperatura de entrada do gerador.	105
Figura 6.20. Variação da destruição de Exergia total em função da temperatura de entrada do gerador.	105
Figura 6.21. Variação da destruição de Exergia no evaporador em função da temperatura de entrada do evaporador.	106
Figura 6.22. Variação da destruição de Exergia total em função da temperatura de entrada do evaporador.	106
Figura 6.23. Temperatura dos gases de exaustão em função da carga da micro-turbina.	107
Figura 6.24. Consumo de combustível em função da carga da micro-turbina.	107
Figura 6.25. Vazão dos produtos da combustão em função da carga da micro-turbina.	108
Figura 6.26. Eficiência energética e exergética da micro-turbina.	109
Figura 6.27. Fluxo energético e exergético do combustível (gás natural) em função da carga da micro-turbina.	109
Figura 6.28. Variação do COP (energético) em função da carga da micro-turbina.	110
Figura 6.29. Variação do COP (exergético) em função da carga da micro-turbina.	110
Figura 6.30. Variação da temperatura de entrada no gerador em função da carga da micro-turbina.	111

Figura 6.31. Fluxo energético dos produtos da combustão em função da carga da micro-turbina.	111
Figura 6.32. Fluxo exergético dos produtos da combustão em função da carga da micro-turbina.	112
Figura 6.33. Eficiência energética global de cogeração em função da carga da micro-turbina.	112
Figura 6.34. Eficiência exergética global de cogeração em função da carga da micro-turbina.	113
Figura 6.35. Distribuição da Exergia do sistema de cogeração.	114
Figura 6.36. Variação da Exergia destruída da microturbina.	114
Figura 6.37. Variação da Exergia destruída do chiller.	114
Figura 6.38. Variação da Exergia destruída no recuperador.	115
Figura 6.39. Variação da Exergia destruída na torre de Resfriamento	115
Figura 6.40. Variação da Exergia destruída total do sistema de cogeração.	115
Figura 6.41. Custo monetário da energia elétrica produzida em função do tempo de operação.	117
Figura 6.42. Custo monetário da energia elétrica produzida em função da taxa de juros.	118
Figura 6.43. Custo monetário da energia elétrica produzida em função da carga da microturbina.	118

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Condições térmicas para cada caso de análise.	10
Tabela 4.1. Valores de referência usados para a determinação das propriedades termodinâmicas.	45
Tabela 4.2. Constantes das equações.	47
Tabela 4.3. Comparação da entalpia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por ASHRAE 1987 e 1993, Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	49
Tabela 4.4. Comparação da entalpia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por ASHRAE 1987 e 1993, Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	50
Tabela 4.5. Comparação da entalpia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por ASHRAE 1987 e 1993, Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	51
Tabela 4.6. Comparação da entropia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	52
Tabela 4.7. Comparação da entropia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	54
Tabela 4.8. Comparação da entropia da solução BrLi – H ₂ O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por Kim e Ferreira 2006 e Chua et. al 2000.	55
Tabela 4.9. Estado e substancia em cada ponto no ciclo de absorção de simples efeito aplicado na modelagem mostrada na figura 4.10.	58
Tabela 4.10. Condições para o uso das correlações do número de Nusselt para escoamento interno. (Fonte: Incropera et. al., 2007).	66
Tabela 4.11. Condições para o uso das correlações do número de Nusselt para escoamento externo. (Fonte: Incropera et. al., 2007).	67
Tabela 4.12. Estados termodinâmicos da torre de resfriamento do ciclo de absorção de simples efeito aplicado para a modelagem mostrada na figura 4.20.	70
Tabela 4.13. Eficiências racionais e grau de perfeição termodinâmicos dos componentes do sistema de absorção de simples efeito.	75
Tabela 4.14. Dados de entrada para o chiller proposto por Herold et al, 1996.	77
Tabela 4.15. Resultados da análise energética do chiller apresentado por Herold et al, 1996. E o determinado no presente trabalho.	78
Tabela 4.16. Dados para a simulação dos procedimentos desenvolvidos para a torre e bomba de resfriamento.	80
Tabela 4.17. Resultados da simulação dos procedimentos da torre e bomba de resfriamento.	80
Tabela 5.1. Parâmetros estatísticos aplicado para a validação das curvas da micro-turbina.	85
Tabela 5.2. Valores cobrados pela empresa de eletricidade, água e gás natural de Recife, valores obtidos para o ano vigente.	90
Tabela 5.3. Investimento inicial de cada componente que integra o sistema de cogeração.	91
Tabela 6.1. Dados de entrada para o chiller WFS-SC10.	92
Tabela 6.2. Comparação entre os valores do COP fornecido pelo fabricante	92

e os simulados para o chiller *WFS-SC10*.

Tabela 6.3. Estados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção.	93
Tabela 6.4. Fluxos exergéticos (Exergia física e química) do sistema.	94
Tabela 6.5. Resultados da análise energética e exergética para os componentes do sistema.	94
Tabela 6.6. Fluxos energéticos fornecidos pelo fabricante e os simulados pelo modelo.	95
Tabela 6.7. Dados para simulação do sistema de cogeração.	108
Tabela 6.8. Destruição de Exergia dos componentes do sistema de cogeração.	113
Tabela 6.9. Resultados dos custos exergéticos e monetários aplicados ao sistema de cogeração.	116
Tabela 6.10. Balanço dos custos monetários da unidade de cogeração.	116

NOMENCLATURA

Letras Latinas

a	Atividade	[-]
h	Entalpia	[kJ/kg]
s	Entropia	[kJ/kg]
C_p	Calor específico	[kJ/kg-K]
v	Volume específico	[kJ/kg]
$\bar{M}$	Massa Molar	[Kg/kmol]
X	Concentração	[%]
T	Temperatura	[°C]
m	Molalidade	[Kmol/kg de solvente]
$\dot{m}$	Fluxo mássico	[Kg/s]
y	Fração molar	[Kmol/kmol total]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	[kW]
C	Capacidade calorífica	[kJ/s-K]
$\dot{W}$	Potência	[kW]
p	Pressão	[Kpa]
w	Umidade absoluta	[-]
COP	Coeficiente de Desempenho	[-]
ex	Exergia específica	[kJ/kg]
$\dot{E}_x$	Fluxo Exergético	[kW]
I	Irreversibilidade	[kW]
t	tempo	[s]
B^*	Custo exergético	[kW]
C^*	Custo monetário por unidade de tempo	[R\$/s]
k	Custo unitário exergético	[-]
c	Custo por unidade de exergia	[R\$/kW-hr]
Z	Custo do investimento	[R\$/s]
i	Taxa de juros	[%]
n	Tempo de operação	[hr]
UA	Coeficiente global de transmissão de calor	[kW/K]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases	[kJ/kmol-K]
Nu		[-]
hc		[kW/m ² -K]
Re		[-]
Pr		[-]
L		[m]

Letras Gregas

$\emptyset$	Coeficiente osmótico	[-]
ΔT_{lm}	Temperatura média logarítmica	[-]
ε	Efetividade dos trocadores de calor	[%]
η	Eficiência energética	[%]
$\tilde{\varepsilon}$	Exergia química padrão	[kJ/kmol]
ψ	Eficiência exergética	[%]
δ	Grau de Perfeição Termodinâmica	[%]

Sobrescritos

∞	Estado ideal do soluto
E	Excesso

l	Líquido
pa	Padrão
<i>Subscritos</i>	
amb	Ambiente
alt	Alternador
BrLi	Brometo de Lítio
H ₂ O	Água
sol	Solução
abs	Absorvedor
con	Condensador
min	Mínimo
ger	Gerador
eva	Evaporador
max	Máximo
tcs	Trocador de calor da solução
vr	Válvula do refrigerante
vs	Válvula da solução
bs	Bomba da solução
btr	Bomba da torre de resfriamento
tr	Torre de resfriamento
ar	Ar
ven	Ventilador
sat	Saturação
ph	Física
ch	Química
ex	Exergética
rel	Relativa
x, y, z, w	Fração molar do combustível
ins, inv, pro	Insumo, investimento e produto
ext	Externo
int	Interno
D	Diâmetro
f	Fluido

Abreviações

EES	Engineering Equation Solver
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ISO	International Organization for Standardization
COMPESA	Companhia Pernambucana de Saneamento
CELPE	Companhia elétrica de Pernambuco
COPERGAS	Companhia de Pernambucana de Gás

1. INTRODUÇÃO

A busca constante pela melhor utilização da energia tem sido fator primordial para a economia e, sobretudo para evitar a poluição do meio ambiente. Hoje em dia, é necessária a racionalização e otimização da energia de tal forma, de aproveitar mais eficientemente o consumo energético em todos os aspectos sociais da nossa vida. Este reaproveitamento da energia é implicitamente ligado ao uso de cogeração para outros processos como aquecimento de água, energia térmica, e assim produzir o efeito de refrigeração.

O uso de cogeração na tecnologia de refrigeração é fortemente ligado aos sistemas de absorção, que usam a energia térmica para produzir frio, geralmente, para acondicionar espaços físicos, sem a necessidade de usar grande consumo de energia elétrica.

Nos últimos anos o incremento nas tarifas elétricas tem levado à procura de um melhor sistema que ajude na economia e por outra parte a aumentar a eficiência dos equipamentos que são utilizados para o conforto humano (como o ar condicionado) ou para qualquer outro processo industrial onde a eletricidade exerce um papel importante na viabilidade econômica. Isto levou à utilização de novos sistemas térmicos com estas características mencionadas, entre eles; os Chillers de absorção, os quais têm como principal benefício a utilização da cogeração, reutilizando o calor rejeitado por outros processos. Outra importante vantagem, é que, por não ter partes móveis (só bombas necessárias para seu funcionamento), brinda uma manutenção mais econômica e uma melhor vida útil do equipamento. Além de ser menos poluente ao meio ambiente, por não utilizar substâncias perigosas à camada de ozônio.

Em climas quentes, caso do nordeste do Brasil, a utilização de energia térmica, ou seja, aquecimento ou refrigeração representa o valor elevado no consumo elétrico, devido à utilização de equipamentos de refrigeração por compressão. Este consumo pode ser diminuído mediante a utilização de sistemas ativos de refrigeração por absorção usando o par brometo de lítio – água ou amônia- água, que aproveitam o calor rejeitado por processos externos, queima direta de combustível, ou por energia solar. A ideia de usar a energia solar em sistemas de refrigeração por absorção tem sido uma inovação que há trazido bons resultados, já que as temperaturas necessárias para acionar estes sistemas são relativamente pequenas, entre 75 e 95 °C, que podem ser atingidas, quase em totalidade, com a irradiação solar mediante o uso de coletores e reservatório de água quente, desta forma diminuindo o consumo de energia elétrica em, aproximadamente, no 70% anual. (A. Pongtornkulpsnich et. al, 2008).

No âmbito mundial estes sistemas têm sido bem sucedidos para diferentes aplicações de pequeno e grande porte. Na Tailândia é usado um sistema de refrigeração por absorção para a climatização de um prédio da Universidade de Nareasuan, mostrado na figura 1.1. Este sistema é usado como bancada de experimentos, assim como para resfriar a instalação, ou seja, o sistema é capaz de resfriar o laboratório usando como sistema de cogeração a energia solar, por meios de coletores solares, uma unidade de calor, um tanque de armazenamento de água quente, e um chiller de absorção de 10TR. A vantagem principal é a diminuição do consumo de energia elétrica para produzir o efeito de climatização, além de diminuir a quantidade de poluentes ao meio ambiente, devido à utilização de energia solar e brometo de lítio – água os quais não contaminam a camada de ozônio. (A. Pongtornkulpsnich et al., 2008)



Figura 1.1. Laboratório da Universidade de Nareasuan na Tailândia, refrigerado através de um sistema de absorção com brometo de lítio-água, usando energia solar e gás natural como fonte de calor do chiller. (Fonte: A. Pongtornkulpnitch et al., 2008).

Na Espanha, outro sistema de refrigeração por absorção é usado para o processo de climatização do museu de ciência Príncipe Felipe, o qual é capaz de produzir uma capacidade de resfriamento de 5,2 mW, usando três chiller de absorção de duplo efeito de queima direta de gás natural, para a central de ar condicionado e climatizar em sua totalidade a instalação do museu. A figura 1.2 mostra o museu de ciências Príncipe Felipe na Espanha.



Figura 1.2. Museu Príncipe Felipe na Espanha, refrigerado através de um sistema de absorção de duplo efeito com brometo de lítio-água, usando gás natural como fonte de calor do chiller. (Fonte: E. Torrella et al., 2008).

Como ultima aplicação, novamente na Tailândia, um sistema de refrigeração por absorção é aplicado numa planta de potencia, com o propósito de diminuir a temperatura do ar na entrada ao compressor da micro-turbina e assim aumentar a potencia e eficiência do processo. A energia térmica necessária para acionar o chiller de absorção é retirada da turbina de vapor, usando o vapor da turbina, e produzir o efeito de resfriamento. A figura 1.3 mostra o esquema da planta de potencia.

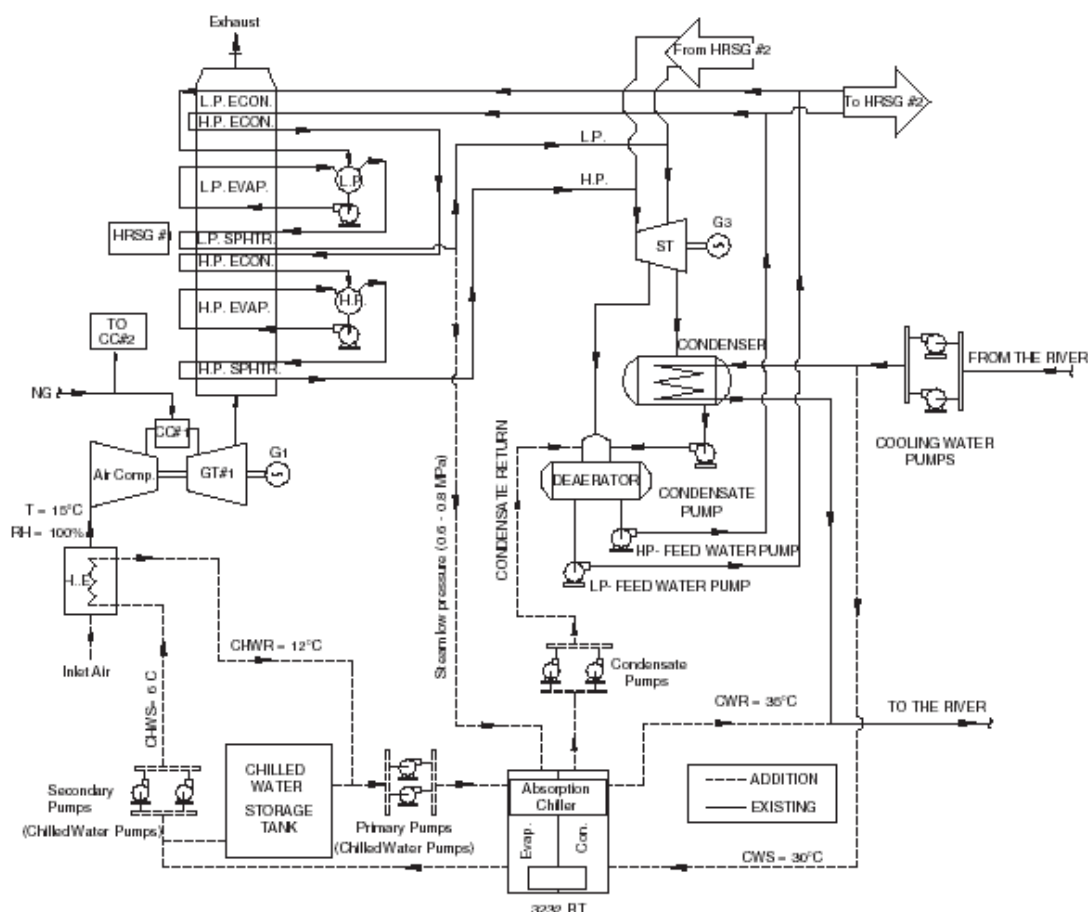


Figura 1.3. Esquema da planta de potencia localizada na Tailândia, usando um sistema de absorção para resfriar a temperatura de entrada do ar ao compressor da turbina de gás para aumentar a eficiência do processo. (fonte: S. Boonnasa et al., 2006).

Os sistemas de refrigeração por absorção, a nível nacional, estão representados uma alternativa para a diminuição do consumo de energia elétrica e de poluição ao meio ambiente no Brasil. Isto é percebido no aeroporto de Maceió, que hoje representa um terminal pioneiro no Brasil, devido ao uso de um sistema de cogeração, composto por um chiller de absorção e centrífugo capaz de resfriar-lo durante todo o ano, diminuindo as paradas de manutenção, e garantido autonomia total para a instalação aeroportuária. A figura 1.4 mostra o chiller de absorção de 250 TR usado no aeroporto de Maceió. O aeroporto terá 90% do consumo da energia elétrica abastecida por um sistema de cogeração, composto por dois grupos geradores G3412C Caterpillar a gás natural. Além de subministrar 790 kW de eletricidade, produzirá um terço da carga de 750 TR. Este sistema livra o aeroporto de qualquer risco de apagões para cargas essenciais e diminui os custos monetários aos usado pelo sistema convencional. (Infraero, 2005).



Figura 1.4. Chiller de absorção de brometo de lítio – água usada para a refrigeração do aeroporto de Maceió. (Fonte: Infraero, 2003).

Outro local onde é utilizado um sistema de absorção de 100TR parecido é usado no SENAI de Natal, Rio Grande do Norte, mostrado na figura 1.5, para o resfriamento do prédio de aulas do mesmo.



Figura 1.5. Chiller de absorção de simples efeito usado no SENAI, de Natal, RN, para a climatização do prédio.

Na universidade Federal da Paraíba, especificamente, no centro de tecnologia do Departamento de Engenharia Mecânica, o Professor Carlos Antonio Cabral dos Santos em parceria com a Petrobras, vem desenvolvendo equipamentos de absorção (chiller de absorção), que usam o par brometo de lítio – água e amônia – água, de diferentes capacidades e efeitos, de fabricação nacional com o propósito de estudar a tecnologia de refrigeração por absorção para a sua implementação em benefício sócio-econômico do Nordeste e do Brasil.

Na análise energética foi considerado que os componentes dissipativos não trocam calor com a vizinhança, além de considerar a bomba da solução com 100% de eficiência. Foi

levado em consideração a torre de resfriamento e sua bomba para uma simulação mais próxima da realidade. O chiller em estudo foi o fabricado por a Yazaki Energy Systems tipo *WFC-SC10* usando o par brometo de lítio – água de forma indireta, ou seja, usa água quente como insumo.

Na análise exergética foi considerada a Exergia física e química do fluxo, levando em consideração a atividade da água e do brometo de lítio para o cálculo da exergia química da solução, como é mostrado no capítulo IV. A Exergia química da água foi considerado o exposto por (Moran M. J., e Shapiro H. N., 2006).

Na análise exergoeconômica foi considerada a integração do sistema de absorção ao sistema de cogeração (micro-turbina, recuperador de calor, chiller de absorção e torre de resfriamento), considerando a teoria de unidades produtivas para a determinação dos custos exergéticos e monetários do sistema. (Valero e Lozano, 1982 apud Santos Silva C. M, 2005).

Para a simulação do funcionamento do sistema de refrigeração por absorção, energética e Exergeticamente, foi desenvolvido um código computacional na plataforma EES (*Engineering Equations Solver*). Foram construídas funções para a determinação das entalpias e entropias da solução de brometo de lítio – água, segundo (Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006). Além distas, foram criados dois procedimentos externos que permitem simular a torre de resfriamento e sua respectiva bomba. Os resultados foram comparados com a literatura (Herold et. al, 1996) para a validação do programa computacional. Além foi construído um código computacional para determinar a análise exergoeconômica do sistema de refrigeração por absorção acoplado ao processo de cogeração.

Este tema é relativamente novo no Brasil, e daí à importância do mesmo, em futuros trabalhos e projetos que ajudem ao melhor aproveitamento nas áreas industriais, comerciais, educativas e ambientais. A bibliografia consultada facilita a visualização da variedade de pesquisas que podem ser desenvolvidas para benefício de todos, principalmente nas áreas de custos, conforto, aproveitamento de fluxo no sistema (cogeração), mecânico e de todos os aspectos ambientais.

Motivação.

A seguinte proposta de projeto de engenharia mecânica surge da motivação de realizar estudos na área térmica especificamente na área de refrigeração e ar condicionado. Uma das principais razões de realizar este estudo é poder contribuir para a melhoria do desenvolvimento de atividades que possam ajudar a comunidade nordestina e a população em geral.

A ideia principal deste trabalho é a simulação numérica de um chiller *WFC-SC10* integrado ao sistema de cogeração localizado no Cogencasa com o propósito de produzir água gelada para resfriar, a partir da energia rejeitada pela micro-turbina (produtos da combustão), para aquecer água, a qual é matéria prima para acionar o chiller. Esta simulação permitirá o estudo completo do sistema de cogeração (geração de energia elétrica e água gelada para o processo de climatização), para ser utilizado em diferentes espaços físico, seja dentro do campus da universidade federal de Pernambuco, como para diferentes aplicações comerciais e industriais, tais como, sala de escritórios, salas de aulas e outros.

O projeto foi um iniciado pela parceria entre o Departamento de Energia e a Petrobras há 6 anos, mantido como objetivo primordial o uso de cogeração (reaproveitamento da energia e a integração do gás natural energia para uso residencial) para produzir conforto (ar condicionado), energia elétrica, e autonomia em instalações de pequeno porte, residenciais e outros. Além disto, produzir conhecimentos necessários para a utilização de sistemas de refrigeração por absorção com tecnologia Brasileira.

A consciência de que a universidade poda se tornar parceira para ajudar ao melhoramento de tecnologias de refrigeração por absorção as quais possam eliminar o alto

consumo de energia elétrica para produzir frio, e a possibilidade de diminuir a contaminação ao meio ambiente foram às principais motivações para desenvolver este trabalho de mestrado.

Foi adotada a metodologia de realizar uma simulação computacional do chiller de absorção *WFC-SC10*, baseada na primeira lei da termodinâmica, com o fim de prever o funcionamento do sistema de absorção (COP), determinar as perdas e eficiências dos componentes e poder compará-lo com os dados do fabricante, para sugerir possíveis soluções e melhorias para outras aplicações de refrigeração por absorção. A utilização da análise de termo-economia, baseada na segunda lei da termodinâmica, é quantificar de forma mais precisa os custos monetários em função da energia real (exergia) usada no processo de refrigeração por absorção aplicada a um sistema de cogeração.

Objetivos.

- Estudar o funcionamento dos chiller de absorção de simples efeito usando o par brometo de lítio – água, determinando suas propriedades termodinâmicas;
- Realizar a análise energética e exergética do sistema de absorção;
- Desenvolvimento do modelo computacional baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica;
- Calcular o COP do sistema modelado e compará-lo com o fabricante.
- Comparar os resultados numéricos com os dados do fabricante, e apresentar possíveis melhorias ao equipamento;
- Determinar as irreversibilidades do sistema e eficiências exergéticas;
- Determinar a eficiência energética e exergética global do sistema de cogeração;
- Realizar o estudo termo-econômico com base na segunda lei da termodinâmica, para a determinação dos custos exergéticos e monetários do sistema de refrigeração por absorção integrado ao sistema de cogeração.

Estrutura da Dissertação.

O trabalho foi apresentado em sete capítulos onde são mostradas as diferentes etapas de desenvolvimento teórico do estudo de sistemas de absorção de simples efeito usando o par brometo de lítio – água.

No capítulo I é mostrado uma pequena introdução do trabalho, onde são definidos os objetivos específicos, motivação e estruturação da dissertação.

No capítulo II é dedicado ao estado da arte (revisão bibliográfica) dos últimos trabalhos e pesquisas (últimos 5 anos) relacionadas sistemas de refrigeração por absorção.

No capítulo III apresenta-se a fundamentação teórica sobre chiller de absorção, funcionamento, operação, manutenção, tipos de sistemas, problemas de cristalização, soluções e misturas usadas na absorção, além das vantagens e desvantagens principais para os sistemas de refrigeração por absorção.

No capítulo IV é apresentada a modelagem do chiller de absorção mediante a análise energética e exergética integrado com a torre e bomba de resfriamento. A modelagem matemática é realizada para todos os equipamentos do sistema, considerando o chiller tipo *WFC-SC10* como base para os cálculos do estudo. Além é apresentado o fluxograma da modelagem matemática do sistema de absorção para a resolução dos estados termodinâmicos que permitem simular o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção, e finalmente a validação do modelo para um caso encontrado na literatura.

No capítulo V é apresentada a análise exergoeconômica ao sistema integrado de cogeração. A análise foi baseada desde o ponto de vista exergético com o objetivo de considerar a energia real dos fluxos do sistema de cogeração de energia. Esta análise permite

a determinação dos custos exergéticos e monetários do sistema, mediante as equações das unidades produtivas do sistema de cogeração.

No capítulo VI é apresentada a análise e discussão dos resultados numéricos. Esta seção é dividida primeiramente nos resultados da simulação numérica do chiller de absorção *WFC-SC10*. A segunda parte é dedicada ao sistema de cogeração de energia, onde são apresentados os resultados da análise exergoeconômica do chiller. Esta análise é acompanhada de figuras e tabelas explicativas dos resultados obtidos.

No capítulo VII é dedicado as conclusões e sugestões para trabalhos futuros relacionados a sistemas de refrigeração por absorção usando o par brometo de lítio- água.

Por ultimo é apresentada a bibliografia utilizada para o estudo, além dos anexos da dissertação.

2. ESTADO DA ARTE

A seguir apresenta-se uma serie de trabalhos e estudos referentes a sistemas de absorção seu comportamento, viabilidade e importância realizados nos 5 últimos anos.

E. Torrella et al. (2008) criaram um procedimento para o cálculo do COP e as taxas de transmissão de calor de um sistema de refrigeração situado na Espanha, baseado em medições em tempo real de temperatura. O sistema em um grupo de três chiller de absorção de duplo efeito com fluxo reverso em paralelo operando a gás natural. Foram colocados vários termopares ao longo do sistema para medir temperatura de trabalho em todas as etapas de operação. O chiller analisado constitui uma central de ar condicionado no Museu de ciência Príncipe Felipe localizado em Valencia, com capacidade de resfriamento de 5,2 MW. O procedimento é baseado em balanços energéticos e de massa. O Chiller em estudo é do tipo *Thermal model* GL8500E de duplo efeito usando brometo de lítio como absorvente e água como refrigerante. Foram colocados 20 termopares tipo K com incertezas em torno a 0,5 K, para as medições de temperatura em todas as etapas de operação do sistema.

Entre as conclusões mais ressaltantes mostradas por este trabalho temos;

- O procedimento utilizado permitiu analisar diferentes etapas de operação do chiller em funcionamento, com resultados dentro dos valores esperados;
- As eficiências térmicas dos trocadores de calor (Alta e baixa temperatura) foram aproximadamente de 85 %;
- Os valores das temperaturas obtidas em todos os pontos de medição para todo o período de operação estiveram dentro dos parâmetros esperados segundo o fabricante;
- Uma serie de equações foram desenvolvidas que permitiram a estimação do COP do ciclo durante o período de operação, assim como a transmissão de energia em cada componente do sistema;
- Referente ao valor do COP tem-se dois aspectos importantes, primeiro não foi considerado a potencia de resfriamento quando não existe consumo de gás, e o segundo aspecto, este valor do COP só representa o funcionamento do ciclo de absorção sem levar em consideração a eficiência na combustão;
- Os valores do COP instantâneos obtidos apresentaram uma pequena variação com respeito aos dados do fabricante devido a certas condições de operação que não foram reproduzidas no museu, tal como a água da torre de resfriamento;
- A eficiência do processo de combustão, o fluxo continuo da água do chiller e as perdas térmicas ao ambiente não foram levadas em consideração para o calculo do COP.

Por outra parte, **M. Izquierdo et al. (2007)** estudaram o funcionamento de um chiller de absorção do tipo ar-frio (*air-cooled*) comercial (Rotartica 045 v) de simples efeito usando o par brometo de lítio – água. Este equipamento representa uma revolução nos sistemas de resfriamento por absorção, já que até 2005, todos os chiller projetados trabalham com água resfriada, sendo este (criado pela Rotartica) sistema de ar resfriado. A vantagem principal é o tamanho e comodidade de instalação, já que não possui torre de resfriamento para seu funcionamento como outro chiller de absorção, assim como baixo nível de ruído. Além de operar com energia solar e gás. Este modelo pode ser empregado com energia solar para uso de pequeno porte (4,5 kW), uso residencial e outras aplicações. Para o estudo foram escolhidos três diferentes dias do verão da Espanha em Madri. O principal objetivo deste

trabalho foi à busca da maior temperatura de bulbo seco na qual, este equipamento (Rotartica 045 v), como se mostra na figura 2.1, é capaz de produzir água fria para uso de ar condicionado.



Figura 2.1. Chiller de Absorção tipo Rotartica 045V. (Fonte: M. Izquierdo et al. 2007).

Os componentes no chiller são o gerador, evaporador e a unidade absorvedor-condensadora. ROTARTICA aplica os princípios da absorção, mas numa unidade geradora rotativa, com distintas câmaras ao vácuo. O efeito que se consegue nesta rotação é basicamente a melhoria dos processos de transferência de massa e calor. Portanto, pode-se diminuir o tamanho e peso da unidade geradora e a efetividade do sistema cresce de maneira importante respeitando as aplicações de absorção mais comuns. Outra das vantagens é o incremento da diferença térmica (temperatura da água quente e a água fria de saída) eliminando-se a necessidade de instalar uma torre de resfriamento e assim reduzir o perigo de proliferação da bactéria legionella.

Para determinar a carga térmica foram usadas as horas de trabalho do laboratório (8:00 AM – 9:00 p.m) e com uma temperatura interna do laboratório de 24 °C. O fator UA foi 252 w/K. Três pessoas trabalham no laboratório durante 10 horas.

Os principais resultados foram que;

- O COP médio calculado foi de 0,49 para o período de análise do sistema;
- Quando se usa energia auxiliar, fornecida pelo sistema de energia nacional em Espanha, o valor do COP foi de 0,37;
- Estes resultados podem ser extrapolados para outras regiões em Espanha, onde a temperatura de bulbo seco do ambiente esteja menor de 35 °C;
- Para temperatura de bulbo seco do ambiente entre 21 – 43, o calor removido no evaporador variou entre 5,78 a 3,42 kWh;
- A temperatura da água do chiller na saída variou entre os valores de 11,3 °C e 24,3 °C, para os diferentes valores de temperatura ambiente;
- A temperatura de entrada da água quente variou entre valores de 80° a 107 °C, para os diferentes dias analisados no estudo.

Chan Woo Park et al. (2004) realizaram um estudo teórico – experimental sobre as características de um sistema de absorção (chiller de absorção usando BrLi –H₂O), tomando em consideração a energia consumida pelo sistema de bombeamento da água de resfriamento do chiller proveniente da torre de resfriamento e a energia consumida pela unidade de ventiladores instalados em dita torre. A análise esta baseado no efeito que produz sobre o

consumo de energia em referencia a taxa de fluxo de água proveniente da torre de resfriamento e a temperatura de entrada da água de resfriamento. A ideia fundamental foi determinar condições ótimas de operação onde pode-se obter uma economia de energia sem prejudicar as condições reais de trabalho do sistema de resfriamento. O sistema experimental é conformado por um chiller de absorção com capacidade de 210 TR, a torre de resfriamento e válvulas de controle para o fluxo de água de resfriamento. Para a análise geral foram considerados dois casos como fonte de comparação ao caso de carga total. Os casos são apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2.1. Condições térmicas para cada caso de análise. (Fonte: Chan Woo Park et al. 2004).

Componente	Unidade	Padrão	Caso I	Caso II
Eficiência da bomba	%	60	60	60
Altura manométrica	<i>m</i>	30	30	30
Fluxo mássico da água gelada	<i>m</i> ³ / <i>h</i>	127	127	127
Energia fornecida	<i>kW</i>	703	281-562	281-562
Temperatura da água gelada de saída	°C	7	7	7
Temperatura da água fria de entrada	°C	32	32	31
Fluxo mássico da água fria	<i>m</i> ³ / <i>h</i>	210	104-210	104-210

Os erros das medições da temperatura de entrada da água de resfriamento e o fluxo de água foram de +/- 0,1 °C e 0,15 kg/s respectivamente.

Os resultados obtidos nesse trabalho foram que;

- O funcionamento do sistema de absorção foi mais sensível a variações da temperatura de entrada da água de resfriamento que a variações de fluxo da mesma água;
- Para uma diminuição de 60 % da carga de resfriamento, e uma diminuição da temperatura da água de resfriamento a 2 °C pode-se obter a mesma capacidade total de resfriamento;
- Os resultados do COP experimental foi 10 % menor que no simulado devido às perdas do gerador e a baixa eficiência dos trocadores de calor;
- A potência de bombeamento foi 4 vezes maior a potencia requerida pela unidade de ventiladores na torre de resfriamento, portanto torna-se mais significativa com a diminuição da carga parcial de resfriamento;
- Os resultados experimentais mostraram que em ambos os casos a carga de resfriamento diminui linearmente com a diminuição da carga parcial de resfriamento;
- Quando a carga parcial de operação varia entre 40 – 100 %, a redução da potência foi de 23 %, diminuindo a temperatura de entrada da água fria a 1 °C.

Kim Choon Ng et al. (2006) realizaram um estudo experimental sobre um chiller de absorção de quatro câmaras, considerando recuperação de massa e calor, e as possíveis variações na capacidade de resfriamento e o COP, sem realizar grandes modificações no equipamento. Dois esquemas foram considerados para o estudo e comparação do sistema, o primeiro de recuperação de massa, e segundo esquema são da recuperação de massa e calor. Para o processo de recuperação de calor, a ideia fundamental foi recuperar os potenciais químicos e térmicos acumulados no absorvente e nos trocadores de calor ao final do ciclo. Para realizar isto, usou-se o método chamado VTD (*Valve-timing delay*), o procedimento consiste basicamente na sincronização da válvula de tempo mediante alterações no software, para garantir a correto desvio do resíduo de calor térmico proveniente do absorvedor. Para o processo de recuperação de massa, o qual acontece entre o absorvedor e o dessorvedor ao

final de cada metade do ciclo, onde o dessorvedor experimenta uma extra desorção secando o absorvente (gel de sílica) e o absorvedor recebendo maior vapor.

O objetivo principal foi aproveitar ao máximo a energia fornecida ao chiller (Fonte de calor), para aumentar a capacidade de resfriamento, e ao mesmo tempo reduzir as flutuações temporais do subministro da água do chiller. Apesar de não precisar outros grandes componentes, o protótipo deste chiller de quatro câmaras, necessita de duas válvulas de controle do tipo solenóide para o fluxo de vapor entre as câmaras durante a ativação do processo. O experimento foi realizado para dois diferentes valores de temperatura de água quente do chiller com valores de 85 e 75 °C.

Os resultados principais obtidos foram os seguintes:

- No caso onde o chiller operou sem recuperação de energia (massa e calor) para um intervalo de tempo entre 120 e 480 segundos, os valores máximos e mínimos da capacidade de resfriamento foram de 4,7 e 3,8 TR respectivamente para cada variação de temperatura, observando-se que a capacidade de resfriamento diminui enquanto o COP aumenta com o incremento do tempo do ciclo, devido à elevada quantidade de vapor apresentada pelo absorvente;
- No caso onde o chiller operou com recuperação de massa, para um intervalo de tempo entre 180 e 300 segundos, foi observado um pequeno aumento da capacidade de resfriamento do chiller, mas referente ao COP quanto maior o tempo do método da pressão de equilíbrio (PE; *Pressure equalization*), maior o aumento do COP. As razões deste fenômeno são atribuídas à redução da energia líquida de entrada ao chiller mediante o desvio da água quente do chiller pelas câmaras do mesmo, e o aumento do tempo do processo PE;
- Finalmente o chiller operando com os dois esquemas de recuperação massa e calor (PE = 10 segundos) e (VTD = 30 segundos). Neste caso, o aumento do COP ficou entre valores de 8 – 20 %, usando o método do PE, e ainda maior quando se usou a técnica VTD incrementado o COP entre 20 e 30 % dos valores padrões. Para a capacidade de resfriamento a variação foi de valores entre 3 e 5 %;
- O uso dos procedimentos de PE e VTD demonstraram o aumento do COP sem reduzir os valores de capacidade de resfriamento do chiller;
- As implementações destes procedimentos apresentam uma economia ainda maior, já que os custos dos componentes são relativamente menores comparados com a economia da energia, e o aumento do COP.

Yunho Hwang (2004) realizou um análise sobre o funcionamento de um sistema de refrigeração integrado a uma micro-turbina com o objetivo de usar os gases rejeitados ao ambiente para gerar energia de resfriamento que possa servir para; sub-resfriar o líquido existente do condensador (opção 1); pré resfriar o ar que entra no condensador do sistema (opção 2) ou para pré resfriar o ar que entra na turbina (opção 3) como é mostrado na figura 2.2.

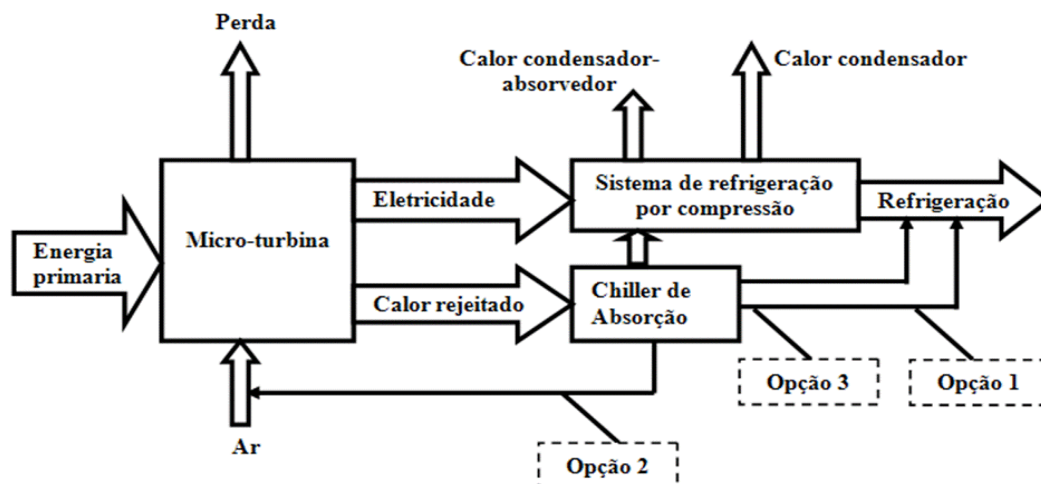


Figura 2.2. Fluxo energético do sistema integrado (Micro-turbina chiller de absorção). (Fonte Yunho Hwang, 2004).

O sistema consta com uma micro-turbina operada com gás natural como fonte de energia primária com capacidade de 240 kW e eficiência entre 26 -28 %, produz energia elétrica para o sistema de refrigeração por compressão, e rejeita os gases da combustão entre 232 – 260°C os quais são usados para operar o chiller de absorção com capacidade que varia entre 10 – 70 kW de BrLi –H₂O. 38 % da energia produzida no processo de combustão são fornecidos ao chiller mas só 69 % desta energia é aproveitada para o processo de absorção.

Para a modelagem do sistema foi empregado o software computacional comercial EES (*Engineering Equation Solver*). O estudo é baseado na economia que pode apresentar este sistema integrado para a diminuição de energia mediante o uso do rejeito energético por parte da micro-turbina.

Para realizar a comparação anual sobre o consumo de energia para os três casos estudados foram considerados certas limitações:

- Os valores de temperaturas do ambiente e o total de horas anuais são baseadas em valores médios nos estados unidos, para cada região do País (Nordeste, centro oeste, sudoeste e sudeste);
- A temperatura interior e capacidade de resfriamento (100 kW) foram consideradas constantes através do ano;
- O chiller de absorção só é usado para valores de temperatura ambiente entre 7,2 – 40,6 °C, se não é empregado só o sistema base de refrigeração (Compressão);
- O funcionamento da micro-turbina é baseado na dependência da eficiência em função da temperatura ambiente do sistema;
- A eficiência do sistema de refrigeração assistida pelo chiller de absorção é baseada no comportamento individual para cada caso estudado;
- Se maior capacidade de resfriamento é necessitada depois do sub-resfriamento, é usado o pré-resfriamento do ar que entra na micro-turbina.

Entres os principais resultados fornecidos pelo estudo tem-se que:

- Houve uma diminuição de consumo energético de 12 % para o caso de sub-resfriar o liquido existente do condensador, de 19 % para sub-resfriar o liquido existente do condensado e pré-resfriar o ar que entra na turbina, e 3 % pré resfriar o ar que entra no condensador do sistema de resfriamento, comparados com o sistema base de resfriamento;

- A eficiência energética global da micro-turbina pode ser aumentada mediante o aproveitamento do rejeito de energia ao ambiente (gases da combustão) ou cogeração;
- Baseados nos resultados modelados, ajustando a temperatura do evaporador de acordo com a temperatura ambiente se pode garantir a não cristalização na solução;
- O aumento da eficiência energética do sistema de refrigeração implica na diminuição da carga total da turbina, especificamente para valores de temperatura ambiente elevada;
- Segundo a análise econômica aplicada, o segundo caso estudado apresentou a melhor opção para otimizar o ciclo, devido a sua maior economia energética e ao período de pagamento do investimento menor de três anos.

Tomasz M. Mróz (2006) realizou um estudo termodinâmico e econômico do funcionamento de um chiller de absorção de simples efeito, usando como fonte de energia o calor rejeitado pela planta localizada na Polônia. O parâmetro que governou o estudo foi à carga de resfriamento e sua influencia na eficiência energética do sistema. O estudo originou-se com o propósito de usar a energia rejeita na planta de cogeração na cidade de Poznan. A fim de convertê-la em um sistema de cogeração de energia para resfriar os quartos de controle e potências da mesma planta, para economizar energia elétrica e por conseqüente ajudar a manter o ambiente.

Originalmente, o projeto foi conduzido em quatro etapas, (i) preparação do estudo de viabilidade, (ii) a fase do projeto, (iii) a construção e finalmente (iv) a análise do funcionamento. O objetivo deste trabalho se fundamenta da etapa final do projeto, onde além do estudo termodinâmico, a análise econômica foi realizada em função do VLP e sua relação ao preço da unidade de calor e o COP do chiller.

Os resultados fornecidos pela análise permitiram validar o uso de cogeração da planta, assim como;

- Pode-se constatar que o funcionamento do sistema global foi ótimo devido a que se conferiu um COP médio (0,69) aproximado ao fornecido pelo fabricante (0,68);
- Segundo a análise econômica, os valores do VLP demonstraram a rentabilidade e viabilidade no projeto para o melhor aproveitamento energético da planta global;
- O COP médio diário variou entre os valores de 0,40 e 0,87 para os meses do experimento, mantendo-se entre um valor maior do 30 % capacidade nominal. Estes câmbios se devem a variação de temperatura do vapor ao gerador (90 – 115 °C) e na temperatura da água de resfriamento entre os valores de (10 – 24° C), especialmente durante baixa cargas de operação.

Joan Carles Bruno et al. (2005) realizaram um estudo do funcionamento de um sistema integrado de uma micro-turbina e um sistema de absorção, que produz simultaneamente energia elétrica, capacidade de resfriamento e calor, também chamado de Trigeração de energia. O sistema consta da micro-turbina com capacidade máxima de 200 kW regenerativa a gás, um chiller de duplo efeito direto usando BrLi – H₂O com capacidade entre 16 – 400 kW e um sistema de caldeira onde é aquecida a água. A principal vantagem deste sistema é o aumento do COP do chiller devido às altas temperaturas na qual é operado, e a produção de eletricidade e de água do chiller é desassociada resultando um intervalo maior de produção de resfriamento.

Para a análise foram considerados dois casos; o primeiro com ar que é adicionado junto ao gás natural no processo de pós-combustão e no segundo só o processo da pós-combustão

sem adicionar ar. Foi realizada a comparação deste sistema com um sistema de micro-turbina e o chiller de absorção de simples efeito. Para a modelagem do sistema foram consideradas quatro capacidades de carga da micro-turbina (30, 60, 80, 100) foram usadas. O software computacional comercial usado foi o EES (*Engineering Equation Solver*) devido à facilidade de construir o sistema de equações, além de possuir as propriedades termodinâmicas das substâncias usadas no estudo.

Para o cálculo da temperatura das saídas dos gases da combustão, realizou-se o balanço de energia aplicando a primeira lei da termodinâmica.

Para o chiller de absorção foi considerado uma temperatura da água gelada com valor de 6,7 °C, e para o sistema de duplo efeito direto, a temperatura de saída dos gases é de 170 °C e do by-pass é de 100°C. As temperaturas de entrada e saída da água quente do chiller são 93 e 87,7 °C respectivamente.

Os resultados obtidos para cada caso proposto no estudo foram:

Caso I; (ar adicionado junto ao gás natural no processo de pós-combustão)

Os resultados foram similares para cada capacidade da micro-turbina obtendo-se um valor máximo do FUF, (*Fuel utilisation Factor*) ou fator de utilização do combustível, aproximado de 109 % e o PCF (*post-combustion factor*) ou fator de pós-combustão, com 0,25.

Caso II; (ar não é adicionado)

Os resultados foram muito parecidos ao do caso I, com um FUF de 106 %.

Finalmente chegaram as seguintes conclusões:

- A principal vantagem deste sistema integrado com absorção de efeito duplo direto é o aumento do COP para o sistema de refrigeração, assim como um intervalo maior de produção de capacidade de resfriamento;
- Os valores mínimos e máximos da capacidade de resfriamento foram de 36 e 90 kW respectivamente, e valores mínimos e máximos de capacidade de aquecimento foram de 48 e 88 kW respectivamente.
- Para o caso I, a capacidade de resfriamento aumentou de 500 kW a 1.600 kW dependendo da capacidade da micro-turbina;
- Para o caso II, a capacidade de resfriamento teve um comportamento similar com valores menores do caso I, mas muito próximos.

No Brasil, **De Carvalho E. N. et al. (2006)** realizaram um modelamento e simulação computacional de Chillers de absorção tipo BrLi – H₂O para aplicações de ar condicionado em edificações comerciais. O estudo baseou-se em balanços de energia e massa, e em correlações de transmissão de calor. O estudo é de tipo semi-empírico devido ao uso de certos parâmetros do fabricante na simulação do mesmo. Para a simulação foi considerado como condição de operação de 8.760 horas anuais.

Para a simulação numérica do chiller de absorção foi considerado um ciclo de absorção, como é mostrado na figura 2.3, levando em consideração certas hipóteses:

- O estado regular do refrigerante corresponde à água pura;
- Não existe diferença de pressão, exceto nos dispositivos de expansão e na bomba;
- Nos pontos 8, 2 e 4, há somente líquido saturado;
- No ponto 6 só há vapor saturado;
- Todos os dispositivos de expansão são adiabáticos;

- Não existe troca de calor nas superfícies e tubulações, exceto nos trocadores de calor.

Para criar o modelo matemático do chiller foi necessário utilizar o balanço de energia e massa ao longo dos componentes do sistema. Foi considerada a determinação da entalpia mínima no ponto 7 (saída do trocador de calor) para evitar o processo de cristalização. Segundo (ASHRAE, 1993).

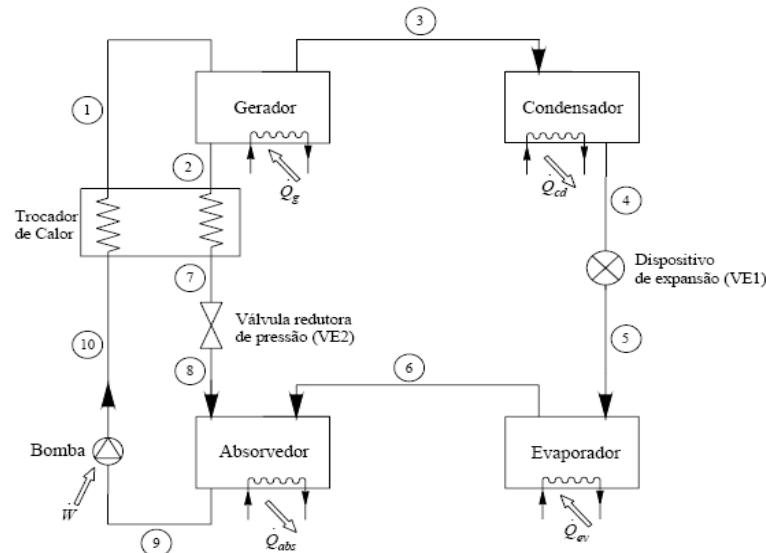


Figura 2.3. Sistema de refrigeração por absorção simulada. (fonte: De Carvalho E. N. et al. 2006).

Os resultados mais ressaltantes deste trabalho foram:

- Devido a ser um modelo semi empírico levou-a tornar a simulação mais próxima da realidade, mas ao mesmo tempo a dificuldade de se obter tais dados que nem sempre são acessíveis;
- O modelo matemático foi de fácil implementação o qual tornou a simulação com maior rapidez e precisão;
- Os resultados obtidos permitiram realizar uma melhor análise econômica devido aos dados próximos da realidade, com isto poder decidir qual será a melhor alternativa, um sistema por compressão ou por absorção.

Byongjoo Kim et al. (2007) desenvolveram um modelo dinâmico de parâmetros acumulados de um chiller de absorção com simples efeito de amônia água. Equações diferenciais ordinárias foram obtidas a partir de balanços de massa, dinâmico e energético para cada componente, e o sistema de equações algébricas foram resolvidos em paralelo por integração numérica, usando o método de Rungee-Kutta e Merson. O passo de integração numérica foi ajustado automaticamente para manter um resíduo menor que 0,00002. O modelo foi aplicado para um chiller comercial 10,5 kW, simulando condições dinâmicas em função do período de arranque de chiller. O tempo de operação e a capacidade de resfriamento são investigados pelas simulações numéricas. Os parâmetros considerados são o teor de concentração e a massa da solução amônia – água, o volume de cada componente, a estratégia de controle para as variações do fluxo de gás durante a primária fase do período de arranque.

As principais considerações para a formulação do modelo matemático são;

- Duas fases, líquido e vapor, existem em equilíbrio termodinâmico;

- As pressões dos geradores são iguais;
- A entalpia de mistura amônia – água varia linearmente ao longo do comprimento dos trocadores de calor;
- O teor de concentração local da massa em duas fases de mistura são iguais para todos, ao longo do comprimento dos trocadores de calor;
- A solução nas serpentinas do gerador, retificador e no absorvedor são sub-resfriada e incompressível;
- As perdas de calor entre o componente e suas vizinhanças de cada componente são nulas, exceto para o gerador do processo de combustão;
- Bombas circulam a solução com fluxo volumétrico constante enquanto há suficiente solução está disponível no coletor líquido. Caso contrário apenas a solução fornecida pelo absorvedor de ar é pressurizada e descarregada.

As principais conclusões conseguidas pelo modelo dinâmico foram que:

- O tempo de operação diminui à medida que o teor da concentração da solução aumenta;
- A massa da solução deve ser menor para atingir rapidamente sua capacidade nominal de resfriamento;
- Um volume maior do gerador resulta em um menor tempo de operação;
- Existem níveis ótimos do volume do gerador, teor concentração da solução, e massa da solução para obter uma máxima capacidade de resfriamento;
- A melhor combinação desses parâmetros para o menor tempo de operação sem danificar a capacidade de resfriamento é a diminuição da massa da solução de concentração forte contida no maior gerador. No entanto, não é fácil satisfazer essa condição, portanto, uma estratégia simples para o controle da diminuição do tempo de operação é a seleção de um passo moderado na variação do fluxo dos gases de combustão durante a primeira fase do período de arranque.

Gustavo R. Figueredo et al. (2008) realizaram uma modelagem numérica sobre um chiller de absorção de duas etapas de refrigeração operando com dois níveis de temperatura. Foi considerado um modelo do tipo endo-reversível onde são consideradas as irreversibilidades externas devido às perdas de calor, além de considerar a geração interna de entropia devido a quedas de pressão, gradientes de temperatura e concentração. O chiller considerado foi do tipo BrLi – H₂O de duas etapas de refrigeração com capacidade de 200 kW, o qual pode operar em duas etapas por meio do calor fornecido de gás natural a 170 °C, ou como um chiller de uma etapa por médio de energia solar a 90 °C, ou a combinação destes dois. O funcionamento do chiller foi realizado em função do COP para varias combinações de temperaturas considerando os fluxos de calor através de seus componentes e as irreversibilidades. Além disto, foi realizada uma otimização em função das áreas dos trocadores de calor, para determinar a correta distribuição das áreas e seu comportamento na condução dos fluxos, portanto sua influencia no COP do chiller.

O modelo foi baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica e em princípios de transmissão de calor, considerando-se um ciclo fechado em regime permanente. Para os efeitos do balanço energético não foi considerado o trabalho consumido pelas bombas.

O sistema de equações apresentou um grão de liberdade, pelo qual foi sugerido o uso do modelo endo-reversível. Este modelo reduz o grau de liberdade, já que a diferença de entropia pode ser considerada como uma variável conhecida.

O desenvolvimento do modelo foi realizado usando o programa computacional EES (*Engineering Equation Solver*). Os resultados numéricos fornecidos pela simulação do

programa foram os seguintes; O COP foi de 1,2 com uma capacidade de 200 kW, produzindo um fator de irreversibilidade de 1,026, o qual é relativamente baixo (segundo a citação dos autores de L. Chen et. al.);

Os resultados fornecidos pela análise da primeira e da segunda lei, além do processo de otimização forma:

- O modelo termodinâmico considerou as perdas de calor no ambiente, superfícies finitas de troca de calor, quedas de pressão e outras irreversibilidades que simulam o funcionamento de um chiller de duas etapas de refrigeração;
- O modelo foi fácil de aplicar e representa adequadamente características fundamentais de um chiller de absorção. Além disso, previu a tendência de variação do COP para cargas parciais, resultando um ponto de máximo de eficiência e de capacidade máxima de refrigeração;
- Foram obtidos valores do COP muito perto dos fornecidos pelo fabricante do chiller ajustando o grau de irreversibilidades;
- Otimizou-se a distribuição da área total entre os diversos componentes, obtendo-se que as áreas dos geradores foram de 25 m² inferior ao do protótipo e a melhor área do evaporador foi de 16 m² superior ao protótipo, produzindo um COP máximo de aproximadamente 1,23.

Vidal, R. Best et al (2006), realizaram uma simulação do ciclo combinado, mostrado na figura 2.4, proposto por Goswami em 1998. Este sistema produz potencia e frio simultaneamente com uma única fonte de calor, usando uma mistura de amônia e água como fluido de trabalho. O ciclo foi estudado segundo a primeira e segunda lei da termodinâmica, foi levado em consideração o comportamento do sistema como um ciclo em processo reversível, e irreversível para realizar a comparação. Foram determinadas as irreversibilidades de todos os componentes da planta, obtendo-se as eficiências da primeira e segunda lei, variando vários parâmetros dos componentes como, eficiência isentrópica da turbina, temperatura do ambiente (17 e 25 °C). Para simular o ciclo foi utilizado o programa computacional ASPEN Plus e as propriedades termodinâmicas foram determinadas por meio das equações de Redlich – Kwong - Soave. A figura 2.4 mostra o ciclo proposto por Goswami e simulado neste trabalho.

Primeiramente foi determinada a análise energética para posteriormente realizar a análise exergetica. A Exergia é constituída por parcelas físicas, químicas, cinética e potencial para os componentes do ciclo. As parcelas cinéticas, potenciais e química não foram consideradas, devido a não existir nenhuma variação entre os estados do ciclo. Esta análise só considerou a Exergia física do sistema.

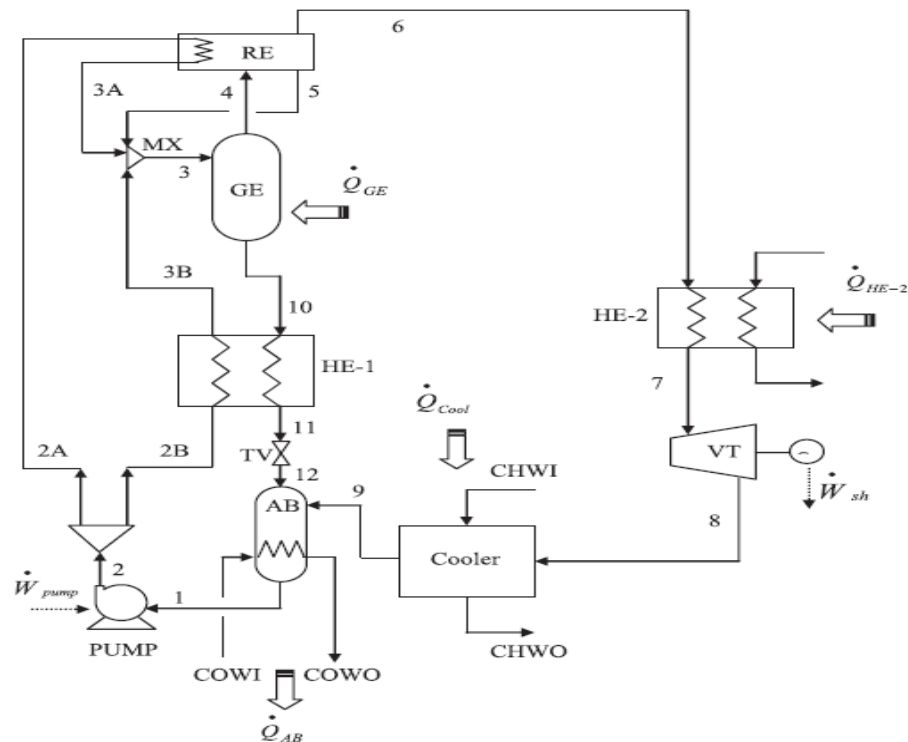


Figura 2.4. Diagrama dos componentes do ciclo combinado proposto por Goswami. (Fonte: Vidal, R. Best et al. 2006).

As conclusões finais do trabalho foram:

- Os resultados mostraram que a planta de ciclo combinado para o segundo caso, ($T_{amb} = 17\text{ °C}$ com uma eficiência isentrópica de 85 %), a potência produzida era 7,2% menor que no primeiro caso ($T_{amb} = 25$ com uma eficiência isentrópica de 85 %), causando uma diminuição na eficiência da primeira de 10,5 %. Essa diminuição na potência de saída é devido à elevada pressão na turbina. Apesar disto, houve um aumento da potencia de resfriamento no segundo caso de irreversibilidade, devido à variação de temperatura da água do chiller em 8,7 °C maior que o primeiro caso de irreversibilidade de 5 °C, porém a temperatura de retorno da água do chiller não chega à temperatura ambiente;
- O componente que apresentou maior irreversibilidade para o primeiro caso foi o trocador de calor, o qual está situado entre o gerador e o absorvedor, com 13,6 kW. Com respeito ao segundo caso de 8,3 kW porque o fluxo de saída da solução no trocador de calor atingiu uma elevada fração de vapor, portanto seu valor exergetico é elevado também. Para ambos os casos a turbina forneceu irreversibilidades de 1,4 e 11,6 kW (25,9% e 24,6% do total das irreversibilidades) respectivamente, devido ao valor de eficiência isentrópica assumido de 85 %;
- No segundo caso, foi variada a eficiência isentrópica da turbina entre valores de 86, 87, 88, 89 e 90 %, para o qual a irreversibilidades foram de 11, 10, 4, 9,8 e 8 kW respectivamente;
- A eficiência exergetica do ciclo combinado para ambos os casos de irreversibilidades resultou de 53 % e 51 %, quando a temperatura de entrada da fonte de calor era de 125 e 150 °C respectivamente;
- Sistema de coletores solares o calor rejeitado por outro processo são sugeridos para operar o ciclo.

K.C.A. Alam et al. (2007), realizaram um estudo experimental sobre o funcionamento de um sistema de absorção com reaquecimento de duas etapas. O funcionamento foi medido em função da potência de resfriamento específica (SPC) e o COP os quais serão comparados com sistemas convencionais de simples efeito e duplo efeito de absorção.

A análise dinâmica permitiu fornecer os seguintes resultados:

- Segundos os resultados experimentais, a proposta de reaquecimento de duas etapas para um sistema de absorção foi viável, já que ele pode trabalhar entre valores de temperatura (fonte de calor) de 55 e 80 °C;
- O tempo do ciclo foi mais sensível para as temperaturas da fonte de calor e o funcionamento do sistema. A proposta para um ciclo de curta duração fornece um maior valor de SCP que o fornecido pelo sistema do chiller de absorção de simples efeito;
- O comportamento do COP foi maior para ciclos de absorção de simples efeitos se o tempo do ciclo é relativamente pequeno, mas valores elevados de COP podem ser obtidos para ciclos de longa duração;
- O chiller proposto para um ciclo de longa duração forneceu aproximadamente o mesmo valor que o ciclo de absorção de duplo efeito enquanto para o ciclo de curta duração a temperatura permaneceu acima dos 60 °C, obtendo-se um COP superior ao do ciclo convencional de duplo efeito.

D.C. Wang et al. (2005), realizaram um estudo teórico experimental sobre um chiller de adsorção gel de sílica. A primeira parte do projeto é a previsão do funcionamento do chiller de absorção usando gel de sílica como absorvente, e uma segunda parte, onde foi realizada uma série de medições no chiller para comprovar os resultados simulados na primeira parte. O principal objetivo deste trabalho foi a proposta de um chiller operando com gel de sílica como absorvente e validar sua alta eficiência por meio das previsões baseadas na simulação.

O chiller está conformado por três câmaras ao vácuo, duas de evaporação-condensação e uma câmara que funciona como o evaporador. Uma válvula de vácuo está instalada entre as duas câmaras de adsorção – desorção para aumentar o funcionamento do sistema especialmente quando o chiller opera a baixas temperaturas de fonte de calor. Uma das vantagens sobre os chiller com uso de brometo de lítio, é que eles podem operar com um alto rendimento para baixas temperaturas de fonte de calor sem apresentar problemas de cristalização e corrosão, além de não consumir energia elétrica para o funcionamento da bomba da solução. As principais conclusões deste trabalho foram:

- Para os diferentes parâmetros de operação, sua influência sobre o COP foi similar ao obtido para sistemas semelhantes tais como o chiller de absorção de brometo de lítio e água;
- A capacidade de resfriamento é 6 kW para uma temperatura da fonte de calor de 65 °C, e pode ser aumentada em 76 % se a temperatura da fonte de calor é também incrementada a 85 °C. O COP supera o valor de 0,5 para as mesmas condições. Segundo os resultados simulados a temperatura ótima da água quente deveria estar num intervalo de 80 e 85°C;
- Para uma temperatura da água gelada de entrada do chiller de 20 °C, os resultados obtidos para a capacidade de resfriamento e COP foram de 12,6 kW e 0,65 respectivamente;

- Os resultados experimentais permitiram corroborar que o projeto do chiller da primeira parte do estudo, é possível e de alta eficiência, mas para a segunda parte não foram tão bons com os simulados;
- Os valores do COP e a capacidade de resfriamento foram de 0,38 e 7,15 kW respectivamente, para uma temperatura de água quente de 84,8 °C, temperatura da água de resfriamento de 30,6 °C e temperatura da água do chiller de saída de 11,7 °C. Para uma capacidade de resfriamento de 6 kW as temperaturas foram às seguintes; temperatura de água quente de 65 °C, temperatura da água de resfriamento de 30,5 °C e temperatura da água gelada do chiller de saída de 17,6 °C. Resumindo que para o intervalo de temperatura da água quente entre 65 – 85 °C apresenta um comportamento eficiente;
- Sendo igual aos resultados previstos na simulação 900 segundos de aquecimento e resfriamento, o que representam a melhor opção para a capacidade de resfriamento e o COP. O tempo de recuperação da massa varia entre 120 e 180 segundos, para uma temperatura de água quente de 65 e 85 respectivamente. Esta última consequência permite sugerir o uso de energia solar como fonte de aquecimento da água para o funcionamento eficiente do chiller;
- A comparação dos resultados experimentais e simulados indicaram que o funcionamento do chiller pode ser melhorado, se as perdas térmicas no evaporador fossem evitadas no desenho no sistema.

P. Kohlenbach et al (2008), realizaram também um estudo teórico e experimental sobre o desenvolvimento de um modelo dinâmico para um chiller de absorção de simples efeito de BrLi – H₂O. O trabalho foi dividido em duas partes; a primeira a modelagem do sistema e segunda o enfoque experimental. A modelagem é baseada em balanços energéticos com regime transitório para cada componente. O comportamento dinâmico é implementado através de armazenamento da massa no absorvedor e o gerador. Uma característica especial é que a capacidade térmica é vinculada a processos externos e parcialmente internos de temperaturas. A segunda parte apresenta uma investigação mais detalhada do modelo, análise do funcionamento, da sensibilidade e a comparação com dados experimentais, demonstrando-se a generalidade funcional do modelo. O modelo foi desenvolvido para verificar o funcionamento do chiller de absorção de 10 kW fabricados pela Phoenix Sonnenwaerme AG.

O funcionamento dinâmico do chiller de absorção é influenciado por vários efeitos dependentes, entres os mais importantes e considerados neste trabalho, tem-se; o atraso do tempo de transporte da solução entre o gerador e o absorvedor, o armazenamento térmico entre os trocadores de calor e o armazenamento da massa nos reservatórios.

Na parte experimental foi usado o sistema de refrigeração para resfriar um edifício na escola de recursos renováveis em Tailândia com o principal objetivo de diminuir a dependência elétrica para os sistemas de ar condicionado por médio de outras fontes de energia neste caso específico solar. Esta pesquisa demonstrou a viabilidade técnica de um sistema solar-absorção para fornecer ar condicionado para o conforto humano, além de apresentar-se como uma alternativa econômica e ambiental para este tipo de sistema.

Os resultados mais importantes obtidos pelo estudo foram:

- A generalidade do modelo foi demonstrada segundo os resultados numéricos e experimentais, assim como também, as propriedades termodinâmicas apresentaram valores coerentes com a realidade;
- A demora do transporte no ciclo da solução pode influenciar tanto o tempo de resposta e o fluxo de calor;

- A comparação com dados experimentais mostrou que o experimento e a simulação dinâmica apresentam resultados bons, com variações na dinâmica da temperatura entre os 10 e 25 segundos. O tempo total para conseguir um novo regime permanente da temperatura da água quente depois de um passo de 10 K da temperatura de entrada foi de aproximadamente 15 min, resultando em desvios dinâmicos de 1 – 3 %;
- O modelo de simulação dinâmica apresentada neste trabalho serve de ferramenta para o desenho global de um chiller de absorção;
- O modelo também permitiu a identificação de funções de transferência e parâmetros de controle para chiller de absorção sem a necessidade de realizar uma simulação experimental;
- O modelo foi concebido para o Phoenix 10 kW chiller, mas pode ser facilmente adaptado a outros chiller se os dados de desenho são disponíveis.
- Este estudo demonstrou o quanto eficiente que pode ser este tipo de sistema para o uso de sistema de ar condicionado, mantendo o ambiente em perfeita harmonia;
- Segundo os resultados obtidos que permitiram aproveitar aproximadamente 80% da energia fornecida pela radiação solar, diminuindo a dependência elétrica, validando o uso de outra energia alternativa para o consumo destinado ao conforto humano;
- Nos aspectos econômicos, os sistemas convencionais de compressão são mais baratos que os de absorção no início, mas a longo prazo, pode ser uma alternativa que diminui os custos de operação e elétricos do prédio. Este último aspecto sobre o custo inicial deste sistema de absorção solar, começará a diminuir quando esta tecnologia for produzida e aplicada em grande escala.

J. Di et. al. (2007), realizaram um estudo sobre o comportamento do coeficiente de eficácia (COP) e a capacidade de resfriamento de um chiller usando novel gel de sílica– água variando as temperaturas da fonte de calor. O estudo é realizado em duas partes, uma a modelagem matemático-numérica e a outra a análise experimental, seguidamente da comparação e verificação dos resultados. Além disso, o estudo foi realizado para diferentes fontes de calor como energia solar, gases reaproveitados na combustão, e a influência que tem quando o sistema quando funciona com energia solar. A principal função deste chiller foi tratar de aproveitar a energia rejeitada em outros processos ou pela energia solar, para aumentar o rendimento do ciclo que pode ser aproveitado em outros processos da produção tais como; sistemas de ar condicionado, e sistemas próprios do processo industrial, etc.

As considerações principais usadas para o modelo matemático foram:

- Os processos de remoção e absorção são calculados a pressão constante, ou seja, isobárico;
- A temperatura e pressão do vapor de água são uniformes ao longo da câmara;
- A transferência de calor com o ambiente é considerada zero ou nula;
- A temperatura e pressão são uniformes em todos os leitos (Absorvedor e Removedor);
- A diferença de pressão entre os leitos de absorção-remoção e o condensador ou isolador são consideradas zero ou nulas;
- Depois de suficiente tempo de recuperação, a capacidade de absorção-remoção entra em equilíbrio.

Como ferramenta de trabalho para resolver numericamente o modelo usou-se o programa Matlab 7.0 Tools.

As principais conclusões do estudo numérico – experimental foram:

- A capacidade de resfriamento é influenciada principalmente pela temperatura da fonte de calor, ou seja, quanto maior temperatura de fonte de calor maior a capacidade de resfriamento;
- O funcionamento do COP é influenciado principalmente pela temperatura da fonte de calor e a sua taxa de variação, ou seja, a maior temperatura da fonte de calor implica em maior COP, enquanto que a maior taxa de variação da temperatura implica em menor COP;
- Para valores elevados de capacidade térmica do chiller maior a degradação do COP no mesmo;
- Para as mesmas temperaturas da fonte de calor e a mesma taxa de variação de temperatura, o funcionamento do chiller é pouco influenciado por valores limites de temperatura da fonte de calor;

N. Ben Ezzine et al (2004), realizaram uma simulação de um sistema de absorção com energia solar, mediante o uso da primeira e segunda lei da termodinâmica, aplicado a um chiller de absorção de amônia – H₂O com duplo gerador. Este estudo foi baseado no COP do sistema e sua variação com respeito à energia e trabalho transferida a vizinhança, além de poder reconhecer onde acontecem as maiores irreversibilidades e determinar a eficiência global do sistema, usando a segunda lei da termodinâmica. A simulação foi realizada em três etapas:

- Determinação dos graus de liberdades do sistema;
- Especificação das condições de operação fundamentais;
- Formulação das equações que governam os balanços de energia (primeira e segunda lei da termodinâmica) e massa, além de outras correlações necessárias para o dito estudo.

Para a solução simultânea das equações (não lineares) foi usado a sub-rotina CONLESS disponível no Fortran 77.

Para a simulação do COP foi levando em consideração a influência da temperatura de entrada do chiller (fonte de calor), a pressão do evaporador e a fração da solução através das duas etapas do ciclo.

A figura 2.5 mostra o comportamento do COP em função da pressão do evaporador, onde se pode notar que o COP possui um máximo (0,761) quando a pressão do evaporador é aproximadamente 3,5 bar.

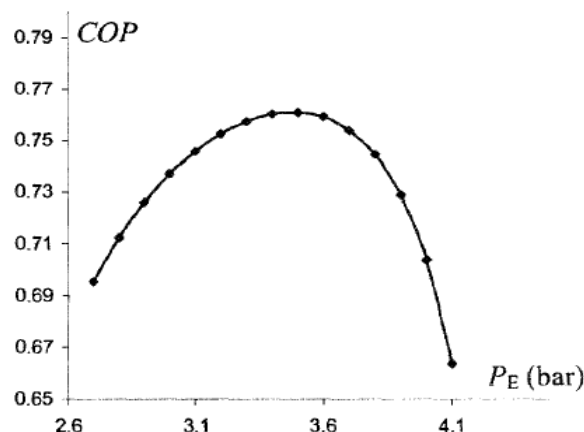


Figura 2.5. Variação do COP vs. Pressão do evaporador. (Fonte N. Ben Ezzine et al. 2004).

Entre as principais conclusões apresentadas tem-se:

- Para as três variações de pressão (3,5, 4 e 3,8 bar) a temperatura com a qual o COP fica constante é aproximadamente de 480 K, obtendo-se o maior COP (0,75) para a pressão de 3,5 bar;
- O maior COP obtido no processo de simulação foi de 0,761, levando em consideração as irreversibilidades (destruição da Exergia), sendo o COP ideal ou reversível de 2,292;
- À medida que se incrementava a fração menor era o COP para diferentes valores de pressão do evaporador;
- Os componentes que apresentaram maiores valores de irreversibilidades foram o absorvedor (1186,95 W), trocador de calor da solução (797,8 W) e o condensador 1 (682,587 W), limitando e diminuindo o COP;
- Pode-se determinar onde é preciso otimizar o processo para aumentar o rendimento do sistema de absorção.

Ahmed Hamza H et al. (2008), realizaram a validação do funcionamento de um sistema de resfriamento (ar condicionado) integrado para um local físico de 270 m² da Alemanha. O sistema pode ser operado de duas maneiras, usando um subsistema de resfriamento de graça proveniente da torre de resfriamento da planta, e com energia solar que aciona um chiller de absorção de simples efeito (água- brometo de lítio). A planta inclui um chiller de absorção de 10 TR, coletores solares do tipo de tubos ao vácuo com uma área global de 108 m², dois tanques de armazenamento; um para a parte fria com capacidade de 1.5 m³ e outro da parte quente com capacidade de 6.8 m³ e uma torre de resfriamento de 134 kW. O experimento foi realizado durante cinco anos para com o propósito de aperfeiçoar esta planta para um melhor aproveitamento da energia solar e aquela fornecida pelo resfriamento livre da torre de resfriamento devido à temperatura ambiente do lugar. Segundo Balaras, um total de 54 sistemas de ar condicionado foi instalado na Europa sendo 33 com o uso de chiller de absorção. O instituto esta localizado na Alemanha na cidade de Oberhausen (latitude de 51°28'N e longitude de 6°51'E) o local de resfriamento esta contido por quartos de reuniões, laboratórios e três sala de escritórios durante as temporadas fria da cidade. Os quartos e salas de escritórios só requerem carga fria durante as horas de trabalho (8 horas diárias), mas os laboratórios durante as 24 horas do dia.

Os principais componentes do sistema são; coletores solares de tubos de vácuo, a chiller de absorção (WFC-10TR) de simples efeito de BrLi – H₂O, dois tanques de armazenamento frio e quente, a torre de resfriamento, um trocador de calor para a parte fria do sistema, um trocador de calor de exaustão para a energia rejeitada (parte quente), bombas, sistema de controle, de tratamento de água e outros equipamentos auxiliares. O sistema da planta é conformado por 4 circuitos, o solar, água de resfriamento, água gelada e água quente do processo. Este sistema foi acoplado ao sistema de aquecimento do mesmo instituto para aproveitar o calor rejeitado pelo sistema (caldeira a gás e uma micro turbina) como fonte secundaria de calor no caso que a energia solar no seja suficiente para operar o chiller de absorção em temporadas frias.

Os resultados obtidos pela validação são os seguintes:

- A porcentagem de resfriamento livre durante meses frios pode ser maior a 70 %, o qual representou 25 % do total de carga de resfriamento da planta durante os 5 anos de operação;

- O valor médio mensal do total da fração de calor solar varia de 31,1 a 100 % e aproximadamente com uma media de 60 % para os 5 anos de operação;
- A eficiência instantânea dos coletores foi de 0.63, o valor mensal médio entre 34,1 a 41,8 % e para os 5 anos de operação uma media de 28,3 %.
- Para dias claro, e com uma incidência de irradiação solar, a fração de calor solar variou entre 0,33 a 0,41, com eficiência nos coletores variando entre 0,352 a 0,492, e um COP entre 0,37 a 0,81;
- Baseado nos resultados, a área especifica dos coletores é de $4,23 [m^2 / kW_{cold}]$ no qual foi possível atingir o valor maximo de fração de calor solar para operar o chiller de absorção;
- O suporte do sistema de energia solar para o sistema de aquecimento do instituto durante os 5 anos de operação foi de 8125 kWh.

Z.G. Sun (2008) realizou um estudo experimental de um sistema de refrigeração integrado (chiller de Absorção, chiller de compressão e motor a gás natural) com o propósito de comparar seu funcionamento com um sistema de refrigeração convencional e absorção de duplo efeito. O protótipo do sistema de refrigeração integrado foi projetado e montado para a experimentação e comparação do estudo. O sistema consta de três partes principais;

- O motor de gás natural ou gerador composto por 6 cilindros de quatro tempos resfriado com água, com uma potencia de 108 kW com uma velocidade de 1800 RPM;
- O chiller de absorção de simples efeito usando BrLi – H₂O com concentrações de solução forte e fraca de 59,5 % e 57,5 % respectivamente;
- O chiller de compressão do tipo de parafuso operando a 2.960 RPM.

Os experimentos foram realizados para uma série de quatro condições de operação, gerando uma série de dados que foram tratados estatisticamente para seu análise. Foi incluído o parâmetro PER definido como a fração entre a capacidade de resfriamento e o consumo de combustível.

Os resultados mais ressaltantes do estudo foram:

- Os resultados experimentais mostraram que o funcionamento do sistema integrado de refrigeração pode ser incrementado aproveitando os gases de escape do motor para produzir energia de resfriamento adicional;
- O protótipo alcança um valor de refrigeração de 596,2 kW quando a velocidade de rotação do motor era de 1.800 RPM, um consumo energetico do combustível de 323,3 kW e um PER de 1,8 maior ao ciclo convencional de absorção de duplo efeito;
- A capacidade de resfriamento e o PER do protótipo pode ser aumentada tanto, aumentado a temperatura de saída da água do chiller ou a diminuição da temperatura de entrada da água de resfriamento.

Zaizhong Xia et al (2008), realizaram uma melhoria do chiller de adsorção de gel de sílica - água chiller, o qual foi desenvolvido e utilizado com base em estudos anteriores. Neste chiller melhorado, um condensador, um adsorvente e um evaporador estão alojados numa câmara para constituir a unidade adsorção - desorção. Duas dessas unidades são combinadas nos evaporadores por um tubo de calor que pode isolar a transferência de calor entre os dois evaporadores. Apenas uma válvula de vácuo é instalada entre as duas unidades na parte externa do chiller para cumprir com o processo de recuperação da massa. O tanque de água e

as válvulas elétricas instaladas no sistema de abastecimento de água são poupados, aumentando a confiabilidade do sistema.

Os principais resultados com esta melhoria no chiller foram:

- O chiller melhorado com três câmaras de vácuo foi mais confiável e aceitável. A válvula de vácuo instalada para o processo de recuperação de massa fez mais eficiente o chiller que os usados convencionalmente;
- A capacidade de resfriamento e o COP foram de 8,69 kW e 0,388 para uma temperatura da fonte de calor de 82,5 °C, temperatura da água de resfriamento de 11,9 °C e a temperatura da água do chiller de 11,9 °C;
- Se o processo de (umidificação) não é necessário, a temperatura de saída da água do chiller é de 16 °C, o COP atingiu 0,432 enquanto a capacidade de resfriamento é próxima de 11 kW. Há um melhoramento perto do 12 % comparado com o COP de chiller convencionais;
- O processo de recuperação de massa foi responsável pelo maior melhoramento da capacidade de resfriamento com 65 % e do COP de 12 %.

Novamente, **D.C. Wang et al. (2008)**, realizaram um análise sobre as características dinâmicas de um chiller de absorção para condições variáveis da fonte de calor. As variações da fonte de calor sobre o desempenho do chiller de absorção são analisadas, em especial para o processo de aumento e diminuição da temperatura da fonte de calor. As características dinâmicas da fonte de calor, também são analisadas quando o chiller opera com energia solar. O enfoque é avaliar o desempenho da absorção chiller impulsionado por uma fonte variável de calor. A variabilidade da fonte de calor é simulada através de uma válvula de controle. Regulando a válvula muda-se a pressão do vapor e, em seguida, a temperatura da água quente. A válvula é regulada com um passo de tempo constante a cada 3 minutos ou 5 minutos, dependendo da temperatura da fonte de calor. A variação da temperatura da água quente dentro do reservatório varia suavemente com a válvula de controle.

Entres os resultados mais importantes tem-se que:

- O funcionamento do chiller é principalmente influenciado pela variação do intervalo, da taxa e do tempo médio da temperatura da fonte de calor quando varias fontes de energia atuam como operador do chiller de absorção. Quando a variação da taxa da temperatura da água quente é maior a um valor especifico, referente à temperatura ambiente, a capacidade de resfriamento e o COP diminuíram gradualmente;
- O processo de diminuição da temperatura da fonte de calor causa um aumento maior do COP que o originado pelo processo de aumento da temperatura da fonte de calor;
- Comparando com uma fonte de calor estável, a variação da fonte de calor pode diminuir de 3,7 a 7 % da sua capacidade de resfriamento. A maior diminuição do COP é de 19 %;
- Quando a temperatura da água quente atingiu um valor, referente à temperatura ambiente, o funcionamento do chiller de absorção para um sistema fechado é mais adequado para um sistema de absorção solar de resfriamento para este trabalho.

X.Q. Zhai et al (2007), realizaram um estudo teórico-experimental de um sistema de refrigeração por adsorção usando como matéria prima energia solar para seu funcionamento. O trabalho foi dividido em duas partes; a modelagem do sistema e uma segunda parte como a avaliação experimental do modelo operando sob condições ambientais da cidade de Shanghai,

na China. Além disso, foi realizado um estudo sob a influência de vários índices de funcionamento tais como; COP, capacidade de resfriamento, eficiência dos coletores e temperatura quente do chiller de absorção em função de parâmetros ambientais, estruturais e operacionais.

O sistema consta de uma área total de coletores de 150 m² (colocada na parte oeste) conformada por uma de 90 m² e outra de 60 m² (colocada na parte leste), estando à superfície de apoio (teto do local) com um ângulo de inclinação ($\beta = 40^\circ$). A potência total para o resfriamento do prédio (com uma área total de 460 m²) é de 60 kW (15 kW de calor latente e 4 kW de calor sensível). Os chiller de absorção trabalham com gel de sílica – água para o processo, os quais operam as temperaturas entre 55 – 95 °C. O tempo total do ciclo de absorção (resfriamento ou aquecimento) é de 900 segundos, com um tempo de recuperação de massa e calor de 180 e 6 segundos respectivamente. A capacidade nominal do chiller é de 8,5 KW quando a temperatura da água quente é de 85°C.

Para a modelagem do tanque de armazenamento da água foi empregado o modelo de estratificação, considerando o fluxo de água do sistema de coletores, e água quente que entra no chiller e as perdas ao redor do tanque, e para avaliar a influência dos parâmetros estruturais, operacionais e ambientais sobre a capacidade de resfriamento, temperatura média da água quente, e o COP médio levando em consideração que:

- A irradiação solar e a temperatura ambiente têm um mesmo comportamento;
- O passo do tempo para o processo de estratificação do tanque não variou com a temperatura da água quente;
- Quando a temperatura do tanque atingia um valor de 65 °C os chiller de absorção eram acionados, e quando a temperatura era inferior a 5 °C eram desligados;
- A temperatura da água fria foi de 32 °C e a temperatura do chiller de 15 °C;
- O tempo de operação do sistema foi de 8 horas (9:00 – 17:00).

As conclusões mais significativas deste estudo foram:

- Operando sob condições típicas de verão, a capacidade média de resfriamento foi de 15,3 kW durante 8 horas de operação com um máximo valor de 20 kW. O COP médio diário foi de 0,35 e o COP médio elétrico foi de 8,19 sendo seu máximo valor de 10;
- A capacidade de resfriamento e a eficiência dos coletores solares aumentavam com o aumento da relação h/d (altura e diâmetro do tanque) devido à melhoria deste efeito na estratificação do tanque;
- O valor ótimo para o fluxo adimensional de massa, definido como o fluxo mássico de água quente que entra no chiller por área de coletor solar, foi aproximadamente de 0,7 quando o fluxo de massa específica excedia o valor de 0,012 kg/m².
- Análise econômica foi realizada para dois casos, o primeiro baseado no uso da água para uso interno do prédio de aplicações sanitárias com um tempo de pagamento do projeto de 2 a 3 anos, e um segundo baseado no uso da água para o aquecimento e resfriamento com tempo de pagamento de 7 a 8 anos.

Xiaohong Liao et al. (2007), propuseram uma estratégia de controle sobre a cristalização em chiller de absorção resfriado por ar. Aplicando esta estratégia, para evitar a cristalização, é proposta também uma integração deste chiller a um sistema integral de cogeração (CHP) ou sistema integral de aquecimento, refrigeração e potência. Para a simulação do funcionamento do procedimento, foi usado o programa computacional EES

(*Engineering Equation Solver*), sobre um chiller de 63 kW de capacidade usando BrLi – H₂O com resfriamento por ar. A validação dos resultados simulados computacionalmente foi realizada mediante a experimentação do mesmo equipamento levando as mesmas considerações de operação. O chiller utilizado está localizado na universidade de Maryland, o qual é acionado mediante os gases de descarga da micro-turbina.

As Principais causas da cristalização em chiller de absorção e possíveis soluções foram:

- Temperatura ambiente elevada; pode ser evitada aumentando a temperatura da água chiller fixada ou diminuindo a quantidade de calor subministrado ao dessorvedor;
- Temperatura ambiente baixa e carga máxima de operação; pode ser evitada reduzindo a taxa de fluxo de ar de resfriamento; o sistema deve ser evacuado frequentemente;
- Vazamento de ar dentro do chiller ou não absorção dos gases produzindo corrosão; pode ser evitada sempre que a temperatura de escape ou a taxa de fluxo dentro do dessorvedor seja mantida dentro dos parâmetros específicos de operação;
- Demasiado calor ou energia dentro do absorvedor, pode ser evitada mantendo a correta quantidade de calor que entra no dessorvedor;
- Não diluição da solução depois de desligar o chiller; para ser evitado o chiller deve ser resfriado a temperatura ambiente antes de ser desligado;
- Temperatura da água do chiller é demasiadamente baixa quando a temperatura do ambiente é muito elevada, pode ser evitado se fixar e manter a correta faixa de temperatura da água do chiller.

A estratégia de controle proposta foi:

- a. Controle da temperatura da água do chiller; aumentar a temperatura do chiller para evitar problemas de cristalização quando a temperatura do ambiente seja muito elevada;
- b. Controle da temperatura de escape; neste caso, diminuir a temperatura de entrada de escape, assumindo que a taxa de fluxo é constante pode evitar a cristalização, mas a capacidade de resfriamento e o COP do chiller serão comprometidos consequentemente.

S. C. Kaushik e Akhilesh Arora (2009) realizaram uma análise termodinâmica baseado na primeira e segunda lei para chiller de absorção de simples e duplo efeito usando o par brometo de lítio – água, com o objetivo de determinar a influência da temperatura do gerador, evaporador, absorvedor e condensador sobre o funcionamento do sistema (COP). O estudo numérico foi desenvolvido no software comercial EES, criando sub-rotinas para o cálculos das propriedades termodinâmicas (entalpia e entropia da solução de BrLi – H₂O) segundo a literatura pesquisada, e posteriormente comparando os resultados com outros autores para a validação do mesmo.

A análise da primeira lei é baseado no balanço de massa, espécie e energia do sistema de absorção, determinado a eficiência energética do sistema e seu COP. A análise da segunda lei contempla o balanço da Exergia, irreversibilidades, a determinação das eficiências exergéticas e grau de perfeição termodinâmica.

As considerações principais para o estudo são apresentadas a seguir:

- Não há transmissão de calor entre os componentes e a vizinhança;

- A solução que sai do absorvedor e do gerador encontra-se no estado saturado em condições de equilíbrio (temperatura e concentração);
- O fluido refrigerante que sai do condensador e do evaporador encontra-se em estado líquido e vapor saturado respectivamente;
- O fluido refrigerante que sai do gerador é considerado superaquecido;
- A temperatura da fonte de calor (gerador) foi considerada constante ao longo do processo;
- O estado morto ou de referencia considerado para o cálculo de Exergia foi assumido para uma temperatura de 25 °C e pressão de 1 bar.

Entre as principais conclusões foram:

- ✓ O programa desenvolvido conseguiu simular com bons resultados o funcionamento do chiller com erros inferiores a 1% registrados por outros autores.
- ✓ O aumento da temperatura do gerador aumenta o COP tanto no sistema de simples, variando entre 0,6 e 0,75, e duplo efeito, variando entre 1 e 1,28.
- ✓ O máximo valor do COP foi de 0,75 com uma temperatura do gerador de 91 °C para o sistema de simples efeito e o máximo valor do COP foi de 1,28 para o sistema de duplo efeito com temperatura do gerador de 150 °C.
- ✓ O COP do sistema de duplo efeito foi de 60 a 70 % maior que o sistema de simples efeito.
- ✓ As eficiências exérgica dos dois sistemas apresentaram o mesmo comportamento do COP energético, ou seja, aumento com o incremento da temperatura do gerador.
- ✓ A maior irreversibilidade do sistema foi identificada no absorvedor para ambos os sistemas.

Recentemente **Younggy Shin et al. (2009)**, desenvolveram um modelo dinâmico para simular o funcionamento real de um chiller de absorção de duplo efeito. O modelo foi baseado em balanços de energia e massa. O programa consta de varias sub-rotinas para resolver as propriedades termodinâmicas dos fluidos e balanços energéticos do mesmo, criadas na plataforma Visual Basic C++. Este modelo foi validado com resultados experimentais referente a um chiller de duplo efeito, fornecendo bons resultados, exceto para os primeiros 85 minutos de operação, devido à variação do fluxo mássico da solução fraca de brometo de lítio, sendo esses valores insignificantes para o resultado final de operação. Eles observaram que a dinâmica do chiller é governada pelas temperaturas de entrada da água fria e gelada quando o fluxo de calor do gerador (água quente) é relativamente constante. Para variações de carga, a resposta da temperatura da água gelada de saída foi de 15 minutos, devido à capacidade térmica do chiller. Uns dos aspectos mais importante do modelo foi o tempo computacional do mesmo, já que permitiu simular o chiller como interface virtual em tempo real, para acionar os diferentes controles e funções para a operação real do chiller de absorção.

Jianzhao Wang e Danxing Zheng (2009), ele estudaram chiller de meio, simples e duplo efeito, com o objetivo de encontrar um modelo de chiller que pudesse aproveitar ao máximo a energia, já que existia um espaço em branco entre os chiller de simples e duplo efeito. Foi proposto um chiller que apresentou um efeito combinado, ou seja, de um e meio efeito (1,5). Foram apresentadas varias configurações para o chiller mantido a temperatura no gerador entre 110 a 140 °C, com temperatura na água gelada e fria de 5 e 42 °C,

respectivamente. Essas configurações foram estudadas e analisadas, selecionando a configuração mostrada na figura 2.6, devido à capacidade térmica de resfriamento do mesmo.

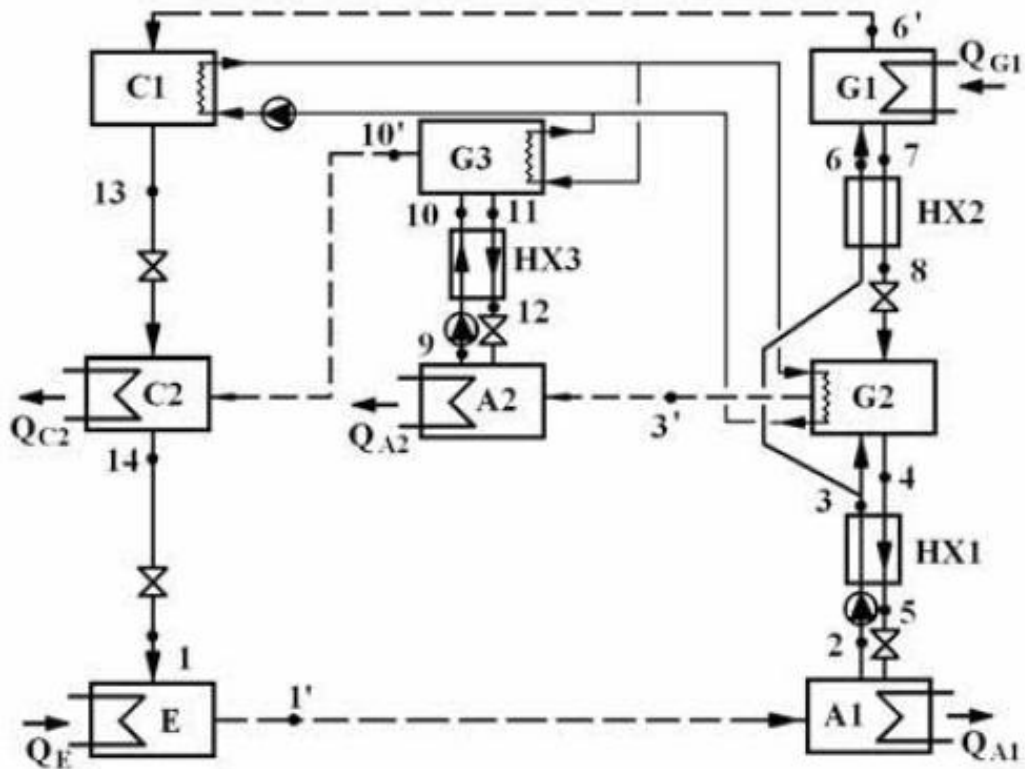


Figura 2.6. Configuração selecionada para o chiller de absorção um e meio efeito. (fonte: Jianzhao Wang e Danxing Zheng, 2009)

A principal conclusão desse trabalho foi o desenvolvimento teórico de um modelo de chiller de um e meio efeito, capaz de utilizar, aproximadamente, as mesmas condições de um chiller de simples efeito, e fornecer um COP de 1,0, (aproximadamente 30% maior ao de simples efeito).

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Sistemas de refrigeração por absorção

São essencialmente plantas de compressão de vapor, onde a potencia do compressor é representada por uma unidade térmica, composta pelo absorvedor, bomba, trocador de calor, válvula de expansão e o gerador. A capacidade de resfriamento destes sistemas funciona tanto através da queima de um combustível (o gás natural) como rejeitos de calor de outros sistemas térmicos (sistemas de cogeração) o qual representa a vantagem principal. (Bereche R. 1999). Além disso, a energia elétrica consumida é muito pequena devido às bombas de circulação dos fluídos. Existem numerosas fontes de calor para operar os sistemas de absorção entre as principais destacam-se; gases rejeitados por processos de combustão em turbinas o motores de combustão interna, calor indireto de caldeiras, vapor residual de diferentes processos, fluídos quentes, energia solar, etc. Os sistemas de absorção usam dois fluidos de trabalho, o primeiro como solução absorvedora (Sales como brometo de lítio, gel) e o segundo como refrigerante (geralmente água ou amônia). O bom funcionamento do sistema de absorção depende da correta combinação desses fluídos de trabalho. (Da Silva A. 1994).

3.1.1. Componentes básicos de um sistema de absorção

O sistema de absorção consta principalmente de; um gerador, condensador, trocador de calor, válvula de expansão e redução, bombas, absorvedor e o evaporador. Assim como é mostrado na figura 3.1.

3.1.2. Funcionamento do sistema de refrigeração por absorção

O ciclo de funcionamento é semelhante ao ciclo de refrigeração por compressão. A diferença fundamental esta no processo de compressão, substituído pela unidade térmica (gerador, trocador de calor e absorvedor), representado pelo processo 6-3 na figura 3.1. Como é mostrado na figura 3.1, o ciclo começa com a saída do refrigerante do evaporador (estado 6), entrando na câmara absorvedora (Absorvedor), onde o refrigerante entra em contato com outro fluido, reagindo uma mistura de solvente e refrigerante, e formando uma solução com alta concentração de refrigerante (estado 9). O processo 9-10 ocorre um aumento de energia na solução através de uma bomba aumentando a pressão e temperatura da solução. No estado 1 a solução é conduzida para a câmara geradora (gerador), onde a solução é separada do refrigerante, processo este conhecido como desorção. Este processo é possível devido ao fornecimento de energia térmica (Q_g) à solução. Nesse processo a maior parte do refrigerante é evaporado, restando uma solução pobre ou com pequena concentração de refrigerante (estado 2), a qual é encaminhada ao absorvedor mediante a redução de pressão na válvula redutora de pressão (processo 7-8). Geralmente usa-se um trocador de calor entre o gerador e absorvedor com a finalidade de melhorar o COP (coeficiente de desempenho) do ciclo por absorção. A transmissão de calor ocorre entre o fluido quente que sai do gerador e o fluido frio que sai do absorvedor para o gerador (processos 10-1 e 2-7). Na saída do gerador (estado 3) o refrigerante é liberado com alta temperatura e pressão, entrando no condensador, no qual, o vapor do refrigerante, perde calor (Q_{cd}) no trocador, sendo então condensado (estado 4). Seguidamente ocorre uma redução de pressão e temperatura (estado 5), mediante a válvula de expansão. Depois de uma queda brusca de pressão, o refrigerante se dirige ao evaporador na forma de vapor e outra parte líquida. No

evaporador ocorre troca de calor (Q_{ev}), saindo refrigerante em forma de vapor saturado para o absorvedor (estado 6). Seguidamente, o refrigerante, em forma de vapor entra no absorvedor, no qual, ocorre basicamente a transferência de calor (Q_{abs}) e a transferência de massa. Finalmente o ciclo começa novamente com a saída da solução do evaporador (estado 6).

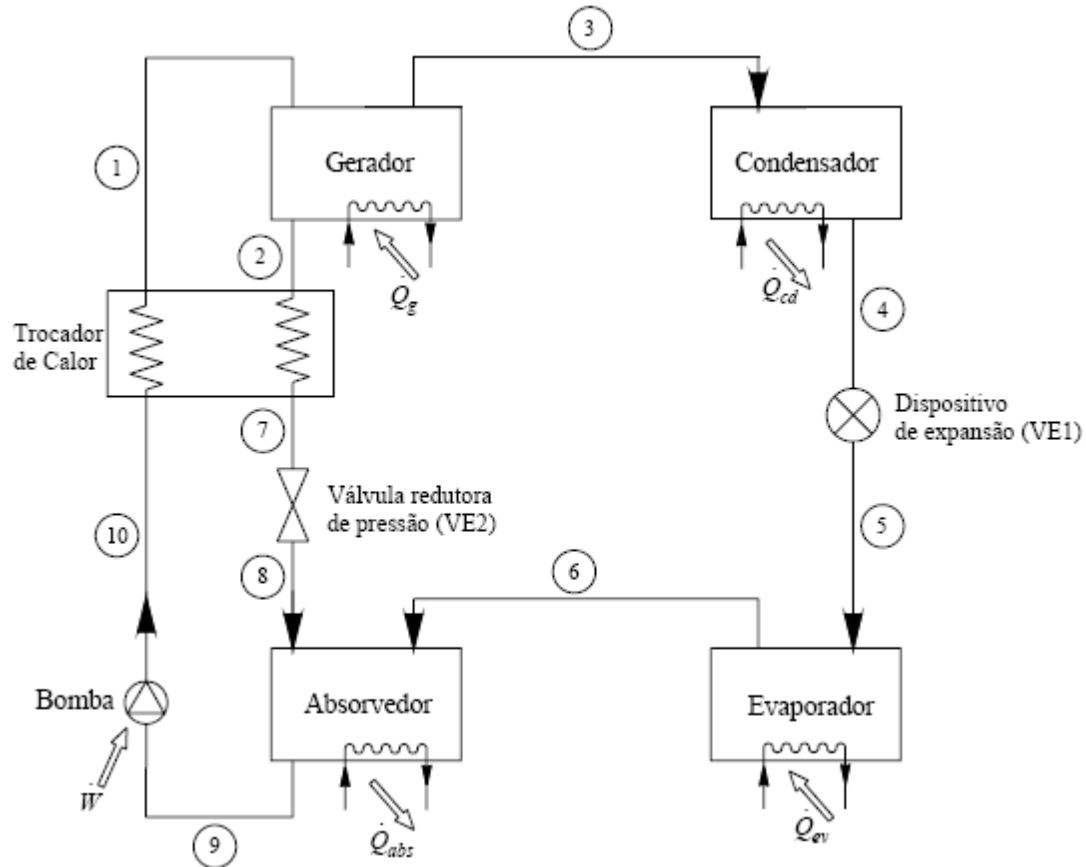


Figura 3.1. Ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção. (Herold K. et al. 1996).

3.1.3. Sistema de absorção de simples efeito

São sistemas que possuem um estágio de aquecimento do fluido de trabalho. Esse estágio é constituído pelos trocadores de calor; absorvedor, condensador, trocador de calor da solução, gerador e o evaporador, as unidades redutoras de pressão e as bombas de circulação dos fluidos. No funcionamento deste sistema, calor é fornecido ao gerador (entrada de energia) e do evaporador (remoção de energia para o resfriamento), no condensador e absorvedor, calor é removido do sistema. O coeficiente de eficácia ou desempenho é definido como a fração entre a energia removida para o resfriamento (Calor removido no evaporador) e a energia fornecida ao sistema de absorção (energia do gerador), (Herold K. et al. 1996), expresso na seguinte forma:

$$COP = \frac{\text{Energia de resfriamento}}{\text{Energia subministrada ao sistema}} = \frac{Q_{evaporador}}{Q_{gerador}} \quad (3.1)$$

O comportamento do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito amônia – H₂O é semelhante ao sistema BrLi - H₂O. O sistema amônia - H₂O, que usa um absorvente volátil (água), precisa de um componente adicional chamado retificador, como é mostrado na figura 3.2,

devido a que o vapor gerado na câmara geradora (gerador) possui certa quantidade de água, o qual é prejudicial ao funcionamento global do sistema. (Bereche R. 2007).

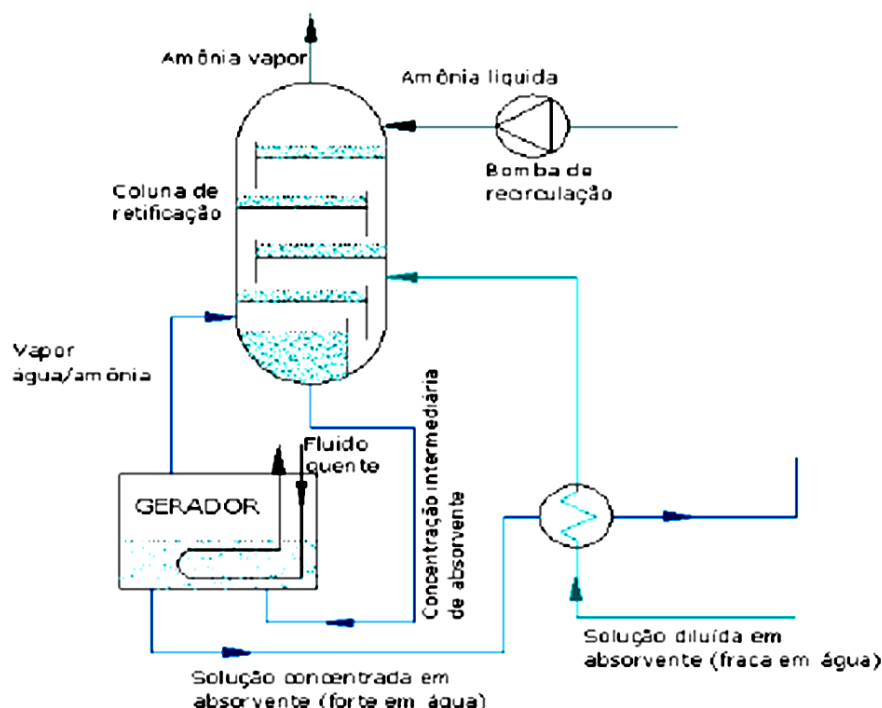


Figura 3.2. Esquema de um sistema de absorção amônia – H₂O com a coluna retificadora (retificador). (Fonte: Bereche R. 2007).

3.1.4. Sistema de absorção de múltiplos efeitos

Estes sistemas estão diferenciados por ter varias etapas de aquecimento com o objetivo de aumentar o rendimento térmico do sistema, quando esta disponível uma fonte de calor com alta temperatura. A configuração destes sistemas permite o reaproveitamento do calor para gerar vapor de refrigerante e assim obter um efeito adicional de resfriamento no sistema. Cada etapa ou estagio permite separar novamente o refrigerante do absorvente.

3.2. Vantagens e desvantagens dos ciclos de absorção

Vantagens:

- Reduzem o consumo de eletricidade;
- Utilizam calor rejeito por outros processos, ou seja, permite o uso de cogeração;
- Funcionamento silencioso, livre de vibração;
- Alta confiabilidade;
- Baixo custo de manutenção, devido à ausência de partes moveis, exceto as bombas de circulação;
- Eliminação do uso de refrigerante tipo CFC e HCFC.

Desvantagens:

- O COP é relativamente baixo comparado com os ciclos de refrigeração por compressão de vapor;
- Chillers de absorção são maiores e mais pesados em relação aos Chillers de compressão a vapor da mesma capacidade (Bereche R. 2007);
- Chillers de absorção precisam torres de resfriamento com capacidades maiores (aproximadamente 1/3 maior) que as utilizadas nos sistemas de compressão (Bereche R. 2007);
- Custo inicial do equipamento é relativamente caro;
- A utilização de água como refrigerante em sistemas de BrLi - H₂O, limita a temperatura do refrigerante que é entregue no absorvedor a temperaturas maiores do que 0°C (ponto de congelamento da água). Para temperaturas menores ao ponto de congelamento da água, deve-se usar o ciclo de refrigeração por absorção amônia - água (Bereche R. 2007).

3.3. Chiller de Absorção de simples efeito de BrLi - H₂O

No sistema de refrigeração por absorção de BrLi - H₂O o calor entra no sistema através do gerador (energia subministrada ao chiller) e no evaporador (onde é removido calor para o resfriamento da água gelada do chiller, processo 5-6), como é mostrado na figura 3.3.

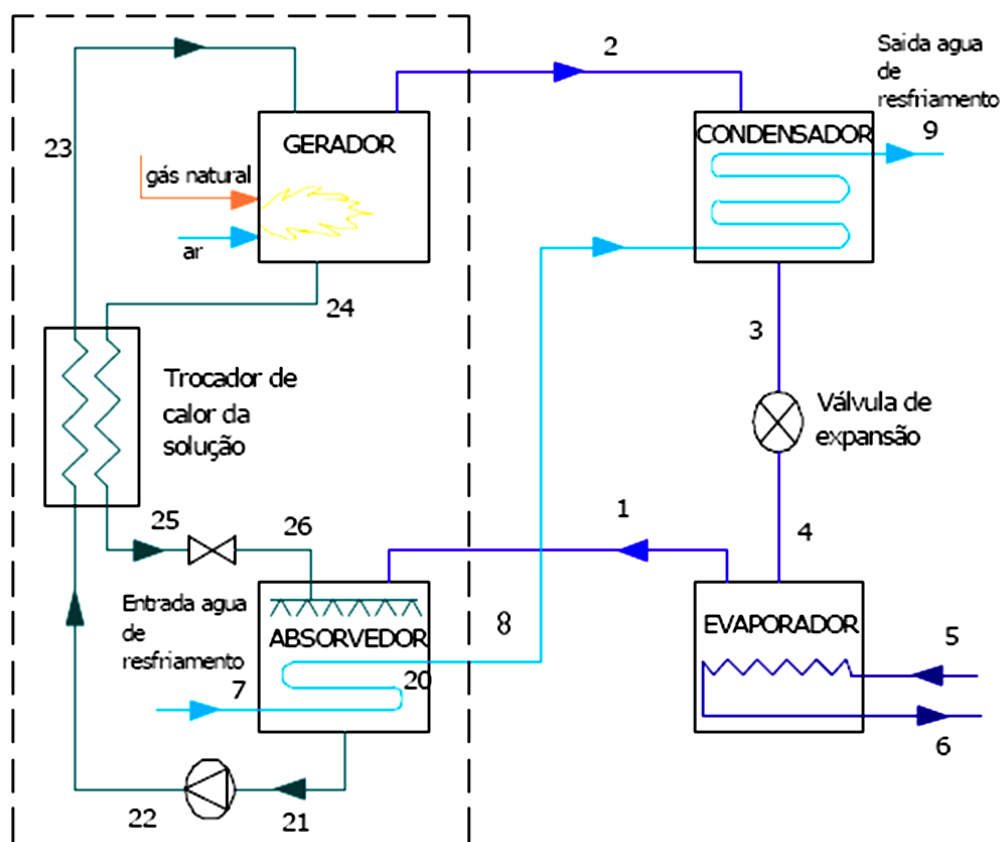


Figura 3.3. Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito BrLi - H₂O com queima direta de gás natural.
(Fonte: Bereche R. 2007).

No condensador e no absorvedor, calor é retirado mediante a circulação do fluxo de água fornecido pela torre de resfriamento. No condensador, o refrigerante entra em forma de vapor (estado 2), e é condensado, liberando calor que será transferido à água de resfriamento. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado (estado 3) e depois é expandido no mesmo dispositivo. O refrigerante a baixa pressão (estado 4) ingressa no evaporador, onde absorve calor do meio a resfriar (neste caso a água gelada a qual é usada para o condicionamento do ar). Na saída do evaporador (estado 1), o refrigerante a baixa pressão e temperatura (em fase vapor), entra no absorvedor, onde é absorvido pela solução concentrada de BrLi (estado 20). No processo de absorção, o refrigerante é condensado liberando calor, devido ao cambio de fase e do próprio processo absorptivo. Para remover o calor gerado nestes processos, um fluxo de água de resfriamento (estado 7), procedente da torre de resfriamento, circula na secção do absorvedor. Este fluxo é necessário para manter o controle da pressão, temperatura e concentração. Na saída do absorvedor (estado 21) tem-se a solução diluída, devido ao aumento da quantidade de refrigerante no processo de absorção. Esta solução diluída é bombeada até o gerador (estado 23), passando pelo trocador de calor de solução onde é pré-aquecida (processo 22-23). O objetivo deste pré-aquecimento é a redução de calor necessário no gerador. No gerador é adicionado calor de alimentação (neste caso, gases da combustão). O calor evapora o refrigerante da solução BrLi até atingir a pressão, temperatura e concentração de saturação (estado 24). O refrigerante a alta pressão e temperatura escoia para o condensador (estado 2), fechando o ciclo do refrigerante. No estado 24, a solução concentrada (devido à evaporação do refrigerante) passa pelo trocador de calor de solução onde é pré-resfriada. Depois de passar pelo trocador (estado 25), a solução concentrada é expandida, onde a pressão é reduzida (estado 26), nesse processo parte do refrigerante na solução passa a fase vapor (Bereche R. 2007);

O coeficiente de desempenho (COP) para o ciclo de simples efeito com o par BrLi - H₂O, segundo a literatura ((Bereche R. 2007; Herold et al., 1996, Bejan A. et al, 1995) esta na faixa de 0,6 a 0,7. Os fabricantes destes equipamentos apresentam também valores de COP próximos desse intervalo, como por exemplo, Yazaki (chiller utilizado neste trabalho), que apresenta COP igual a 0,71, e os fabricantes EAW, Phoenix e Rotartica apresentam valores de COP iguais a 0,7 para sistemas de simples efeito BrLi – H₂O. (Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006).

3.4. Chiller de Absorção de duplo efeito de BrLi - H₂O

O sistema de refrigeração de duplo efeito possui duas etapas de geração para separar o refrigerante da solução absorvente. A temperatura de entrada de calor ocorre com um valor mais elevado que o sistema de simples efeito, assim como um maior valor do COP, devido a que estes sistemas são capazes de utilizar a maior disponibilidade exergética oferecida pela troca de calor a uma maior temperatura. Segundo a literatura consultada (Bereche R. 2007; Herold et al., 1996, Bejan A. et al, 1995; e outros), o COP para estes sistemas variam entre 1,0 e 1,2, esta é a razão de ser mais competitivos que os sistemas de simples estagio.

Sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito no Brasil estão disponíveis comercialmente pelas empresas *Thermax* e *Broad* através de seus representantes: *Thermax* do Brasil e TUMA/BROAD (Ramos e Bezerra, 2004; TUMA/BROAD, 2006). Outros fabricantes internacionais que oferecem sistemas de duplo efeito são a Yazaki com valores de COP e a York. A Yazaki apresenta valores do COP entre 0,5 – 1,2 e a York um valor de 1,02 para equipamentos de queima direta. (Energy Tech Pro, 2004; Yazaki 2003)

Os sistemas de duplo efeito apresentam duas opções básicas referentes à instalação do circuito da solução, fluxo em paralelo e em serie, dependendo do fabricante do equipamento. A

figura 3.4 é um exemplo de uma possível configuração para o sistema de duplo efeito com queima direita de gás natural e com fluxo em paralelo. Nestes sistemas o calor entra no gerador de alta (energia fornecida ao sistema) e no evaporador (onde é removido calor para o resfriamento da água gelada do chiller, processo 27-28).

No condensador e no absorvedor, calor é retirado mediante a circulação do fluxo de água fornecido pela torre de resfriamento. No condensador, entra o refrigerante em forma de vapor procedente do gerador de baixa e condensador de alta (estado 19 e 7), então é condensado, liberando calor que será transferido para a água de resfriamento (estado 25). O refrigerante sai em forma de líquido saturado (estado 8) e é expandido no próprio dispositivo. O refrigerante a baixa pressão (estado 9) entra no evaporador, onde absorve calor do meio a resfriar (neste caso a água gelada a qual é usada para o condicionamento do ar). Seguidamente o refrigerante, a baixa pressão e temperatura (estado 10), dirige-se ao absorvedor, onde é absorvido pela solução concentrada de BrLi (estado 6). Uma vez que o refrigerante foi absorvido, este condensa liberando calor devido à mudança de fase e do processo de absorção. A remoção de calor gerado nestes processos, o fluxo de água de resfriamento circula na seção do absorvedor (estado 23), com o objetivo de manter o controle da pressão, temperatura e concentração.

Na saída do absorvedor a solução está diluída (estado 1), devido à absorção de refrigerante, a qual é bombeada até o gerador de baixa e o condensador de alta (estado 3), passando, primeiramente, pelo trocador de calor da solução sendo pré-aquecida. O objetivo deste pré-aquecimento é a redução de calor necessário no gerador. Na saída do primeiro trocador de calor da solução uma fração da solução entra no gerador de baixa e o condensador de alta (estado 3) e a outra fração da solução (estado 11) é bombeada até o gerador de alta (estado 13), passando antes pelo segundo trocador de calor da solução.

No gerador de alta é adicionada energia (calor de entrada fornecido pela combustão do gás natural). O calor evapora o refrigerante da solução BrLi - H₂O até alcançar a temperatura e concentração de saturação (estado 14) à pressão de alta (gerador de alta). O refrigerante em forma de vapor a alta pressão e temperatura (estado 17) escapa para o gerador de baixa e o condensador de alta onde cede calor. Posteriormente, o refrigerante sai como líquido saturado do gerador de baixa e o condensador de alta (estado 18), expandindo-se e entra no condensador (estado 19) em forma de mistura de fases, fechando o ciclo do refrigerante que foi ao gerador de alta.

O calor entregue no gerador de baixa e o condensador de alta evapora o refrigerante da solução do BrLi que entrou no (estado 3), até alcançar a temperatura e concentração de saturação (estado 4) à pressão média (gerador de baixa). Este refrigerante que foi evaporado (à pressão e temperatura média) segue para o condensador (estado 7), fechando o ciclo do refrigerante que entrou no gerador de baixa. Na saída do gerador de alta (estado 14), a solução concentrada (uma vez que parte do refrigerante foi evaporada) passa pelo segundo trocador de calor de solução, e é pré-resfriada. Na saída do segundo trocador (estado 15), a solução concentrada se expande, e sua pressão é reduzida (estado 16). Nesse processo uma fração do refrigerante na solução se transforma em vapor. Esta solução se mistura com a solução concentrada que sai do gerador de baixa (estado 4), passando pelo primeiro trocador de calor de solução, e é pré-resfriada novamente. Na saída do trocador de calor da solução (estado 5), a solução concentrada é expandida novamente e reduzida (estado 6). Finalmente a solução entra no absorvedor, fechando o ciclo da solução.

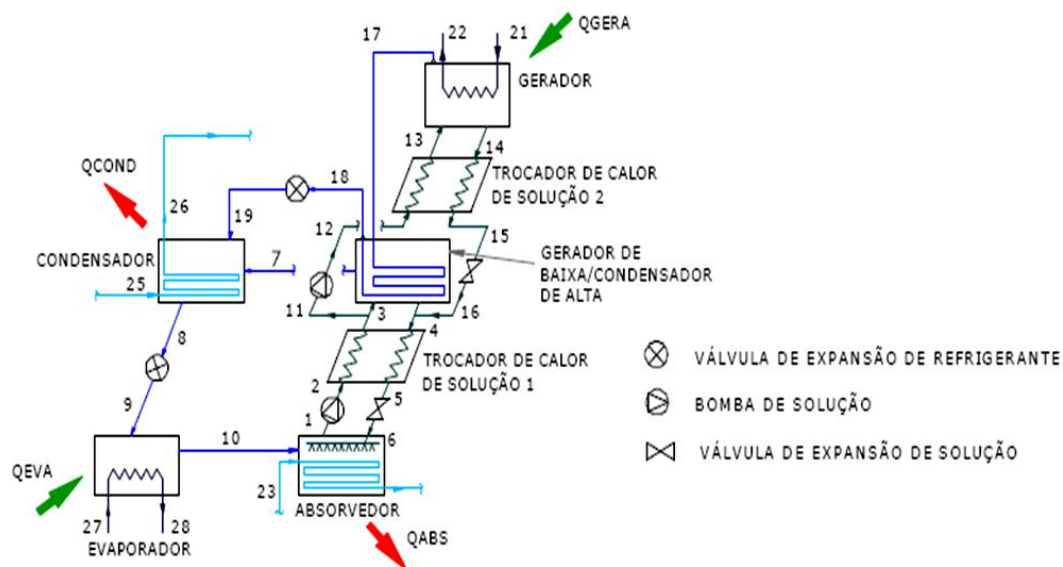


Figura 3.4. Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito BrLi – H₂O. (Fonte: Bereche R. 2007).

3.5. Problemas de cristalização da solução de brometo de lítio (BrLi)

Uns dos principais problemas no uso de sistemas de refrigeração por absorção quando se utiliza a solução de brometo de lítio – água (BrLi – H₂O) é a cristalização da solução para concentrações altas.

O problema da cristalização ocorre devido à alta temperatura e concentração do sal, neste caso brometo de lítio, para certos estados dos sistemas de absorção, originando bloqueio nas tubulações levando a uma interrupção do funcionamento do sistema. A composição do sal (BrLi) tem-se a precipitar-se quando a fração mássica excede seu ponto máximo de solubilidade. Este ponto máximo de solubilidade é função da fração mássica e a temperatura. O processo de precipitação de cristais de BrLi pode ser observado para uma mistura de solução a 100°C aproximadamente a 70% de concentração da solução. A formação de cristais de sal é muito sensível à presença de pontos de nucleação, ou seja, sucede mais rapidamente onde já existem estes cristais. Sem presença de pontos de nucleação, a supersaturação acontecerá no estado onde a concentração estiver próximo do limite de solubilidade. (Herold et al, 1996). A figura 3.5 mostra o diagrama para a solução de brometo de lítio – água. A curva de cristalização está representada na parte inferior direita. Qualquer queda na região de cristalização poder ocasionar uma solidificação da solução salina. A posição do sistema de absorção onde existem maiores possibilidades de cristalização encontra-se entre o gerador e o absorvedor, no qual, a solução está mais concentrada (Solução rica). O efeito da cristalização indica a formação de uma lama, obstruindo o funcionamento do equipamento e levando-o à paralisação total do sistema. Os sistemas de absorção podem operar anos sem ter problemas de cristalização, já que foram desenhados para evitar-lo ao máximo. A lama formada pelo processo de cristalização é úmida, e com certa viscosidade. Por este motivo, o principal procedimento para solucionar a cristalização é aumentar a temperatura na mesma proporção a qual cristaliza, até o nível no qual a viscosidade é reduzida ao máximo e o sistema de bombeamento possa circular a solução, por conseguinte, poder ser facilmente diluída usando água no evaporador (Herold et al, 1996). Além disto,

(Xiaohong L. et al. 2007) desenvolveram uma estratégia de procedimentos para evitar e solucionar a cristalização.

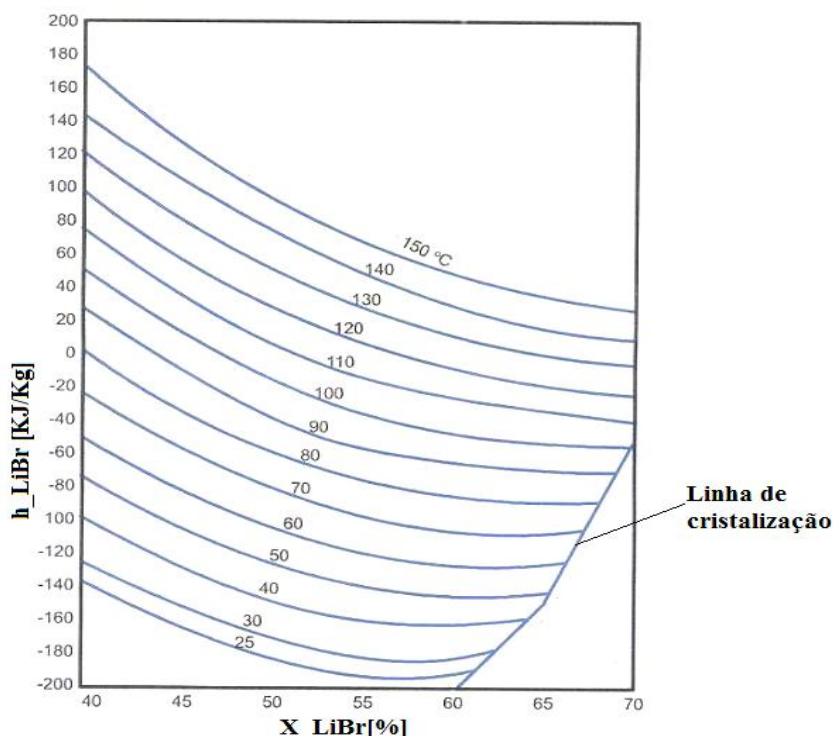


Figura 3.5. Diagrama da solução de brometo de lítio para diferentes temperaturas e concentrações. (Fonte: De Almeida G. 2006).

3.6. Corrosão e compatibilidade de materiais

Nos equipamentos de absorção, devido a sua disposição hermética, a quantidade de oxigênio que pode reagir com a solução de brometo de lítio é insignificante, permitindo uma baixa taxa de corrosão com os materiais do chiller. Para intervalos de temperaturas de chiller de absorção de simples efeito, o aço carbono e cobre são os materiais de construção ideais. Ao longo da vida dos sistemas de absorção a taxa de corrosão poder ser significativa e ocasionar problemas no funcionamento do sistema. Para isto existem duas formas que podem diminuir estes efeitos o primeiro é o controle de PH (representa uma grandeza físico-química “**potencial hidrogeniônico**”, a qual indica a acidez ($\text{PH} < 7$), neutralidade ($\text{PH} = 7$) ou alcalinidade ($\text{PH} > 7$) de uma solução líquida) e um segundo os inibidores de corrosão.

O controle de PH em sistemas de absorção pode ser alcançado mediante a adição de pequenas quantidades de ácido bromídrico (HBr) para atingir o nível neutro de PH da solução. O uso destes produtos não altera as propriedades térmicas da solução, já que eles estão presentes na solução. Os inibidores corrosivos proporcionam uma diminuição adicional na taxa de corrosão do sistema. Estes aditivos diminuem a taxa de corrosão reagindo com a superfície do material formando uma camada de óxido relativamente estável, limitando o processo de corrosão. Entre os principais aditivos temos; cromato de lítio (sendo limitado seu uso devido a sua toxicidade para plantas e peixes), molibdato de lítio (sendo menos efetivo, mas adequado para evitar a corrosão) e nitrato de lítio. (Herold et al, 1996).

3.7. Chiller de absorção avançados de BrLi – H₂O

Os ciclos de absorção de brometo de lítio - água de simples e duplo efeito são utilizados em Chillers, que são encontrados no mercado como produtos comerciais por diversos fabricantes. Mas existem outros ciclos que foram desenhados como solução para algum problema térmico específico. Estes projetos tecnológicos de absorção incluem ciclos de médio e triplo. Todos os ciclos têm uma particular área de aplicação, assim como obstáculos e limitações.

3.7.1. Ciclo de médio efeito

O ciclo de médio efeito é utilizado quando a temperatura da fonte de calor disponível é menor à mínima necessária para operar um ciclo de simples efeito. Este ciclo é simplesmente uma modificação semelhante em complexidade (mas não em eficiência) ao ciclo de duplo efeito (Bereche R. 2007). Na figura 3.6 mostra-se os elementos que conformam o sistema de absorção de médio efeito.

O ciclo de médio efeito apresenta três níveis de pressão. Os níveis de pressão alta e baixa funcionam de forma semelhante ao ciclo de simples efeito. No nível de pressão intermediária se encontra a novidade, ou seja, a modificação do sistema. O gerador de baixa pressão fornece refrigerante em forma de vapor (à pressão intermediária) ao absorvedor de alta pressão. Logo, o circuito da solução de alta conduz o refrigerante ao gerador de alta pressão, onde recebe calor e é evaporado novamente. Seguidamente o refrigerante sai ao condensador, evaporador e absorvedor de baixa, como é comum. A única variação do ciclo de médio efeito é o requerimento de um fluxo de calor a uma temperatura menor, em relação às unidades de simples estágio, mantendo a mesma temperatura de água gelada e água de resfriamento. Devido à penalidade termodinâmica permitida por este ciclo de trabalhar com temperaturas menores, o valor do COP (aproximadamente de 0,35) é frequentemente a metade do fornecido por ciclos de simples efeito. Consequentemente, a rejeição de calor é de aproximadamente 50% maior dos ciclos simples efeito (Herold et al., 1996). O intervalo de temperatura da água quente de entrada do chiller (temperatura da fonte de calor) de médio efeito esta entre 70 e 80 °C, enquanto que os ciclos de simples efeito podem operar entre valores de 100 e 110°C (Herold et al., 1996).

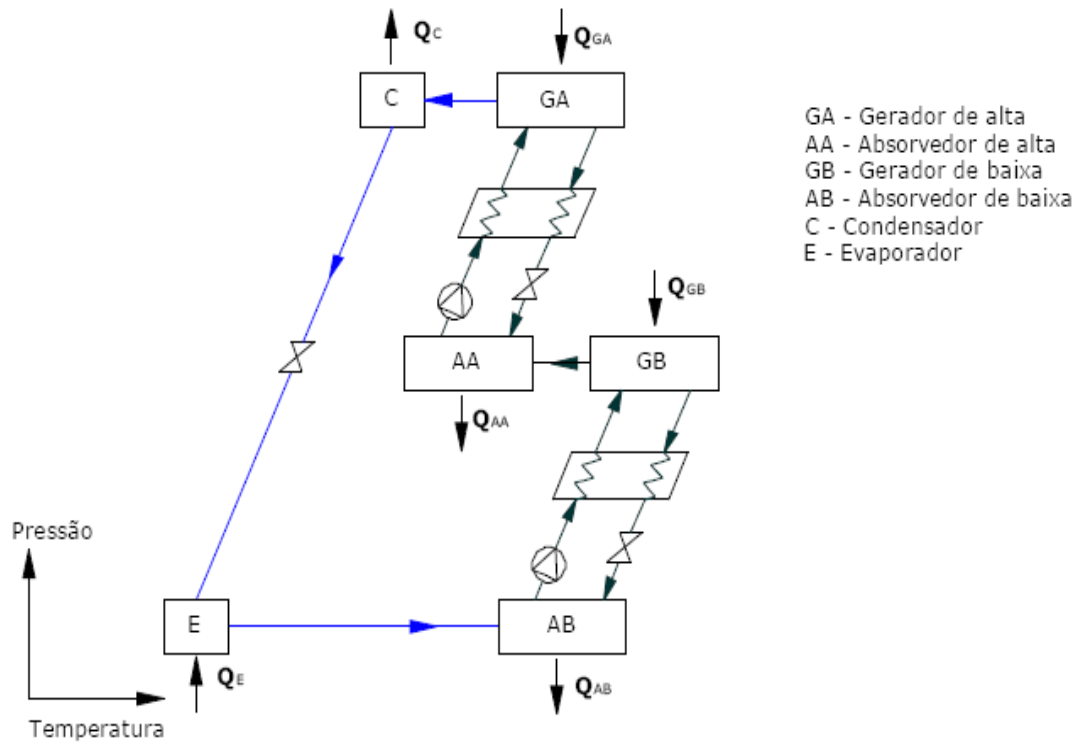


Figura 3.6. Sistema de refrigeração por absorção de médio efeito BrLi – H₂O. (Fonte: Herold et al., 1996).

3.7.2. Ciclo de triplo efeito

Triplo efeito implica de modo inerente temperaturas mais altas. (Kim D. S. e Infante Ferrerira, 2006), a temperatura no gerador de alta pressão excede os 200°C. Elevadas temperaturas causam significativos aumentos na taxa de corrosão dos materiais de construção tradicionais como foi mencionado anteriormente. Portanto, o desenvolvimento deste sistema é focalizado na solução e prevenção de problemas de corrosão. Esta tecnologia está sendo desenvolvida atualmente por vários fabricantes. A figura 3.7 mostra-se um sistema de triplo efeito de brometo de lítio - água. Pode-se considerar este sistema como uma expansão do sistema de duplo efeito, ou seja, um dispositivo de quatro níveis de pressão.

O ciclo mostrado na figura 3.7 compreende dois processos internos de troca de calor entre um condensador e um gerador. Neste sistema o calor é usado em três diferentes unidades geradoras para gerar vapor, também conhecido como sistema de três estágios. A variação deste sistema é que requer um gerador e um trocador de calor da solução adicional para o maior nível de temperatura, além da integração do condensador de alta temperatura ao gerador de maior temperatura do ciclo. Os valores do COP para este tipo de sistema variam entre 1,4 a 1,5 com valores de temperatura de entrada do fluido quente entre 200 e 230 °C.

Um programa de desenvolvimento tecnológico nessa área é o *Programa de Tecnologias Termicamente Ativadas*, do Departamento de Energia de Estados Unidos (DOE). Este programa tem a finalidade de comercializar sistemas de triplo efeito utilizando H₂O/BrLi como substâncias de trabalho operando a maiores temperaturas e maiores eficiências do que as tecnologias atualmente disponíveis. A meta do programa do DOE é melhorar a eficiência de resfriamento de 30 a 50% em comparação aos sistemas de absorção disponíveis atualmente no mercado (DeVault et al., 2001; Fiskum et al., 1996 apud Bereche R. 2007).

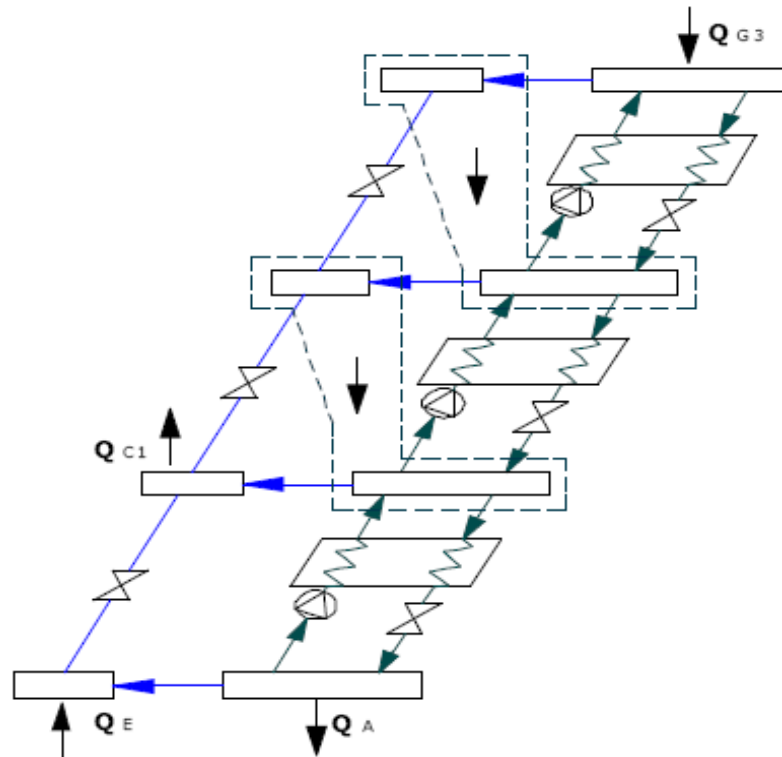


Figura 3.7. Sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito BrLi – H₂O. (Fonte: Herold et al., 1996).

3.8. Manutenção dos sistemas de absorção BrLi – H₂O

As atividades de manutenção de uma central de ar condicionado para ciclos por absorção envolvem de forma geral os seguintes procedimentos (Herold et al., 1996):

- ✓ A purga periódica de gases não absorvidos provocados pelas infiltrações e reações químicas presentes no processo de corrosão. O produto final do processo da corrosão em Chillers por absorção é o gás hidrogeno. Este gás é inerte e não absorvivo para as temperaturas de operação do ciclo, o qual ocupa o volume de vapor do equipamento, migrando desde o estado de alta para o de baixa pressão. O efeito desse gás (hidrogeno) no sistema gera é a diminuição do desempenho do condensador e do absorvedor;
- ✓ Adição periódica de álcool octílico (2-etil-1-hexanol). Esta adição induz um aumento da transmissão de massa no absorvedor originando a convecção de Marangoni (Convecção de Marangoni aparece pelo fato da tensão superficial em um fluido, sendo dependente da temperatura. Como todo processo de solidificação requer um gradiente térmico através da interface sólido-líquido aparecerá um fluxo radial da região de baixa tensão superficial para a região de alta tensão superficial. Este é um tipo de convecção independente da gravidade que, na Terra, é mascarado pela convecção térmica ou pela convecção constitucional, segundo AEB, 2009) e pode incrementar o desempenho do absorvedor;
- ✓ Adição periódica de inibidores de corrosão. Os aditivos anti - corrosivos mais conhecidos são o cromato de lítio (Li₂CrO₄), o molibdato de lítio (Li₂MoO₄) e o hidróxido de lítio (LiOH). É recomendado a concentração de 0,3% de cromato de

lítio e 0,005% de hidróxido de lítio (segundo Krueger et al. 1964). Para o molibdato de lítio a concentração recomendada é de 0,1 e 0,2% de hidróxido de lítio. O objetivo desses inibidores é reduzir as taxas de corrosão mediante a adição de uma camada de óxido, dando lugar a o fenômeno de passivação (definido como a modificação do potencial de um eletrodo no sentido de menor atividade, mais catódico ou mais nobre, devido à formação de uma película de produto de corrosão. Esta película é chamada de passivante, segundo ABRACO, 2009).

- ✓ Controle e correção periódica do PH. O potencial de oxidação da solução refrigerante é profundamente influenciado pelo seu PH. Quando a solução é ligeiramente básica as moléculas de hidróxidos (OH) em excesso formam uma camada de óxido junto à superfície dos reservatórios e as tubulações, dando origem ao efeito de passivação. Com o tempo e o acúmulo desta camada de óxido, a alcalinidade da solução forma como produto o gás hidrogênio que também ocasiona uma série de problemas, descrito anteriormente. Portanto, o PH ideal estaria próximo de 7, ou seja, o valor mais próximo da neutralidade.

A frequência destes procedimentos depende do equipamento é especificamente descrito pelo fabricante.

3.9. Tipos de aplicações usando o Chiller de absorção BrLi – H₂O

Existem inúmeras configurações e alternativas onde os sistemas de absorção de BrLi – água pode ser usados. Entre as quais temos, armazenamento de energia, cogeração e energia solar.

3.9.1. Cogeração

Por definição, a cogeração é a converção de diferentes tecnologias de energias mediante sua integração para gerar energia térmica. Sendo isto, a integração de máquinas de absorção com outros sistemas ou equipamentos energéticos pode levar ao aumento do funcionamento do sistema. A única consideração a respeitar para qualquer integração deste tipo, é que a temperatura do calor disponível de um sistema deve estar entre o intervalo de temperatura da fonte de calor do sistema de absorção. Existem numerosas aplicações sobre esta integração entre elas temos; sistema turbina a gás, aproveitamento dos gases da combustão para gerar frio, reaproveitamento de calor por qualquer processo térmico, o calor rejeitado por células de combustível, etc. Atualmente as tecnologias de cogeração tem sido uma alternativa eficiente devido a economia dos sistemas e no âmbito ambiental.

3.9.2. Resfriamento utilizando energia Solar

Os sistemas de absorção de brometo de lítio – água tem sido viável para produzir frio, mediante a obtenção de calor com o uso de sistemas de coletores solares. O sistema de absorção solar é conformado basicamente pelos coletores solares, um tanque de armazenamento de água, bombas de circulação, o chiller de absorção e a torre de resfriamento, em alguns casos trocadores de calor para o melhor aproveitamento da energia solar. A eficiência destes sistemas é função principalmente da temperatura dos coletores solares. O sistema funciona mediante o aquecimento da água que circula através dos coletores sendo esta bombeada ou recirculada (mediante o

processo de termo sifão) do chiller de absorção, ou seja, a água quente de acionamento do chiller. Este sistema pode trabalhar usando diretamente a energia que recebe dos coletores (ciclo aberto) ou mediante o armazenamento de energia no tanque da água quente (ciclo fechado). Segundo a literatura, a melhor combinação é o uso de chiller de simples efeito. Numerosos estudos foram realizados (A. Pongtornkulpsnich et al., Ahmed Hamza H et al., D.C. Wang et al., N. Ben Ezzine et al., X.Q. Zhai et al.) em laboratórios e sistemas reais, fornecendo resultados excelentes, ou seja, mais do 80% da energia total consumida pelo chiller anualmente depende do sistema de coletores solares, sendo o restante gerado por outra fonte de energia. A integração do sistema solar e de absorção é adequada devido aos valores de temperatura.

4. MODELAGEM DO CHILLER COM ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

4.1. Cálculo das propriedades da solução BrLi – H₂O

O funcionamento e eficiência dos sistemas de absorção dependem das propriedades dos fluidos de trabalho. Daqui a importância para a determinação das propriedades termodinâmicas (entalpia, calor e volume específico, entropia, e outras) que permitem o análise energético e exergético dos ciclos de absorção. A vantagem principal do uso de brometo de lítio é a sua capacidade não volátil, eliminando o uso de retificadores nos ciclos de resfriamento, e a água como absorvente evitando o problema da cristalização para uma faixa de temperatura. Devido à mistura de duas soluções em fases diferentes (BrLi; como sólido em seu estado natural, e a água; em fase líquida), dificultando o estudo da solução como uma substância simples. Por este motivo, estes componentes são tratados como uma mistura de duas substâncias, a mesma pressão e temperatura, e diferentes concentrações. As propriedades termodinâmicas das misturas são calculadas a partir das substâncias simples e das leis de misturas, além de equações de estado as quais levem em consideração a concentração dos componentes das soluções. A consistência com os resultados experimentais fornecerá a metodologia mais adequada à mistura. A relação das propriedades termodinâmicas das misturas é bem conhecida na termodinâmica química há muito tempo por Gibbs. (Herold et al., 1996).

Vários estudos termodinâmicos foram feitos através do tempo tentando descrever as propriedades da solução de brometo de lítio, e sua mistura com a água. O trabalho mais ressaltante entre os estudos é possivelmente o trabalho realizado por MacNelly (1979) apud por Kim D. S. e Infante Ferreira (2006), H.T. Chua (2000), Y. Kaita (2001), e outros. Esse autor desenvolveu correlações numéricas para o cálculo da entalpia da solução para uma ampla faixa de concentrações e temperaturas. (MacNelly apud Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006). Além, Koheler et al. (1988) apud Kim D. S. e Infante Ferreira (2006), H.T. Chua (2000), Y. Kaita (2001), e outros), apresentaram correlações numéricas para o cálculo da entropia da solução BrLi - H₂O. O estado de referência usado para a entropia de 0 kJ/kg para água líquida a 0°C e para a solução de BrLi cristalino um valor de entropia de 0 kJ/kg a 25°C, com valores de temperatura entre 0 – 100 °C e de concentrações entre 0 – 70 %.

Aphornratana e Eames (1995) apresentaram um método para o cálculo da entropia da solução de BrLi – H₂O, modificando os métodos de apresentados por Koheler et al. (1988).

Chua et al. (2000) realizaram um estudo, no qual são obtidas correlações para o cálculo da entalpia, entropia e calor específico da solução BrLi - H₂O. Os resultados foram validados com dados experimentais e numéricos encontrados na literatura. O estudo foi realizado para valores de temperatura entre 0 – 190 °C e valores de concentração entre 40 – 65 %. As correlações desenvolvidas foram catalogadas como uma ferramenta fundamental no desenho de Chillers de absorção.

Kaita (2001) devido à ausência de equações que permitiram os cálculos das propriedades da solução de BrLi – H₂O para valores elevados de temperatura desenvolveu correlações numéricas para ditos cálculos. O estudo foi direcionado a modelagem e simulação de um sistema de resfriamento por absorção de triplo efeito. A faixa de temperatura e concentração foram estabelecidas entre 40 – 210 °C e 40 - 65%, respectivamente. Essas correlações facilitaram a projeção de equipamentos de absorção de triplo efeito.

Posteriormente um dos trabalhos mais importantes nesta década foi o realizado por Kim D. S. e Infante Ferreira (2006), baseado no estudo da energia livre de Gibbs para soluções aquosas de brometo de lítio, dentro de um intervalo de temperatura de 0 – 210 °C, e concentração da solução de brometo de lítio entre 0 – 70%, com um intervalo de pressão de equilíbrio entre 74 – 1 Mpa. Eles desenvolveram correlações numéricas completas que permitiram determinar as entalpias, entropias, calores específicos para misturas de brometo de

lítio e água, com uma boa precisão comparada com resultados apresentados na literatura. Para a determinação do coeficiente osmótico foram usados mais de 405 dados experimentais para a densidade e 487 dados de pressão de vapor. Além disto, foi desenvolvida uma correlação para o cálculo da atividade da solução de brometo de lítio e da água, fator primordial no cálculo da parcela de Exergia química de qualquer processo de absorção quando é usada esta solução. As equações para o cálculo do coeficiente osmótico e de pressões de equilíbrio apresentaram variações padrões de 0,29 e 2,9 % respectivamente com os dados encontrados na literatura, especificamente por MacNelly (1979) e Koheler et al. (1988).

Finalmente Bereche (2007) realizou um estudo sobre sistemas de absorção de simples efeito e duplo efeito, considerando as correlações empregadas por Kim D. S. e Infante Ferreira (2006), por ser o trabalho mais recente na época, e com correlações mais completas, obtendo bom resultados, além disso, considerando a exergia química dos sistemas de absorção usando a solução de BrLi – H₂O.

Uma definição importante no processo de cálculos das propriedades termodinâmicas e valores exergeticos da mistura BrLi – H₂O é o potencial químico de um elemento, o qual é definido como a energia livre parcial molar de Gibbs deste elemento dentro de uma solução. Portanto, pode ser considerado como a força motriz para a difusão de átomos de uma molécula específica.

4.1.1. Estado de Referência para a solução BrLi – H₂O

Uns dos aspectos relevantes nos cálculos das propriedades termodinâmicas é o estado de referência dos componentes da solução, no caso da entalpia e entropia (não relevante para propriedades volumétricas). As propriedades energéticas são baseadas em diferenças segundo a primeira Lei da termodinâmica, devido a que valores absolutos de energia não têm nenhum significado intrínseco. Daqui a importância da seleção de um estado de referência, já que as misturas (BrLi – H₂O), esta composta por dois componentes puros que contribuem com seu próprio estado de referência. Para uma mistura binária (BrLi – H₂O) os estados de referência dos valores de entalpias são afeitos, já que cada componente da solução contribui com uma parcela parcial de massa da entalpia na mistura, o que implica que para comparar valores de entalpias dos diferentes estados de referência, é necessário realizar uma correção linear da fração mássica dos valores de entalpias para obter outro estado de referência compatível aos dois estudados. (Herold et al., 1996).

Na mistura de BrLi – H₂O, o BrLi puro é encontrado na natureza em fase sólida a temperatura e pressão do ambiente, porém, quando é misturado com água tende formar uma solução aquosa, o qual complica o estudo da mistura, já que se encontra numa fase de transição sólida – líquida. Para evitar este problema e poder analisar a solução como uma mistura, é comumente selecionado o estado de referência do BrLi puro, com concentração de 50% e temperatura de 0°C para a determinação das propriedades termodinâmicas. (Herold et al., 1996).

Segundo (Herold et al., 1996, Chua et al. 2000, Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006 e Bereche 2007), o estado de referência recomendado para a determinação das propriedades termodinâmicas é de água pura e solução BrLi com uma concentração de 50 % a 0°C, para a entalpia, e para a entropia foi tomada água pura com zero de entropia e a solução de BrLi novamente a 50 % em base mássica a 0 °C de temperatura. Esses valores de referência serão adotados neste estudo para a determinação das propriedades de entalpia e entropia. A tabela 4.1 mostra os valores de referência usados neste estudo recomendados pelos diferentes autores mencionados anteriormente.

Tabela 4.1. Valores de referência usados para a determinação das propriedades termodinâmicas.

$\bar{h}_{BrLi,0}^{\infty}$ [KJ/Kmol]	$\bar{s}_{BrLi,0}^{\infty}$ [KJ/Kmol · K]	$\bar{h}_{H2O,0}^l$ [KJ/Kmol]	$\bar{s}_{H2O,0}^l$ [KJ/Kmol · K]	T_o [K]	p_o^* [Kpa]
-57,1521	47,5562	0	0	273,15	0,6108

4.1.2. Entalpia da solução BrLi – H₂O

Como já foi mencionando anteriormente, as correlações numéricas empregadas para o cálculo da entalpia da solução BrLi – H₂O serão as apresentadas na literatura (Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006). A entalpia molar da mistura é expressa na seguinte forma:

$$\bar{h} = y_{BrLi} \cdot \bar{h}_{BrLi(T,p)}^{\infty} + (1 - y_{BrLi}) \cdot \bar{h}_{H2O(T,p)}^l + \bar{h}_{(T,p,m)}^E \quad (4.1)$$

Sendo $\bar{h}_{BrLi(T,p)}^{\infty}$, a entalpia molar do fluído ideal de brometo de lítio, $\bar{h}_{H2O(T,p)}^l$, a entalpia molar da água pura, e $\bar{h}_{(T,p,m)}^E$ o excesso de entalpia, também chamado fator de correção da mistura real. Esses termos podem ser determinados segundo as seguintes equações:

$$\bar{h}_{BrLi}^{\infty} = \bar{h}_{H2O,0}^l + \int_{T_0}^T \bar{Cp}_{H2O}^l dT - \left[\bar{V}_{BrLi}^{\infty} - T \left(\frac{\partial \bar{V}_{BrLi}^{\infty}}{\partial T} \right)_p \right] (p - p_0^*) \quad (4.2)$$

$$\bar{h}_{H2O}^l = \bar{h}_{H2O,0}^l + \int_{T_0}^T \bar{Cp}_{H2O}^l dT - \int_{p_0^*}^p \left[\bar{V}_{H2O}^l - T \left(\frac{\partial \bar{V}_{H2O}^l}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (4.3)$$

$$\bar{h}^E = -y_{BrLi} \cdot v_s \cdot \bar{R} \cdot T^2 \sum_{i=1}^6 \frac{2}{i} \left[\frac{\partial a_i}{\partial T} + \frac{i}{2v_s} \cdot \frac{\partial b_i}{\partial T} p \right] \cdot m^{i/2} \quad (4.4)$$

Onde v_s representa o numero de dissociação do soluto (BrLi). Para o caso do BrLi $v_s = 2$.

$$\bar{Cp}_{BrLi}^{\infty} = \frac{\bar{R}}{T^2} \sum_{j=0}^2 \frac{c_j}{T^j} \quad (4.5)$$

$$\bar{Cp}_{H2O}^l = \bar{R} \sum_{j=0}^2 d_j T^j \quad (4.6)$$

$$\bar{V}_{BrLi}^{\infty} = R \cdot T \cdot b_0 \quad (4.7)$$

$$\bar{V}_{H2O}^l = R \cdot \sum_{j=0}^2 e_j T^j \quad (4.8)$$

$$a_i = \sum_{j=0}^2 \frac{a_{ij}}{T^j} \quad (4.9)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 \frac{b_{ij}}{T^j} \quad (4.10)$$

$$y_{BrLi} = \frac{N_{BrLi}}{N_{BrLi} + N_{H2O}} = \frac{x_{BrLi}}{x_{BrLi} + \frac{M_{BrLi}}{M_{H2O}} \cdot (1 - x_{BrLi})} \quad (4.11)$$

Para expressar a entalpia em função da massa [KJ/Kg] temos:

$$h = \frac{\bar{h}}{\bar{M}_{sol}} \quad (4.12)$$

Sendo a massa da solução função das frações molares do brometo de lítio e da água, expressa como:

$$\bar{M}_{sol} = y_{BrLi} \cdot \bar{M}_{BrLi} + (1 - y_{BrLi}) \cdot \bar{M}_{H_2O} \quad (4.13)$$

A figura 4.1 mostra a variação da entalpia da solução brometo de lítio – água em função da concentração da solução para os valores de temperaturas estabelecidos segundo o trabalho de Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006).

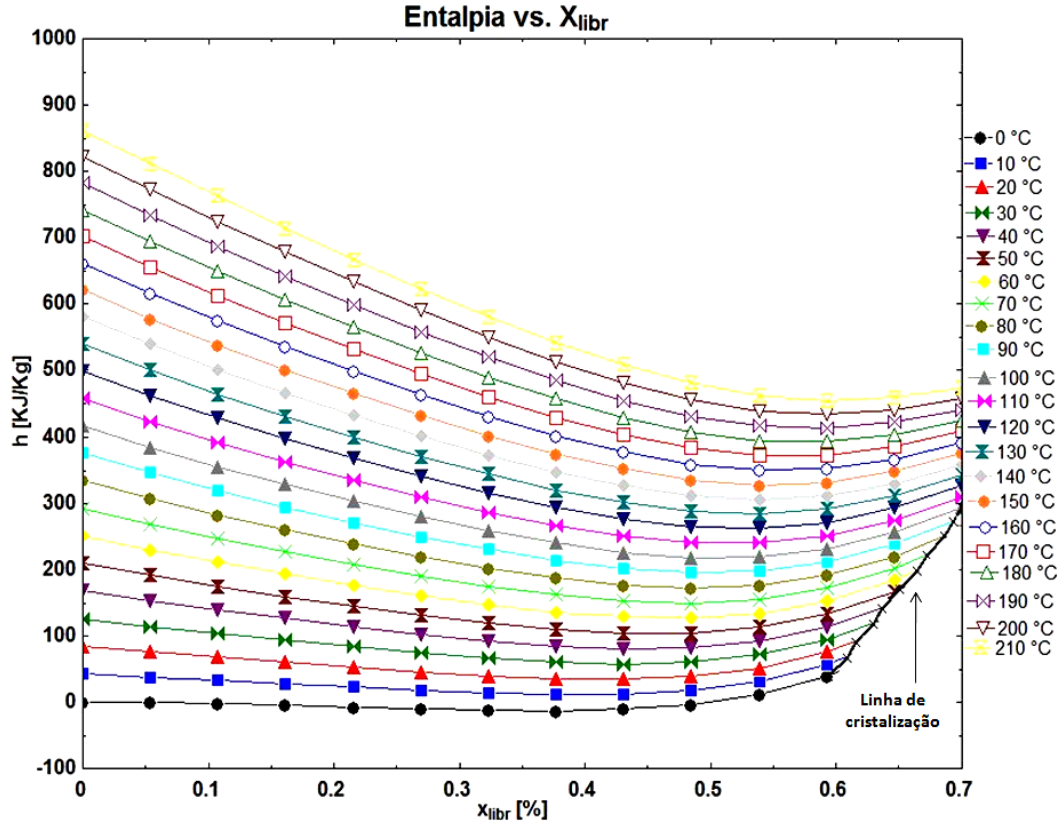


Figura 4.1. Entalpia da solução BrLi – H₂O em função da concentração.

4.1.3. Entropia da solução BrLi – H₂O

Igualmente como na entalpia, para o cálculo das entropias da solução de BrLi – águas serão empregadas as correlações numéricas segundo Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006). A entropia molar da mistura é expressa na seguinte forma:

$$\bar{s} = y_{BrLi} \cdot \bar{s}_{BrLi(T,p)}^{\infty} + (1 - y_{BrLi}) \cdot \bar{s}_{H_2O(T,p)}^l - y_{BrLi} \cdot v_s \cdot \bar{R} \left[\ln \left(\frac{m}{m_0} \right) - 1 \right] + \bar{s}_{(T,p,m)}^E \quad (4.14)$$

Sendo $\bar{s}_{BrLi(T,p)}^{\infty}$ a entropia molar do fluido ideal de brometo de lítio, $\bar{s}_{H_2O(T,p)}^l$ a entropia molar da água pura, $y_{BrLi} \cdot v_s \cdot \bar{R} \left[\ln \left(\frac{m}{m_0} \right) - 1 \right] + \bar{s}_{(T,p,m)}^E$ a geração de entropia numa mistura ideal, e $\bar{h}_{(T,p,m)}^E$ a geração de entropia adicional para um processo real de mistura ou excesso de entropia. Esses termos podem ser determinados segundo as seguintes equações:

$$\bar{s}_{BrLi}^{\infty} = \bar{s}_{BrLi,0}^{\infty} + \int_{T_0}^T \frac{\bar{C}_{p,BrLi}^{\infty}}{T} dT - \int_{p_0^*}^p \left(\frac{\partial \bar{V}_{BrLi}^{\infty}}{\partial T} \right)_p dp \quad (4.15)$$

$$\bar{s}_{H2O}^l = \bar{s}_{H2O,0}^l + \int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_{p_{H2O}}^l}{T} dT - \int_{p_0^*}^p \left(\frac{\partial \bar{v}_{H2O}^l}{\partial T} \right)_p dp \quad (4.16)$$

$$\bar{s}^E = -y_{BrLi} \cdot v_s \cdot \bar{R} \cdot \sum_{i=1}^6 \frac{2}{i} \left[a_i + \frac{ib_i}{2v_s} p + T \cdot \left(\frac{\partial a_i}{\partial T} + \frac{i}{2v_s} \cdot \frac{\partial b_i}{\partial T} p \right) \right] \cdot m^{i/2} \quad (4.17)$$

A tabela 4.2 mostra as constantes das correlações numéricas empregadas segundo Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006).

Tabela 4.2. Constantes das equações.

Constantes	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$
a_{1j}	$-2,19631551 \times 10^1$	$4,9372316 \times 10^3$	$-6,5548406 \times 10^5$
a_{2j}	$3,8104752 \times 10^3$	$2,6115345 \times 10^6$	$-6,5548406 \times 10^5$
a_{3j}	$1,2280854 \times 10^5$	$-7,7187923 \times 10^7$	$1,0398560 \times 10^{10}$
a_{4j}	$-1,4716737 \times 10^6$	$9,1952848 \times 10^8$	$-1,1894502 \times 10^{11}$
a_{5j}	$7,7658213 \times 10^6$	$-4,9375666 \times 10^9$	$6,3175547 \times 10^{11}$
a_{6j}	$-1,5118922 \times 10^7$	$9,8399744 \times 10^9$	$-1,2737898 \times 10^{12}$
b_{0j}	$-4,4178654 \times 10^{-5}$	$3,1148992 \times 10^{-2}$	$-4,36112260$
b_{1j}	$3,0793992 \times 10^{-4}$	$-1,8632098 \times 10^{-1}$	$2,7387137 \times 10^1$
b_{2j}	$-4,0807943 \times 10^{-4}$	$2,1607955 \times 10^{-1}$	$-2,5175971 \times 10^1$
b_{3j}	0	0	0
b_{4j}	0	0	0
b_{5j}	0	0	0
b_{6j}	0	0	0
c_j	$-9,4401336 \times 10^5$	$-5,8423257 \times 10^8$	0
d_j	$1,1971933 \times 10^1$	$-1,8305511 \times 10^{-2}$	$2,8709378 \times 10^{-5}$
e_j	2.6629961×10^{-3}	$-3.8651891 \times 10^{-6}$	7.4648411×10^{-9}

A figura 4.2 mostra a variação da entropia da solução brometo de lítio – água em função da concentração da solução para os valores de temperaturas estabelecidos segundo o trabalho de Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006).

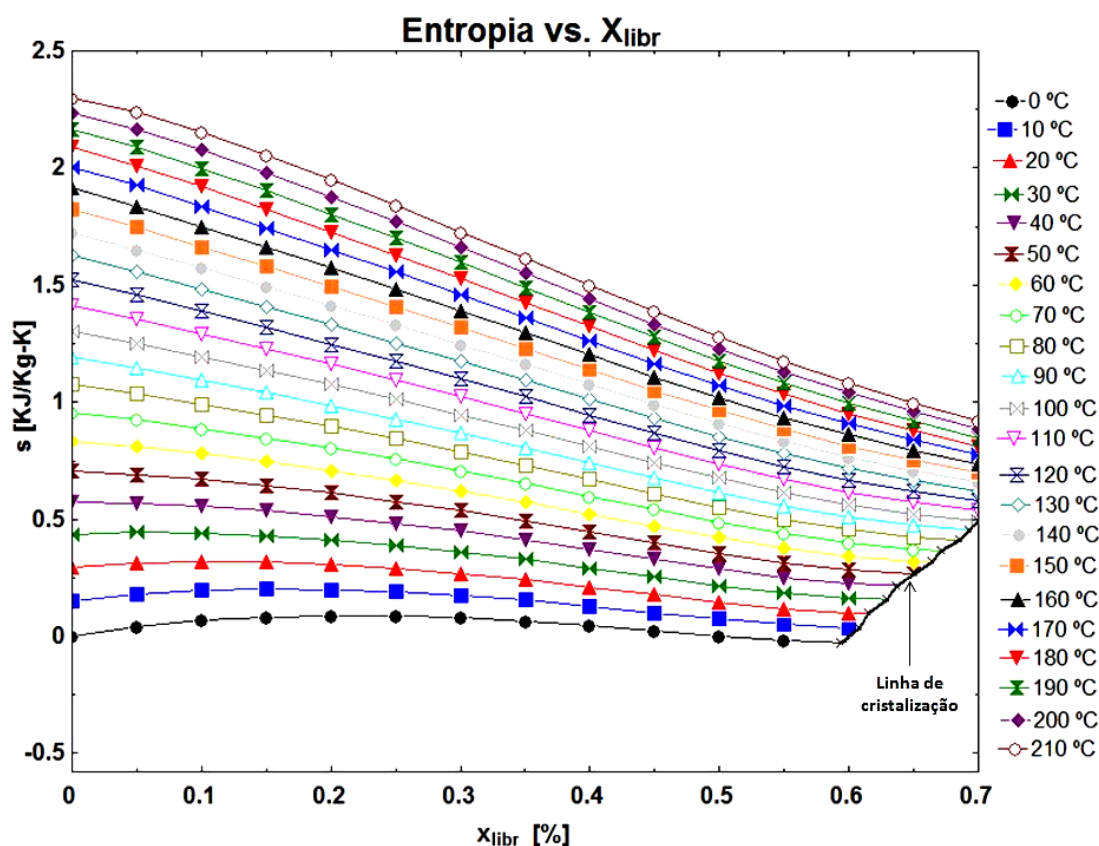


Figura 4.2. Entropia da solução BrLi – H₂O em função da concentração.

4.1.4. Comparação das propriedades termodinâmicas com outros trabalhos

Como foi citado anteriormente, à mistura das duas soluções em diferentes fases é tratada como uma mistura de substâncias, e desta forma a determinação das propriedades termodinâmicas (entalpia e entropia). Devido a isto, foi possível comparar os resultados obtidos segundo o modelo de Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) com outros autores. A comparação foi realizada com os dados obtidos por Chua et al, (2000), com faixa de temperatura de 0 a 190 °C e na concentração de 0 a 75%, e pelos obtidos pelas correlações apresentadas pela ASHRAE (1987 – 1993). A faixa de temperatura permitida nas correlações da ASHRAE é de 16 a 149 °C e uma faixa de concentração entre 40 a 70%.

As tabelas e as figuras 4.3, 4.4 e 4.5 mostram os valores de entalpias obtidos pelos diferentes modelos Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006), Chua et. al, (2000) e ASHRAE (1987 – 1993). Além disso, as tabelas mostram as diferenças existentes entres os modelos mencionados.

A comparação foi realizada para valores de temperatura entre 0 – 190 °C, devido aos limites de temperatura permitidos pelos outros modelos e três diferentes valores de concentração da solução (0 30 e 50 %).

Como podem observar-se os valores do modelo selecionado neste estudo, mostrados na tabela 4.3, são quase os mesmos com os outros modelos, apresentado uma diferença maior de 6,8 [KJ/Kg] para uma temperatura de 190 [°C] com o modelo da ASHRAE, e de 0,14 [KJ/Kg] para as temperaturas de 110 e 140 com o modelo de Chua et. al.

Na figura 4.3 pode-se observar que as linhas estão praticamente superpostas entre si para os três modelos.

Tabela 4.3. Comparação da entalpia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por ASHRAE (1987 – 1993), Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al. (2000).

Ashrae	Kim e Ferreira	Chua et. al	T [°C]	Δh (Ashrae -Kim)	Δh (Chua-Kim)
-1,896	-0,022	-0,040	0	1,874	0,018
40,350	41,990	41,990	10	1,640	0,000
82,600	83,900	83,840	20	1,300	0,060
124,800	125,800	125,670	30	1,000	0,130
167,100	167,600	167,500	40	0,500	0,100
209,300	209,300	209,330	50	0,000	0,030
251,600	251,100	251,150	60	0,500	0,050
293,800	293,000	293,010	70	0,800	0,010
336,100	334,900	334,930	80	1,200	0,030
378,300	376,900	376,930	90	1,400	0,030
420,600	419,000	419,060	100	1,600	0,060
462,800	461,200	461,340	110	1,600	0,140
505,100	503,700	503,780	120	1,400	0,080
547,300	546,300	546,410	130	1,000	0,110
589,600	589,100	589,240	140	0,500	0,140
631,800	632,200	632,320	150	0,400	0,120
674,100	675,600	675,650	160	1,500	0,050
716,300	719,300	719,280	170	3,000	0,020
758,600	763,300	763,250	180	4,700	0,050
800,800	807,600	807,600	190	6,800	0,000

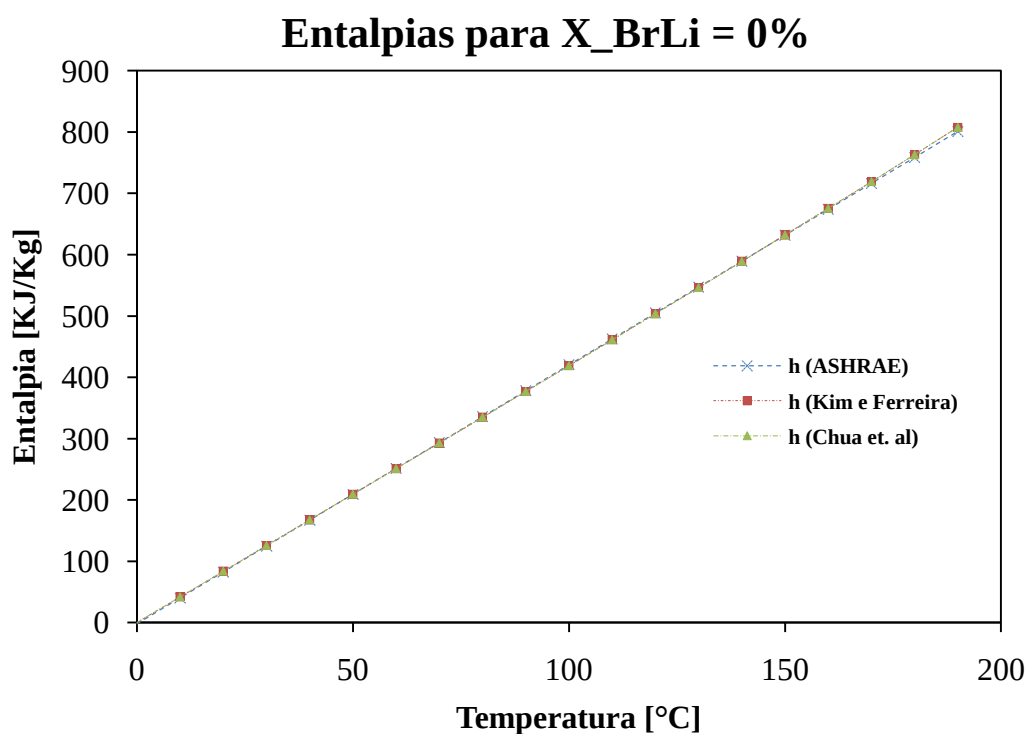


Figura 4.3. Comparação da entalpia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por ASHRAE (1987 – 1993), Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al. (2000).

Tabela 4.4. Comparação da entalpia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por ASHRAE (1987 – 1993), Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al. (2000).

Ashrae	Kim e Ferreira	Chua et. al	T [°C]	Δh (Ashrae -Kim)	Δh (Chua-Kim)
-15,850	-11,550	-11,700	0	4,300	0,150
12,310	14,980	14,620	10	2,670	0,360
40,460	41,880	41,230	20	1,420	0,650
68,610	69,120	68,350	30	0,510	0,770
96,770	96,650	95,840	40	0,120	0,810
124,900	124,400	123,590	50	0,500	0,810
153,100	152,500	151,580	60	0,600	0,920
181,200	180,800	179,530	70	0,400	1,270
209,400	209,200	207,620	80	0,200	1,580
237,500	238,000	235,840	90	0,500	2,160
265,700	266,900	264,200	100	1,200	2,700
293,800	296,000	292,690	110	2,200	3,310
322,000	325,400	321,310	120	3,400	4,090
350,200	354,900	350,060	130	4,700	4,840
378,300	381,700	378,940	140	3,400	2,760
406,500	409,800	407,930	150	3,300	1,870
434,600	440,100	437,050	160	5,500	3,050
462,800	469,600	466,280	170	6,800	3,320
490,900	500,500	495,650	180	9,600	4,850
519,100	526,600	525,130	190	7,500	1,470

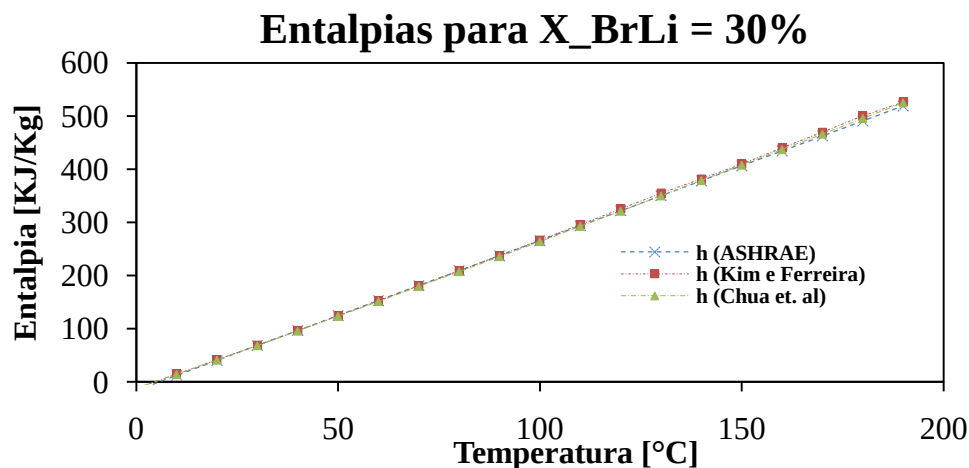


Figura 4.4. Comparação da entalpia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por ASHRAE (1987 – 1993), Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al. (2000).

Como podem observar-se os valores do modelo selecionado neste estudo, mostrados na tabela 4.4, são quase os mesmos com os outros modelos, apresentado uma diferença maior de 9,6 [KJ/Kg] para uma temperatura de 180 [°C] com o modelo da ASHRAE, e de 4,85 [KJ/Kg] para uma temperatura de 180 com o modelo de Chua et. al.

Na figura 4.4 pode-se observar que as linhas estão praticamente superpostas entre os três modelos, apresentando uma pequena separação para uma faixa de temperatura entre 150 e 190 [°C].

Tabela 4.5. Comparação da entalpia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por ASHRAE (1987 – 1993), Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al. (2000).

Ashrae	Kim e Ferreira	Chua et. Al	T [°C]	Δh (Ashrae -Kim)	Δh (Chua-Kim)
-5,285	-0,009	-0,020	0	5,276	0,011
16,470	20,450	18,950	10	3,980	1,500
38,270	41,310	39,180	20	3,040	2,130
60,110	62,520	60,310	30	2,410	2,210
81,990	84,010	81,880	40	2,020	2,130
103,900	105,700	103,690	50	1,800	2,010
125,900	127,700	125,760	60	1,800	1,940
147,900	149,800	147,620	70	1,900	2,180
170,000	172,000	169,580	80	2,000	2,420
192,100	194,500	191,650	90	2,400	2,850
214,200	217,000	213,810	100	2,800	3,190
236,400	239,700	236,080	110	3,300	3,620
258,600	262,500	258,450	120	3,900	4,050
280,900	285,500	280,930	130	4,600	4,570
303,200	308,600	303,500	140	5,400	5,100
325,600	331,800	326,180	150	6,200	5,620
348,000	355,200	348,960	160	7,200	6,240
370,400	378,700	371,840	170	8,300	6,860
392,900	400,400	394,820	180	7,500	5,580
415,500	420,300	417,910	190	4,800	2,390

Novamente, podem observar-se os valores do modelo selecionado neste estudo, mostrados na tabela 4.5, são quase os mesmos com os outros modelos, apresentado uma diferença maior de 8,3 [KJ/Kg] para uma temperatura de 170 [°C] com o modelo da ASHRAE, (1993), e de 6,86 [KJ/Kg] para uma temperatura de 180 com o modelo de Chua et. al. (2006).

Na figura 4.5, novamente, pode-se observar que as linhas estão praticamente superpostas entre os três modelos, apresentando uma pequena separação para uma faixa de temperatura entre 110 e 190 [°C].

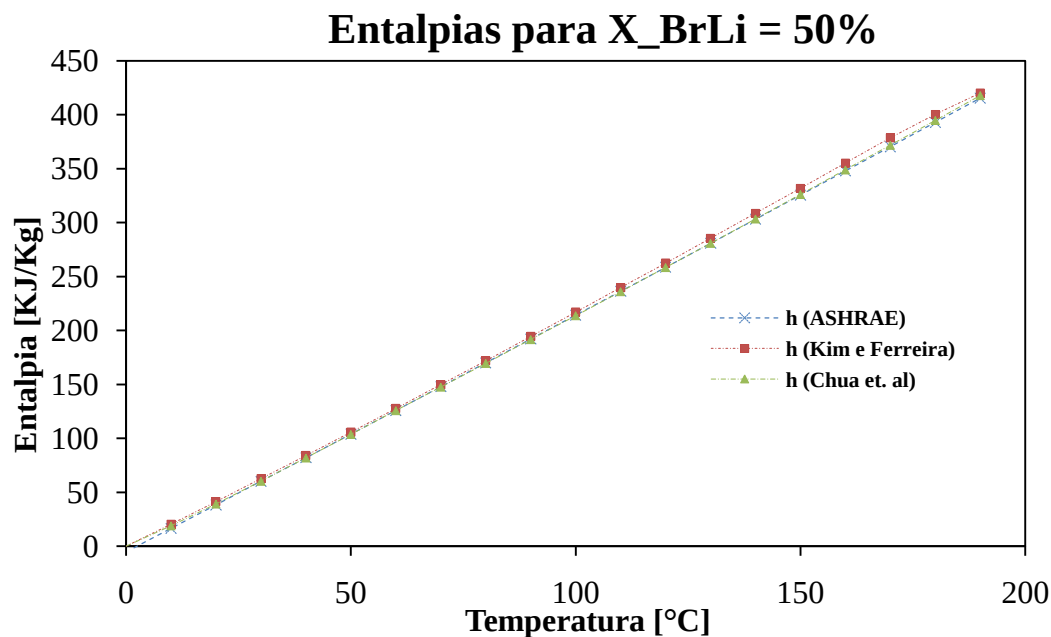


Figura 4.5. Comparação da entalpia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por ASHRAE (1987 – 1993), Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al. (2000).

As tabelas e as figuras 4.6, 4.7 e 4.8 mostram os resultados e a diferença entre os dois modelos.

Tabela 4.6. Comparação da entropia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al., (2000).

Kim e Ferreira	Chua et. al	T [°C]	Δs (Chua-Kim)
0,0002	-0,0002	0	0,0004
0,1512	0,1510	10	0,0003
0,2966	0,2962	20	0,0004
0,4370	0,4365	30	0,0004
0,5726	0,5723	40	0,0003
0,7038	0,7037	50	0,0001
0,8310	0,8312	60	0,0001
0,9545	0,9549	70	0,0004
1,0745	1,0753	80	0,0008
1,1911	1,1925	90	0,0015
1,3045	1,3688	100	0,0643
1,4147	1,4186	110	0,0038
1,5219	1,5278	120	0,0059
1,6258	1,6346	130	0,0089
1,7263	1,7394	140	0,0130
1,8233	1,8421	150	0,0188
1,9162	1,9429	160	0,0267
2,0047	2,0421	170	0,0374
2,0880	2,1397	180	0,0516
2,1654	2,2358	190	0,0704

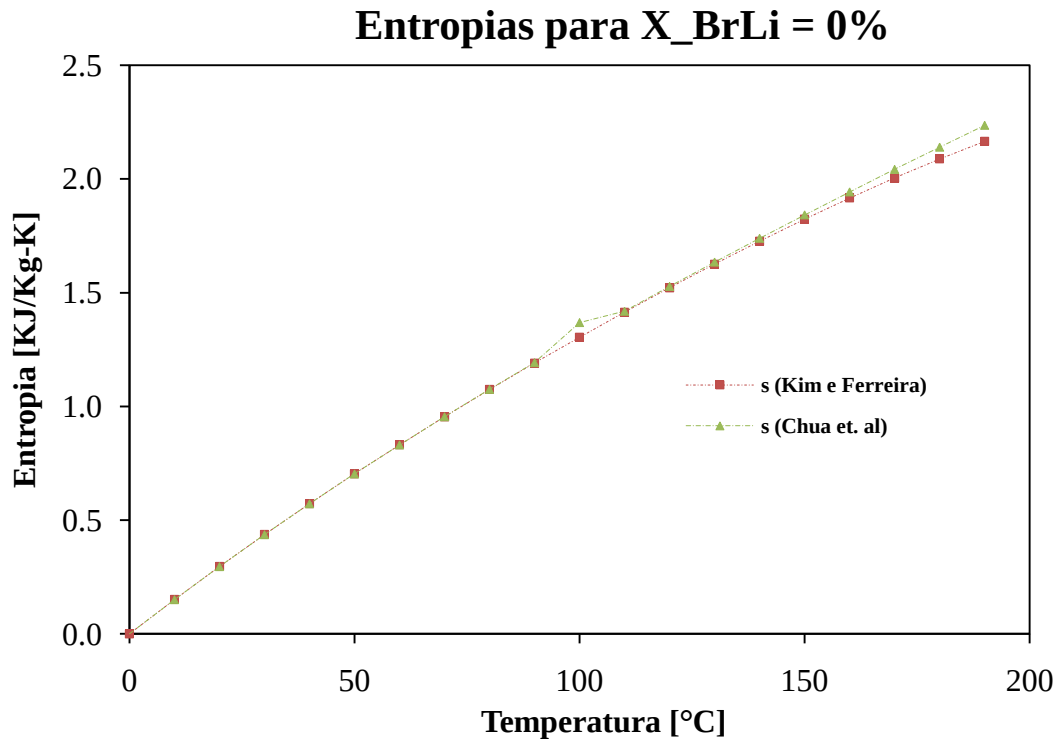


Figura 4.6. Comparação da entropia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 0% para os modelos propostos por Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al., (2000).

Para o caso da entropia da solução de BrLi – H₂O foi comparada unicamente com o modelo apresentado por Chua et. al, (2000), já que a ASHRAE não apresenta correlações nos cálculos de entropia.

Como podem observar-se os valores do modelo selecionado neste estudo, mostrados na tabela 4.6, são quase os mesmos com o outro modelo, apresentado uma diferença maior de 0,0704 [KJ/Kg-K] para uma temperatura de 190 [°C] com o modelo de Chua et. al.

Na figura 4.6 pode-se observar, também, que as linhas estão praticamente superpostas entre si, com uma diferença maior para uma faixa de temperatura entre 70 – 190 [°C].

Outra vez pode-se observar que os valores do modelo selecionado neste estudo, mostrados na tabela 4.7, são quase os mesmos com o outro modelo, apresentado uma diferença maior de 0,03322 [KJ/Kg-K] para uma temperatura de 190 [°C] com o modelo de Chua et. al.

Na figura 4.7 pode-se observar, também, que as linhas estão praticamente superpostas entre si, com uma diferença para uma faixa de temperatura entre 70 – 190 [°C].

Tabela 4.7. Comparação da entropia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al., (2000).

Kim e Ferreira	Chua et. al	T [°C]	Δs (Chua-Kim)
0,07947	0,09309	0	0,01362
0,17480	0,17500	10	0,00020
0,26820	0,26500	20	0,00320
0,35950	0,35600	30	0,00350
0,44880	0,44500	40	0,00380
0,53620	0,53200	50	0,00420
0,62170	0,61700	60	0,00470
0,70530	0,70000	70	0,00530
0,78710	0,78100	80	0,00610
0,86730	0,86000	90	0,00730
0,94580	0,93700	100	0,00880
1,02300	1,01186	110	0,01114
1,09800	1,08556	120	0,01244
1,17300	1,15771	130	0,01529
1,24600	1,22840	140	0,01760
1,31800	1,29766	150	0,02034
1,38800	1,36558	160	0,02242
1,45800	1,43220	170	0,02580
1,52700	1,49758	180	0,02942
1,59500	1,56178	190	0,03322

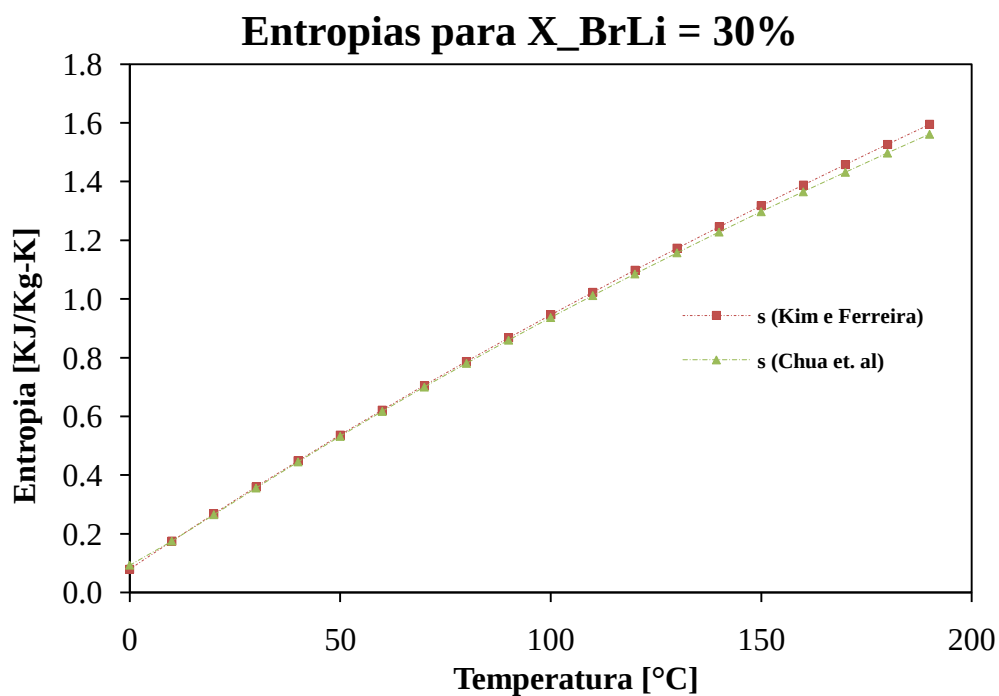


Figura 4.7. Comparação da entropia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 30% para os modelos propostos por Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al., (2000).

Tabela 4.8. Comparação da entropia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al., (2000).

Kim e Ferreira	Chua et. al	T [°C]	Δs (Chua-Kim)
0,00006	-0,00007	0	0,00013
0,07359	0,06812	10	0,00547
0,14600	0,13832	20	0,00768
0,21710	0,20900	30	0,00810
0,28680	0,27900	40	0,00780
0,35510	0,34800	50	0,00710
0,42190	0,41500	60	0,00690
0,48730	0,48000	70	0,00730
0,55130	0,54300	80	0,00830
0,61390	0,60400	90	0,00990
0,67520	0,66500	100	0,01020
0,73520	0,72300	110	0,01220
0,79400	0,78100	120	0,01300
0,85160	0,83700	130	0,01460
0,90820	0,89300	140	0,01520
0,96380	0,94700	150	0,01680
1,01800	1,00210	160	0,01590
1,07200	1,05243	170	0,01957
1,12500	1,10372	180	0,02128
1,17700	1,15410	190	0,02290

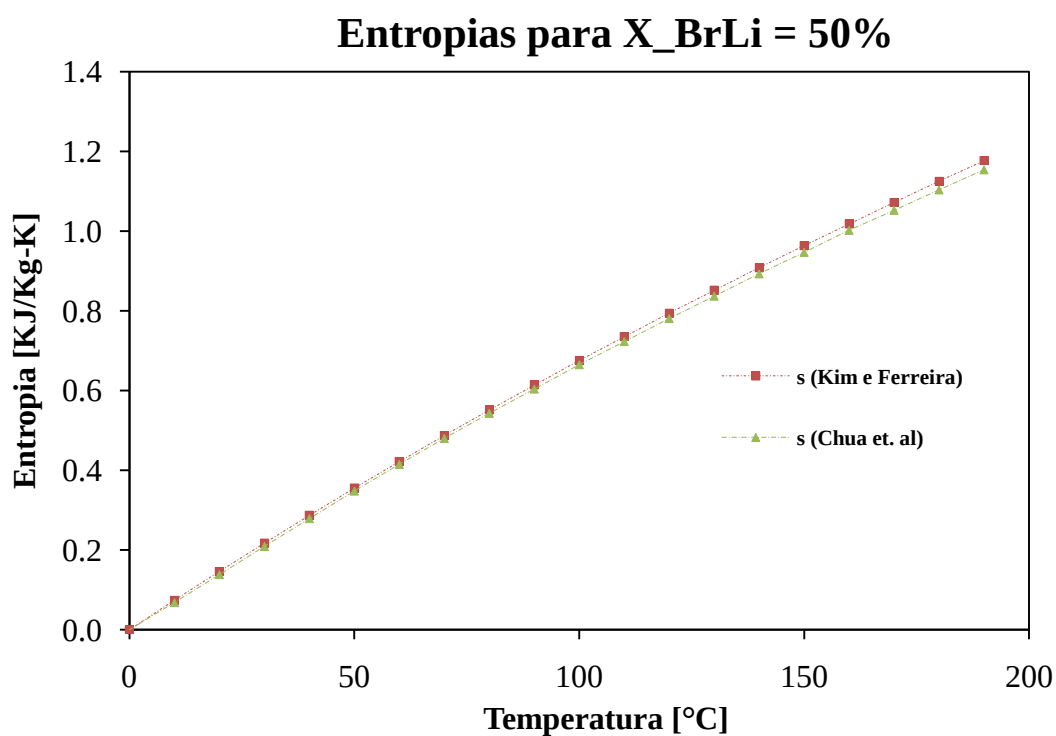


Figura 4.8. Comparação da entropia da solução BrLi – H₂O para uma concentração de 50% para os modelos propostos por Kim D. S. e Infante Ferreira, (2006) e Chua et. al., (2000).

Outra vez se pode observar que os valores do modelo selecionado neste estudo, mostrados na tabela 4.8, são quase os mesmos com o outro modelo, apresentado uma diferença maior de 0,02290 [KJ/Kg-K] para uma temperatura de 190 [°C] com o modelo de Chua et. al.

Na figura 4.8 se pode observar, também, que as linhas estão praticamente superpostas entre si, com uma diferença para uma faixa de temperatura entre 70 – 190 [°C].

Como foi mencionado anteriormente, nenhum dos modelos pode determinar os valores exatos da solução BrLi – H₂O, já que os componentes se encontram em diferentes fases, portanto, recorre-se a correlações numéricas para simular e aproximar estas propriedades a partir dos resultados experimentais. Por conseguinte, quaisquer que seja o modelo a usar, segundo as faixas de temperatura e concentração, representará corretamente a solução. O motivo principal para escolher o modelo de Kim D. S. e Ferreira Infante, (2006), foi pela grande faixa de concentração e temperatura, além de ser o trabalho mais recente sobre a determinação de propriedades termodinâmicas da solução de BrLi – H₂O.

4.1.5. Molalidade

Representa a concentração de soluto existente no solvente, ou seja, quantidade de brometo de lítio na água. É definido como o número de quilomoles de soluto (BrLi) por quilograma de solvente (água). (Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006). A molalidade pode ser obtida através da fração molar ou da concentração mássica do brometo de lítio, segundo:

$$m = \frac{x_{BrLi}}{(1-x_{BrLi}) \cdot \bar{M}_{LiBr}} = \frac{y_{BrLi}}{(1-y_{BrLi}) \cdot \bar{M}_{H2O}} \quad (4.18)$$

Este coeficiente permite a determinação do coeficiente osmótico, o qual será utilizado para a determinação da atividade da solução, por conseguinte, a Exergia química da solução brometo de lítio – água.

4.1.6. Coeficiente Osmótico

Representa o número total de partículas de soluto dissolvidas num quilograma de solvente, indiferentemente de seu tamanho, densidade, configuração, ou carga elétrica. (Smith e Ness V., 1997). Esse coeficiente forma parte integral no cálculo da atividade da solução.

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i m^{i/2} + \frac{p}{2 \cdot v_s} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i \cdot m^{i/2} \quad (4.19)$$

4.1.7. Coeficiente de Atividade da solução

O coeficiente de atividade, uma quantidade que expressa os desvios da idealidade do componente em solução sólida ou líquida, e está relacionado com a energia livre de Gibbs em excesso. (Smith e Ness V., 1997).

O coeficiente de atividade na diluição infinita é definido como o parâmetro que caracteriza o comportamento de uma molécula de soluto totalmente envolvido pelo solvente. Modelos de soluções utilizam dados binários para representar as misturas de vários componentes (como o BrLi – H₂O) em projetos de unidades de destilação, absorção, extração, e outros.

4.1.7.1. Atividade da água

Foi calculada segundo a seguinte expressão (Bereche, 2006; Nasehzadeh et al., 2004; Saravof, 2005; Lin e Lee, 2005 e Amado e Blanco, 2005):

$$\ln(a_{H_2O}) = -\phi \cdot v_s \cdot m \cdot \bar{M}_{H_2O} \quad (4.20)$$

4.1.7.2. Atividade do BrLi

A atividade do brometo de lítio pode ser calculada a partir da seguinte expressão (Balzhiser et al. 1980, apud Kim D. S. e Infante Ferreira 2006):

$$\int_1^2 d(\ln(a_{BrLi})) = - \int_1^2 \frac{y_{H_2O}}{y_{BrLi}} d(\ln(a_{H_2O})) \quad (4.21)$$

Essa equação é conhecida como a equação de Gibbs – Duhem segundo Smith e Ness V., (1997) (Apud Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006), esse método é usado para o calculo da atividade a partir do outro conhecido.

Os limites de integração são definidos como:

O limite inferior representa um estado genérico do brometo de lítio e o limite superior representa um estado de saturação do brometo de lítio (máxima solubilidade), onde o brometo de lítio encontra-se em equilíbrio com a água, ou seja, a atividade do BrLi é igual a 1. (Nebra S.A. e Fernandez Parra M.I., 2005 apud Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006).

Depois da integração e manuseio da equação 21 fica expressa da seguinte forma:

$$\ln(a_{BrLi}) = -v_s \left[\ln \left(\frac{y_{BrLi}}{(1-y_{BrLi}) \cdot \bar{M}_{H_2O}} \right) + \sum_{i=1}^6 \frac{(i+2)}{i} \cdot \left(a_i + i \frac{pb_i}{2 \cdot v_s} \right) \left(\frac{y_{BrLi}}{(1-y_{BrLi}) \cdot \bar{M}_{H_2O}} \right)^{i/2} \right]_{y_{BrLi}}^{y_{BrLi,sat}} \quad (4.22)$$

A figura 4.9 mostra a atividade da água e o brometo de lítio à temperatura de 25 °C para um intervalo de concentração de 0 – 70%.

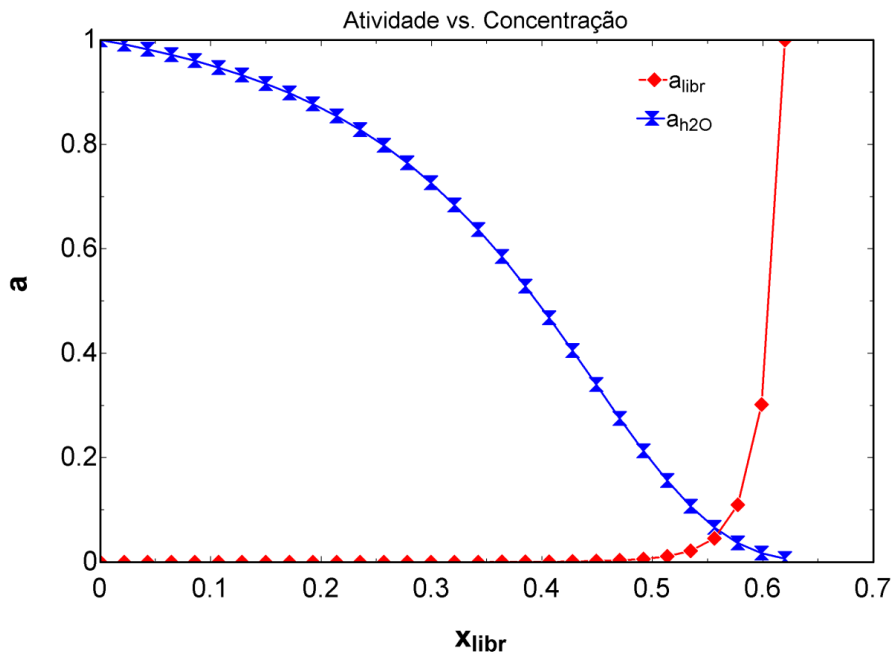


Figura 4.9. Atividades da água e brometo de lítio a 25°C e diferentes concentrações.

4.2. Análise Energética do sistema

A análise energética do chiller de absorção de simples efeito do tipo WFC-SC10, foi realizado baseado na primeira lei da termodinâmica, balanços de massa e energia, além de usar correlações de transmissão de calor e massa no sistema, segundo (Herold et al., 1996).

Será empregada a análise de um sistema de simples efeito (chiller WFC-SC10), considerando seus componentes internos como; tais como os trocadores de calor; o gerador, o absorvedor, o condensador, o evaporador e o trocador de calor de solução, as válvulas de expansão e a bomba de solução. Além de considerar a torre de resfriamento e a bomba da água de resfriamento.

Na análise termodinâmica será aplicado o modelo apresentado por Herold et al. 1996. O modelo com Transmissão de calor envolve o uso da utilização das equações de transferência de calor, coeficientes globais de transferência de calor (UA) e a determinação das temperaturas médias logarítmicas. A tabela 4.9 mostra as principais considerações para a modelagem no sistema de simples efeito do chiller de absorção.

Para realizar a análise energética do sistema foram incluídas hipóteses simplificadoras para desenvolver a modelagem geral do sistema, as quais são:

- A variação de pressão só acontece nos componentes de expansão;
- A bomba da solução é isentrópica;
- As trocas de calor com a vizinhança são desprezíveis;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- O processo total ocorre em regime permanente;
- O circuito do refrigerante, ou seja, os estados 7, 8, 9 e 10 da figura 4.10, é percorrido unicamente por água (0% de BrLi);
- Os coeficientes globais de transferência de calor são considerados constantes ao longo do processo.

4.2.1. Modelagem dos componentes no sistema de simples efeito

Para a modelagem dos componentes do sistema de simples efeito de absorção, foram assumida uma serie de considerações (Herold et. al, 1996) mostradas na tabela 4.9. A figura 4.10 mostra o diagrama dos componentes do sistema global de absorção incluindo a torre e bomba de resfriamento.

Tabela 4.9. Estado e substancia em cada ponto no ciclo de absorção de simples efeito aplicado na modelagem mostrada na figura 4.10. (Segundo Herold et. al, 1996).

Ponto	Estado	Substância
1	Líquido saturado	Solução de BrLi – H ₂ O à baixa concentração
2	Líquido sub-resfriado	Solução de BrLi – H ₂ O à baixa concentração
3	Líquido sub-resfriado	Solução de BrLi – H ₂ O à baixa concentração
4	Líquido saturado	Solução de BrLi – H ₂ O à alta concentração
5	Líquido sub-resfriado	Solução de BrLi – H ₂ O à alta concentração
6	Vapor - Líquido (Mistura)	Solução de BrLi – H ₂ O à alta concentração
7	Vapor superaquecido	Vapor de Água
8	Líquido saturado	Água pura
9	Vapor - Líquido (Mistura)	Água pura
10	Vapor saturado	Vapor de Água

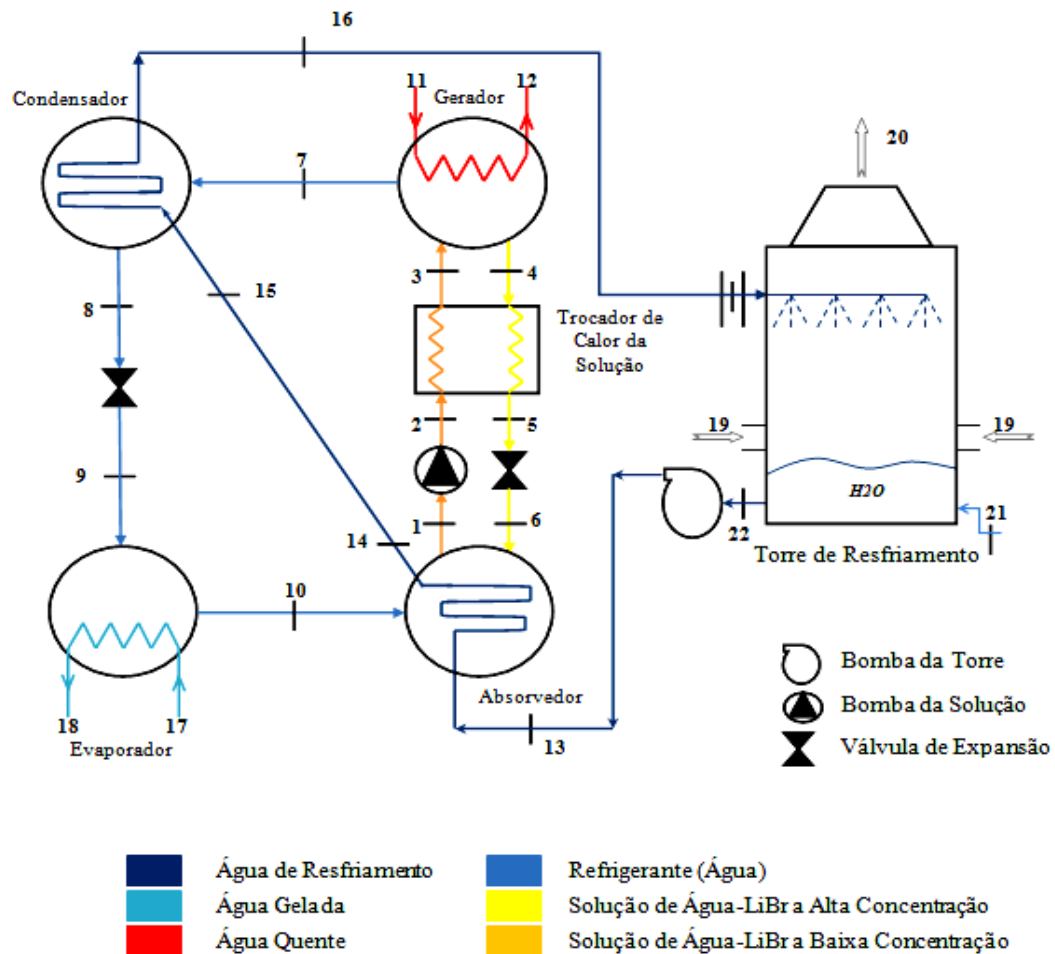


Figura 4.10. Ciclo de absorção de simples efeito.

4.2.1.1. Absorvedor (abs)

O absorvedor tem como função principal reduzir a concentração de Brometo de Lítio na solução (Alta concentração de BrLi – H₂O) proveniente do gerador, diluindo-a no vapor de refrigerante originado no evaporador. Neste equipamento ocorrem dois processos simultâneos, a transferência de calor no trocador e a transferência de massa para a solução a alta concentração de BrLi. Na figura 4.11 é mostrada a representação esquemática do absorvedor.

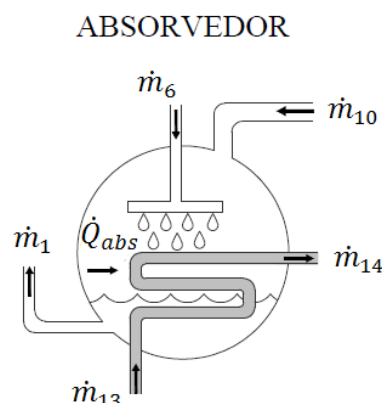


Figura 4.11. Esquema representativo do Absorvedor.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica e conservação da massa tem-se que:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (4.24)$$

$$X_{BrLi,1}\dot{m}_1 = X_{BrLi,6}\dot{m}_6 \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (4.26)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (4.27)$$

Aplicando as equações de transmissão de calor e efetividades do equipamento têm-se:

$$\dot{Q}_{abs} = UA_{abs} \Delta Tlm_{abs} \quad (4.28)$$

$$\Delta Tlm_{abs} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left\{\frac{(T_6 - T_{14})}{(T_1 - T_{13})}\right\}} \quad (4.29)$$

A efetividade do absorvedor é a taxa entre o calor maximo possível transferido e a quantidade real retirado no absorvedor, expressa como:

$$\dot{Q}_{abs} = \varepsilon_{abs} \cdot \dot{Q}_{max_abs} \quad (4.30)$$

O calor maximo é função da capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos atuante no absorvedor, e a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e frio expressa como:

$$\dot{Q}_{max_abs} = C_{min_abs} \cdot (T_6 - T_{13}) \quad (4.31)$$

Em geral, a capacidade calorífica mínima no absorvedor pode acontecer em quaisquer dos dois lados dos fluidos, sendo função do calor especifico de cada fluido e sua respectiva vazão, expressa como:

$$C_{min_abs} = \min(cp_{\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua}, cp_{sol} \cdot \dot{m}_{sol}) \quad (4.32)$$

4.2.1.2. Gerador (ger)

Neste equipamento, o gerador, ocorre fornecimento de calor que pode ser de maneira direta ou indireta (uso de cogeração). Este calor é transferido à solução de água- LiBr, fazendo com que parte da água desta solução se torne vapor, fluindo pela tubulação. A outra parte da solução com alta concentração de brometo de lítio escoar para o absorvedor.

Neste caso tem-se um processo de transferência de massa que ocorre na vaporização da água (considerada pura) e de calor que ocorre no trocador. A figura 4.12 mostra um esquema do gerador de forma indireta.

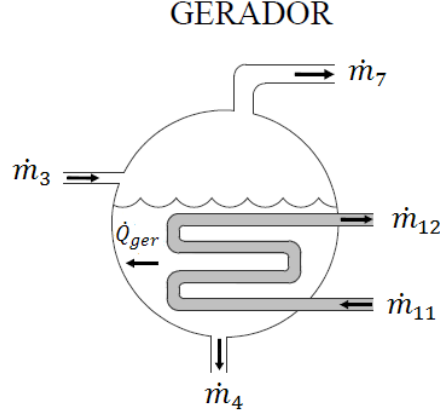


Figura 4.12. Esquema representativo do Gerador.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.33)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (4.34)$$

$$X_{BrLi,3}\dot{m}_3 = X_{BrLi,4}\dot{m}_4 \quad (4.35)$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{12}(h_{11} - h_{12}) \quad (4.36)$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (4.37)$$

Aplicando as equações de transmissão de calor e efetividades do equipamento têm-se:

$$\dot{Q}_{ger} = UA_{ger} \Delta T \ln_{ger} \quad (4.38)$$

$$\Delta T \ln_{ger} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln \left\{ \frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_7)} \right\}} \quad (4.39)$$

No gerador, não é considerado o efeito da temperatura do fluido sub-resfriado que ingressa no ponto 3 da figura 4.12. Porém é considerada como temperatura de ingresso do fluido frio, a temperatura de saturação correspondente a pressão e a concentração de BrLi no ponto 3. Essa temperatura é a mesma do ponto 7 (Herold et al., 1996).

A efetividade do gerador é a taxa entre o calor máximo possível transferido e a quantidade real retirado no gerador, expressa como:

$$\dot{Q}_{ger} = \varepsilon_{ger} \cdot \dot{Q}_{max_ger} \quad (4.40)$$

O calor máximo é função da capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos atuante no gerador, e a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e frio expressa como:

$$\dot{Q}_{max_ger} = C_{min_ger} \cdot (T_{11} - T_3) \quad (4.41)$$

Em geral, a capacidade calorífica mínima no gerador pode acontecer em qualquer dois lados dos fluidos, sendo função do calor específico de cada fluido e sua respectiva vazão, expressa como:

$$C_{min_ger} = \min(cp_{\text{água}} \cdot \dot{m}_{\text{água}}, cp_{\text{sol}} \cdot \dot{m}_{\text{sol}}) \quad (4.42)$$

4.2.1.3. Condensador (con)

No condensador o vapor de água proveniente do gerador com elevada pressão, cede calor à água de resfriamento, acontecendo à condensação do vapor. O vapor que entra do condensador sai em forma de líquido saturado, e escoar ao evaporador. A Figura 4.13 mostra um esquema do condensador.

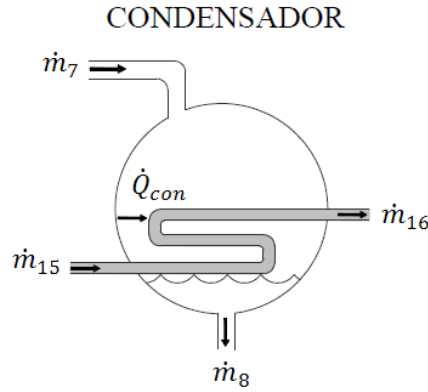


Figura 4.13. Esquema representativo do condensador.

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (4.45)$$

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (4.46)$$

Aplicando as equações de transmissão de calor e efetividades do equipamento têm-se:

$$\dot{Q}_{con} = UA_{con} \Delta Tlm_{con} \quad (4.47)$$

$$\Delta Tlm_{con} = \frac{(T_{15} - T_8) - (T_{16} - T_7)}{\ln \left\{ \frac{(T_{15} - T_8)}{(T_{16} - T_7)} \right\}} \quad (4.48)$$

A efetividade do condensador é a taxa entre o calor máximo possível transferido e a quantidade real retirado no condensador, expressa como:

$$\dot{Q}_{con} = \varepsilon_{con} \cdot \dot{Q}_{max_con} \quad (4.49)$$

O calor máximo é função da capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos atuante no condensador, e a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e frio expressa como:

$$\dot{Q}_{max_con} = C_{min_con} \cdot (T_7 - T_{16}) \quad (4.50)$$

Em geral, a capacidade calorífica mínima no condensador pode acontecer em qualquer dois lados dos fluidos, sendo função do calor específico de cada fluido e sua respectiva vazão, expressa como:

$$C_{min_con} = \min(cp_{\text{água}} \cdot \dot{m}_{\text{água_fria}}, cp_{\text{água}} \cdot \dot{m}_{\text{água_quente}}) \quad (4.51)$$

4.2.1.4. Evaporador (Eva)

No evaporador o refrigerante (neste caso a água) depois de ser expandido na válvula de expansão, sofrendo uma forte queda de pressão, é escoado ao evaporador em forma de mistura (vapor – líquido). Neste equipamento ocorrerá troca de calor com o circuito de água gelada, saindo água como vapor saturado ao absorvedor. A Figura 4.14 mostra um esquema do evaporador.

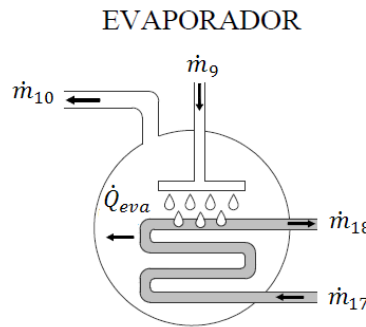


Figura 4.14. Esquema representativo do evaporador.

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.53)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (4.54)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (4.55)$$

Aplicando as equações de transmissão de calor e efetividades do equipamento têm-se:

$$\dot{Q}_{eva} = UA_{eva} \Delta Tlm_{eva} \quad (4.56)$$

$$\Delta Tlm_{eva} = \frac{(T_{17}-T_{10})-(T_{18}-T_9)}{\ln\left\{\frac{(T_{17}-T_{10})}{(T_{18}-T_9)}\right\}} \quad (4.57)$$

A efetividade do evaporador é a taxa entre o calor máximo possível transferido e a quantidade real retirado no evaporador, expressa como:

$$\dot{Q}_{eva} = \varepsilon_{eva} \cdot \dot{Q}_{max_eva} \quad (4.58)$$

O calor máximo é função da capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos atuante no evaporador, e a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e frio expressa como:

$$\dot{Q}_{max_eva} = C_{min_eva} \cdot (T_{17} - T_9) \quad (4.59)$$

Novamente, a capacidade calorífica mínima no evaporador pode acontecer em qualquer dois lados dos fluidos, sendo função do calor específico de cada fluido e sua respectiva vazão, expressa como:

$$C_{min_eva} = \min(cp_{\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua_fria}, cp_{\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua_quente}) \quad (4.60)$$

4.2.1.5. Trocador de Calor da Solução BrLi – H₂O (tcs)

O trocador intermediário entre o gerador e absorvedor tem do reuso da energia térmica de fluxo da solução forte para o fluxo de solução fraca, reduzindo o consumo de energia no gerador e aumentando o desempenho. Na Figura 4.15 mostra-se um esquema do trocador de calor da solução de BrLi – H₂O.

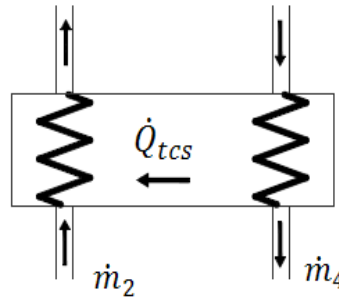


Figura 4.15. Esquema representativo do trocador da solução BrLi – H₂O.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.61)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (4.62)$$

$$X_{BrLi,4} = X_{BrLi,5} \quad (4.63)$$

$$X_{BrLi,3} = X_{BrLi,2} \quad (4.64)$$

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) \quad (4.65)$$

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_5(h_4 - h_5) \quad (4.66)$$

A efetividade do trocador de calor da solução de BrLi – H₂O é a taxa entre o calor máximo possível transferido e a quantidade real retirado no trocador de calor da solução, expressa como:

$$\dot{Q}_{tcs} = \varepsilon_{tcs} \cdot \dot{Q}_{max_tcs} \quad (4.67)$$

O calor máximo é função da capacidade calorífica mínima entre os dois fluidos atuante no evaporador, e a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e frio expressa como:

$$\dot{Q}_{max_tcs} = C_{min_tcs} \cdot (T_4 - T_2) \quad (4.68)$$

No caso do trocador de calor da solução, a efetividade é expressa como:

$$\varepsilon_{tcs} = \frac{C_{frio} (T_3 - T_2)}{C_{min \text{ inj } tcs} (T_4 - T_2)} = \frac{C_{quente} (T_4 - T_5)}{C_{min \text{ inj } tcs} (T_4 - T_2)} \quad (4.69)$$

Realizando os cálculos pertinentes indicaram que a capacidade mínima no trocador de calor da solução é igual à do fluido quente, ou seja, a linha de alta concentração de brometo de lítio, $C_{min} = C_{quente}$, então a efetividade é determinada como (Herold et al., 1996):

$$\varepsilon_{tcs} = \frac{(T_4 - T_5)}{(T_4 - T_2)} \quad (4.70)$$

Experimentos na literatura mostram que a região do ciclo de absorção usando o par BrLi – H₂O onde existe o maior risco de ocorrer cristalização da solução, é na tubulação entre a saída do trocador de calor e a entrada no absorvedor (pontos 5 e 6 da Figura 4.10), devido à elevada concentração da solução nesta região. Para se evitar a cristalização e uma conseqüente interrupção no ciclo, é necessário calcular uma entalpia mínima no estado (5) para que não ocorra a cristalização no processo.

Para tanto se utiliza a relação abaixo (ASHRAE, 1993), onde X_{BrLi} é a concentração da solução (% de BrLi):

$$h_{min} = -1397 + 24 \cdot X_{BrLi} \quad (4.71)$$

Esta condição deve ser levada em consideração na hora do dimensionamento do chiller para evitar a cristalização da solução:

$$h_5 \geq h_{min} \quad (4.72)$$

4.2.1.6. Coeficientes globais de transmissão de calor

Uma análise mais cuidadosa na determinação dos coeficientes globais de transmissão de calor. Em primeiro lugar pode-se fazer as seguintes considerações, relacionada aos trocadores de calor dos componentes do sistema

1. Não ocorrem variações significativas de dimensão nos trocadores de calor de cada componente do sistema;
2. São consideradas constantes as vazões mássicas dos fluidos de resfriamento que circulam internamente as tubulações de cada um dos trocadores de calor, exceto para o gerador.

O coeficiente global de transferência de calor para tubulações circulares pode ser determinado considerando os fluxos em contato e o material da tubulação, ou seja, segundo a seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{2k_{tubo}} \cdot D_{int} \cdot \ln \frac{D_{ext}}{D_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} \cdot \frac{D_{int}}{D_{ext}}} \quad (4.73)$$

Devido às considerações anteriores, os fatores que realmente influenciam sobre a variação no coeficiente global, são os coeficientes de transmissão convectivo interno (h_{int}) e externo (h_{ext}) à tubulação. Para a determinação desses coeficientes, precisa-se realizar uma análise das correlações para tubos circulares. Essa análise é mostrada a continuação:

O coeficiente convectivo (h) é função do número de Nusselt (Nu_D), condutividade do fluido (k_{fluido}) e a geometria (D_{tubo}), ou seja, o diâmetro do tubo, como mostra a seguinte equação:

$$h = \frac{Nu_D \cdot k_{fluido}}{D_{tubo}} \quad (4.74)$$

O número de Prandtl (Pr) representa a razão entre as difusividades de momento e térmica, como mostra a seguinte equação:

$$Pr = \frac{\text{velocidade de difusão do momento}}{\text{velocidade de difusão do calor}} = \frac{Cp_{fluido} \cdot \mu}{k} \quad (4.75)$$

Lado Interno do tubo do trocador de calor: Analisa-se o fluido que circula internamente pela tubulação, no caso do chiller de absorção é água pura, representada pelos circuitos de água quente, fria e gelada do sistema.

Primeiramente é determinado o número de Reynolds para definir o tipo de escoamento segundo a seguinte expressão:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D_{tubo} \cdot \mu} \quad (4.76)$$

Para determinar o coeficiente convectivo interno, usam-se as seguintes equações (Incropera et. al., 2007):

Escoamento Laminar:

$$Nu_{int} = 3,66 \quad (4.77)$$

Escoamento Turbulento:

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} Pr^n \quad (4.78)$$

A utilização dessas correlações esta limitada a certas considerações de escoamento, temperatura, e coeficientes adimensionais de transmissão de calor. As condições são apresentadas na tabela 4.10.

Tabela 4.10. Condições para o uso das correlações do número de Nusselt para escoamento interno. (Fonte: Incropera et. al., 2007).

Descrição	Condição	Condição
Escoamento	Laminar plenamente desenvolvido	Turbulento plenamente desenvolvido
Número de Reynolds	-	$Re_D \geq 10000$
Número de Prandtl	$Pr \geq 0,6$	$0,6 \leq Pr \leq 160$
Relação de comprimento - diâmetro	-	$L_c/D \geq 10$
Processo de transferência de calor	-	$n = 0,4$ para $T_s > T_m$; $n = 0,3$ para $T_s < T_m$;

Lado externo do tubo do trocador de calor: Analisa-se o fluido que circula externamente pela tubulação, neste caso poderá ser água pura ou solução brometo de lítio – água, representada pelo circuito interno do chiller de absorção, ou seja, circuito refrigerante, de alta e baixa concentração de brometo de lítio. O número de Reynolds para este caso é determinado como:

$$Re_D = \frac{V \cdot D_{ext}}{\nu} \quad (4.79)$$

Para determinar o coeficiente convectivo interno, usa-se a seguinte equação (Incropera et. al., 2007):

$$\overline{Nu}_{ext} = 0,3 + \left[0,62 \cdot Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \left\{ 1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right\}^{-1/4} \right] \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (4.80)$$

A utilização dessa correlação está limitada a considerações temperatura e coeficientes adimensionais de transmissão de calor. As condições são apresentadas na tabela 4.11.

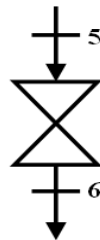
Tabela 4.11. Condições para o uso das correlações do número de Nusselt para escoamento externo. (Fonte: Incropera et. al., 2007).

Descrição	Condição
Temperatura media do filme	$T_f = \frac{(T_i + T_{sup})}{2}$
Produto Reynolds - Prandtl	$Re_D \cdot Pr \geq 0,2$

Com relação à variação dos coeficientes globais de transferência de calor (AU), entende-se que suas alterações, estão relacionadas às variações na viscosidade da solução (μ), à variação da difusividade térmica (α) e ao coeficiente de transferência condutivo (k). A variação dessas propriedades poderá ocorrer somente na região externa da tubulação do gerador e do absorvedor, onde existem alterações na concentração da solução de brometo de lítio - água. Portanto, considera-se razoável a hipótese de coeficiente global de transferência de calor constante.

4.2.1.7. Válvula de Expansão da Solução de BrLi – H₂O (vs)

A válvula de expansão da solução de BrLi- H₂O é também um dispositivo que diminui a pressão entre o gerador e o absorvedor. Este processo é assumido adiabático, por conseguinte um processo a entalpia constante. A figura 4.16 mostra um esquema representativo da válvula de expansão da solução BrLi – H₂O.



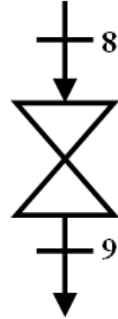
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (4.81)$$

$$h_6 = h_5 \quad (4.82)$$

Figura 4.16. Esquema representativo da válvula de expansão da solução BrLi – H₂O.

4.2.1.8. Válvula de Expansão do Refrigerante (Água) (vr)

A válvula de expansão do refrigerante (água) é o dispositivo responsável pela diminuição de pressão entre o condensador e o evaporador, assumindo-se um processo adiabático, por conseguinte um processo a entalpia constante. A figura 4.17 mostra um esquema representativo da válvula de expansão do refrigerante.



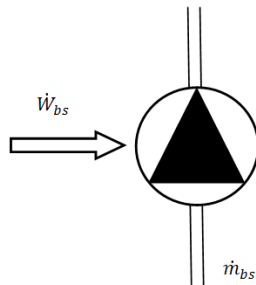
$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.83)$$

$$h_8 = h_9 \quad (4.84)$$

Figura 4.17. Esquema representativo da válvula de expansão refrigerante.

4.2.1.9. Bomba da Solução de BrLi – H₂O (bs)

No ciclo de absorção a bomba da solução é usada com duas finalidades. A primeira de circular a solução de BrLi - H₂O no trocador de calor aumentando a transmissão de calor e massa, segundamente de elevar a pressão da solução, de baixa à pressão de alta (Pressão no condensador e gerador). O processo é realizado assumindo-se um processo de bombeamento isotérmico e incompressível. A figura 4.18 mostra um esquema geral da bomba da solução.



$$\dot{W}_{bs} = \frac{\vartheta_1 \dot{m}_1}{\eta_{bs}} (p_{alta} - p_{baixa}) \quad (4.85)$$

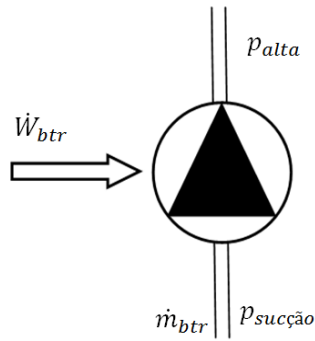
$$\dot{W}_{bs} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (4.86)$$

$$\dot{m}_{bs} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.87)$$

Figura 4.18. Esquema representativo da bomba da solução BrLi – H₂O.

4.2.1.10. Bomba da Torre de Resfriamento (btr)

A bomba da torre de resfriamento tem como objetivo elevar a pressão e circular a água da torre de resfriamento pelo absorvedor e condensador do chiller de absorção. A diferença de pressão da bomba ΔP_{btr} , leva em consideração as perdas totais ao longo do circuito de água de resfriamento. A figura 4.19 mostra um esquema da bomba de resfriamento.



$$\dot{m}_{btr} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{13} \quad (4.88)$$

$$\dot{W}_{btr} = \frac{\vartheta_{22} \dot{m}_{22}}{\eta_{btr}} (\Delta P_{btr}) \quad (4.89)$$

$$\dot{W}_{btr} = \dot{m}_{btr} (h_{13} - h_{22}) \quad (4.90)$$

$$\Delta P_{btr} = (p_{alta} - p_{sucção}) \quad (4.91)$$

Figura 4.19. Esquema representativo da bomba de resfriamento.

4.2.1.11. Torre de Resfriamento (tr)

A torre de resfriamento é o equipamento encarregado de resfriar a água que circula pelo absorvedor e condensador com a finalidade da transmissão de calor entre esses componentes. A troca de calor ocorre entre a massa de água e a massa de ar que circula na torre de resfriamento. O tipo de torre adotado para a modelagem é de ventilação forçada vertical de contracorrente entres os fluídos envolvidos. Para a modelagem foi considerada, unicamente, a troca de calor entre o fluxo de ar e da água.

O objetivo da modelagem da torre é proporcionar as condições de temperatura e energia na saída da torre (entrada da água que escoar ao condensador e absorvedor) através do balanço de energia e correlações de transmissão de calor aplicáveis ao caso, tendo-se em consideração as condições reais de operação da torre (temperatura, vazão e outros).

O modelo selecionado consta com equações de balanço de energia para a torre de resfriamento, considerando potencia do ventilador, água de reposição, e vazão de água e ar da torre. (Segundo livro de torre, ASHRAE, 1993). A figura 4.20 mostra um esquema representativo da torre de resfriamento do sistema de absorção.

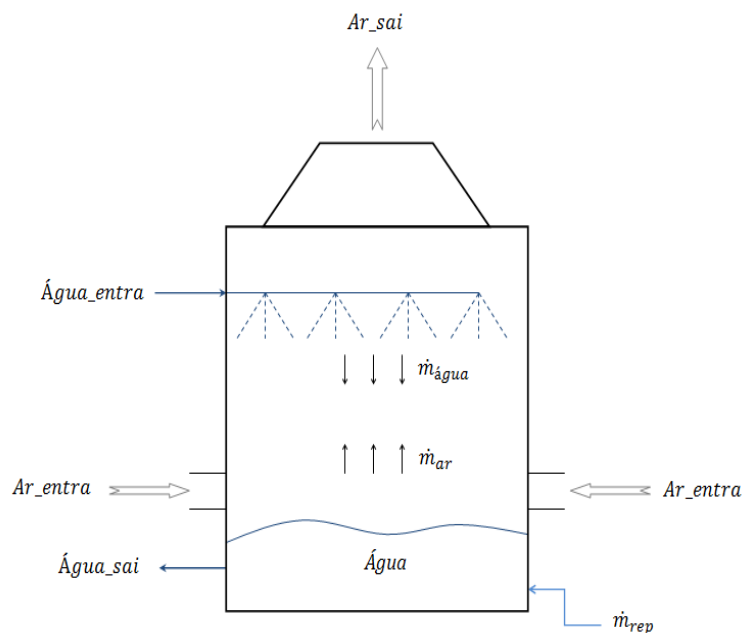


Figura 4.20. Esquema representativo da torre de resfriamento.

Os estados da torre de resfriamento são indicados na tabela 4.12, para a análise termodinâmica e exergetica.

Tabela 4.12. Estados termodinâmicos da torre de resfriamento do ciclo de absorção de simples efeito aplicado para a modelagem mostrada na figura 4.20.

Legenda	Estado Termodinâmico
<i>Água_entra</i>	T_{16}, h_{16}
<i>Água_sai</i>	T_{22}, h_{22}
$\dot{m}_{\text{água}}$	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{16}$
$\dot{m}_{\text{ar}}$	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$
$\dot{m}_{\text{rep}}$	$\dot{m}_{21}$
<i>Ar_entra</i>	T_{19}, h_{19}
<i>Ar_sai</i>	T_{20}, h_{20}

A potência do ventilador da torre de resfriamento foi levada em consideração com a finalidade de simular as diferentes energias que participam no processo de transferência de calor e massa da torre.

$$\dot{W}_{\text{ven}} = \frac{g \dot{m}_{\text{ar}} \Delta h_{\text{ar}}}{\eta_{\text{ven}}} \quad (4.92)$$

A relação (L/G) representa a fração de fluxos de mássicos de água e ar na torre de resfriamento.

$$h_{\text{ar_saida}} = h_{\text{ar_entra}} + C p_{\text{água}} (L/G) (T_{\text{água_entra}} - T_{\text{água_sai}}) \quad (4.93)$$

A massa de ar é composta por duas parcelas; ar seco e vapor de água. Este fluxo mássico é determinado pelo balanço de massa na torre.

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{\text{ar}} = \dot{m}_{19} \quad (4.94)$$

$$\dot{m}_{20} = (1 + w_{20}) \dot{m}_{\text{ar_seco}} \quad (4.95)$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{16} \quad (4.96)$$

Um aspecto importante relacionado à torre de resfriamento é a quantidade de água evaporada devido às perdas próprias do sistema, o qual representa aproximadamente 2% da água total que circula na torre segundo a literatura (Moreira, J. R. S., 1999). Para isto, é necessário calcular dita quantidade e garantir o regime permanente, sendo calculada da seguinte maneira:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{\text{água_20}} - \dot{m}_{\text{água_19}} \quad (4.97)$$

Para o cálculo da umidade específica pode-se empregar a lei de mistura de gases perfeitos (Van W. G. J. Sontag R. E., 2002):

$$w = \frac{0,622 \cdot \phi \cdot p_{\text{sat}}}{p - \phi \cdot p_{\text{sat}}} \quad (4.98)$$

Finalmente pode ser determinada a temperatura de saída da torre $T_{\text{água_sai}}$ a partir da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{tr} = C_{\text{água}} (T_{\text{água_entra}} - T_{\text{água_sai}}) \quad (4.99)$$

Então, a entalpia de saída da torre pode ser determinada em função da temperatura e pressão de saída da torre.

A efetividade da torre de resfriamento pode ser determinada em função do fluxo de calor absorvido pela torre e seu fluxo maximo mostrado na seguinte equação:

$$\dot{Q}_{tr} = \varepsilon_{tr} \cdot C_{min} (T_{\text{água_entra}} - T_{bu_ar_19}) \quad (4.100)$$

O C_{min} representa a menor capacidade calorífica entres os fluidos de água e ar.

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \quad (4.101)$$

$$C_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot cp_{\text{água}} \quad (4.102)$$

4.2.2. Eficiências energéticas dos Trocadores de Calor

Para completar a análise energética foram determinadas as eficiências energéticas para os trocadores de calor do chiller, assim como da torre de resfriamento da água do sistema.

$$\eta_{ger} = \frac{(\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3)}{(\dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12})} \quad (4.103)$$

$$\eta_{abs} = \frac{(\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{13} h_{13})}{(\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1)} \quad (4.104)$$

$$\eta_{con} = \frac{(\dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{15} h_{15})}{(\dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8)} \quad (4.105)$$

$$\eta_{eva} = \frac{(\dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{18} h_{18})}{(\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9)} \quad (4.106)$$

$$\eta_{tcs} = \frac{(\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2)}{(\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5)} \quad (4.107)$$

$$\eta_{tr} = \frac{(\dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{22} h_{22})}{(W_{ven} + \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{21} h_{21})} \quad (4.108)$$

4.2.3. Coeficiente de Performance. COP (Energético)

O coeficiente de desempenho ou performance (COP), segundo o balanço energético representa a taxa entre a energia requerida para a refrigeração e a energia subministrada ao sistema segundo (Herold ET al., 1996, Kim D. S. e Infante Ferreira, 2006, Moran M. e Shapiro H., 2006), sendo expresso como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{ger} + W_{bs}} \quad (4.109)$$

4.3. Análise Exergética do sistema

4.3.1. Exergia Física.

Representa o máximo trabalho possível quando um sistema sai do seu estado original e alcança o equilíbrio com o ambiente, geralmente uma atmosfera padrão. (Estado morto T_0 , p_0). (Moran M. e Shapiro H., 2006).

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.110)$$

4.3.2. Exergia Química.

A Exergia química consiste em levar cada estado desde o ponto morto com (T_0, p_0) , a um estado padrão da atmosfera $(T_0, p_0^*Y_i)$, onde o termo $(p_0^*Y_i)$ representa a pressão parcial do elemento ou substância. (Moran M. e Shapiro H., 2006). Esta parcela (exergia química) foi considerada devido às mudanças na concentração da solução de BrLi - H₂O no sistema. Para o cálculo da Exergia química de componentes puros (Segundo Kotas, 1995), pode ser determinada na seguinte forma:

$$ex_{ch} = \frac{1}{M_{sol}} [\sum_{i=1}^n y_i \cdot \tilde{\epsilon}^{pa} + \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^n y_i \ln a_i] \quad (4.111)$$

Manuseando essa equação para calcular a Exergia química da solução brometo de lítio – água tem que:

$$ex_{ch} = \frac{1}{M_{sol}} [y_{BrLi} \cdot \tilde{\epsilon}_{BrLi}^{pa} + y_i \cdot \tilde{\epsilon}_{H_2O}^{pa} + \bar{R}T_0 \cdot (y_{BrLi} \ln a_{BrLi} + y_{H_2O} \ln a_{H_2O})] \quad (4.112)$$

Segundo o proposto por (Kotas, 1995), essa equação (Exergia química), esta dividida em duas parcelas; a primeira parcela representa a Exergia química de referências dos componentes puros (brometo de lítio e água), e a segunda parcela devido ao processo de dissolução.

4.3.2.1. Exergias Químicas padrão

Para o cálculo da Exergia química do brometo de lítio como componente puro aplica-se o procedimento proposto por (Kotas, 1995), da seguinte forma:

$$\tilde{\epsilon}_i^{pa} = \Delta \tilde{g}_f^{pa} + \sum_{i=1}^n \tilde{\epsilon}_{ele}^{pa} \quad (4.113)$$

Sendo a reação geral para a formação do brometo de lítio a partir do lítio e brometo puro tem-se que:



$$\tilde{\epsilon}_{BrLi}^{pa} = \Delta \tilde{g}_{BrLi}^{pa} + \tilde{\epsilon}_{Li}^{pa} + \frac{1}{2} \tilde{\epsilon}_{Br_2}^{pa} \quad (4.115)$$

$$\Delta \tilde{g}_{BrLi}^{pa} = -342,0 [KJ/Kmol] \text{ (CRC PRESS, 2000)}$$

As exergias químicas do lítio e brometo puro são mostradas a continuação (Segundo Szargut et al., 1988 apud Bereche R., 2007).

$$\tilde{\varepsilon}_{Li}^{pa} = 393000 [KJ/Kmol]$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Br_2}^{pa} = 101200 [KJ/Kmol]$$

$$\tilde{\varepsilon}_{H_2O}^{pa} = 900 [KJ/Kmol] \text{ (Segundo Moran M. J. e Shapiro H. N., 2006)}$$

Realizando o procedimento sugerido anteriormente, equações 4.113 e 4.114, (Kotas T. J., 1995), e manuseando os valores de exergias padrões dos componentes puros tem-se:

$$\tilde{\varepsilon}_{BrLi}^{pa} = 101600 [KJ/Kmol]$$

4.3.3. Exergia Total do Sistema

A Exergia total para cada estado representa a soma das Exergia física e química do estado. A figura 4.21 representa esquematicamente o processo de Exergia para um estado qualquer.

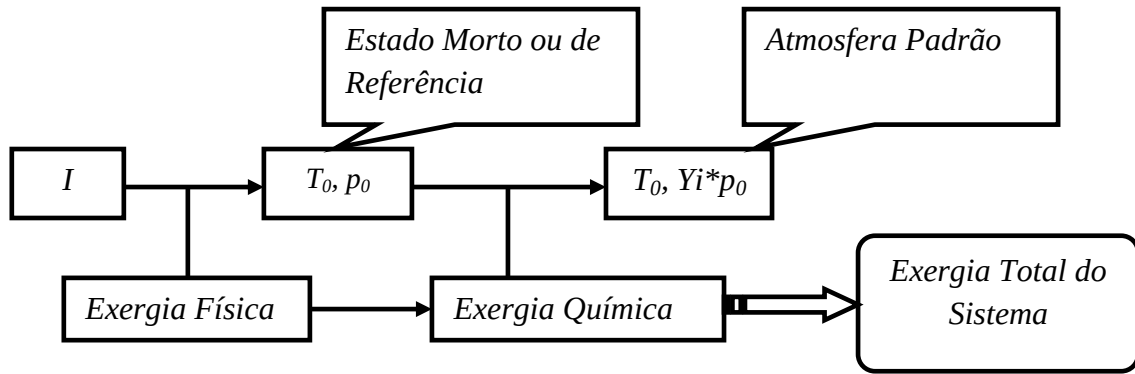


Figura 4.21. Esquema do processo Exergia total.

$$ex_{tot} = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (4.116)$$

4.3.4. Distribuição de Exergia no sistema de simples efeito

Para a análise dos componentes do sistema de simples efeito foram determinadas as exergias de fluxo nos diferentes estados do ciclo, seguindo o procedimento anteriormente mencionado. Aplicando a combinação da primeira e segunda lei da termodinâmica tem-se que:

$$\left(\frac{\partial Ex}{\partial t}\right)_{vc} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \cdot \frac{\partial V}{\partial t}\right) + \sum_{en} \dot{Ex}_{tot,en} - \sum_{sa} \dot{Ex}_{tot,sa} - \dot{I}_d \quad (4.117)$$

$$\text{Sendo: } \dot{Ex}_{tot} = \dot{m} \cdot ex_{tot} \quad (4.118)$$

Esta equação permite determinar a destruição de Exergia ou irreversibilidade em cada componente, por conseguinte, a distribuição ao longo do ciclo. Devido a que troca de calor

com o ambiente é desprezível, e que o processo ocorre em regime permanente, o termo $\left(\frac{\partial Ex}{\partial t}\right)_{vc}$ e $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j$, da equação 116 são nulos.

Para determinar o rendimento exergetico dos componentes do sistema, será tomada a teoria segundo (Kotas, 1995) de eficiência racional do sistema, expressa como:

$$\Psi_{ex} = \frac{\text{Exergia do produto}}{\text{Exergia de insumo}} \quad (4.119)$$

Além desta, podem ser determinadas as eficiências ou taxa de eficiências exergeticas em função das entradas e saídas dos fluxos exergeticos dentro do volume de controle analisado, também chamado como o grau de perfeição termodinâmico, expresso da seguinte forma:

$$\delta_{ex} = \frac{\sum_{sa} Ex_{tot,sa} + \sum_{sa} W_{sa} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{j,sa}}\right) \dot{Q}_{j,sa}}{\sum_{en} Ex_{tot,en} + \sum_{en} \dot{W}_{en} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{j,en}}\right) \dot{Q}_{j,en}} \quad (4.120)$$

Para realizar uma melhor distribuição das irreversibilidades dos componentes é usado o termo de irreversibilidade relativa, segundo (Kotas, 1995), expressa como:

$$I_{rel} = \frac{I_d}{I_{tot}} \quad (4.121)$$

A tabela 4.13 mostra as eficiências dos componentes do sistema de simples efeito, segundo (Kotas T. J., 1995), baseadas em função dos insumos e produtos, além das entradas e saídas dos mesmos.

Tabela 4.13. Eficiências racionais e grau de perfeição termodinâmicos dos componentes do sistema de absorção de simples efeito.

Com	Eficiência Racional (Ψ_{ex})	Grau de perfeição Termodinâmico (δ_{ex})
tcs	$\Psi_{ex,tcs} = \frac{\dot{E}x_{tot,3} - \dot{E}x_{tot,2}}{\dot{E}x_{tot,4} - \dot{E}x_{tot,5}}$	$\delta_{ex,tcs} = \frac{\dot{E}x_{tot,3} + \dot{E}x_{tot,5}}{\dot{E}x_{tot,2} + \dot{E}x_{tot,4}}$
con	$\Psi_{ex,con} = \frac{\dot{E}x_{tot,15} - \dot{E}x_{tot,16}}{\dot{E}x_{tot,8} - \dot{E}x_{tot,7}}$	$\delta_{ex,con} = \frac{\dot{E}x_{tot,16} + \dot{E}x_{tot,8}}{\dot{E}x_{tot,15} + \dot{E}x_{tot,7}}$
eva	$\Psi_{ex,eva} = \frac{\dot{E}x_{tot,18} - \dot{E}x_{tot,17}}{\dot{E}x_{tot,9} - \dot{E}x_{tot,10}}$	$\delta_{ex,eva} = \frac{\dot{E}x_{tot,18} + \dot{E}x_{tot,10}}{\dot{E}x_{tot,17} + \dot{E}x_{tot,9}}$
ger	$\Psi_{ex,ger} = \frac{\dot{E}x_{tot,4} + \dot{E}x_{tot,7} - \dot{E}x_{tot,3}}{\dot{E}x_{tot,11} - \dot{E}x_{tot,12}}$	$\delta_{ex,ger} = \frac{\dot{E}x_{tot,12} + \dot{E}x_{tot,4} + \dot{E}x_{tot,7}}{\dot{E}x_{tot,11} + \dot{E}x_{tot,3}}$
abs	$\Psi_{ex,abs} = \frac{\dot{E}x_{tot,14} - \dot{E}x_{tot,13}}{\dot{E}x_{tot,10} + \dot{E}x_{tot,6} - \dot{E}x_{tot,1}}$	$\delta_{ex,abs} = \frac{\dot{E}x_{tot,1} + \dot{E}x_{tot,14}}{\dot{E}x_{tot,13} + \dot{E}x_{tot,6} + \dot{E}x_{tot,10}}$
vr	$\Psi_{ex,vr} = \frac{\dot{E}x_{tot,9}}{\dot{E}x_{tot,8}}$	$\delta_{ex,vr} = \frac{\dot{E}x_{tot,9}}{\dot{E}x_{tot,8}}$
vs	$\Psi_{ex,vs} = \frac{\dot{E}x_{tot,6}}{\dot{E}x_{tot,5}}$	$\delta_{ex,vs} = \frac{\dot{E}x_{tot,6}}{\dot{E}x_{tot,5}}$
bs	$\Psi_{ex,bs} = \frac{\dot{E}x_{tot,2} - \dot{E}x_{tot,1}}{\dot{W}_{bs}}$	$\delta_{ex,bs} = \frac{\dot{E}x_{tot,2}}{\dot{W}_{bs} + \dot{E}x_{tot,1}}$
btr	$\Psi_{ex,btr} = \frac{\dot{E}x_{tot,13} - \dot{E}x_{tot,22}}{\dot{W}_{btr}}$	$\delta_{ex,btr} = \frac{\dot{E}x_{tot,13}}{\dot{W}_{btr} + \dot{E}x_{tot,22}}$
tr	$\Psi_{ex,tr} = \frac{\dot{E}x_{tot,22}}{\dot{W}_{ven} + \dot{E}x_{tot,16}}$	$\delta_{ex,tr} = \frac{\dot{E}x_{tot,22}}{\dot{W}_{ven} + \dot{E}x_{tot,16} + \dot{E}x_{tot,21}}$

A exergia no estado 19 foi considerada nula e a do estado 20 foi considerada perdida, para fechar o balanço exergetico.

A eficiência global do sistema total sendo definida como a taxa entre os produtos exergeticos e os insumos exergeticos fornecidos ao sistema, expressa:

$$\Psi_{ex,tot} = \frac{\dot{E}x_{tot,18} - \dot{E}x_{tot,17}}{\dot{W}_{ven} + \dot{W}_{bs} + \dot{W}_{btr} + \dot{E}x_{tot,11} - \dot{E}x_{tot,12}} \quad (4.122)$$

Finalmente pode-se definir o COP exergetico do sistema de simples efeito segundo a seguinte equação:

$$COP_{ex} = \frac{\Delta \dot{E}x_{tot, evaporador}}{\Delta \dot{E}x_{tot, gerador} + \dot{W}_{BS}} \quad (4.123)$$

4.4. Programa Computacional

Para a construção da análise termodinâmica (energética e exergetica) foi necessário a utilização do pacote comercial EES para a implantação da análise apresentada no capítulo IV. Foi selecionado devido à facilidade e rapidez na resolução de sistemas de equações, além de apresentar as propriedades termodinâmicas das substancias envolvidas na análise (H₂O e BrLi). A plataforma EES utiliza o método de Newton Raphson para resolver os sistemas de equações não lineares, geralmente por padrão o EES seleciona o valor inicial da cálculo para solucionar o sistema de equações, podendo ser modificado, ser for necessário, dependendo na

formulação física ou matemática do problema em estudo. Foi necessário ajustar certos limites para a resolução do sistema devido à divergência dos resultados.

O programa consta com várias funções que ajudam a determinar várias propriedades (como entalpia e entropia da solução $\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$), capacidades caloríficas, e outros necessários para a resolução dos cálculos. Além disso apresenta dois procedimentos (*procedure*) independentes que permitem estimar o estado de entrada no absorvedor em função dos parâmetros relacionados com a torre e bomba de resfriamento, quando for necessário seu uso.

O procedimento da torre é capaz de determinar a temperatura e entalpia da saída da torre de resfriamento, e o fluxo mássico de reposição da água na torre. Neste bloco são necessários vários dados de entrada como temperatura de bulbo seco e úmido do ar, entrada e saída, temperatura de entrada da torre, perdas de pressão na torre de resfriamento, vazão do ar e água, eficiência do ventilador entre outros.

O procedimento da bomba da torre de resfriamento permite determinar a potência consumida pela bomba, pressão de descarga, temperatura e entalpia. (entrada da água do absorvedor). Os dados de entrada deste procedimento é o estado proveniente da torre, eficiência da bomba, vazão de água, e perdas de pressão no circuito de resfriamento (absorvedor e condensador).

O motivo da introdução desses procedimentos na análise é a estimação real dos parâmetros principais que influenciam o funcionamento do sistema de absorção.

4.5. Funcionamento do programa

Como foi dito anteriormente, o código computacional foi criado na plataforma EES usando os balanços de energia, massa e espécie, além de equações características dos trocadores de calor, com o objetivo de simular sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito usando o para $\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$.

Primeiramente foram desenvolvidas certas funções para determinar as entalpias e entropias específicas da solução $\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$, capacidades mínimas caloríficas dos trocadores de calor, e dos procedimentos mostrados na figura 4.10, quando são disponíveis os dados da torre de resfriamento e bomba da mesma. A diferença fundamental entre as funções e os procedimentos na plataforma EES, é baseada no fato que a função permite uma única saída, e o procedimento uma ou várias, o qual foi necessário para o caso mencionado anteriormente (Torre e bomba de resfriamento). O embasamento teórico destas funções e procedimentos, assim como análise energética e exergetica do mesmo, é mostrado neste capítulo.

A simulação inicia com os dados de entrada, entre os quais temos a temperatura do condensador e evaporador, temperatura de entrada do gerador, evaporador, absorvedor e condensador, fluxos mássicos dos circuitos de água quente, gelada e de resfriamento, além do fluxo mássico total interno no chiller, pressão de alta e baixa do chiller, fornecidas pelo fabricante. Os coeficientes de globais de transmissão de calor foram estimados a partir dos parâmetros fornecidos pelo fabricante mediante o uso das correlações de transmissão de calor apresentadas anteriormente.

Posteriormente são determinadas as concentrações da solução (fraca e forte) em função das pressões de baixa e alta, e as temperaturas do trocador de calor da solução. Definidos os dados suplementares do sistema de absorção, são determinados os estados conhecidos dentro do ciclo, ou seja, segundo o dito na tabela 4.9, assim como as entalpias dos fluxos externos de entrada do sistema, gerador, evaporador, condensador e absorvedor. As entalpias específicas da solução $\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$ são determinadas segundo o exposto no presente capítulo.

Posteriormente, é realizado o balanço energético para determinar os fluxos restantes de entalpia e vazão, além da determinação dos fluxos de calor dos trocadores e a potência da bomba da solução $\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$. O estado de entrada do absorvedor é determinado mediante o uso do procedimento da torre e a bomba de resfriamento.

Realizada a análise energética, e a determinação de todos os fluxos energéticos. Procede-se a calcular o COP energético do ciclo, as eficiências energéticas e efetividades dos componentes.

A segunda parte da simulação do programa consta da análise exergetica, para isto são determinadas a entropias específicas dos fluxos. No caso da água ou vapor de água, usam-se as propriedades incluídas no EES. No caso das entropias da mistura, solução BrLi – H₂O usa-se a função de entropia segundo o exposto no capítulo IV. Seguidamente procede-se a determinar as exergias físicas e químicas específicas dos fluxos, considerando o exposto no capítulo. Considerando a Exergia química da água e da solução de BrLi – H₂O, para um estado morto ou de referência de 25 °C e 101,3 kpa. A soma destas duas parcelas (física e química) compõe a exergia total específica do fluxo. A Exergia total do fluxo, por unidade de energia (kW), é determinada ao multiplicar cada uma pela vazão correspondente.

Para finalizar são calculadas as irreversibilidades dos componentes e do sistema, aplicando a segunda lei da termodinâmica. Além de determinar a eficiência racional e o grau de perfeição termodinâmica de cada componente. Finalmente é determinado o COP exergetico do sistema.

4.6. Validação do programa computacional

Para a validação do programa criado no EES foi simulado e comparado o caso encontrado na literatura, apresentado por Herold et al, (1996). A idéia fundamental é validar os estados termodinâmicos de saída do chiller de absorção, avaliando o COP, e vazões dos diferentes circuitos de água. Segundo a metodologia explicada no capítulo IV, e os dados de entrada fornecidos na tabela 4.14, foram simuladas as temperaturas de saídas dos circuitos de água quente, fria e gelada, assim como a vazão do circuito de alta concentração de brometo de lítio, e finalmente o coeficiente de performance COP. Os coeficientes globais de transmissão de calor foram assumidos como dados de entrada. (Herold et al., 1996).

Neste caso não foi necessário a utilização dos procedimentos da torre de resfriamento e bomba, devido a não possuir os valores e dados necessários para a simulação. A análise é basicamente feita no chiller de absorção de simples efeito, onde o estado de entrada do absorvedor é conhecido. Os fluxos energéticos do sistema, mostrados na figura 4.10, levando em consideração somente o chiller de absorção, ou seja, os fluxos 1 ate 18.

Tabela 4.14. Dados de entrada para o chiller proposto por Herold et al, 1996.

Dados	Valor
Temperatura de entrada do gerador (°C)	100
Temperatura de entrada do absorvedor (°C)	25
Temperatura de entrada do condensador (°C)	25
Temperatura do condensador (°C)	40
Temperatura do evaporador (°C)	7,5
Temperatura de entrada da bomba (°C)	32,9
Vazão de água do gerador (kg/s)	1,0
Vazão de água do evaporador (kg/s)	0,4
Vazão de água do condensador (kg/s)	0,28
Vazão de água do absorvedor (kg/s)	0,28
Vazão da solução fraca (água) (kg/s)	0,05
Coeficiente de transmissão de calor (evaporador) (kW/K)	2,25
Coeficiente de transmissão de calor (gerador) (kW/K)	1,0
Coeficiente de transmissão de calor (condensador) (kW/K)	1,2
Coeficiente de transmissão de calor (absorvedor) (kW/K)	1,8
Coeficiente de transmissão de calor (trocador de calor) (kW/K)	0,132

A tabela 4.15 mostra a comparação energética, entalpias específicas, entre o presente trabalho e o proposto por Herold et al, (1996). Nesta tabela são mostradas as entalpias específicas e o erro relativo entre os trabalhos estudados.

O COP apresentado por Herold et al, (1996) foi de 0,72 e o simulado foi de 0,7149, fornecendo um erro relativo de 0,71 %. Pode-se concluir que o programa criado para a simulação de chiller de absorção de simples efeito, baseado na primeira lei, conservação de massa e equações características dos trocadores de calor, permite estimar com bons resultados os parâmetros específicos de funcionamento do mesmo, apresentados erros menores aos 4 %.

Tabela 4.15. Resultados da análise energética do chiller apresentado por Herold et al, (1996). E o determinado no presente trabalho.

Fluxo	h “presente trabalho” (kJ/kg)	h “Herold” (kJ/kg)	Erro (%)
1	87,326	85,8	1,779
2	87,33	85,8	1,783
3	148, 043	147	0,710
4	223,996	221,2	1,264
5	157,18	153,9	2,131
6	157,18	153,9	2,131
7	2660,472	2644,6	0,600
8	167,085	167,2	0,069
9	167,085	167,2	0,069
10	2503,279	2503,4	0,005
11	419,064	418,9	0,039
12	404,138	404,2	0,015
13	104,753	104,8	0,045
14	155,496	154,9	0,385
15	104,753	104,8	0,045
16	150,305	144,8	3,802
17	41,988	42	0,029
18	15,312	15,6	1,846

Pode-se visualizar que as entalpias específicas são praticamente as mesmas para cada fluxo energético, como é mostrado na figura 4.22, apresentado um erro maior de 3,8 % na saída do condensador. Além disto, a figura 4.23, mostra a comparação dos fluxos de calor e potencia da bomba da solução do trabalho proposto por Herold et al., (1996).

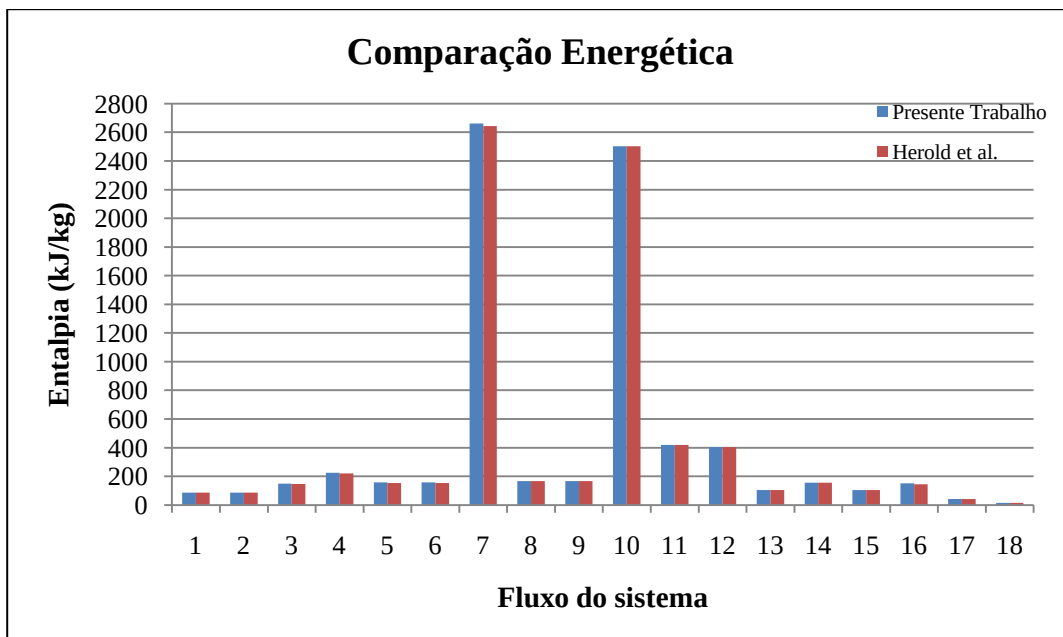


Figura 4.22. Comparação energética, entalpias específicas, do trabalho proposto por Herold et al., (1996), e o presente trabalho.

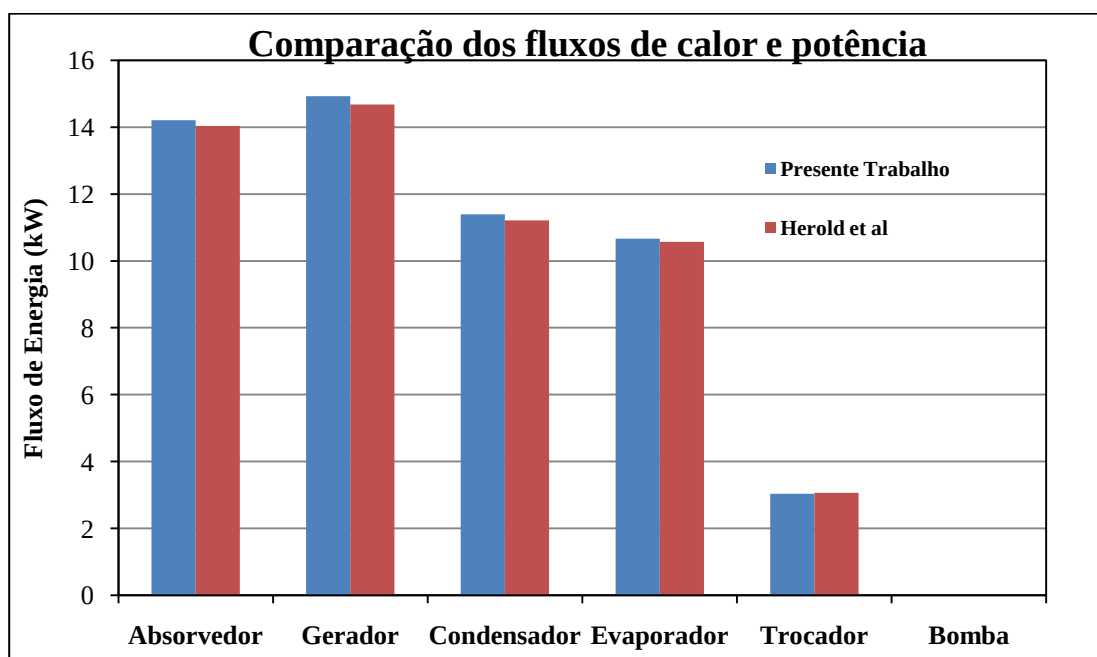


Figura 4.23. Comparação dos fluxos de calor e potencia do trabalho proposto por Herold et al., (1996), e o presente trabalho.

Como é evidente os fluxos de calor são relativamente os mesmos, já que eles são, também, função das entalpias, portanto mostrado o mesmo comportamento apresentado um erro máximo de 1,2%.

Para a validação dos procedimentos da torre e bomba de resfriamento, foram usados dados do fabricante do chiller *WFC-SC10*, considerando a torre sem perdas ao ambiente. Para a simulação foram selecionados os seguintes dados, mostrados na tabela 4.16.

Tabela 4.16. Dados para a simulação dos procedimentos desenvolvidos para a torre e bomba de resfriamento.

Dado	Valor
Eficiência do ventilador da torre [%]	80
Perdas de ar na torre [m]	19,325
Vazão de ar [kg/s]	3,37
Temperatura do ar na entrada da torre [°C]	30
Temperatura do ar na saída da torre [°C]	31
Vazão de água (circuito de água fria) [kg/s]	5,08
Eficiência da bomba da torre [%]	45
Perdas de pressão do circuito de água fria [kpa]	85,96
Pressão da torre [kpa]	101,3

Os resultados da simulação são mostrados na tabela 4.17.

Tabela 4.17. Resultados da simulação dos procedimentos da torre e bomba de resfriamento.

Parâmetro	Valor
Potência consumida pela bomba [kW]	0,9619
Potência consumida pelo ventilador [kW]	0,7984
Pressão de descarga da bomba [kpa]	186,95
Vazão de água de reposição [kg/s]	0,0271
Temperatura na saída da bomba [°C]	30,86

O parâmetro procurado da simulação era o estado de saída da bomba ou de entrada ao absorvedor (circuito de água fria do chiller), o qual foi de 30,86 °C, sendo do fabricante de 31 °C, com um erro de 0,4516%, fornecendo um bom resultado e ratificando a validação dos procedimentos da torre e bomba de resfriamento.

A inclusão destes procedimentos é complementar a análise do sistema de absorção, sendo o foco principal o chiller de absorção, considerando estes componentes como equipamentos suplementares para o funcionamento.

5. ANÁLISE EXERGEOCONÔMIA AO SISTEMA INTEGRADO DE COGERAÇÃO

A análise exergoeconômica permite a determinação dos custos dos fluxos envolvidos através do sistema estudado, levando em consideração a segunda Lei da termodinâmica como base da contabilização geral. Existem diversos tipos de estudos relacionados com esta análise, bem seja para a contabilidade como para a otimização de sistemas térmicos. Os modelos apresentado pelos autores (Santos Silva C. M, 2005, Rucker Rebello C. P, 2005, Bereche P., 2007, etc.), mostram a importância desta análise no melhoramento do desempenho de sistemas de cogeração, determinando as variáveis que podem reduzir os custos de operação e investimento da planta, assim como a distribuição de perdas reais monetárias da planta. A visão geral da análise exergoeconômica está focada no detalhamento exergetico dos componentes, determinação dos fluxos exergeticos monetários, custos de investimento dos equipamentos, avaliação de efeitos de variáveis sobre o desempenho da planta em geral.

A importância principal desta análise na indústria é a avaliação dos custos totais de produção, para garantir que os serviços sejam cobrados corretamente, em função do tipo de utilidade usada.

Entretanto a análise exergoeconômica não seja uma atividade fácil de desenvolver, devido à variedade de hipóteses e modelos, permite identificar de maneira mais real as perdas monetárias, sobre as quais é focado qualquer estudo de economia e otimização de sistemas térmicos, especificamente em sistemas que envolvem cogeração e reaproveitamento de energia.

É importante ressaltar que a análise econômica baseada na Exergia é mais completa que a baseada da energia devido à capacidade de quantificar a energia que esta disponível e a que está sendo destruída no sistema (irreversibilidade). Permitindo assim, determinar os custos exergeticos e monetários necessários para a produção de um determinado produto, neste caso energia elétrica e água gelada. Pode-se dizer que esta metodologia, apesar de ser não muito recente (segunda lei da termodinâmica), ainda é pouco aplicada na indústria. Porém esta fornece resultados reais dos fluxos que interagem em um determinado sistema caracterizando os equipamentos que geram mais perdas ao sistema. Assim pode-se propor melhorias mediante a otimização desses equipamentos, visualizando a economia como função objetivo da análise.

5.1. Análise Energética e Exergetica do sistema de cogeração.

Para a avaliação do sistema de absorção de simples efeito proposto neste trabalho, foi necessária a inclusão dos equipamentos que conformam o sistema de cogeração para o funcionamento do chiller de absorção WFS-SC10 localizado no laboratório Cogencasa. Os dados utilizados foram extraídos das informações do fabricante, de cada componente, como dos resultados obtidos em (Rucker Rebello C. P. , 2005, Correia R., 2006)

A figura 5.1 mostra um esquema simplificado do sistema de refrigeração por absorção aplicando a cogeração. Este sistema de cogeração é basicamente composto por uma micro-turbina Capstone modelo 330 com capacidade nominal de 30 kW de energia (condições ISO), um recuperador de calor (trocador de calor de contracorrente, de fabricação local, Correia R, 2006), bombas de circulação, um chiller de absorção e uma torre de resfriamento (Segundo os dados mencionados anteriormente).

A ideia fundamental deste sistema de cogeração é o reaproveitamento da energia rejeitada ao ambiente pela micro-turbina mediante os gases da combustão, os quais são a matéria prima para aquecer a água quente que circula pelo gerador do chiller para seu funcionamento, e assim poder gerar água gelada para ao processo de climatização.

Para os dados da micro-turbina, potência, temperaturas dos gases, vazões de combustível e produtos, foram fornecidos pelo fabricante (Capstone) mediante curvas de funcionamento, as quais foram ajustadas para a obtenção de equações que simulassem o comportamento real da turbina mediante o uso da interpolação, com ajuda do programa Excel, e usando quatro parâmetros estatísticos para a validação das mesmas.

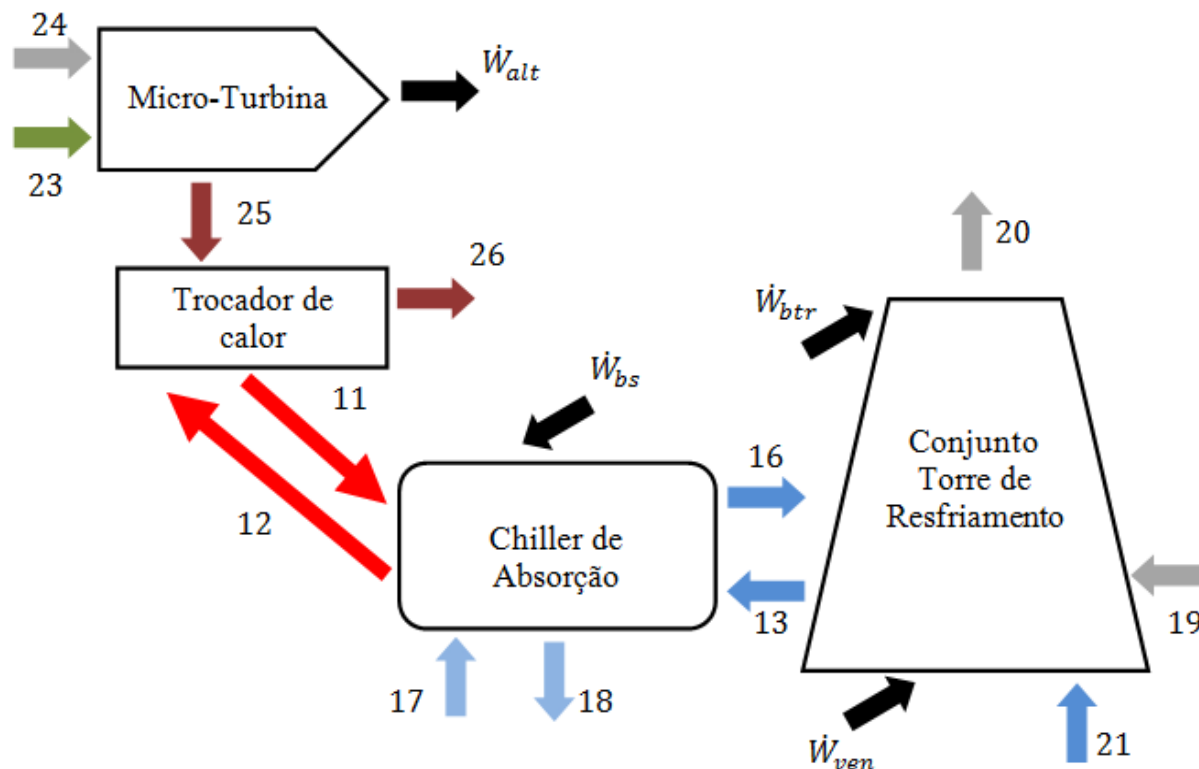


Figura 5.1. Sistema de cogeração simulado para o chiller de absorção WFS-SC10.

Os parâmetros usados foram o coeficiente de correlação (r), o erro diferencial (MBE), erro quadrado significativo (RMSE) e o qui-quadrado (χ^2).

- Coeficiente de correlação (r); o qual decide que tão exatos são os valores simulados dos reais em função da linha reta, isto é, a proximidade de todos os valores terem o mesmo valor para cada condição no tempo, temperatura, velocidade e umidade absoluta. Apesar disto, nem sempre se pode afirmar que para valores de r próximos da unidade (1), representam o bom ajuste, já que é possível obter valores elevados de r quando a relação entre os dados reais e simulados não representam um comportamento linear.
- Qui-quadrado reduzido (χ^2); outro parâmetro que proporciona as variações dos resultados reais e simulados. Este parâmetro permite determinar realmente se é possível representar um conjunto de valores como distribuição normal, e verificar se este conjunto encontra-se dentro dos valores de probabilidade que permitem definir o mesmo.
- MBE ou erro diferencial; uma espécie de resíduo total, entre os valores reais e simulados.
- RMSE ou erro quadrado significativo; o resíduo quadrado total entre os valores reais e simulados.

A continuação apresenta-se os resultados obtidos mediante o ajuste das curvas que fornecem a potência máxima gerada na micro-turbina, vazão dos produtos da combustão, temperatura de exaustão, eficiência e fator de conversão da eficiência para qualquer valor de temperatura ambiente. As figuras 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 mostram os ajustes realizados com suas respectivas equações.

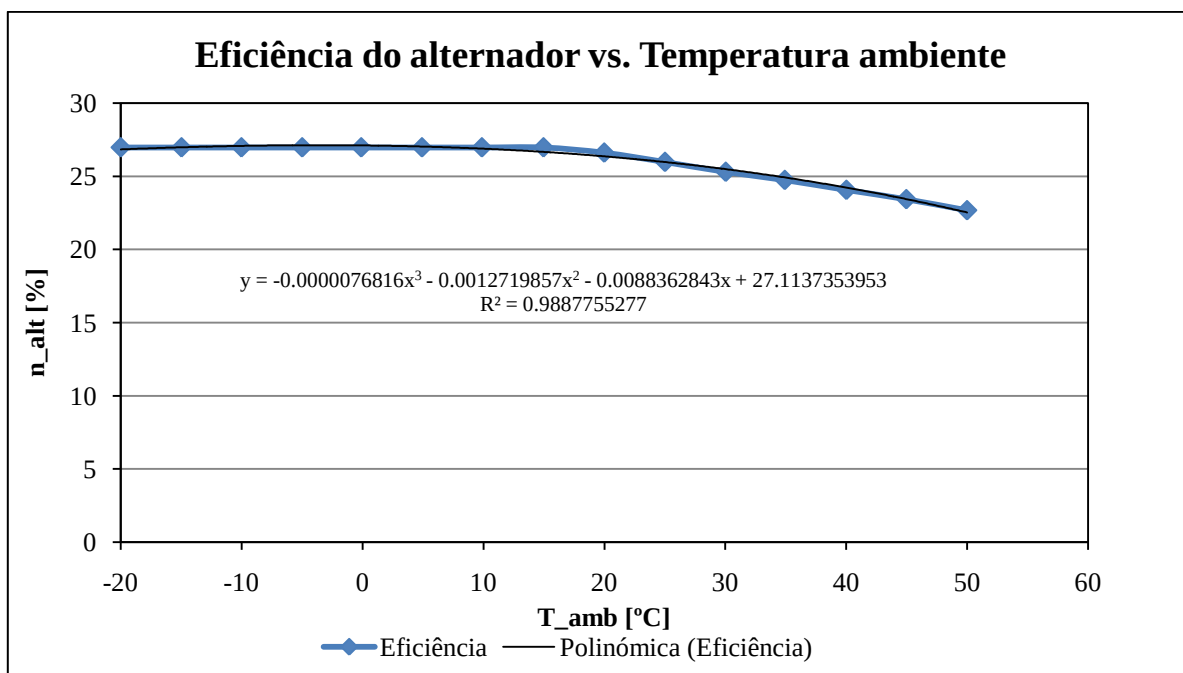


Figura 5.2. Eficiência do alternador da micro-turbina em função da temperatura de entrada (temperatura ambiente) ao compressor da turbina.

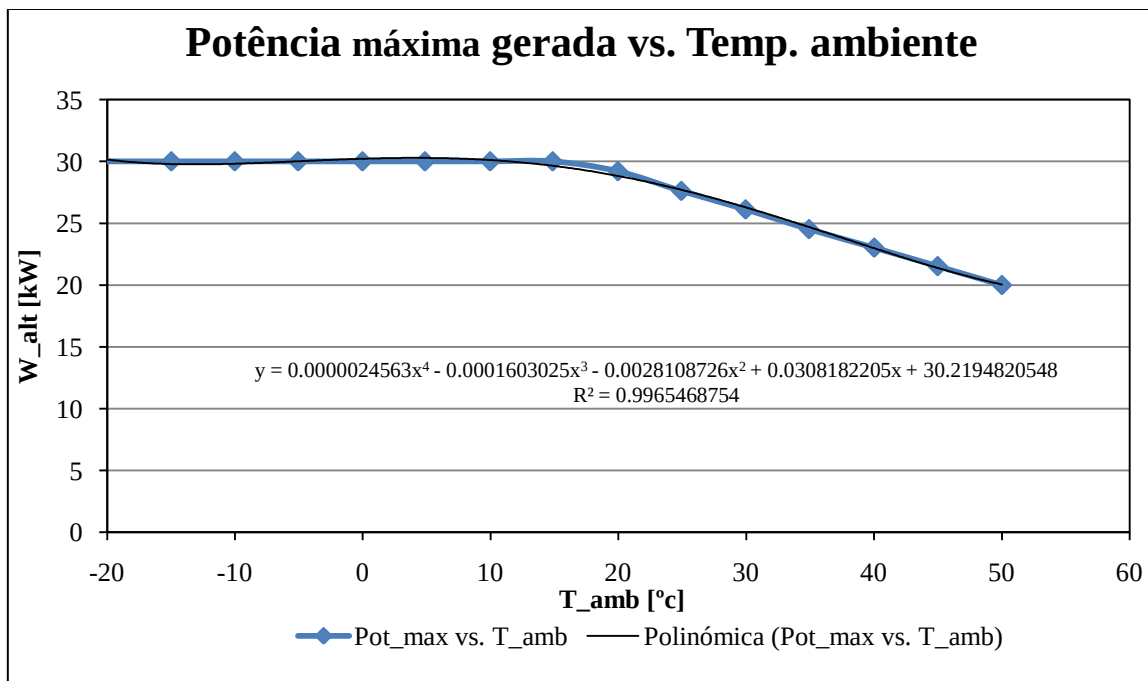


Figura 5.3. Potência máxima gerada no alternador em função da temperatura de entrada (Temperatura ambiente) ao compressor.

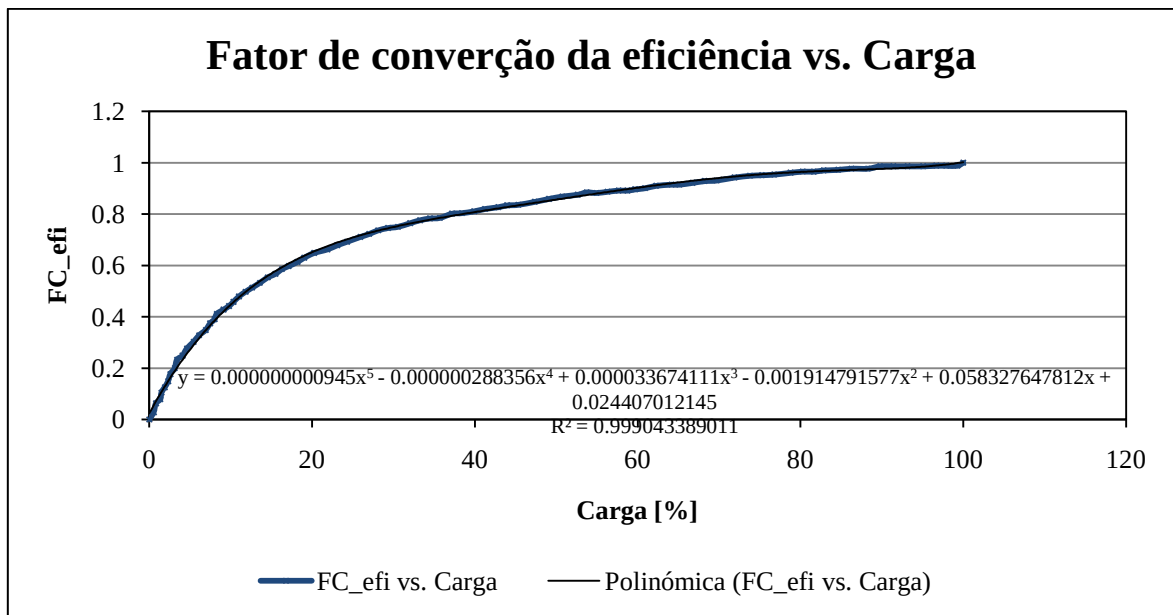


Figura 5.4. Fator de conversão da eficiência para qualquer valor de carga e temperatura ambiente.

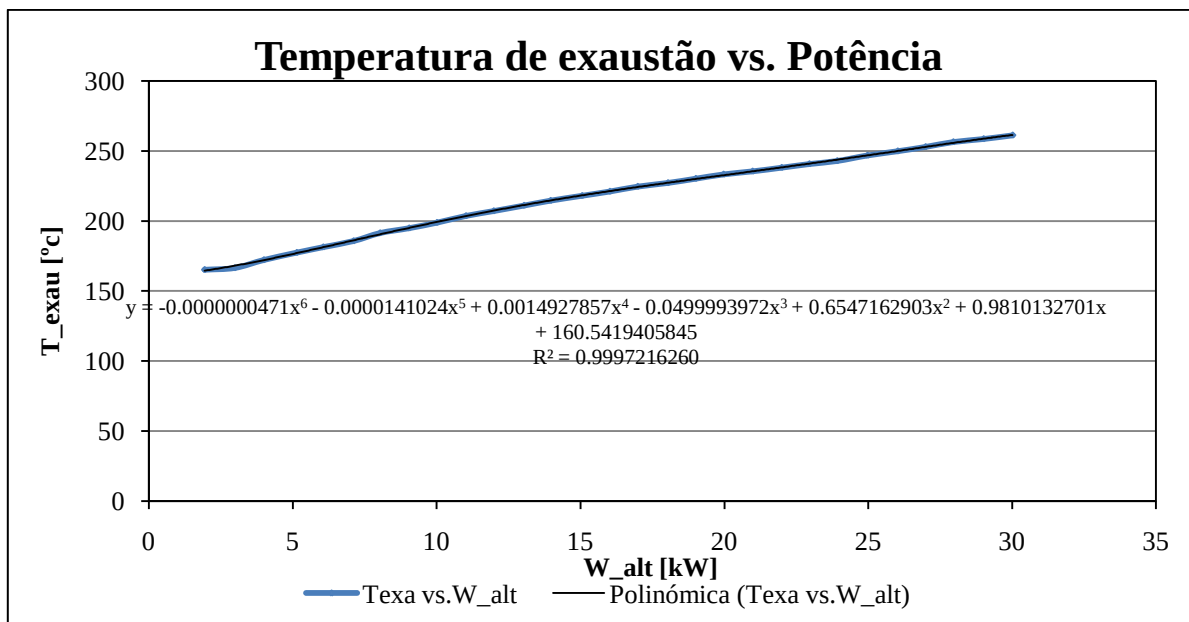


Figura 5.5. Temperatura dos gases ou produtos da combustão em função da potência real gerada na micro-turbina.

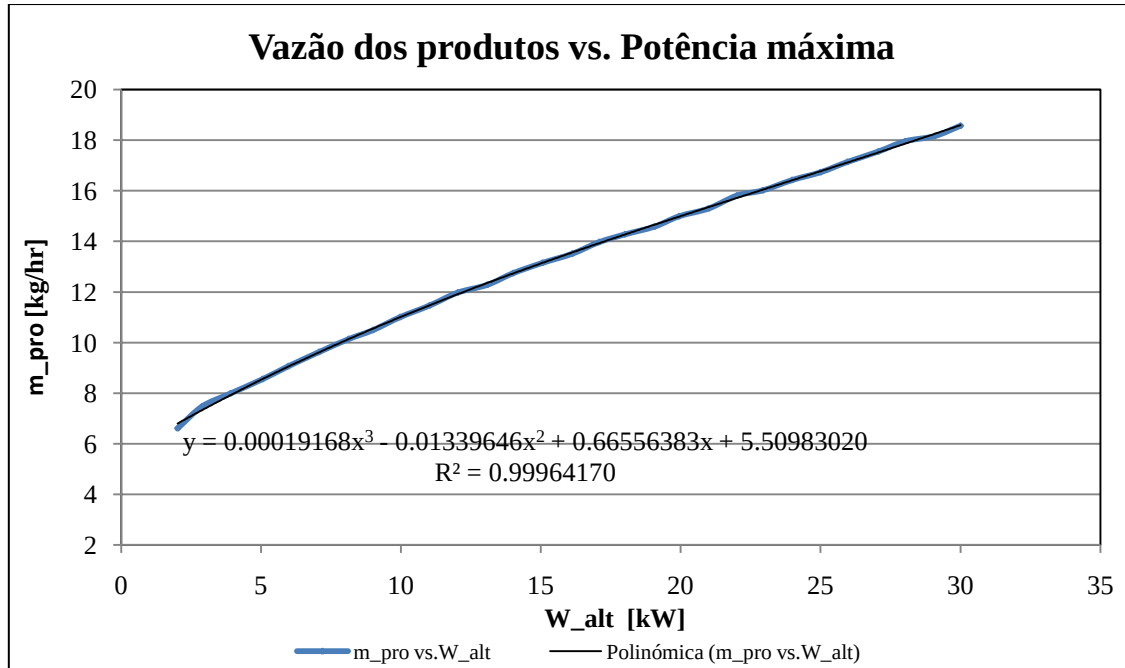


Figura 5.6. Vazão dos gases ou produtos da combustão em função da potência real gerada na micro-turbina.

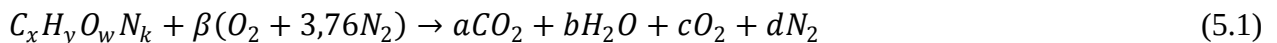
A tabela 5.1 mostra os resultados dos parâmetros estatísticos aplicados na validação das equações ajustadas.

Tabela 5.1. Parâmetros estatísticos aplicado para a validação das curvas da micro-turbina.

Par.	$\eta = f(T_{amb})$	$\dot{W}_{max} = f(T_{amb})$	$FC_{efi} = f(\%)$	$T_{exau} = f(\dot{W}_{alt})$	$\dot{m}_{exau} = f(\dot{W}_{alt})$
r	0,9988	0,9965	0,99904	0,99972	0,9996417
MBE	9,57073E-07	2,21174E-05	-0,000250185	-0,003620698	-1,49108E-05
RMSE	0,152740075	0,0201094044	0,008911747	0,0471376056	0,063825469
χ^2	0,031812996	0,055143838	8,42619E-05	0,0277744233	0,004526323

Como pode observar-se para Valores grandes de r (próximos de 1) e pequenos de MBE, RMSE e Qui-quadrado, as equações são consideradas válidas, ou seja, com boa aproximação à realidade das curvas apresentadas pelo fabricante.

Para determinar a vazão de gás natural a partir da potência e vazão dos produtos foi considerada a Lei da Conservação das Espécies, levando em conta uma reação para cada hidrocarboneto presente no combustível, segundo a composição do gás natural fornecida pela copergas. Estas turbinas funcionam considerando combustão completa com excesso de ar (entre 450 a 500%) para o processo. Não foi considerado o fenômeno de dissociação química. A seguinte equação apresenta o balanço geral para o cálculo da composição química dos produtos da combustão.



Para a determinação do calor específico, massa molar dos produtos foi considerada as frações parciais dos componentes dos produtos, da seguinte forma:

$$cp_p = \sum_i y_i cp_i \quad (5.2)$$

$$PM_p = \sum_i y_i PM_i \quad (5.3)$$

$$\text{Sendo } y_i \text{ a fração molar do componente } i, \text{ definida como; } y_i = \frac{n_i}{n_{total}}. \quad (5.4)$$

Os dados do trocador de calor (recuperador dos gases de combustão) foram fornecidos pelo engenheiro encarregado pelo dimensionamento do mesmo. (Correia R., 2006).

Para a determinação da Exergia física e química do ar e dos produtos da combustão foi considerado procedimento apresentado por Kotas T. J., 1995.

$$Ex_{ph} = m \left\{ cp \left[T - T_0 - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M} T_0 \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right\} \quad (5.5)$$

$$Ex_{ch} = m \left[\frac{\sum (y_i \cdot \bar{\epsilon}_i^{pa}) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum y_i \ln(y_i)}{M} \right] \quad (5.6)$$

Para determinar as irreversibilidades do sistema global, foi realizada a mesma metodologia mostrada no capítulo IV.

Finalmente para medir a eficiência energética e exergetica do sistema de cogeração foi aplicada novamente a primeira e segunda lei da termodinâmica, respectivamente.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{alt} + \dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_{gn} PCI_{gn}} \quad (5.7)$$

$$\psi_{global} = \frac{\dot{W}_{alt} + (Ex_{17} - Ex_{18})}{\dot{Ex}_{gn}} \quad (5.8)$$

5.2. Custos exergeticos

Para a determinação dos custos exergeticos do sistema de refrigeração por absorção em um sistema de cogeração foi necessário definir as unidades produtivas do sistema. Esta divisão consiste, basicamente, em toma de decisões para a determinação da distribuição dos custos em função dos insumos e produtos que atravessam os diferentes volumes de controles, os quais representam as unidades produtivas do sistema. A figura 5.1 mostra a divisão das unidades produtivas para a determinação dos custos exergeticos no sistema de cogeração. Foram selecionadas quatro unidades produtivas, a micro-turbina, o trocador de calor (recuperador), o chiller de absorção e a torre de resfriamento, devido que estes elementos integram os fluxos mais significativos para a cogeração de energia, ou seja, os equipamentos restantes encontram-se implicitamente definidos dentro deles, isto é, a micro-turbina envolve o compressor, turbina, câmara de combustão, pré-aquecedor do ar e o alternador. O chiller de absorção envolve as válvulas de expansão, condensador, gerador, evaporador, absorvedor, trocador de calor da solução e a bomba da solução. A torre de resfriamento envolve a bomba da torre, o ventilador e a própria torre.

Para a resolução do sistema é necessário realizar um balanço dos custos exergeticos em cada unidade o volume de controle, utilizando a matriz de incidência ou através das equações da conservação de custos exergeticos dos fluxos do sistema. (Santos Silva C. M, 2005). O modelo de Valero e Lozano (apud Santos Silva C. M, 2005) foi adotado para a resolução dos custos exergeticos dos fluxos. Este modelo enfatiza o custo exergetico como uma propriedade conservativa. É importante destacar que o numero de equações das unidades produtivas sempre é

menor ao numero de fluxos, portanto devem usar-se às regras de dotação de custos o qual fornecem uma metodologia racional para atribuir custos exergéticos, baseados unicamente na termodinâmica do problema. (Santos Silva C. M., 2005). A metodologia esta ligada meramente as seguintes considerações:

- O custo exergético do fluxo, insumo ou produto, é a quantidade necessária de Exergia para produzi-lo;
- Uma análise detalhada do subsistema ou unidade produtiva é a única condição para a atribuição dos custos exergéticos;
- Os custos exergéticos que entram no subsistema devem ser ligados com os que saem do subsistema.

A partir destas considerações diferentes autores (vários) propõem algumas regras básicas na determinação dos custos exergéticos dos fluxos envolvidos em cada subsistema.

A proposição 1 (P1) considera o custo exergético como uma propriedade conservativa, sendo:

$$\sum_{entra} B_i^* + \sum_{sai} B_i^* = 0 \quad (5.9)$$

A proposição 2 (P2) considera que na ausência de valorização externa do fluxo, o custo exergético é igual a sua própria Exergia, sendo:

$$B_i^* = Ex_i \quad (5.10)$$

A proposição 3 (P3) considera que um sistema com mais de um insumo entrando ou saindo, os custos unitários (k), de saída deverão ser iguais aos de entrada (regra de insumos), sendo:

$$\frac{B_{entra}^*}{Ex_{entra}} = \frac{B_{sai}^*}{Ex_{sai}} \rightarrow k_{entra} = k_{sai} \quad (5.11)$$

A proposição 4 (P4) considera que num sistema cujo produto é formado por vários fluxos, o custo exergético será o mesmo para cada um deles, (regra dos produtos), sendo:

$$k_{produto} = k_{produto\ 1} = k_{produto\ 2} \quad (5.12)$$

A proposição 5 (P5), considera que o fluxo será nulo quando não haverá utilização do mesmo posteriormente, sendo:

$$\frac{B_i^*}{Ex_i} = 0 \quad (5.13)$$

Aplicando a metodologia descrita anteriormente ao sistema de cogeração mostrado na figura 5.1 para todas as unidades produtivas podem-se determinar os custos exergéticos dos fluxos envolvidos. Para começar aplica-se a primeira proposição (P1) a todos os componentes.

Micro-turbina:

$$B_{24}^* + B_{23}^* - B_{25}^* - B_{alt}^* = 0 \quad (5.14)$$

Trocador de Calor (Recuperador):

$$B_{25}^* + B_{12}^* - B_{11}^* - B_{26}^* = 0 \quad (5.15)$$

Chiller de Absorção:

$$B_{11}^* + B_{bs}^* + B_{13}^* + B_{17}^* - B_{18}^* - B_{12}^* - B_{16}^* = 0 \quad (5.16)$$

Torre de Resfriamento:

$$B_{btr}^* + B_{21}^* + B_{19}^* + B_{ven}^* + B_{16}^* - B_{20}^* - B_{13}^* = 0 \quad (5.17)$$

Como foi explicado acima, o numero de equações é inferior ao numero de incógnitas, portanto aplicam-se as proposições restantes às unidades produtivas para obter um sistema determinado. A segunda preposição (P2) é executada segundo:

$$B_{24}^* = Ex_{24} \quad (5.18)$$

$$B_{23}^* = Ex_{23} \quad (5.19)$$

$$B_{alt}^* = \dot{W}_{alt} \quad (5.20)$$

$$B_{ven}^* = \dot{W}_{ven} \quad (5.21)$$

$$B_{btr}^* = \dot{W}_{btr} \quad (5.22)$$

$$B_{bs}^* = \dot{W}_{bs} \quad (5.23)$$

$$B_{21}^* = Ex_{21} \quad (5.24)$$

$$B_{19}^* = Ex_{19} \quad (5.25)$$

Da terceira proposição (P3) envolve os insumos do chiller e o recuperador de calor, como fonte de energia do processo.

$$\frac{B_{11}^*}{Ex_{11}} = \frac{B_{25}^*}{Ex_{25}} \quad (5.26)$$

Seguidamente pode-se aplicar a quinta proposição (P5) para os fluxos 20 e 30, já que esses fluxos não serão aproveitados posteriormente.

$$B_{20}^* = 0 \quad (5.27)$$

$$B_{26}^* = 0 \quad (5.28)$$

Finalmente aplica-se a quarta proposição (P4), regra dos produtos, no chiller de absorção calor, componente que tem como objetivo a produção de água gelada e água de saída de resfriamento, definido da seguinte maneira:

$$\frac{B_{16}^*}{Ex_{16}} = \frac{B_{18}^*}{Ex_{18}} \quad (5.29)$$

5.3. Custos monetários baseados na análise exergética

Um dos objetivos da análise termoeconômica é a busca de bases teóricas para a conservação e uso coerente da energia. Deste modo, a Teoria do Custo Exergético estabelece um critério geral que permite conhecer a eficiência energética de sistemas e esclarecer racionalmente o processo de geração dos produtos. Um exemplo básico é uma planta termelétrica na qual o sistema é formado por uma serie de subsistemas ou unidades produtivas, que são conectados entre si através de fluxos (massa e energia). Estes subsistemas interagem com o ambiente, consumindo insumos externos que são transformados em produtos. O objetivo final desta transformação é aumentar utilidade e confiabilidade econômica destes insumos.

Os custos monetários de uma instalação térmica representam uma necessidade em qualquer projeto de engenharia, freqüentemente eles são determinados em função na análise energética e com uma visão macro dos componentes envolvidos no sistema. Portanto, a análise exergoeconômica permite determinar os custos monetários em base exergética levando em consideração todos os fluxos envolvidos, principais e secundários, distribuindo os custos de melhor forma que a análise energética ou outra aplicada.

Sob a perspectiva de MOREIRA (apud Santos Silva C. M., 2005), em qualquer instalação térmica onde a produção de energia desempenhe papel principal, o desenvolvimento dos custos monetários de fluxos internos e dos produtos finais, depende diretamente das eficiências de cada componente, da operação e da manutenção, além do investimento realizado para adquirir-los. (Santos Silva C. M., 2005).

Para a quantificação dos fluxos monetários é necessário definir a unidade produtiva em função de custos iniciais (insumo), finais (produtos) e como já foi mencionado, investimento inicial, custos de operação e manutenção dos equipamentos que conformam a instalação térmica. A figura 5.7 mostra o balanço financeiro da unidade produtiva do sistema para a análise.

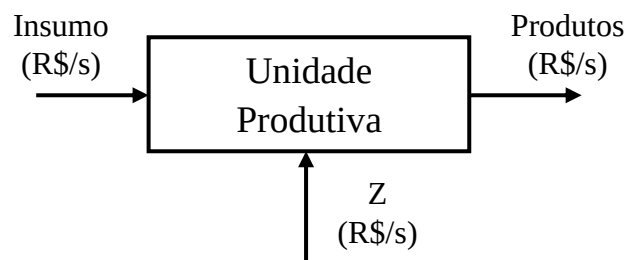


Figura 5.7. Balanço financeiro da unidade produtiva do sistema.

A equação que governa o balanço financeiro é mostrada a continuação:

$$\sum C_{ins}^* + Z_{inv} = \sum C_{pro}^* \quad (5.30)$$

Sendo:

$$C_{ins}^* = c_{ins} \cdot Ex_{ins} \quad (5.31)$$

$$C_{pro}^* = c_{pro} \cdot Ex_{pro} \quad (5.32)$$

O termo Z_{inv} representa o custo do investimento, operação e manutenção do equipamento em [R\$/s], C_i^* o custo monetário por unidade de tempo [R\$/s], e c_i o custo por unidade exergética [R\$/kW-hr].

Para a determinação do custo do investimento, manutenção e operação do equipamento pode-se usar a metodologia aplicada em diferentes trabalhos, (aplicado segundo Bejan et al., 1996). Ele expressa o valor financeiro do equipamento em função do fator de recuperação da capital (A/P), investimento inicial do equipamento (F_i) e o tempo de operação (t_{op}) do mesmo por ano. (Bereche P., 2007, Santos Silva C. M., 2005). Segundo o anterior tem-se:

$$Z_i = \frac{(A/P)}{t_{op}} F_i \quad (5.33)$$

$$\frac{A}{P} = \left[\frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (5.34)$$

Devido a que sistema de cogeração possui 4 componentes principais, e 17 fluxos de custos, é necessário usar equações auxiliares para complementar um sistema determinado. Para isto foi utilizado a metodologia aplicada por Bejan A. et al, 1996, Moran M. J. e Shapiro H. N., 2006.

Os custos por unidade de Exergia dos fluxos de gás natural, da água de alimentação e a eletricidade foram fornecidas considerando as tarifas cobradas pelas empresas de água, eletricidade e gás natural da cidade de Recife. (Compesa, Celpe, Copergas. Por este motivo, são definidos os custos dos estados 21 e 26, que implicam a água de alimentação da torre de resfriamento e o gás natural da micro-turbina, respectivamente. As tarifas consideradas para os custos de eletricidade, água e gás natural são do tipo comercial, já que a ideia principal deste sistema é a cogeração para estruturas comerciais e residenciais.). Essas tarifas foram selecionadas para o ano 2009. É necessário esclarecer que esta análise é do tipo demonstrativo, já que a metodologia usada depende de critérios subjetivos, e os valores de custos são aproximados ou ideais, os quais podem ser variados segundo o propósito. A tabela 5.2 mostra as tarifas das empresas de água, eletricidade e gás natural da cidade de Recife, Pernambuco.

Tabela 5.2. Valores cobrados pela empresa de eletricidade, água e gás natural de Recife, valores obtidos para o ano vigente. (Fonte: Compesa, Copergas e Celpe).

Empresa	Compesa [R\$/m³]	Celpe [R\$/kW-hr]	Copergas [R\$/m³]
Valores	1,17	0,487	1,1151

Outro custo definido é a saída dos gases de combustão da turbina, já que a finalidade da turbina é a geração de energia elétrica, e, portanto todos os custos envolvidos à aquisição e funcionamento da turbina devem ser responsáveis pela energia gerada na mesma, como é mostrado na seguinte equação. (Bejan A. et al, 1996, Moran M. J. e Shapiro H. N., 2006.).

$$c_{25} = c_{24} \quad (5.35)$$

A energia necessária para operar a bomba da solução, bomba da torre e o ventilador, é fornecida pela geração de energia elétrica da micro-turbina. Segundo as seguintes equações.

$$c_{btr} = c_{bs} = c_{ven} = c_{alt} \quad (5.36)$$

Nesta análise a taxa de juros foi selecionada de 12 % ao ano, para um período de 10 anos. Estes dados são valores demonstrativos para a análise do sistema. (Bereche P., 2007, Santos Silva C. M., 2005). Os cálculos foram realizados para 8000 horas de funcionamento por ano. (Bereche P., 2007, Santos Silva C. M., 2005).

A tabela 5.3 mostra os valores do investimento inicial de cada equipamento do sistema de cogeração. Os valores são baseados segundos os fornecedores dos equipamentos. (Alpina, Capstone, Yazaki Energy systems). Esses valores foram tomadas diretamente dos fabricantes indicados para o ano de compra (2005) do chiller, micro-turbina, tanque e torre de resfriamento.

Tabela 5.3. Investimento inicial de cada componente que integra o sistema de cogeração.

Componente	Valor (R\$)
Micro-turbina	130000,00
Recuperador (trocador)	14000,00
Chiller de Absorção (WFC-SC10)	80000,00
Torre de Resfriamento	7000,00

6. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

6.1. Resultados da simulação numérica do chiller de absorção

Nesta seção pretende-se mostrar a simulação do chiller *WFC-SC10* a partir dos dados nominais do fabricante, incluindo o chiller, torre e bomba de resfriamento. Na tabela 6.1 são mostrados os dados nominais principais usados para a simulação. Os coeficientes globais de transmissão de calor são calculados, assim como as efetividades dos trocadores de calor.

Tabela 6.1. Dados de entrada para o chiller *WFC-SC10*.

Dados	Valor
Temperatura de entrada do gerador (°C)	88
Temperatura de saída do condensador (°C)	35
Temperatura do condensador (°C)	36
Temperatura do evaporador (°C)	3,89
Vazão de água do gerador (kg/s)	2,39
Vazão de água do evaporador (kg/s)	1,52
Vazão de água do condensador (kg/s)	5,08
Vazão de água do absorvedor (kg/s)	5,08

Foram usados os procedimentos da torre e bomba da água de resfriamento, os quais definem o estado de entrada no absorvedor (circuito da água fria do chiller).

A tabela 6.2 mostra a comparação dos valores simulados, como temperatura de saída do gerador, temperatura de saída da bomba da torre (entrada do absorvedor), temperatura de saída do evaporador, e finalmente o COP energético do chiller.

Tabela 6.2. Comparação entre os valores do COP fornecido pelo fabricante e os simulados para o chiller *WFC-SC10*.

Parâmetros	Programa	Fabricante	Erro (%)
COP	0,741	0,735	0,831
T12	82,981	83,000	0,024
T18	6,799	7,000	2,873
T22	30,86	31,000	0,452

Os valores confirmam os bons resultados alcançados pelo programa apresentando um erro máximo para a temperatura de saída do evaporador de 2,873% e mínimo para a temperatura de entrada no absorvedor de 0,452%. O erro de 2,873% na temperatura deve-se, intrinsecamente, a que o programa de simulação considera os trocadores de calor 100 % eficientes, ou seja, não ocorre troca de calor com a vizinhança, carregando esse efeito à simulação do chiller de absorção.

Nas tabelas 6.3 e 6.4 são mostrados os estados termodinâmicos do sistema de absorção para a simulação do *Chiller WFC-SC10*, conforme os pontos indicados na figura 4.10, considerando a torre e bomba de resfriamento. São mostradas as temperaturas, pressões entálpicas específicas, entropias específicas, concentrações da solução de BrLi e fluxos mássicos, além dos fluxos exergéticos específicos (parcelas física e química) e da exergia total de cada estado termodinâmico por kW.

Tabela 6.3. Estados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção.

Fluxo	T [C]	p [kpa]	h [kJ/Kg]	s [kJ/Kg-K]	X _{BrLi} [%]	m [kg/s]
1	34,6100	0,8018	88,9300	0,2083	56,2200	0,2291
2	34,6100	5,9580	88,9300	0,2083	56,2200	0,2291
3	63,4700	5,9580	147,0400	0,3888	56,2200	0,2291
4	80,3600	5,9580	196,8800	0,4541	60,4300	0,2132
5	47,8100	5,9580	134,4300	0,2688	60,4300	0,2132
6	42,8100	0,8018	134,4300	0,2713	60,4300	0,2132
7	76,9200	5,9580	2643,6700	8,5660		0,0160
8	36,0400	5,9580	150,9400	0,5190		0,0160
9	3,7920	0,8018	150,9400	0,5454		0,0160
10	3,7920	0,8018	2507,4900	9,0550		0,0160
11	88,0000	186,1000	368,5200	1,1690		2,3900
12	82,9800	186,1000	347,4200	1,1110		2,3900
13	30,8600	186,1000	129,2600	0,4484		5,0800
14	33,1300	186,1000	138,7600	0,4795		5,0800
15	33,1300	186,1000	138,7600	0,4795		5,0800
16	35,0000	186,1000	146,5900	0,5050		5,0800
17	12,5000	186,1000	52,4500	0,1878		1,5200
18	6,7990	186,1000	27,7300	0,1003		1,5200
19	30,0000	101,3000	82,6600	5,8980		3,3700
20	31,0000	101,3000	105,0900	5,9720		3,3970
21	30,0000	101,3000	125,6700	0,4365		0,0274
22	30,8600	101,3000	129,1800	0,4483		5,0800

Tabela 6.4. Fluxos exergéticos (Exergia física e química) do sistema.

Fluxo	ex_{ph} [kJ/kg]	ex_{ch} [kJ/kg]	EEx [kW]
1	57,8400	460,9800	118,8609
2	57,8400	460,9800	118,8610
3	62,1500	460,9800	119,8479
4	92,5000	477,7400	121,5495
5	85,3000	477,7400	120,0147
6	84,5600	477,7400	119,8555
7	94,2700	49,9600	2,2999
8	0,7400	49,9600	0,8084
9	-7,1100	49,9600	0,6832
10	-187,5800	49,9600	-2,1945
11	24,4500	49,9600	177,8258
12	20,8800	49,9600	169,2961
13	0,1400	49,9600	254,4987
14	0,3600	49,9600	255,6078
15	0,3600	49,9600	255,6078
16	0,5900	49,9600	256,7833
17	1,0300	49,9600	77,4979
18	2,3800	49,9600	79,5525
19	0,0400	0,0000	0,1458
20	0,0600	0,0000	0,2111
21	0,0800	49,9600	1,3710
22	0,0600	49,9600	254,0796

Na tabela 6.5 são mostrados os fluxos de energia (calor ou trabalho) para cada componente do sistema de absorção, irreversibilidades, efetividades dos trocadores de calor, eficiência energética e exergética, e o grau de perfeição termodinâmico.

Tabela 6.5. Resultados da análise energética e exergética para os componentes do sistema.

Componente	E (kW)	I_d (kW)	I_{d-rel} (%)	ε	η	Ψ	δ
Gerador	50,43	4,528	31,9757	0,205	1	0,469	0,984
Condensador	39,75	0,316	2,231526	0,641	1	0,786	0,998
Absorvedor	48,27	2,309	16,3056	0,189	1	0,924	0,999
Evaporador	37,10	0,8232	5,8132	0,676	1	0,714	0,989
Trocador de Calor	13,31	0,5479	3,86915	0,712	1	0,643	0,999
Válvula do Refrigerante	n/a	0,1259	0,88907	n/a	n/a	0,125	0,845
Válvula da Solução	n/a	0,1592	1,12423	n/a	n/a	0,159	0,998
Bomba da Solução	0,00073	0,00071	0,00520	n/a	1	1	1
Bomba da torre	0,9618	0,5428	3,83314	n/a	0,45	0,4357	0,998
Torre de Resfriamento	88,02	4,808	33,9530	0,487	0,9517	0,982	0,9979

A tabela 6.6 mostra a comparação entre os fluxos energéticos fornecidos pelo fabricante e os simulados.

Tabela 6.6. Fluxos energéticos fornecidos pelo fabricante e os simulados pelo modelo.

Componente	Q_fab [kW]	Q_sim [kW]	Erro (%)
Gerador	50,2	50,43	0,458
Condensador	39,1	39,75	1,6624
Evaporador	35,2	37,10	5,965
Absorvedor	46,3	48,27	4,2548596

Pode-se observar que o maior erro ocorre para o fluxo de calor do evaporador, sendo de 5,965%, e o menor para o gerador de 0,458%. A figura 6.1 mostra a comparação entre os fluxos energéticos apresentados na tabela 6.6.

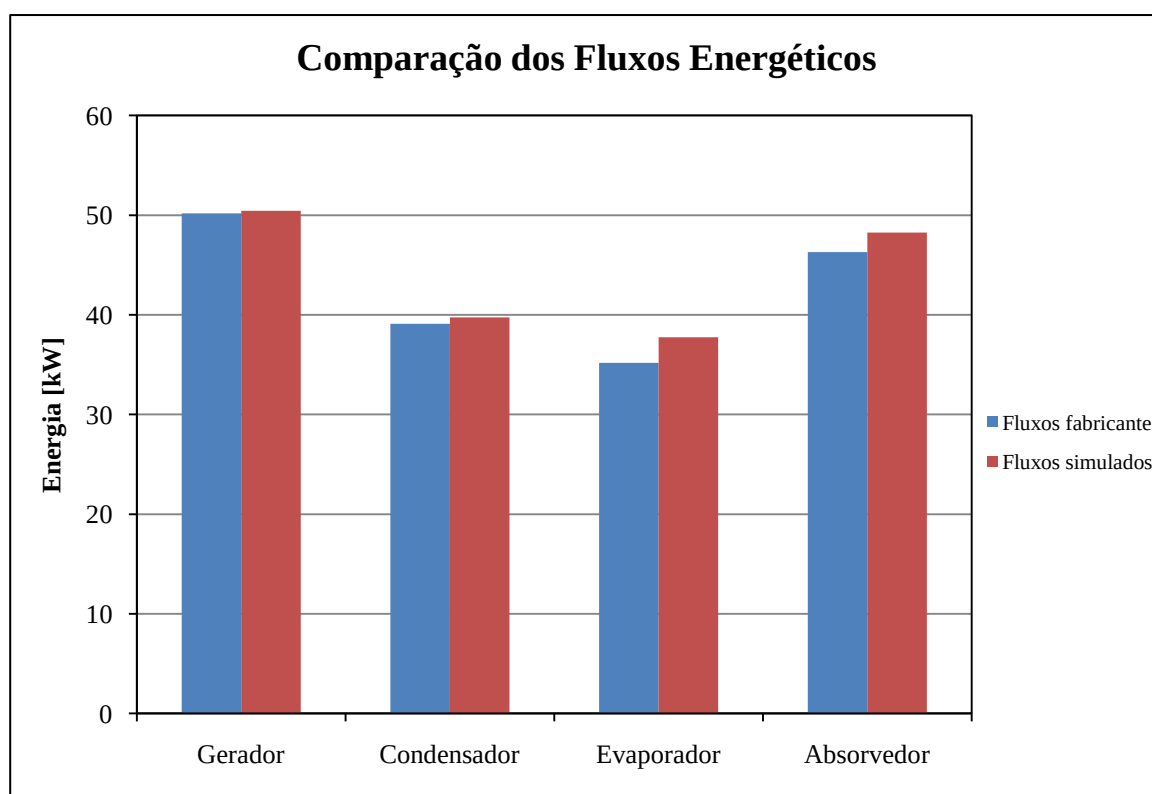


Figura 6.1. Comparação dos fluxos de calor fornecidos pelo fabricante e os simulados no programa.

A figura 6.2 mostra os fluxos energéticos (Calor e potencia) dos componentes do sistema de refrigeração por absorção. Como pode observar-se o fluxo de calor da torre de resfriamento possui um maior valor, devido a ser o equipamento encarregado de retirar os fluxos de calor do absorvedor e o condensador do chiller. Reafirma-se que o consumo de elétrico do chiller é significativamente pequeno devido à baixa potência consumida pela bomba da solução, não tendo influencia no COP do chiller. Além disso, a importância que representa o trocador de calor da solução BrLi – H₂O , já que permite reaproveitar essa energia (13,31 kW), para o pré-aquecimento da solução fraca de brometo de lítio, aumentando o COP, como fosse especificado na literatura. (Herold et al., 1996).

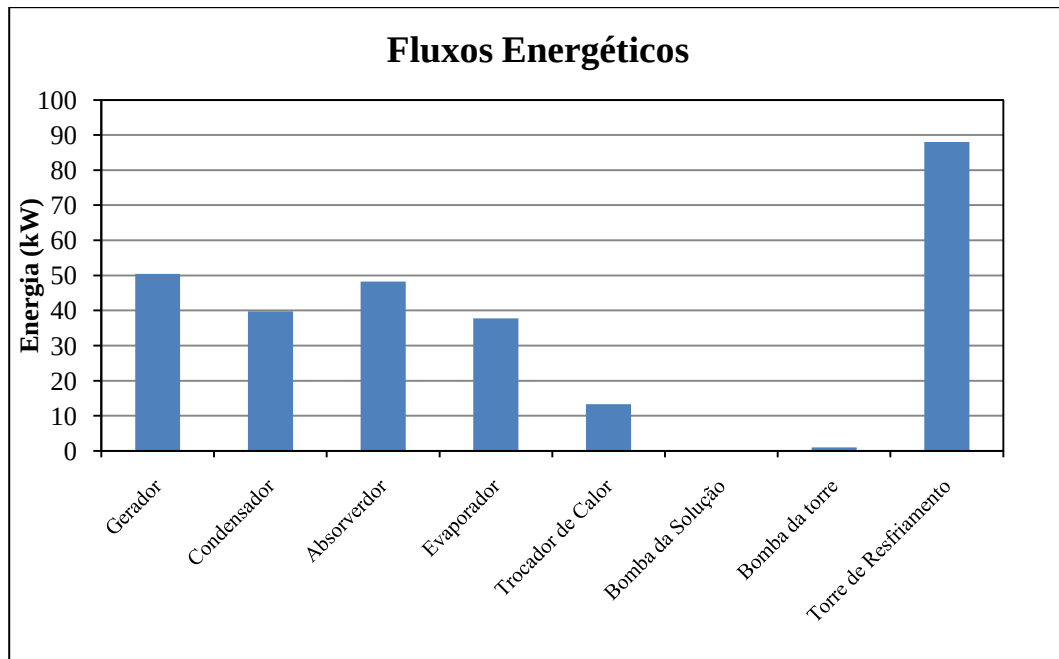


Figura 6.2. Fluxos de calor e potencia dos componentes do sistema de refrigeração por absorção.

Como pode ser observado na figura 6.3 o componente que apresenta maior destruição de exergia é a torre de resfriamento, seguido pelo gerador e o absorvedor do *chiller* de absorção. Esses valores devem-se primeiramente a quantidade de calor que é rejeitado na torre de resfriamento, no gerador e absorvedor, às baixas efetividades de transmissão de calor, originando perdas significativas no processo.

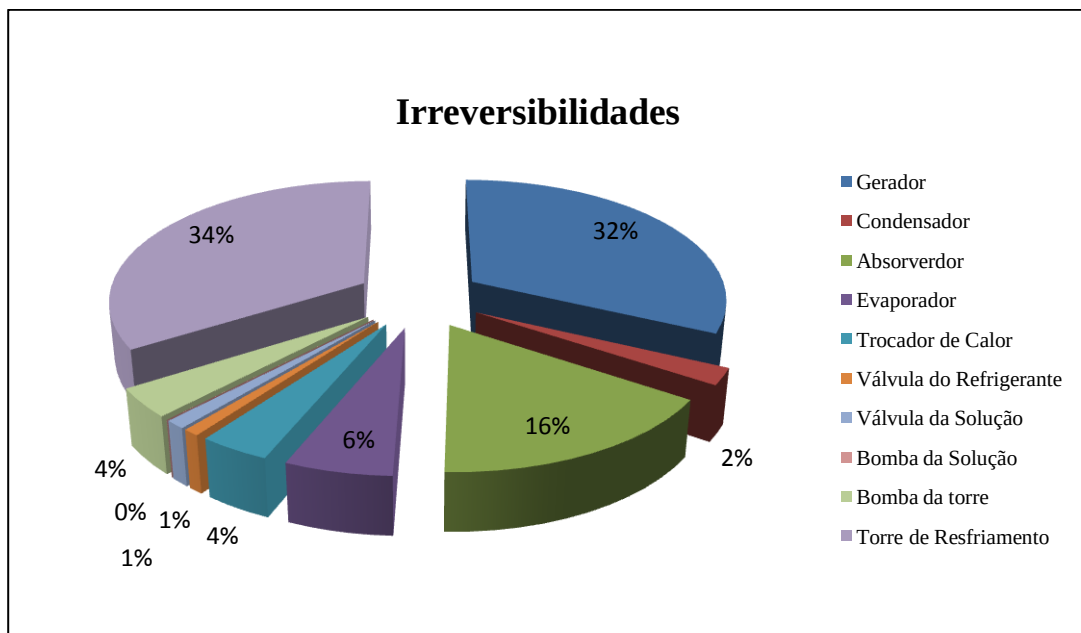


Figura 6.3. Percentagens das irreversibilidades dos componentes do sistema de absorção, incluindo a torre e bomba de resfriamento.

O valor obtido do COP energético foi de 0,7406 e do exergético foi de 0,2409. O valor total da Exergia perdida ou o total das irreversibilidades do sistema foi de 14,161 kW.

Como parte da simulação do modelo, foram simulados três cenários para reproduzir os dados fornecidos pelo fabricante do *chiller*. As figuras 6.4, 6.5 e 6.6 mostram os cenários reproduzidos pelo modelo considerando os dados iniciais apresentados na tabela 6.1.

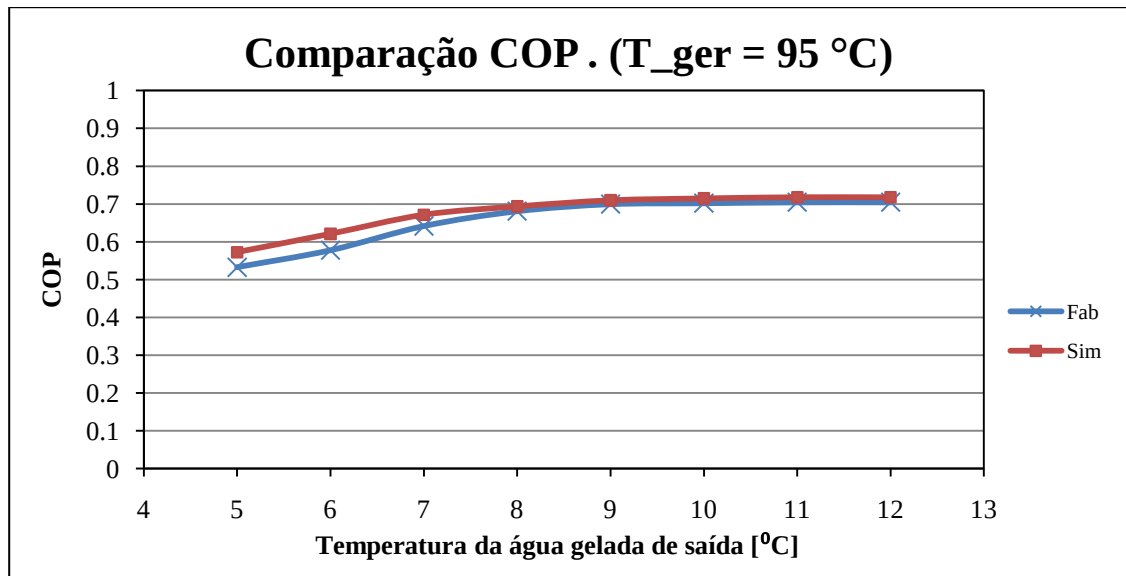


Figura. 6.4. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de 95 °C.

Pode-se observar, para uma temperatura de 95°C, o COP simulado é relativamente o mesmo ao do fabricante, fornecendo um erro máximo de 5,25% para temperaturas entre 5 e 7 °C, sendo mínimo (1,45%) para temperaturas maiores de 7°C.

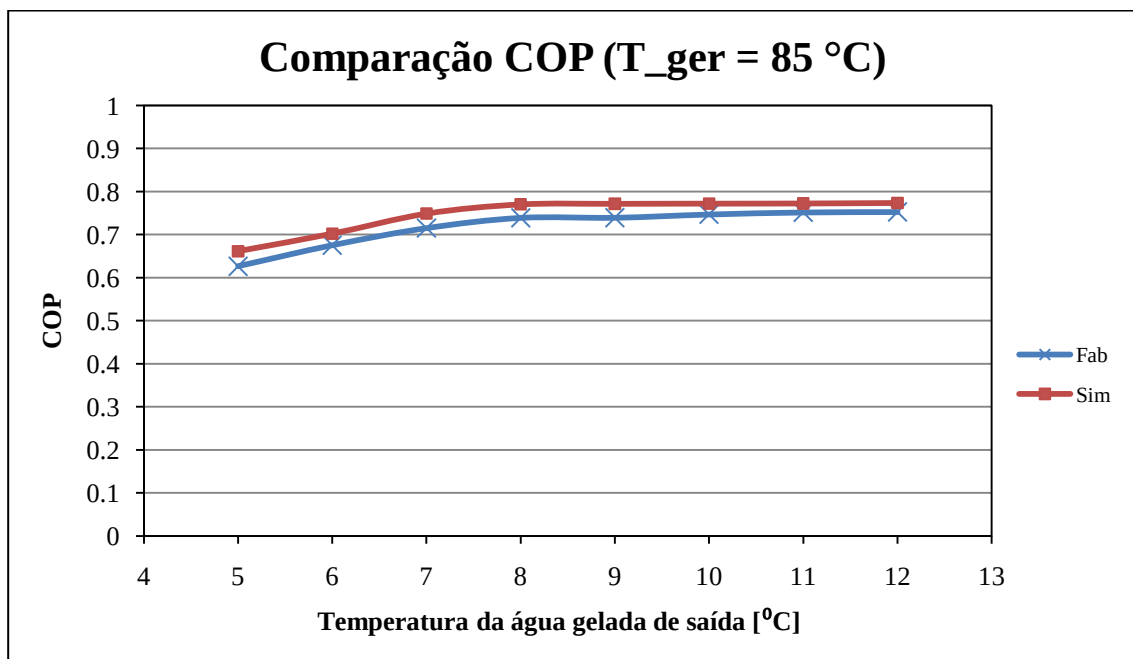


Figura. 6.5. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de 85 °C.

Novamente, na figura 6.5 para uma temperatura de 85°C, mostra-se o mesmo comportamento ao anterior sendo o erro máximo e mínimo de 5,57% e 2,45%, respectivamente.

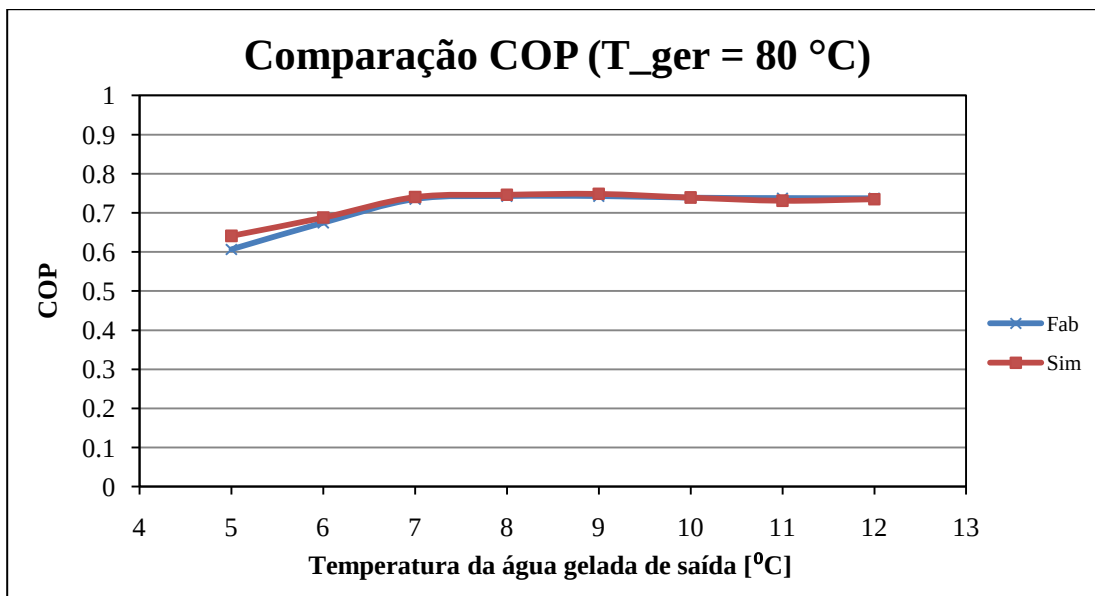


Figura. 6.6. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Finalmente, para uma temperatura de água quente de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, o COP simulado forneceu resultados bons, já que o erro máximo foi de 5,75%, tendendo a zero (0,1%) para valores acima de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura à qual o chiller opera frequentemente.

É importante ressaltar que para temperaturas abaixo de $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ na saída da água gelada, existe o perigo de congelamento do refrigerante já que atinge um valor aproximado de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ para realizar a troca de calor entre os fluidos envolvidos. Daqui a importância de manter todos os parâmetros de operação dentro da faixa permitida pelo fabricante. (Yazaki Energy System, 2003).

A continuação apresenta-se a variação de certos parâmetros que influenciam o rendimento do COP do sistema. Os parâmetros selecionados foram; temperatura de entrada da água quente do chiller, temperatura do condensador e evaporador, concentração da solução de brometo de lítio, e carga de resfriamento (fluxo de calor no evaporador).

A figura 6.7 mostra o comportamento do COP em função da temperatura de entrada da água quente.

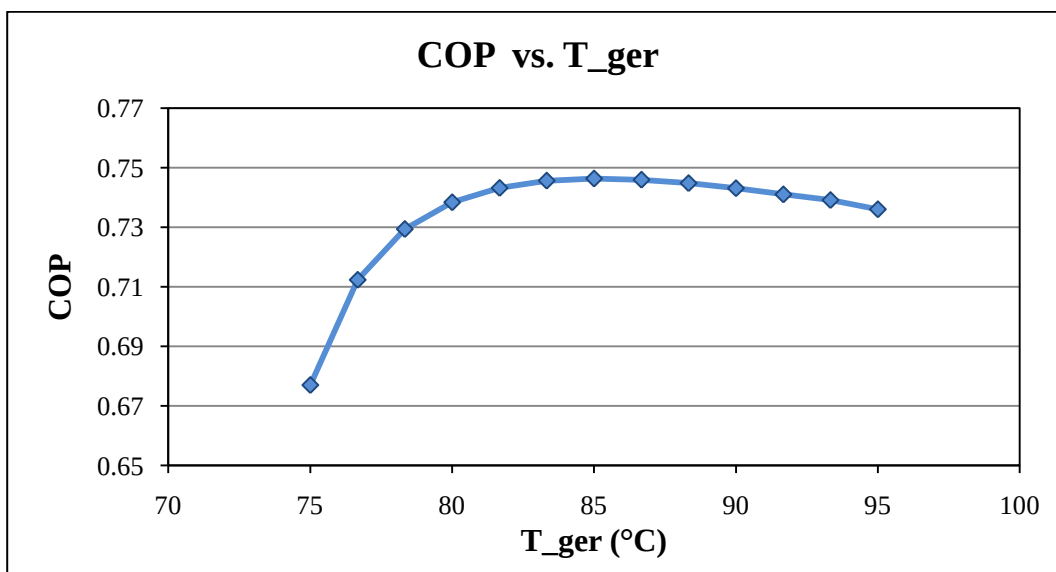


Figura 6.7. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de entrada da água quente.

Pode-se observar que o valor do COP tende a aumentar à medida que a temperatura de entrada da água quente (valores recomendados pelo fabricante, Yazaki Energy System, 2003) incrementa-se até atingir um valor máximo de 0,74632 ($T_{\text{ger}} = 85^{\circ}\text{C}$), e posteriormente diminuindo até 0,736. Isto é devido ao acréscimo na temperatura do refrigerante (ponto 7) e da solução de alta concentração (ponto 4) o qual origina um aumento na energia interna no condensador e o absorvedor.

As figuras 6.8 e 6.9 mostram o comportamento do COP em função da temperatura de condensação e evaporação, respectivamente. Estas temperaturas são parâmetros de projeto para a fabricação do chiller, as quais governam as pressões de alta e baixa do equipamento, além de influenciar, implicitamente, nos valores de concentração da solução de brometo de lítio do sistema.

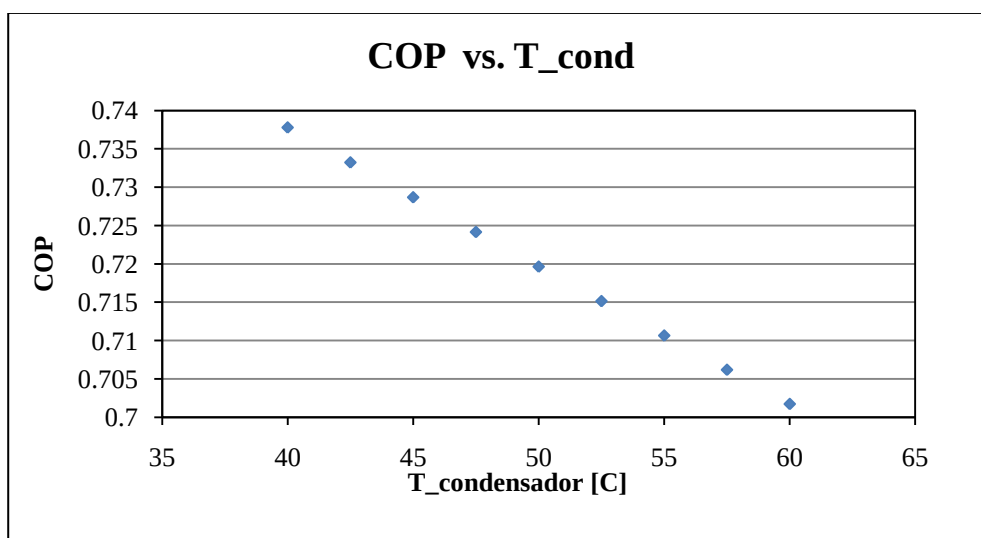


Figura 6.8. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de condensação.

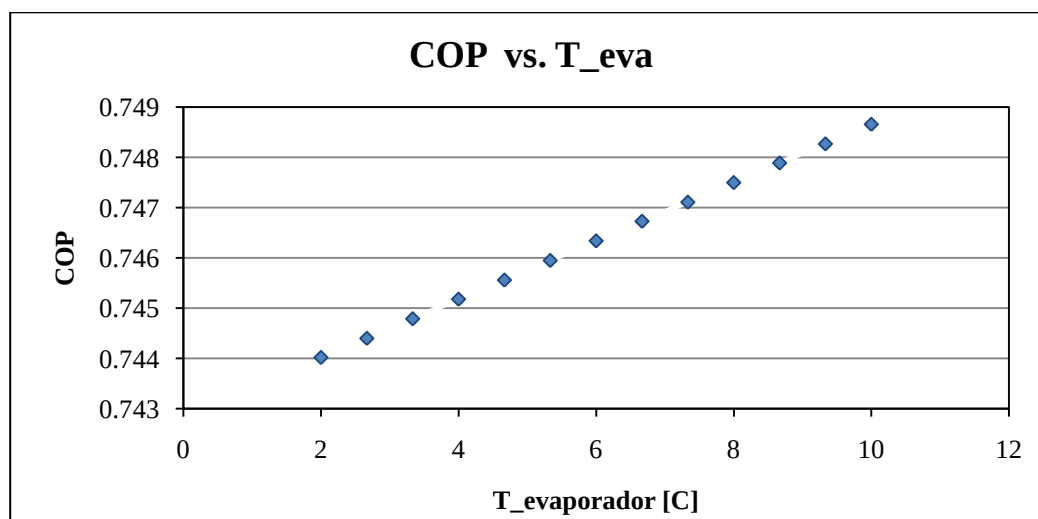


Figura 6.9. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de evaporação.

Pode-se observar que a variação do COP para as temperaturas de evaporação e condensação, tem um comportamento oposto, ou seja, em quanto à temperatura de condensação diminui, o COP tende a aumentar, pelo contrario quando a temperatura de evaporação aumenta o COP tende a aumentar. Logo, quanto menor seja a temperatura de

condensação, e maior a temperatura de evaporação, melhor rendimento do COP para o sistema de absorção.

As figuras 6.10 e 6.11 mostram o comportamento do COP para diferentes valores de concentrações, tanto para uma solução fraca como para uma solução forte, segundo os valores recomendados (Herold et al., 1996, e outros).

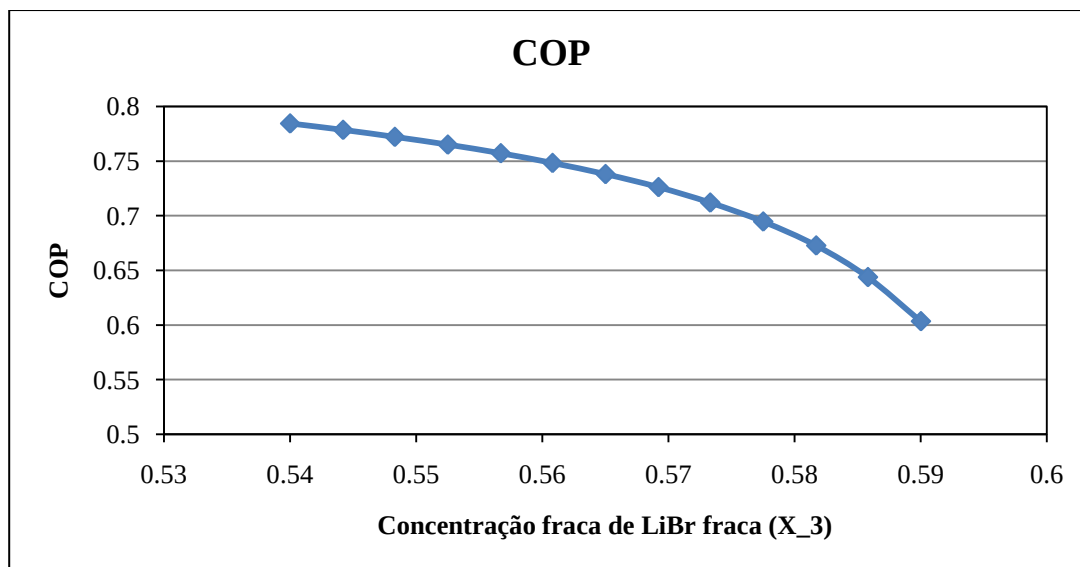


Figura 6.10. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração fraca da solução BrLi.

Pode-se observar que o COP diminui à medida que aumenta a concentração de brometo de lítio, tendo uma queda brusca para valores maiores de 57 %, devido a ser o limite superior para concentrações fracas de BrLi para estes equipamentos. (Herold et al., 1996). O valor máximo do COP é atingido para uma concentração de 54 %.

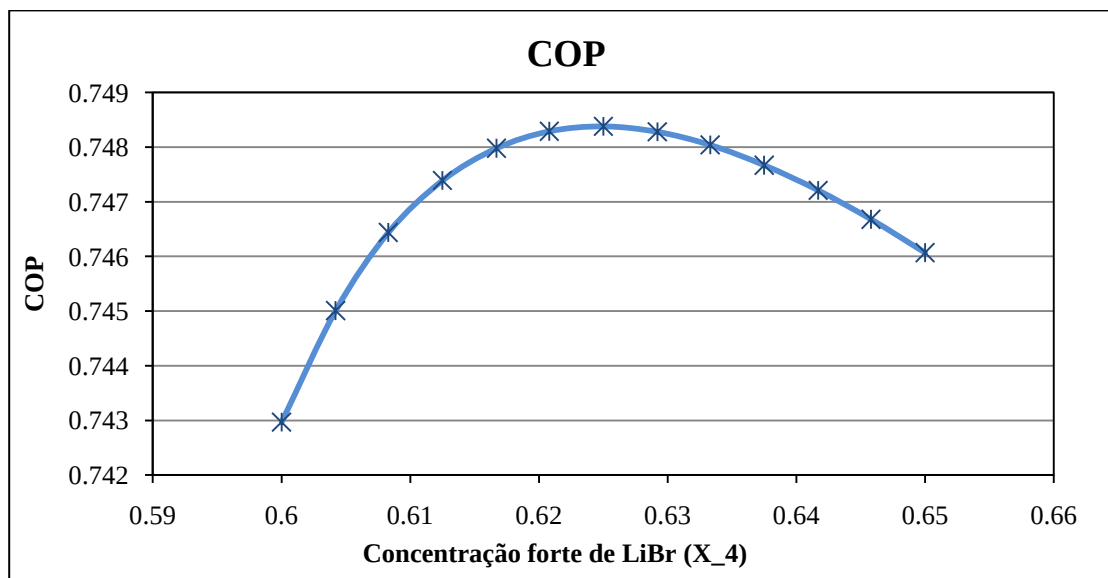


Figura 6.11. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração forte da solução BrLi.

Pode-se observar que o comportamento do COP para este caso (concentração forte de BrLi), é diferente ao caso anterior (concentração fraca de BrLi), já que apresentam-se um aumento à medida que aumenta a concentração de brometo de lítio, sendo seu valor máximo para 62,5%, seguidamente diminuindo até 0,7433. É importante ressaltar que a concentração

forte da solução BrLi, representa a linha com maior risco de cristalização da solução, sendo fator principal no dimensionamento e especificação para o correto funcionamento do chiller de absorção. (Herold et al., 1996).

A figura 6.12 mostra o comportamento do COP em função da temperatura de saída da água gelada do sistema.

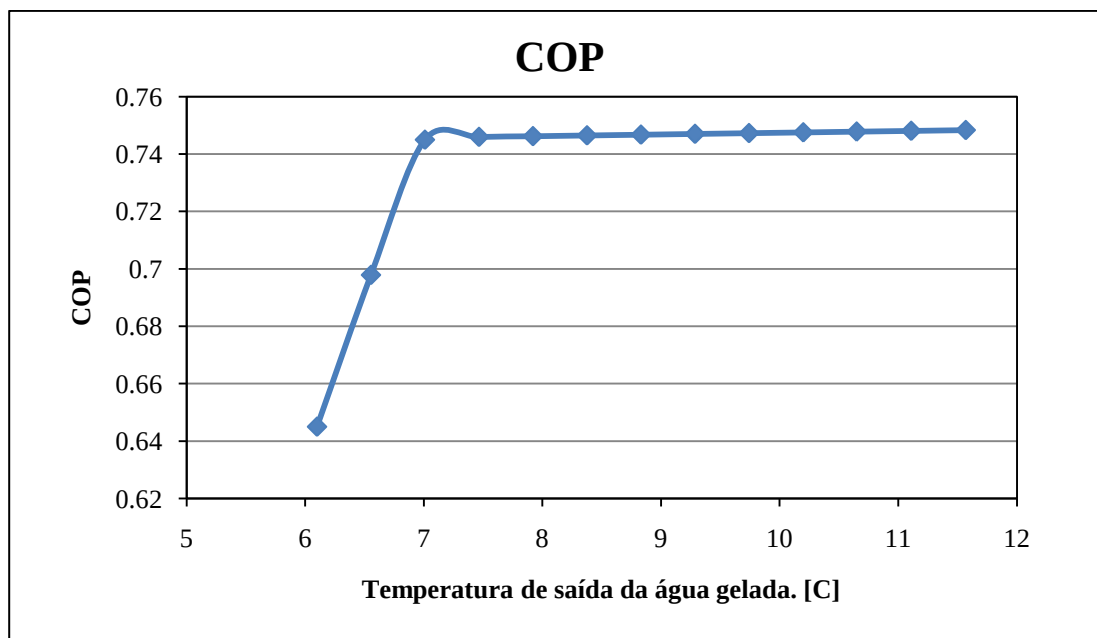


Figura 6.12. Comportamento do COP do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de saída da água gelada do sistema.

O COP do sistema aumenta quando a temperatura de saída da água gelada aumenta, dentro dos valores recomendados pelo fabricante, ou seja, entre 6 e 14 °C, devido à produção de uma maior capacidade de resfriamento no evaporador. Apesar disto, o aumento é relativamente pequeno com o aumento da temperatura, devido à influência de outros fatores como a pressão no evaporador e o absorvedor. Este efeito diminui, de maneira insignificante, a fração mássica. Em geral, a variação da temperatura da água gelada ocasiona efeitos de temperaturas que equilibram a capacidade de resfriamento de maneira que o aumento do COP é pequeno.

A continuação apresenta-se a influência da análise exergética no comportamento no sistema de refrigeração por absorção.

A figura 6.13 mostra o comportamento do COP exergético em função da temperatura de entrada da água quente do sistema.

Como era de esperar-se a variação do COP exergético apresenta a mesma tendência do COP energético do sistema, já que os fatores que determinam seu valor é função dos fluxos do evaporador e gerador. A diminuição do COP exergético é devido ao aumento das percas exergéticas nos trocadores de calor do chiller. No caso do COP exergético leva em consideração a exergia destruída em cada componente (gerador e evaporador), em quanto no COP energético não é capaz de considerar estas percas.

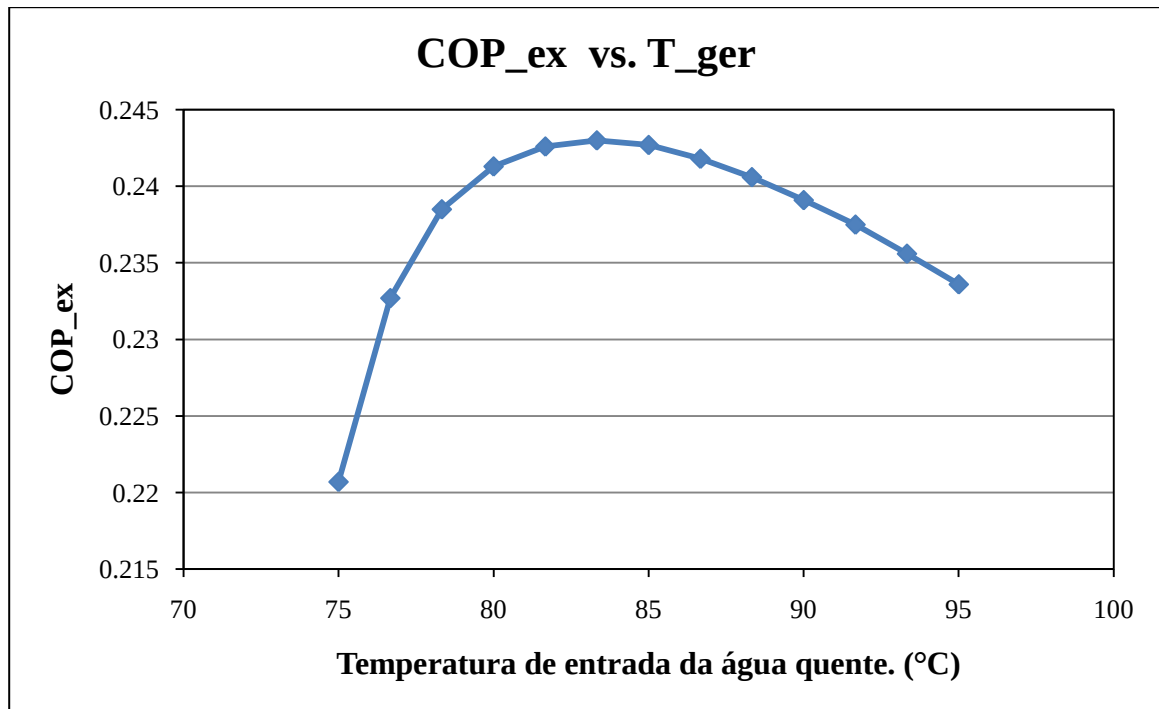


Figura 6.13. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de entrada da água quente do sistema.

As figuras 6.14 e 6.15 mostram o comportamento do COP exergético em função da temperatura de condensação e evaporação do sistema de refrigeração por absorção.

Pode-se observar que a tendência do COP ao variar a temperatura de condensação e evaporação, é a mesma apresentada pelo COP calculado energeticamente, sendo o COP exergético de menor proporção devido às irreversibilidades dos componentes envolvidos.

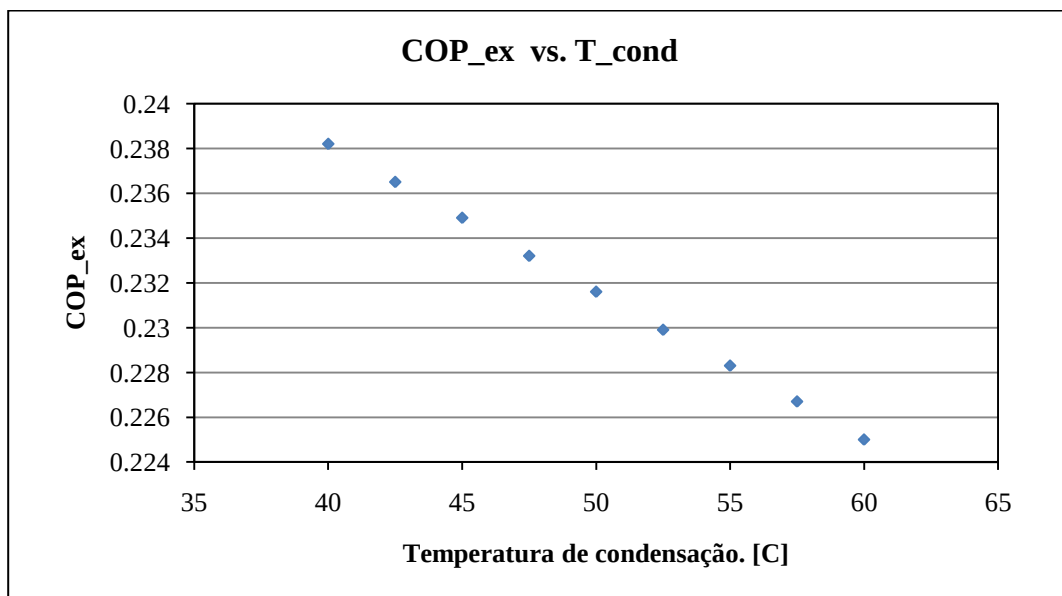


Figura 6.14. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de condensação do sistema.

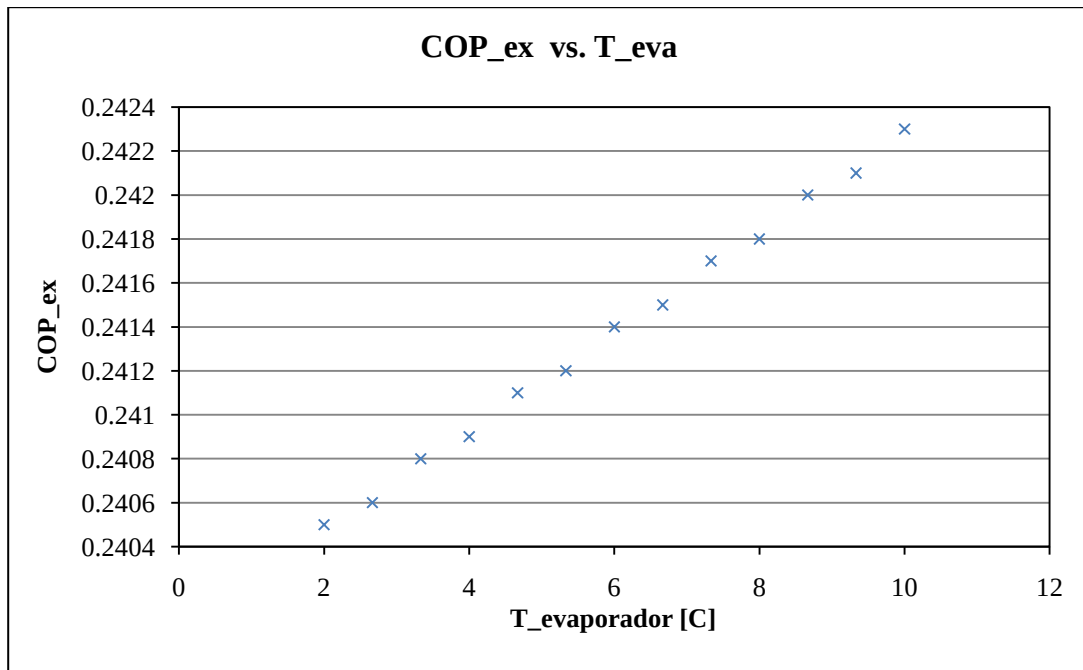


Figura 6.15. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de evaporação do sistema.

As figuras 6.16 e 6.17 mostram o comportamento do COP exergético ao variar a concentração de brometo de lítio.

Pode-se observar que a tendência das curvas do COP baseado na análise exergética são as mesmas apresentadas pelas curvas do COP baseado na análise energética, sendo o COP exergético menor devido às perdas de Exergia nos fluxos do sistema de refrigeração por absorção, ou seja, as irreversibilidades do sistema. Aumentado a concentração fraca da solução o valor do COP tende a diminuir, e no caso contrario (aumento da concentração forte da solução), o valor do COP exergético tende a aumentar.

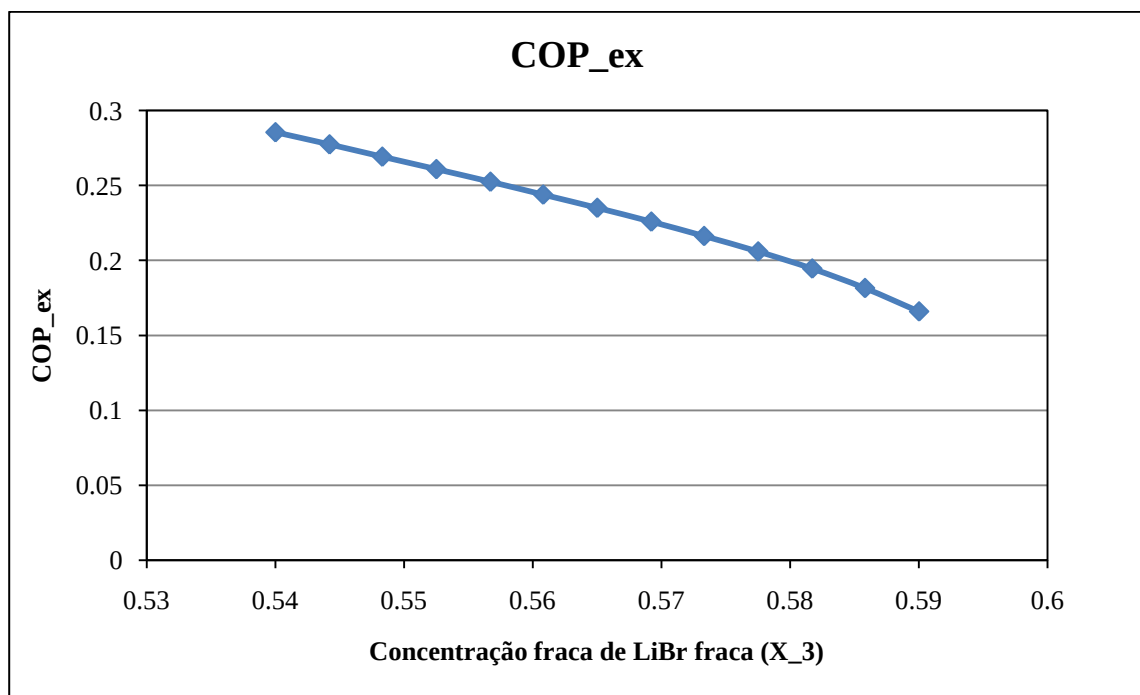


Figura 6.16. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração fraca da solução BrLi.

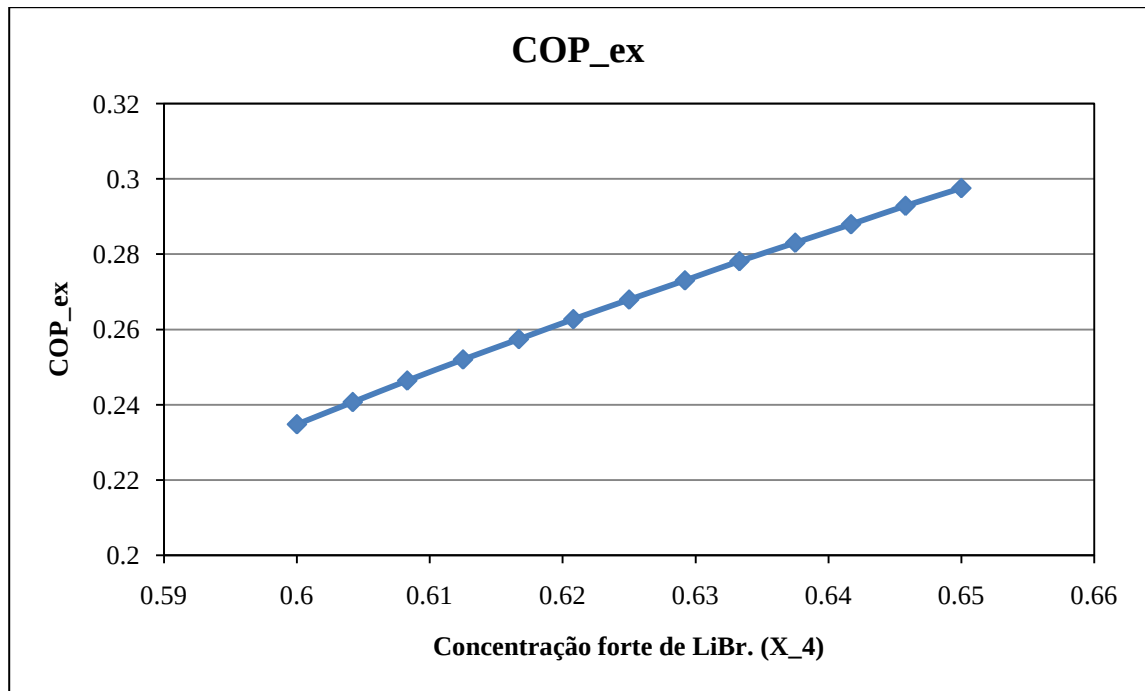


Figura 6.17. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da concentração forte da solução BrLi.

A figura 6.18 mostra o comportamento do COP exergético em função da temperatura de saída da água gelada.

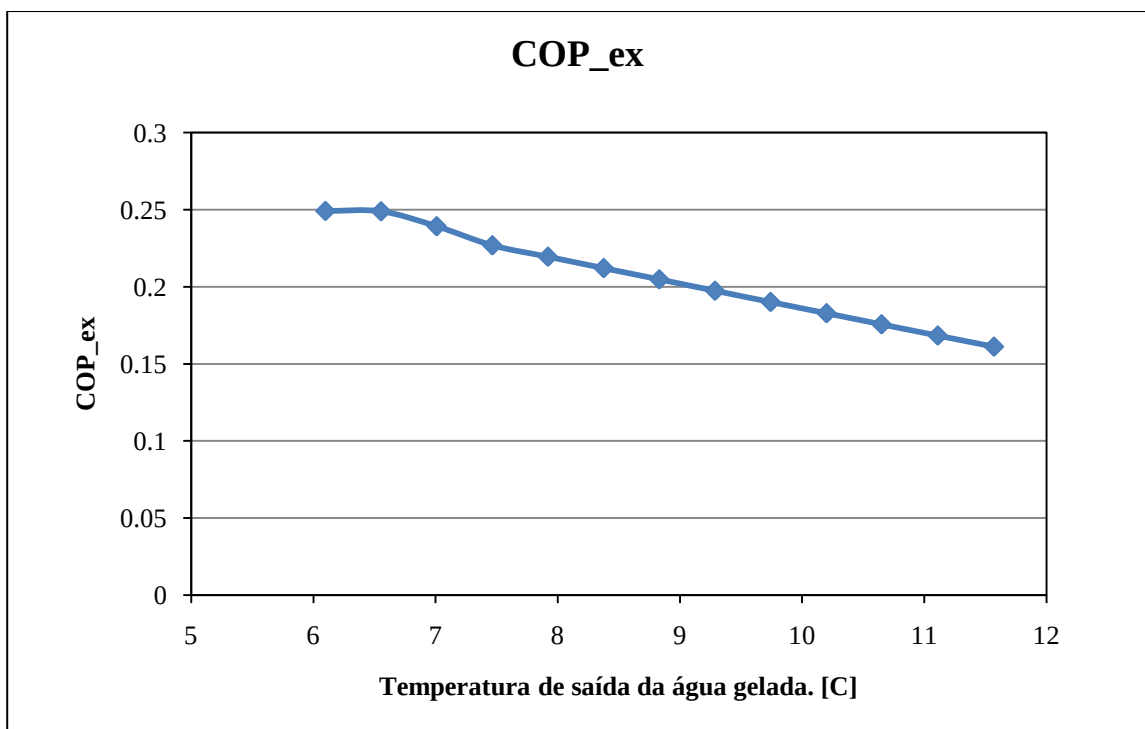


Figura 6.18. Comportamento do COP exergético do sistema de refrigeração por absorção em função da temperatura de saída da água gelada.

O COP exergético do sistema diminui, ao contrario do COP energético, com o aumento da temperatura de saída da água gelada, já que o sistema de absorção tem uma maior capacidade de resfriamento a temperaturas menores. Isto se deve a que água gelada a baixas temperaturas tem um maior potencial para produzir o efeito de resfriamento com a mesma

vazão. As perdas exergéticas são maiores para elevadas temperaturas de saída da água gelada, diminuindo o COP exergético.

Os resultados mostrados são semelhantes aos apresentados em (S.C. Kaushik, Akhilesh Arora, 2009; YAZAKI ENERGY SYSTEM, 2003 e A. Secan et. al, 2005), ou seja, o comportamento das curvas mostra a mesma tendência para cada caso estudado, certificando a análise energética e exergética aplicada ao sistema de refrigeração por absorção.

Outro fator importante a analisar é a variação da destruição de Exergia no gerador e evaporador, quando variando suas temperaturas de entradas. As figuras 6.19, 6.20, 6.21 e 6.22 mostram estas variações.

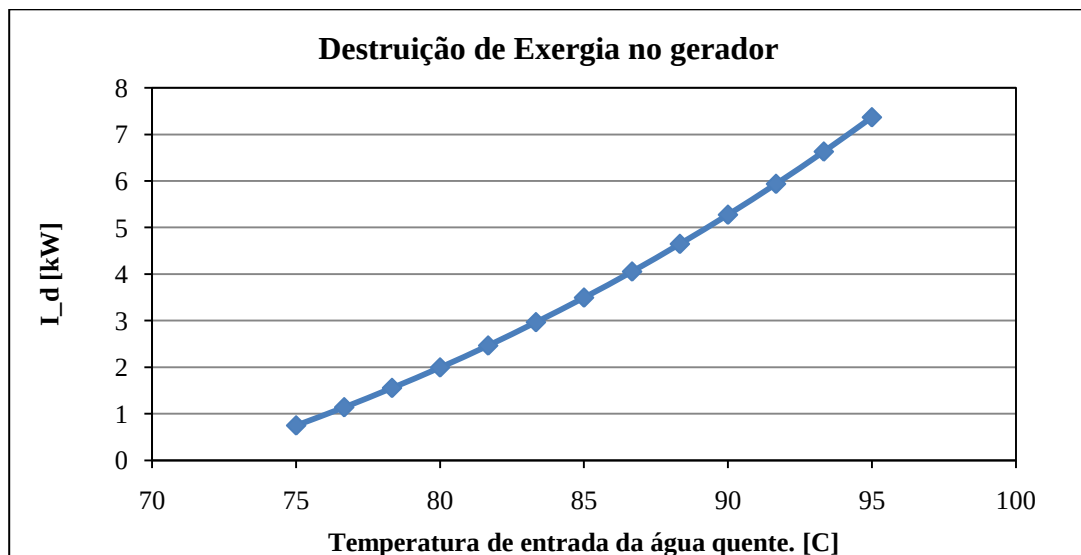


Figura 6.19. Variação da destruição de Exergia no gerador em função da temperatura de entrada do gerador.

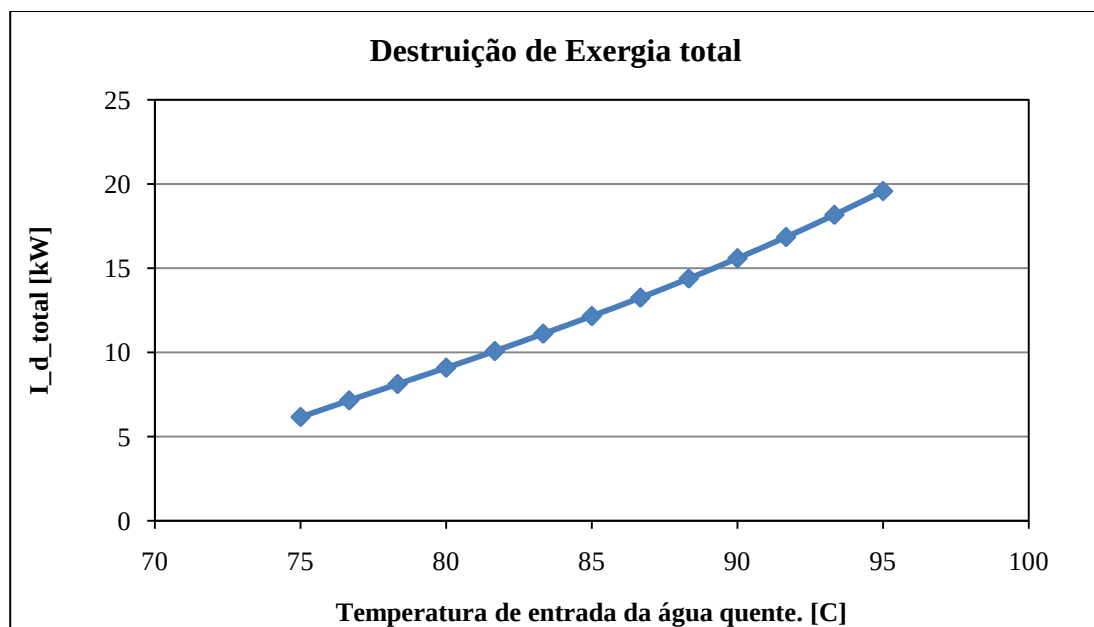


Figura 6.20. Variação da destruição de Exergia total em função da temperatura de entrada do gerador.

A figura 6.19 mostra o aumento da destruição de Exergia do gerador à medida que há um aumento na temperatura da água quente de entrada, devido à elevação da temperatura o qual ocasiona aumento na irreversibilidade total do sistema de absorção, mostrado na figura 6.20.

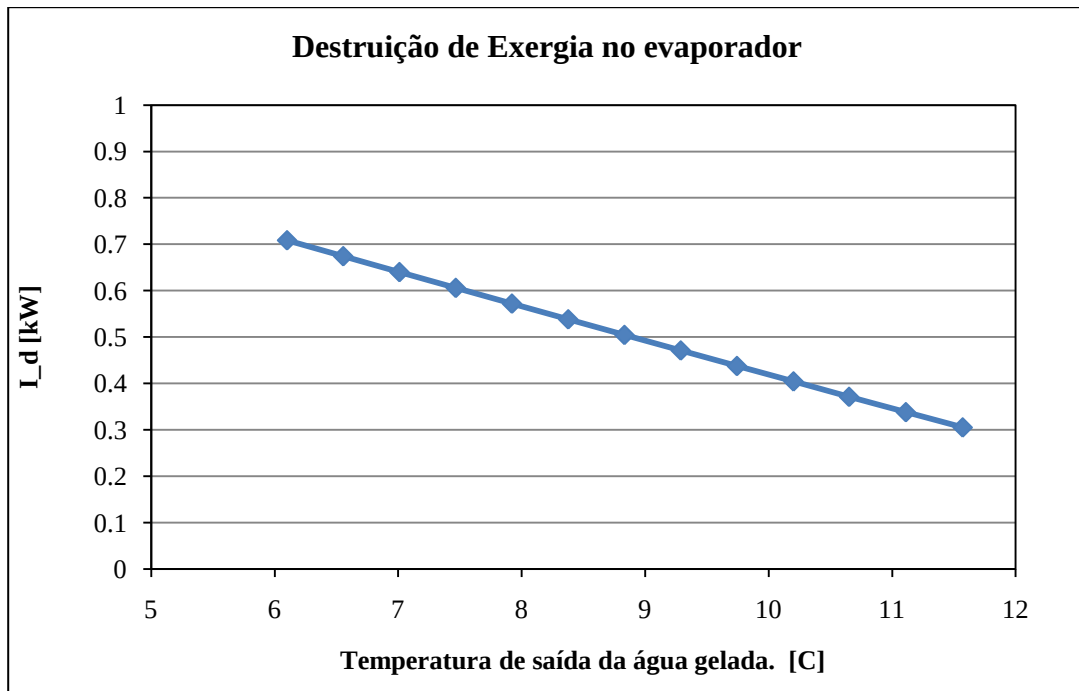


Figura 6.21. Variação da destruição de Exergia no evaporador em função da temperatura de entrada do evaporador.

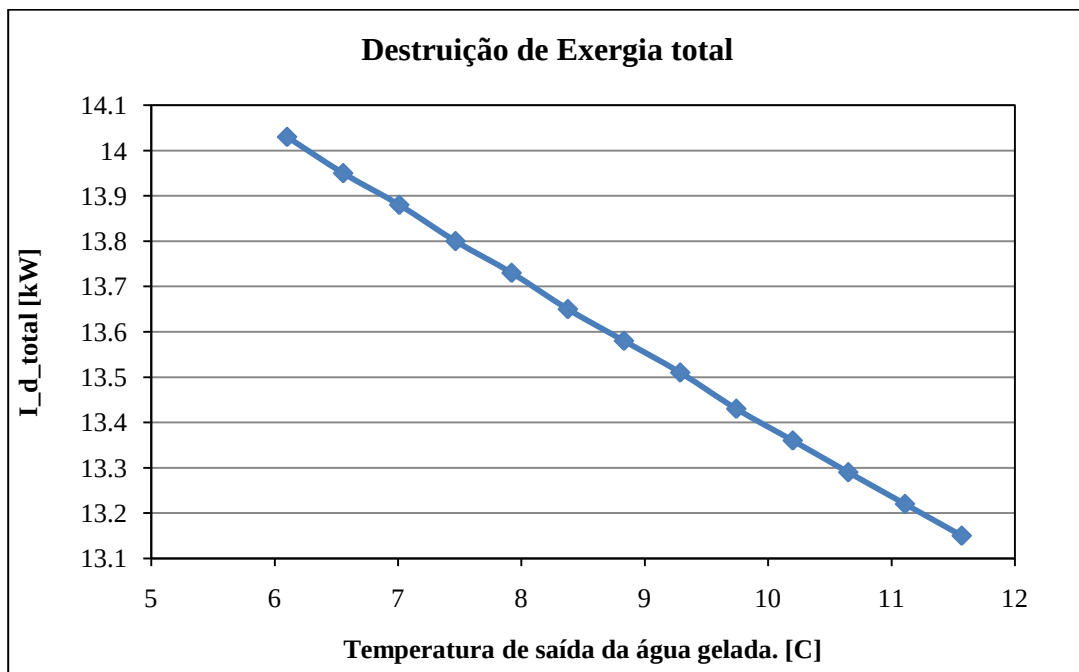


Figura 6.22. Variação da destruição de Exergia total em função da temperatura de entrada do evaporador.

A figura 6.21 mostra uma diminuição na destruição de Exergia do evaporador à medida que há um aumento na temperatura da água quente de entrada, devido às temperaturas baixas de funcionamento.

6.2. Resultados da análise Energética e Exergética do Sistema de Cogeração

Nesta secção foi simulado um caso especial para determinar as eficiências energéticas e exergéticas do sistema de cogeração, explicado no capítulo V, composto pela micro-turbina, o recuperador, o chiller de absorção de simples efeito e o conjunto torre de resfriamento.

As figuras 6.23, 6.24 e 6.25 mostram a variação de alguns parâmetros da micro-turbina em função da carga.

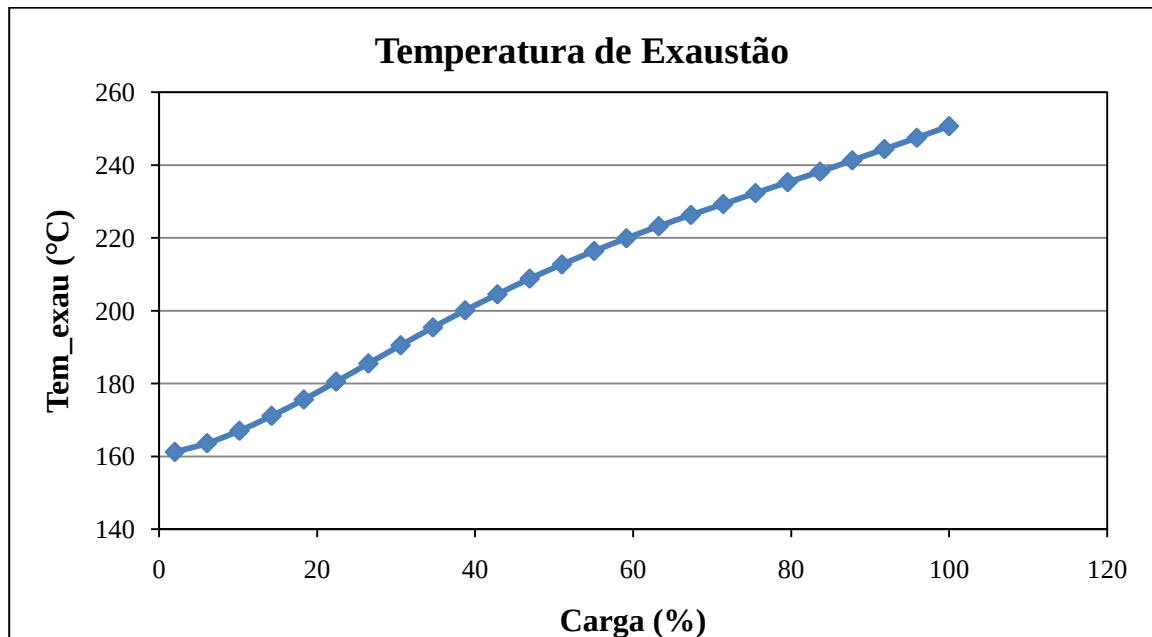


Figura 6.23. Temperatura dos gases de exaustão em função da carga da micro-turbina.

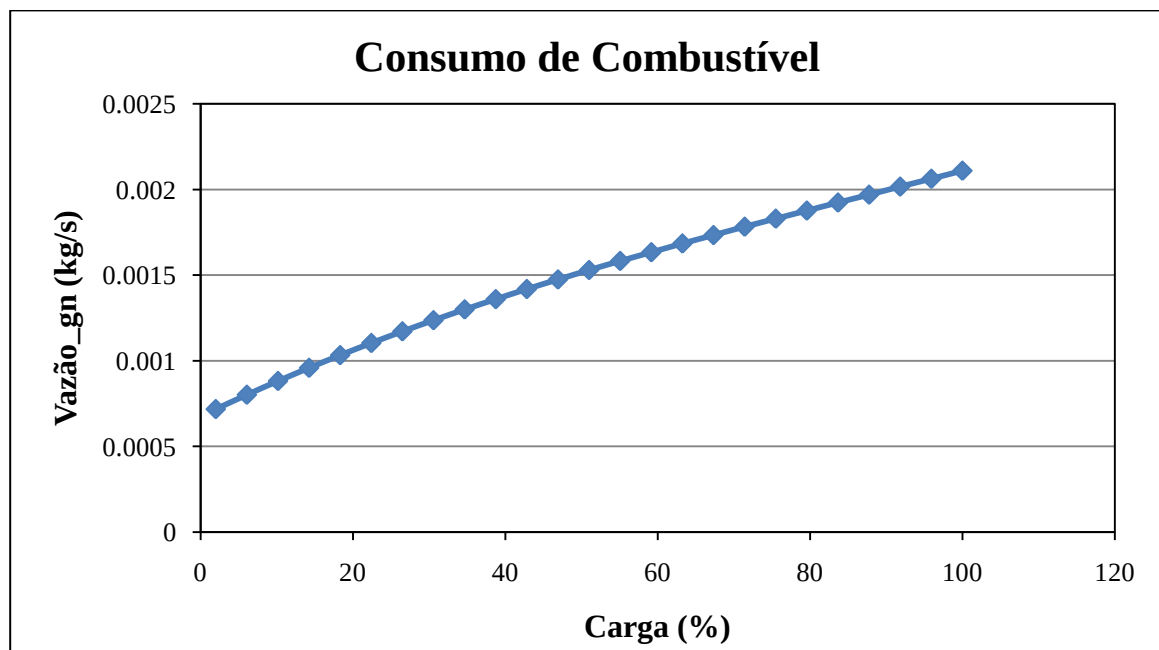


Figura 6.24. Consumo de combustível em função da carga da micro-turbina.

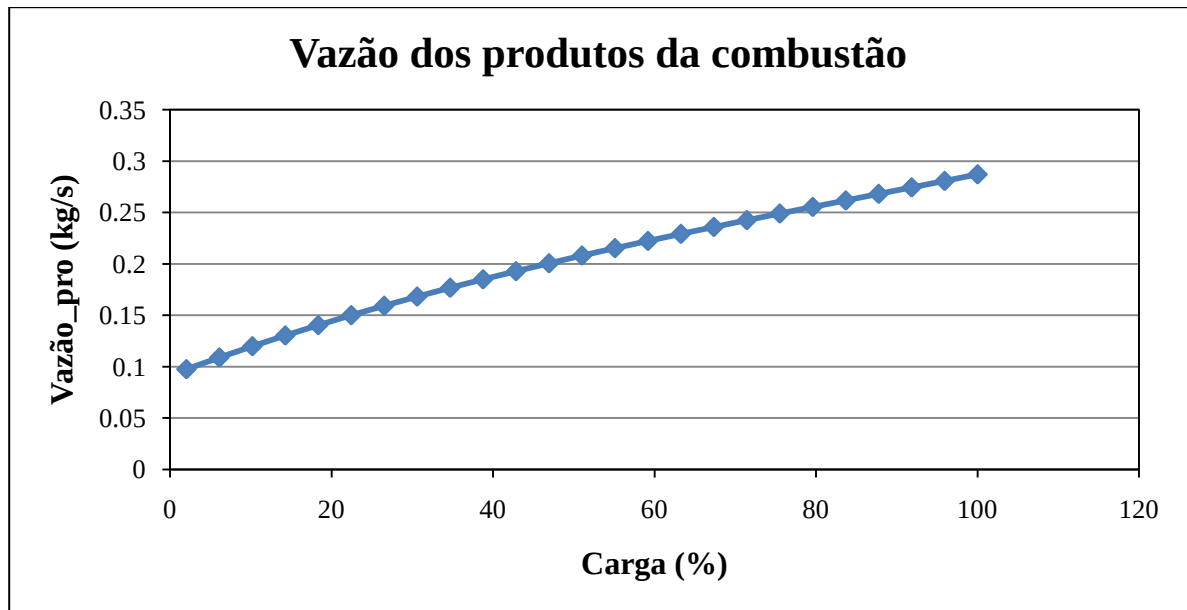


Figura 6.25. Vazão dos produtos da combustão em função da carga da micro-turbina.

Pode observar-se que à medida que a carga da micro-turbina aumenta o consumo de combustível, vazão dos produtos e a temperatura de exaustão dos gases, principal produto para o acionamento do chiller de absorção.

Para a simulação do sistema de cogeração foram selecionados dados de entrada da micro-turbina, a 100 % da carga, como temperatura e pressão de entrada do ar e o gás natural, além dos dados usados anteriormente pelo chiller e a torre de resfriamento. (tabela 6.1).

A tabela 6.7 mostra os dados iniciais para a simulação.

Tabela 6.7. Dados para simulação do sistema de cogeração.

Fluxo	Composição	m [kg/s]	T [°C]	P [kpa]
11	Entrada da água quente	2,39	88,00	186,10
16	Saída da água fria	5,08	35,00	186,1
17	Entrada da água gelada	1,52	12,50	186,1
19	Entrada do ar à torre	3,37	30,00	101,30
20	Saída do ar da torre	3,3974	31,00	101,30
21	Água de reposição	0,0274	25,00	101,30
23	Entrada do ar à micro-turbina	0,2934	25	101,3
24	Gás natural	0,002172	25	370,00
25	Saída dos produtos de combustão	0,2956	254,9	104,4

É importante verificar a variação da eficiência energética e exergética da micro-turbina. A figura 6.26 mostra esta variação em função da carga.

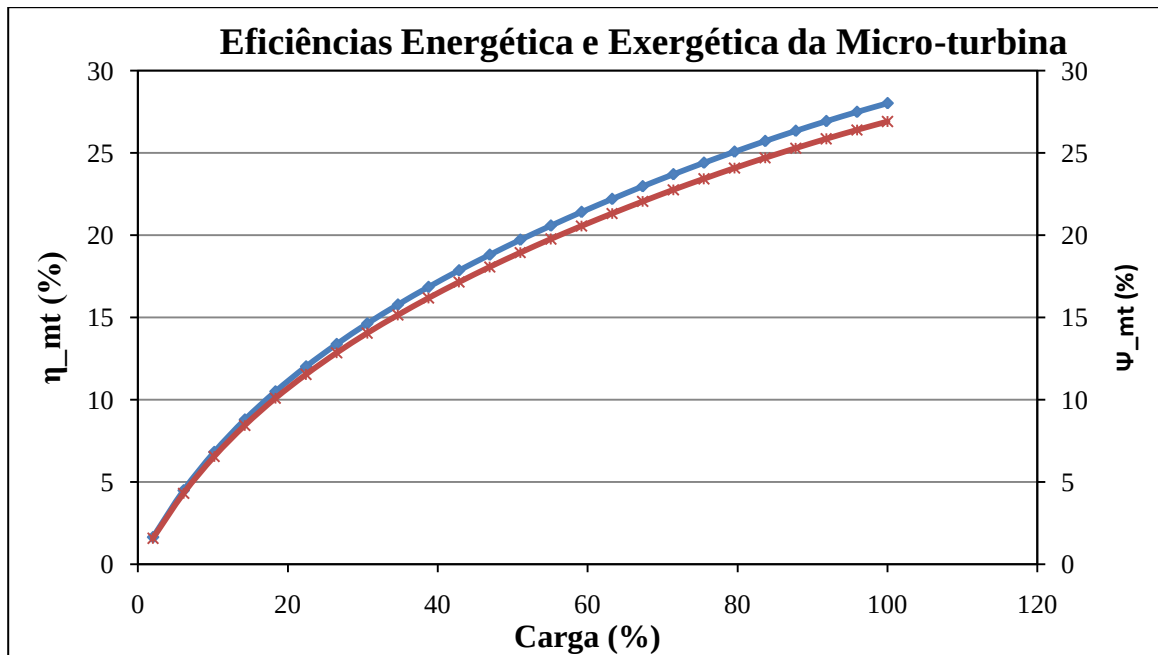


Figura 6.26. Eficiência energética e exergética da micro-turbina.

Pode observar-se que a diferença entre as eficiências é mínima, aproximadamente de 2%, sendo menor a exergética. Esta figura verifica que a análise energética representa um bom resultado para a simulação.

A figura 6.27 mostra a variação do fluxo energético e exergético do gás natural em função da carga desenvolvida pela micro-turbina.

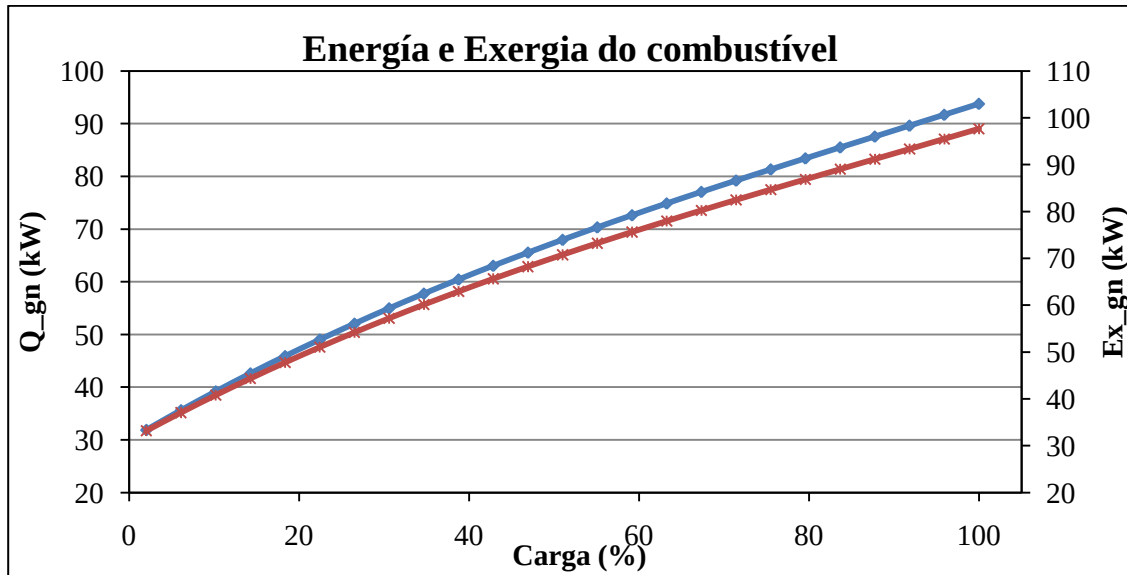


Figura 6.27. Fluxo energético e exergético do combustível (gás natural) em função da carga da micro-turbina.

Do mesmo modo que as eficiências energética e exergética da micro-turbina, a variação dos fluxos energéticos e exergéticos do gás natural é mínima, sendo praticamente igual para cargas entre 0 e 40 %, e de 2 % para cargas maiores de 40%.

A ideia fundamental deste sistema de cogeração é o fornecimento de energia térmica ao chiller, assim como energia elétrica. A continuação apresenta-se a variação do COP do chiller em função da carga da micro-turbina. As figuras 6.28 e 6.29 mostram a variação energética e exergética do COP para o sistema de cogeração. Esta simulação foi realizada mediante a variação da carga da micro-turbina, e fixando os parâmetros de entrada do chiller de absorção,

ou seja, as temperaturas de entrada dos circuitos de água fria e gelada, 31 e 7 °C, respectivamente, considerando fixas também as vazões dos três circuitos de água (gelada, quente e fria). O objetivo era determinar a carga mínima da micro-turbina, à qual a temperatura de exaustão fosse capaz de gerar energia térmica necessária para o acionamento do chiller. Para esta verificação, foram tomadas as temperaturas mínimas fornecidas pelo fabricante do chiller, sendo a temperatura de entrada da água quente de 75°C. Para esta condição de operação, e segundo os dados de entrada do sistema mostrados na tabela 6.7, o sistema forneceu que o chiller poderá ser acionado a partir de 80%.

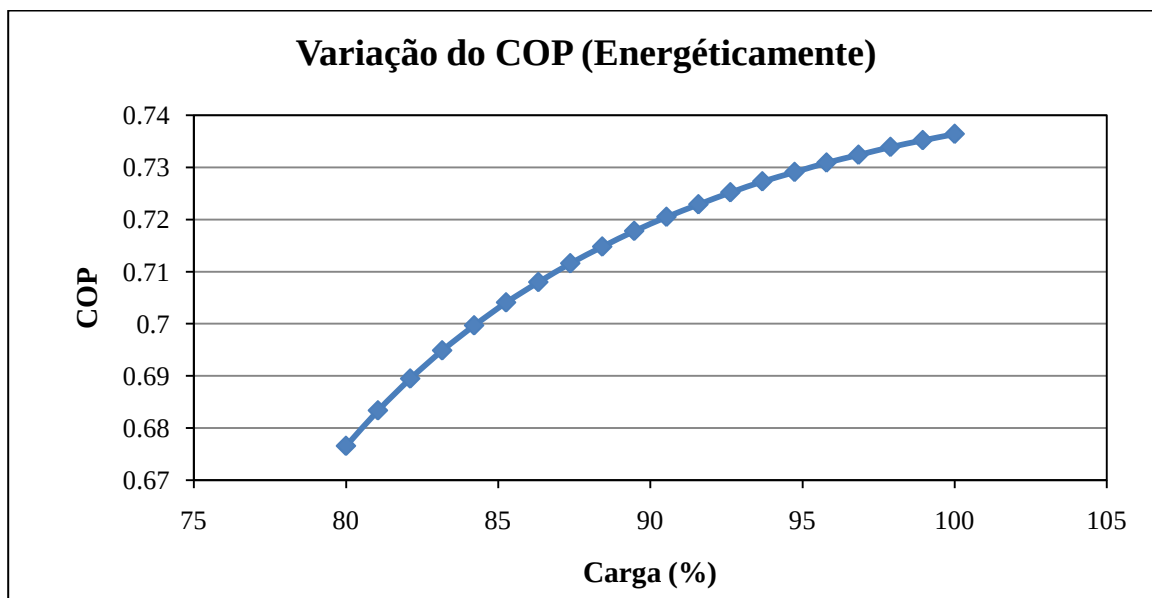


Figura 6.28. Variação do COP (energético) em função da carga da micro-turbina.

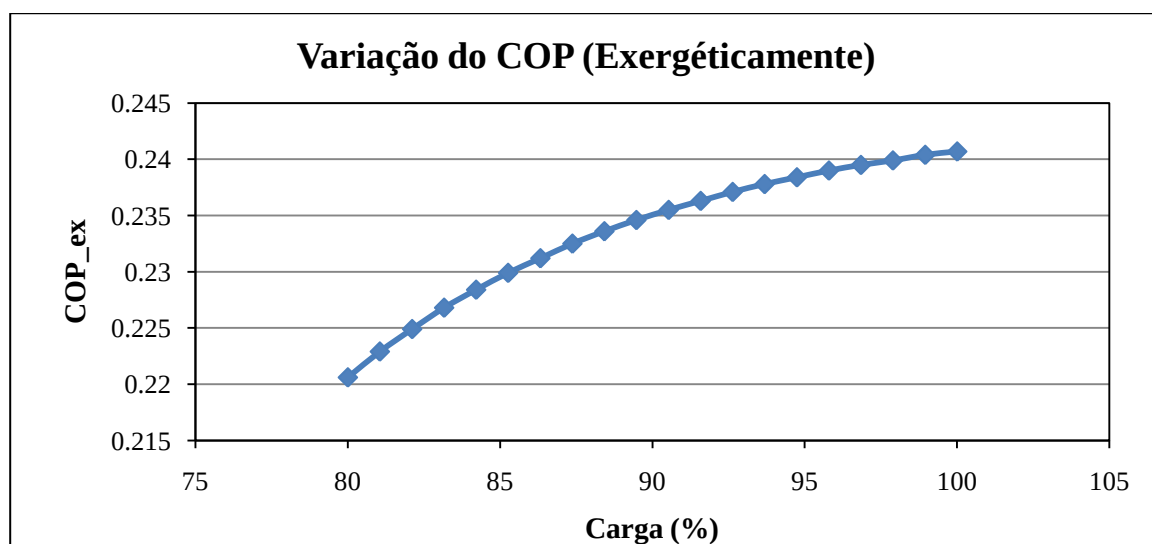


Figura 6.29. Variação do COP (exergético) em função da carga da micro-turbina.

Pode observar-se que à medida que aumenta a carga, aumenta a temperatura de exaustão dos gases, portanto a energia térmica que é fornecida ao chiller, o qual leva a uma maior temperatura de entrada da água quente ao gerador do chiller, acionando-o e produzindo um maior COP, tanto energética e exergeticamente. A figura 6.30 mostra as temperaturas de entrada da água quente, verificando o aumento no COP. A máxima temperatura atingida (com 100% da carga) é de 79,54. É importante ressaltar que para temperaturas maiores de 79,54 o COP continua aumentando até um valor máximo, como foi mostrado na figura 6.4.

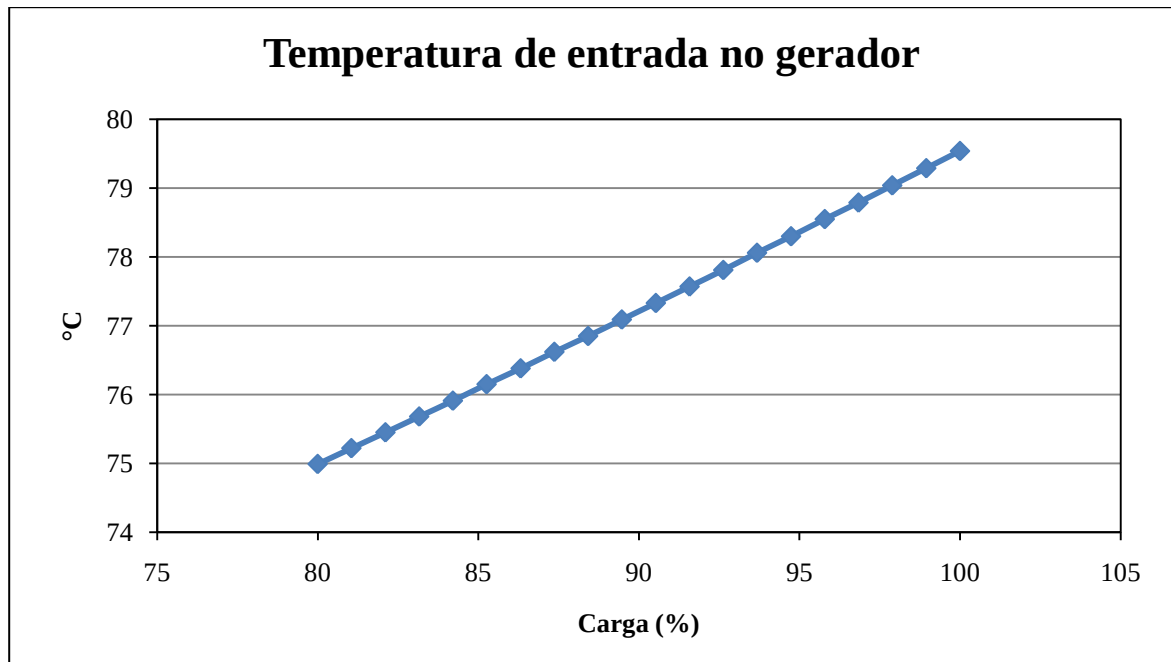


Figura 6.30. Variação da temperatura de entrada no gerador em função da carga da micro-turbina.

As figuras 6.31 e 6.32 mostram os fluxos energético e exergético dos produtos da combustão em função da carga da microturbina.

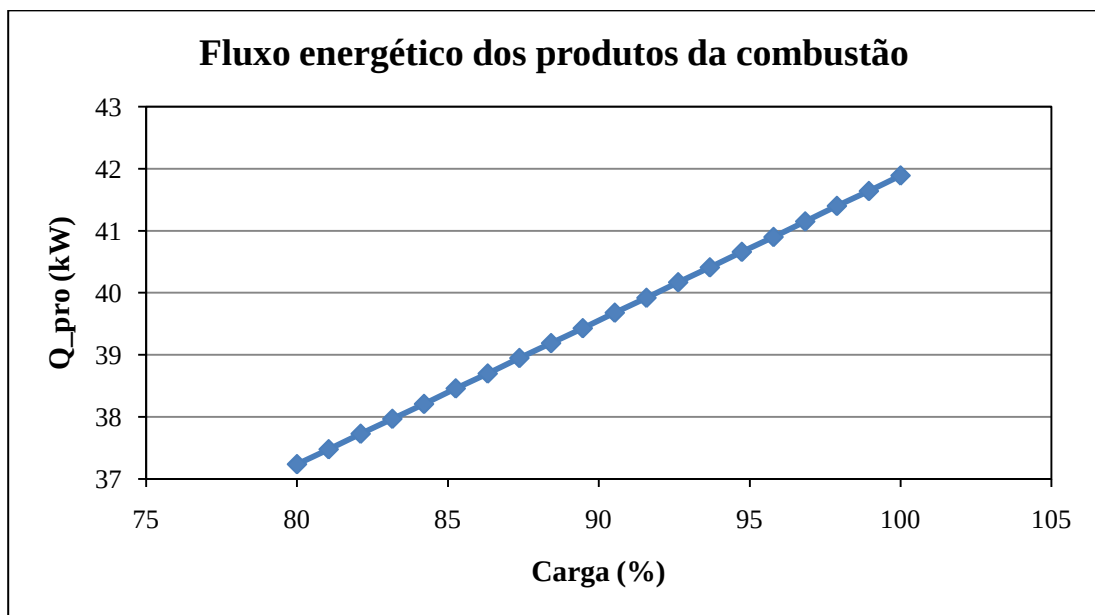


Figura 6.31. Fluxo energético dos produtos da combustão em função da carga da micro-turbina.

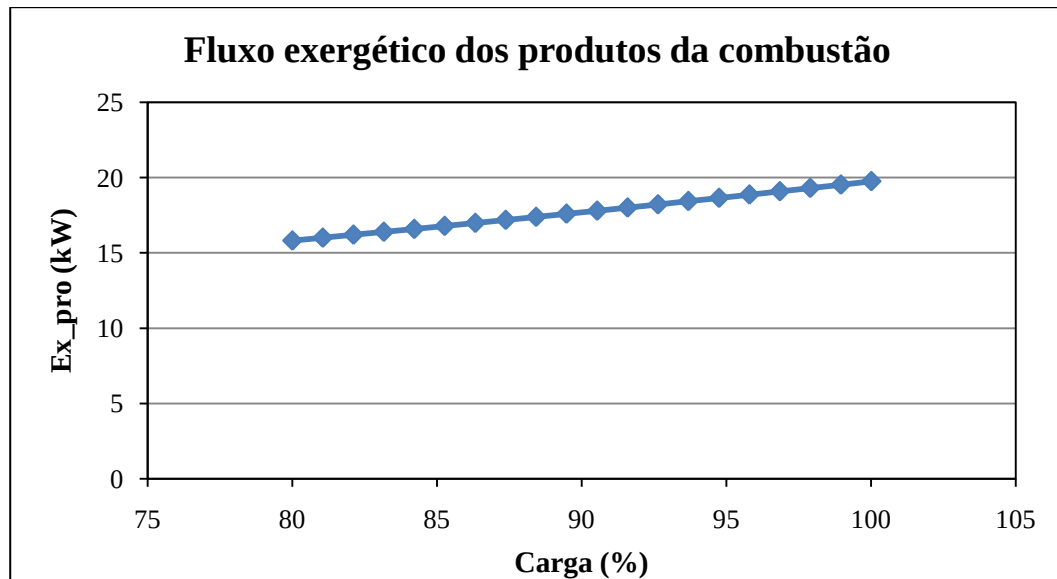


Figura 6.32. Fluxo exergético dos produtos da combustão em função da carga da micro-turbina.

Pode-se observar que o fluxo (tanto energética como exergeticamente), aumenta com a carga, devido ao aumento do consumo de combustível na câmara de combustão da microturbina. Isto é visto mediante o aumento da temperatura de descarga dos gases da combustão.

As figuras 6.33 e 6.34 mostram a variação energética e exergetica da eficiência global do sistema de cogeração, ou seja, a adição de uma nova forma de energia ao sistema. (energia de climatização).

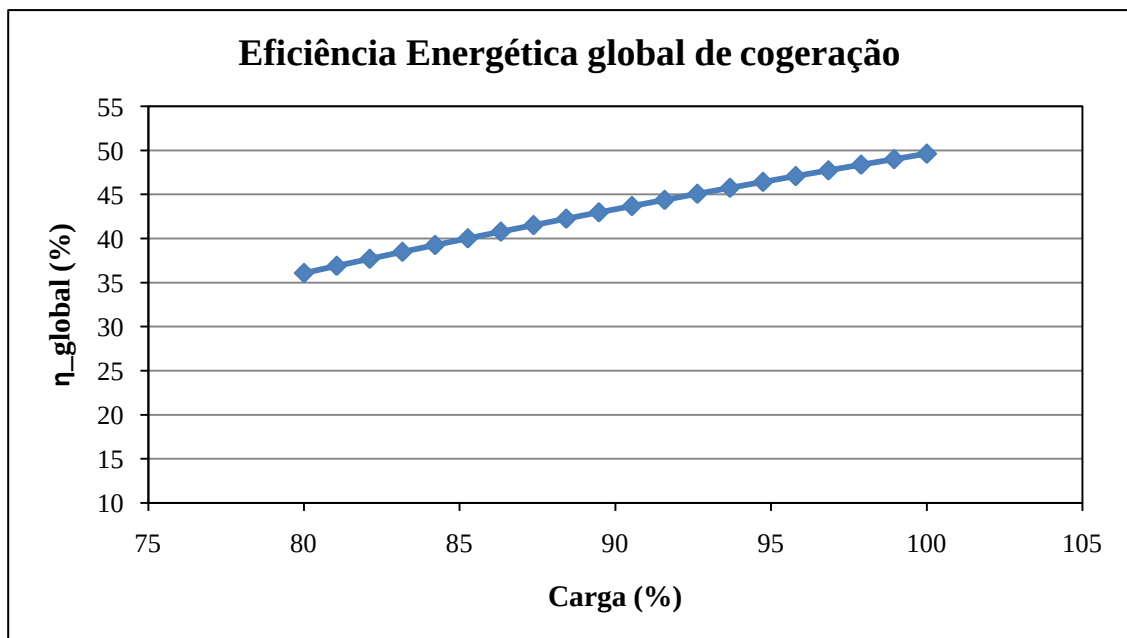


Figura 6.33. Eficiência energética global de cogeração em função da carga da micro-turbina.

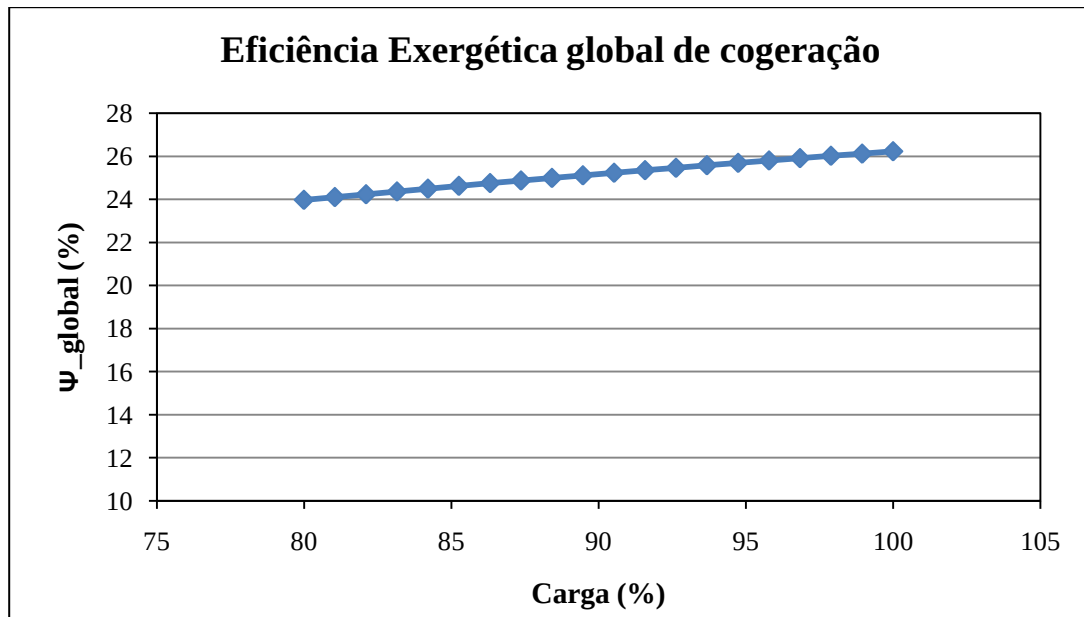


Figura 6.34. Eficiência exergética global de cogeração em função da carga da micro-turbina.

Pode-se observar-se que há um aumento na energia global do sistema de cogeração, já que além de produzir energia elétrica, foi fornecida energia térmica ao chiller produzindo água gelada para o processo de climatização. É importante ressaltar que o aumento da eficiência foi aproximadamente de 66%.

Para finalizar a análise energética e exergética do sistema de cogeração é apresentado um resumo sobre as irreversibilidades dos equipamentos que conformam o sistema, mostrado da tabela 6.8.

Os resultados mostram que para valores fornecidos ao modelo a potência do alternador é de 26,28 kW, fornecendo um COP de 0,7364 no sistema de refrigeração, e um COP exergético de 0,251. A eficiência energética e exergética do sistema global de cogeração foi de 0,6461 e 0,2407, respectivamente.

Tabela 6.8. Destruição de Exergia dos componentes do sistema de cogeração.

Componente	Destruição de Exergia ($\dot{I}_{d,i}$) (kW)	Destruição Relativa de Exergia $\dot{I}_{d,rel,i}$ (%)
Micro-turbina	52,88	0,76
Recuperador de Calor	10,84	0,15
Chiller de Absorção	1,784	0,03
Torre de Resfriamento	4,449	0,06
Total Exergia destruída	69,95	1,00

Pode-se observar que o equipamento que fornece maior destruição de Exergia ou irreversibilidade no sistema de cogeração é a micro-turbina com 52,88 kW, como era de esperar-se, devido às reações químicas que ocorrem na câmara de combustão, as eficiências do compressor e turbina, além de perda de carga ao longo da micro-turbina. O componente que fornece menor destruição de Exergia é o chiller de absorção com 1,784 kW, devido a que opera a pressões baixas, menores à atmosférica. A figura 6.35 mostra a distribuição da Exergia no sistema de cogeração.



Figura 6.35. Distribuição da Exergia do sistema de cogeração.

Analisando o sistema global de cogeração pode-se verificar a distribuição de irreversibilidades dos equipamentos em função da carga. Observar-se que um aumento da carga da microturbina, aumenta as irreversibilidades dos equipamentos, sendo maior para a própria microturbina e de menor magnitude para o chiller de absorção. As figuras 6.36, 6.37, 6.38, 6.39 e 6.40 mostram esta variação.

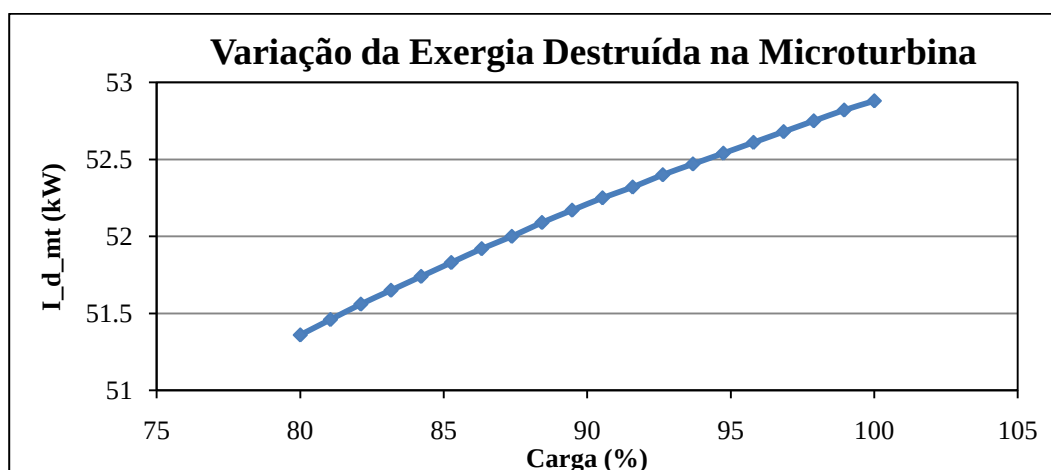


Figura 6.36. Variação da Exergia destruída da microturbina.

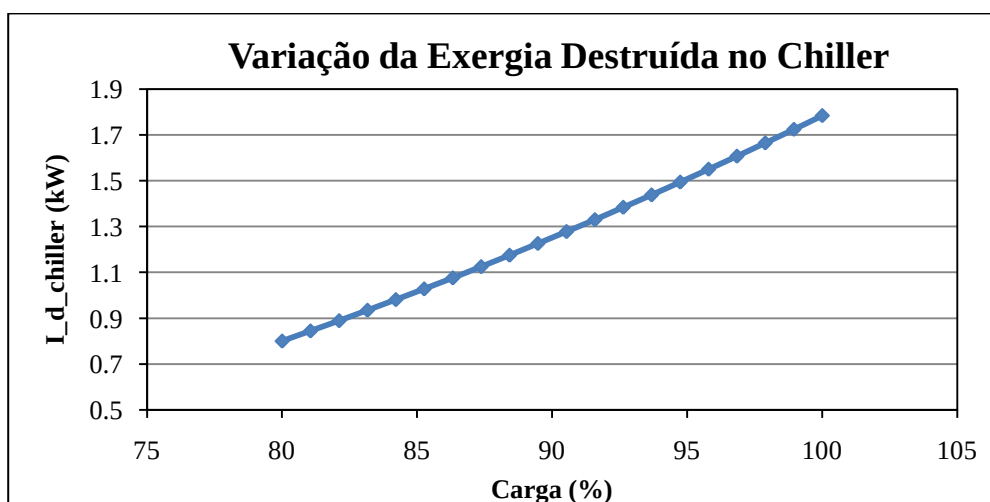


Figura 6.37. Variação da Exergia destruída do chiller.

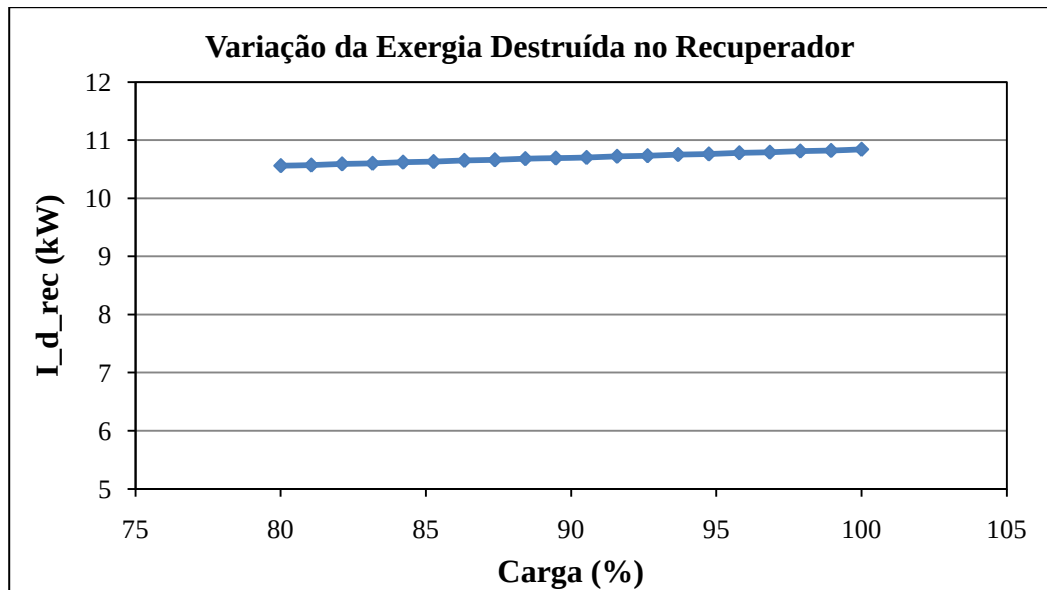


Figura 6.38. Variação da Exergia destruída no recuperador.

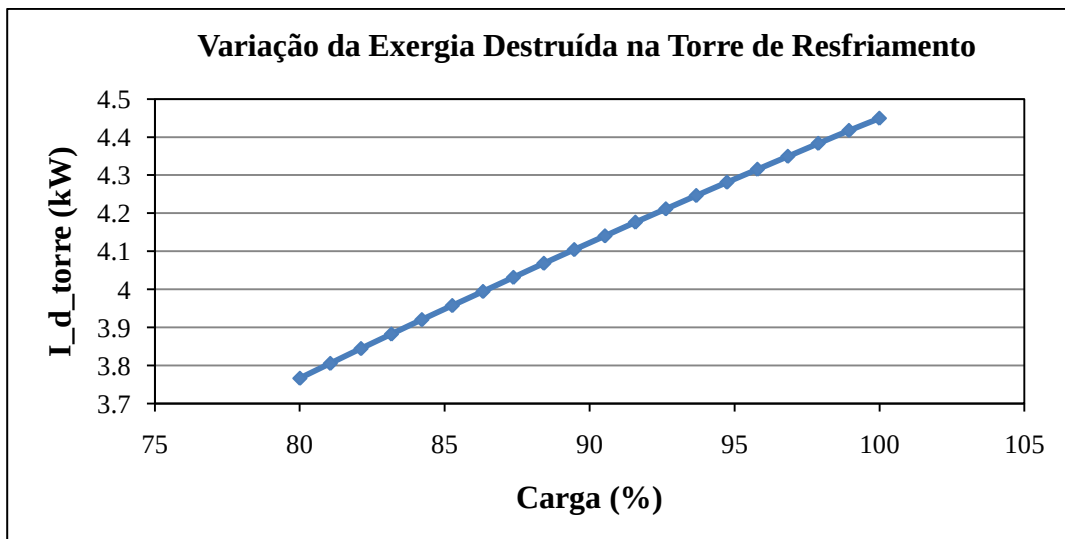


Figura 6.39. Variação da Exergia destruída na torre de Resfriamento.

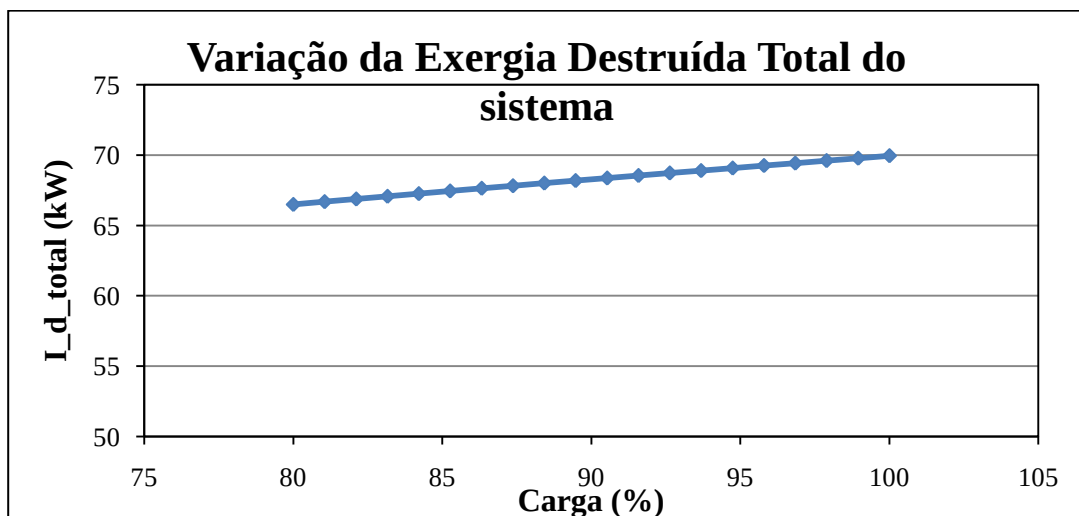


Figura 6.40. Variação da Exergia destruída total do sistema de cogeração.

6.3. Resultados da análise Exergoeconômica do Sistema de Cogeração

Para os resultados da análise exergoeconômica foi necessário levar em consideração o sistema de cogeração mostrado na figura 5.1 do capítulo V. A tabela 6.9 mostra os resultados dos custos exergéticos no sistema de cogeração usando a micro-turbina a 100% da carga.

Tabela 6.9. Resultados dos custos exergéticos e monetários aplicados ao sistema de cogeração.

Fluxo	B% (kW)	k	C (R\$/hr)	cc (R\$/kW-hr)	Descrição
11	602,3	3,677	18,04	0,1101	H2O_quente_entrada
12	529,6	3,318	15,55	0,0974	H2O_quente_saída
13	505,1	1,978	21,57	0,0845	H2O_fria_entrada
16	501,8	1,954	20,53	0,0799	H2O_fria_saída
17	77,5	1	5,049	0,0652	H2O_gelada_entrada
18	153,4	1,954	10,34	0,1317	H2O_gelada_saída
19	0,1458	1	0	0	Ar_entrada_torre
20	0	0	0	0	Ar_saída_torre
21	1,371	1	0,1158	0,0845	Água_repo
23	1,281	1	0	0	Ar_entrada_MT
24	97,64	1	10,75	0,1101	Gás natural
25	72,64	3,677	2,175	0,1101	produtos_saída_MT
26	0	0	0	0	produtos_saída_REC

O custo exergético de um fluxo é igual à quantidade de Exergia necessária para produzi-lo. Assim, segundo os cálculos na tabela anterior, precisa-se de 602,3 kW para produzir a água quente que entra no gerador do chiller, sendo seu custo exergético unitário de 3,677.

Do mesmo modo, pode observar-se que se precisa de 72,7 kW de água quente líquida para produzir 75,9 kW de água gelada líquida.

O custo exergético dos gases rejeitados pela câmara de combustão da micro-turbina é de 72,64, sendo seu custo exergético unitário de 3,677. Daqui a importância da utilização para aproveitar esta energia é converter-la em produto útil, neste caso, água gelada de refrigeração.

Para produzir energia elétrica encontra-se um valor de 0,4358 R\$/kW-hr, portanto qualquer valor acima desse, para as mesmas condições de operação, será positivo para o sistema.

A tabela 6.10 mostra um balanço monetário do investimento, representado os fluxos de entrada e saída do sistema de cogeração, baseado da análise exergoeconômica.

Tabela 6.10. Balanço dos custos monetários da unidade de cogeração.

Entrada			Saída		
Fluxo	(R\$/hr)	(R\$/ano)	Fluxo	(R\$/hr)	(R\$/ano)
17	5,049	40392	18	10,34	82720
19	0	0	20	0	0
21	0,1158	926,4	26	0	0
24	10,75	86000	Alternador	11,45	91600
23	0	0			
Bomba Solução	0,000323	2,584			
Ventilador	0,3479	2783,2			
Bomba Torre	0,4194	3355,2			
Investimento	5,11	40880			
Total	21,79	174339	Total	21,79	174339

Baseado na tabela 6.10 é possível identificar todos os fluxos de entrada e saídas com seus respectivos custos monetários, estes fazem um total de 174339 R\$/ano. Como era de esperar-se os custos monetários de entrada e saída devem ser iguais para fechar o balanço econômico.

O investimento realizado na unidade de cogeração, após aplicado o fator de recuperação de capital é dissolvido ao longo da vida da unidade. Este valor do investimento de 40880 R\$/ano. Para interpretar os resultados obtidos, procura-se estudar outros cenários aplicados ao sistema de cogeração, e ver a variação dos custos de energia. Para isto foi simulado o numero de anos do investimento, e as taxas de juros. As figuras 6.41 e 6.42 mostram esses resultados.

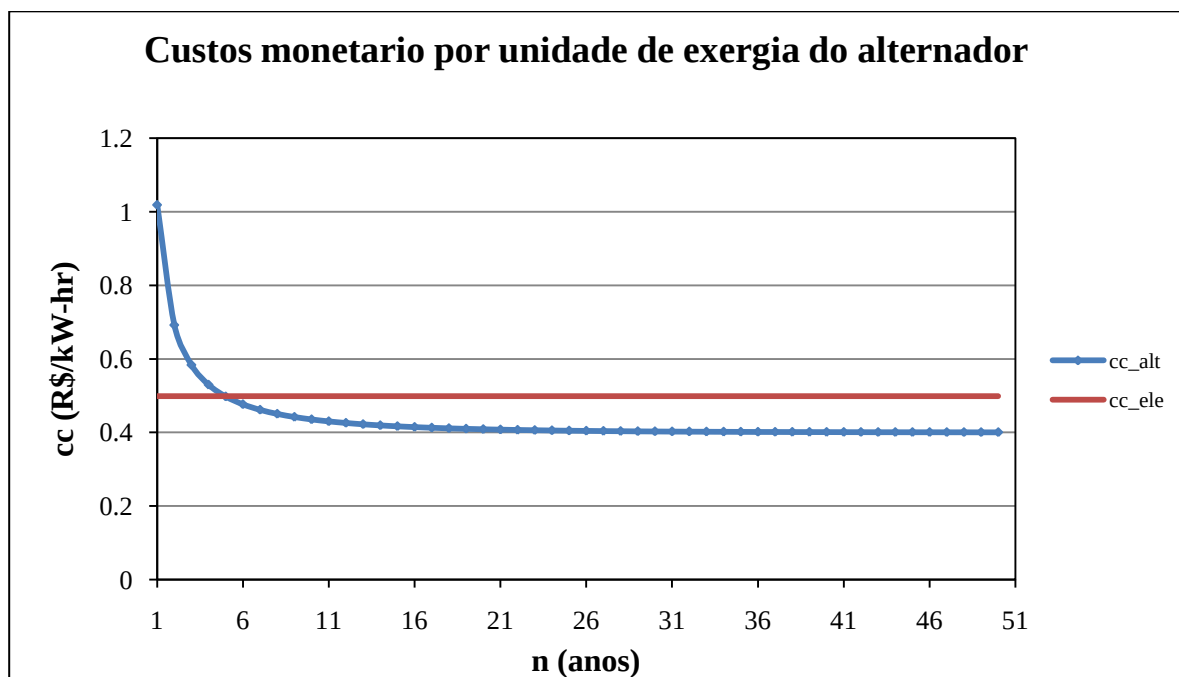


Figura 6.41. Custo monetário da energia elétrica produzida em função do tempo de operação.

Pode-se observar que ao longo dos anos o custo monetário para produzir energia elétrica é menor, tendo lucro mínimo para um tempo de, aproximadamente 5 anos, e estabilizando-se, ou seja, a variação é mínima a partir de valores maiores há 16 anos, portanto, a partir de 5 anos o sistema de cogeração é viável para o empreendimento, já que a energia elétrica produzida é menor que a fornecida pela empresa de energia elétrica de Pernambuco. (Celpe). Este é o fato principal para o uso de sistemas de cogeração que permitam gerar energia elétrica e energia de refrigeração, aproveitando ao Máximo a capacidade de energia do combustível, neste caso o gás natural.

Seguidamente, à medida que aumenta a taxa de juros aplicada pelos bancos, o custo monetário da energia elétrica tende a aumentar, já que os custos são maiores. Isto é lógico sempre que não exista um aumento na tarifa elétrica aplicada pela empresa de energia elétrica. Neste caso é mais barato usar a energia elétrica fornecida pela mesma. É um fato que ao longo dos anos, e dependendo da economia, esta tarifa elétrica irá aumentar significativamente, portanto, é apropriado verificar a viabilidade econômica, levando em consideração a inflação ao longo dos anos.

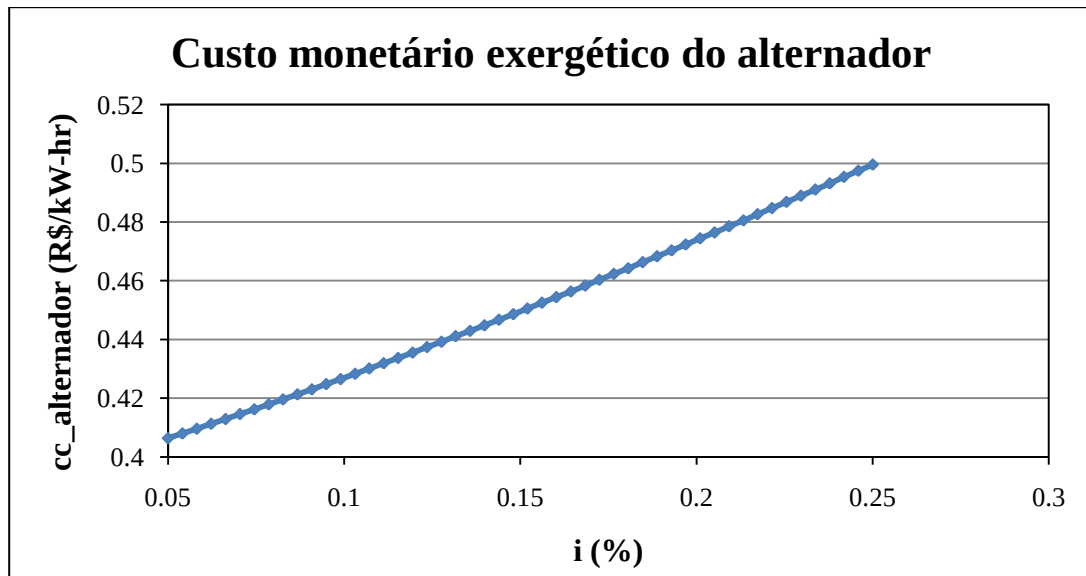


Figura 6.42. Custo monetário da energia elétrica produzida em função da taxa de juros.

Finalmente a figura 6.43 mostra a variação do custo monetário da energia elétrica para cargas maiores de 80%. É importante verificar a carga a qual a produção de energia elétrica é viável, para obter lucros que permitam o uso de cogeração total de nosso sistema.

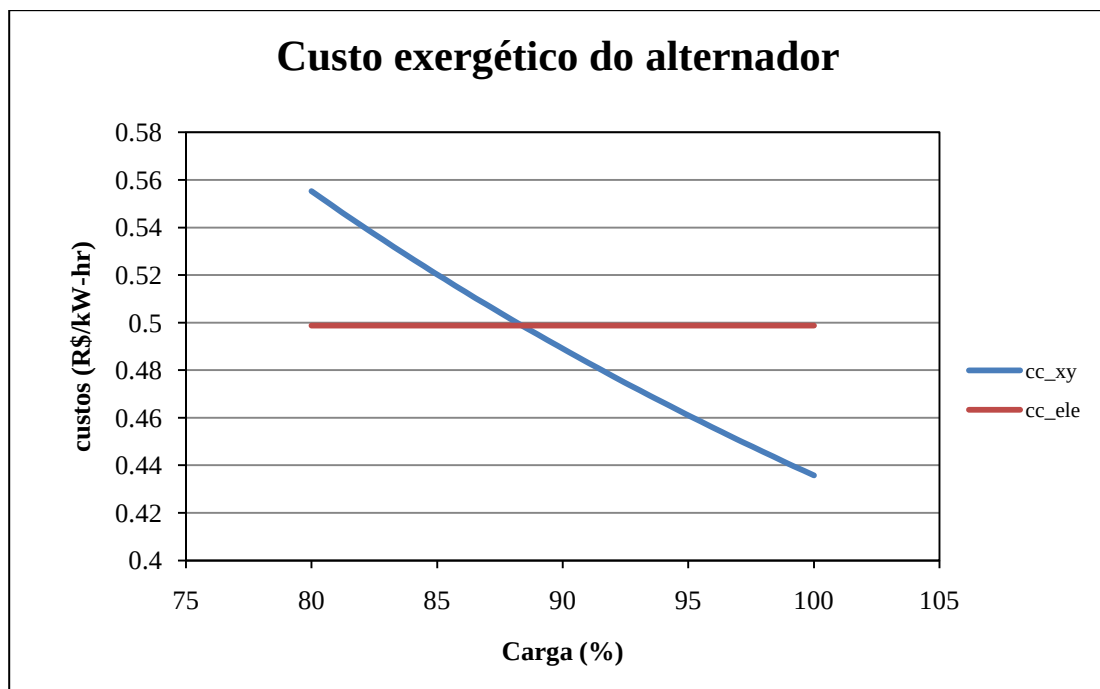


Figura 6.43. Custo monetário da energia elétrica produzida em função da carga da microturbina.

Pode observar-se que acima de 89 % da carga da microturbina, o sistema de cogeração produz benefícios, já que permite produzir energia elétrica, tanto para os equipamentos, como para a venda da mesma. Isto também é ligado ao fato da produção de água gelada para o processo de climatização.

8. CONCLUSÕES

Foi desenvolvido o modelo computacional baseado na primeira e segunda Lei da termodinâmica para simular sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito usando o par brometo de lítio – água, obtendo resultados bem similares aos da literatura e os fornecidos pelo fabricante. Esse modelo permitiu a simulação do funcionamento do chiller de absorção de simples efeito do tipo *WFC-SC10*, e a influência de diversos parâmetros, como temperatura dos circuitos de água quente, fria e gelada, variação da concentração da solução e outros, no rendimento do sistema (COP). Além disso, o modelo do chiller de absorção foi integrado a um sistema de micro geração de energia, usando a cogeração ou reaproveitamento dos gases de combustão para o acionamento do chiller, realizando uma análise exergoeconômica com o objetivo de determinar os custos exergéticos e monetários do sistema, e avaliar a viabilidade técnica do empreendimento mediante o custo de gerar energia elétrica e térmica de climatização.

O sistema permitiu a verificação da carga mínima da micro-turbina, à qual a energia liberada pelos gases da combustão fosse a mínima exigida pelo o chiller para seu acionamento, determinando o COP do chiller em função da condição de operação do sistema de micro geração de energia elétrica.

Os itens a seguir apresentam as conclusões extraídas deste estudo.

- O modelo permitiu simular o Chiller de Absorção de simples efeito tipo *WFS-SC10* com uma boa precisão, obtendo resultados próximos dos fornecidos pelo fabricante, com erros menores de 5%;
- O COP energético e exergético do chiller de absorção foi de 0,743 e 0,243 respectivamente, com uma temperatura de entrada da água quente ao gerador de 88 °C, e uma temperatura da água gelada de 6,799 °C, e uma temperatura da água de resfriamento da torre de 30,86 °C;
- Pode-se notar que à medida que aumenta a temperatura da água quente que entra ao gerador, para os valores estabelecidos pelo fabricante, o COP aumenta até atingir um máximo de 0,743, e posteriormente diminui. Este fenômeno é devido ao aumento do fluxo de calor no evaporador e gerador, aumentando em maior proporção o do gerador;
- Dos resultados obtidos na análise exérgica realizada ao sistema chiller de absorção e torre de resfriamento, o componente que forneceu mais irreversibilidade foi a torre de resfriamento com 4,808 kW (34%), devido à quantidade de calor rejeitado no equipamento, e a bomba da solução de brometo de lítio – água foi o equipamento que forneceu menor irreversibilidade com 0,00071 kW (menos de 1%), devido ao baixo consumo de energia;
- Em relação às eficiências exérgicas do sistema chiller e torre, o absorvedor apresentou a maior eficiência exérgica com 92,14%, sendo a válvula do refrigerante o componente que forneceu a menor eficiência com 12,5%;
- Referente ao sistema integrado de cogeração, o equipamento que forneceu mais irreversibilidade foi a micro-turbina com 76% do total, devido às reações químicas que ocorrem na câmara de combustão, as eficiências do compressor e turbina, além de perda de carga ao longo da micro-turbina, sendo o chiller de absorção o equipamento de menor irreversibilidade com 3%, devido a que opera a pressões baixas, menores à atmosférica;

- Em referência ao sistema de cogeração, a eficiência energética permitiu verificar que o reaproveitamento dos gases da combustão para acionar o chiller de absorção é uma tecnologia viável para produzir água gelada sob o ponto de vista energético.
- O custo monetário exergético de produzir energia elétrica foi de 0,4358 R\$/kW-hr o que representa um total de produção de 91600 R\$/ano. Outro produto gerado no sistema foi a água gelada sendo seu custo líquido monetário de 0,06655 R\$/kW-hr.
- Ao longo dos anos o custo monetário para produzir energia elétrica é menor, tendo lucro mínimo para um tempo de, aproximadamente 5 anos, para o qual o sistema de cogeração é viável para o empreendimento, já que a energia elétrica produzida é menor que a fornecida pela empresa de energia elétrica de Pernambuco. (Celpe).

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Em referencias as recomendações e sugestões para trabalhos futuros têm-se:

- Validação do modelo mediante dados experimentais, usando o sistema de cogeração;
- Inclusão de uma sub-rotina que permita a simulação do chiller de absorção para queima direta, ou seja, com câmara de combustão interna do gerador do chiller;
- Inclusão da energia solar no sistema de cogeração, como fonte primaria de energia térmica, e verificar a viabilidade econômica total do sistema. Deve ser estudada a possibilidade de usar a energia solar por médio de coletores solares, mediante um sistema automático de controle;
- Realizar um estudo para a otimização do sistema de cogeração, usando a análise exergoeconômica;
- Elaboração de um programa computacional de chiller de absorção de simples, duplo e triple efeito, no regime transitório, que possa verificar o comportamento do sistema de cogeração instalado no laboratório Cogencasa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A. Pongtornkulpsnich, S. Thepa, M. Amornkitbamrung, C. Butcher, Experience with operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O. Renewable Energy. 33 (2008) 943 - 949.

AGENCIA ESPACIAL BRASILEIRA (AEB). Glossário do Site. Disponível em: <<http://www.aeb.gov.br/conteudo.php?ida=15&idc=22>>. Acesso em: 18 de março de 2009.

Ahmed Hamza H. Ali, Peter Noeres, Clemens Pollerberg. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. Solar Energy. (2008).

Amado E., Blanco L. H. Isopiestic determination of the osmotic and activity coefficients of dilute aqueous solutions of symmetrical and unsymmetrical quaternary ammonium bromides with a new isopiestic cell at 298.15K, Fluid Phase Equilibria, v. 233, n. 2, p. 230–233, 2005.

ASHRAE (1993), ASHRAE Handbook – Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Atlanta, USA.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CORROSÃO (ABRACO). Disponível em: <<http://www.abraco.org.br/corros15.htm>>. Acesso em: 15 de março de 2009.

Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., Thermal design and optimization, Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc., 1996, 542p.

Bereche R. Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual de Campinas. Unicamp, São Paulo, 2007.

Byongjoo Kim, Jongil Park., Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller. International Journal of Refrigeration 30 (2007) 535 – 545.

Chan Woo Park, Jin Hee Jeong, Yong Tae Kang., Energy consumption characteristics of and absorption chiller during the partial load operation. International Journal of Refrigeration. 27 (2004) 948 – 954.

Chua H. T., Toh H.K., Malek A., Ng K.C., Srinivasan K., Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution, International Journal of Refrigeration, v. 23, n. 6, p. 412-429, 2000.

Correia C. R. Relatório de estágio Curricular. Universidade Federal de Pernambuco. UFPE. Recife 2006.

CRC PRESS, Standard thermodynamic properties of chemical substances, CRC PRESS LLC, 2000, Disponível em: <[http://www.fq.uh.edu/dpto/qf/uclv/tablas/Tabla%20de%20propiedades%20termodinamicas](http://www.fq.uh.edu/dpto/qf/uclv/tablas/Tabla%20de%20propiedades%20termodinamicas.pdf).pdf>. Acesso em: 10 de abril de 2009.

D.C. Wang, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, H. Zhai, R.Z. Wang, W.D. Dou, Study of a novel silica gel – water absorption. Part I. Design and Performance prediction, International Journal of Refrigeration 28 (2005) 1073-1083.

D.C. Wang, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, H. Zhai, R.Z. Wang, W.D. Dou, Study of a novel silica gel – water absorption. Part II. Experimental Study, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1084-1091.

D.C. Wang, Y.J. Wang, J.P. Zhang, X.L. Tian, J.Y. Wu., Experimental study of adsorption chiller driven by variable heat source. *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 1063–1073.

Da Silva A. Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental por absorção (água – amônia) para a produção de gelo a partir de vapor de processo. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual de Campinas. Unicamp, São Paulo, 1994.

De Almeida G. Metodologia para avaliação econômica de unidades resfriadoras de líquidos por ciclos de compressão e absorção . Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas). Universidade de Brasília. UNB, Brasília, DF, 2006.

De Carvalho E. N., Dias P. J. M, de Almeida G. S., Fonseca A. J., Modelagem e Simulação de Chillers de por Absorção Água – LiBr em um Edifício. 16º Simpósio de pós-graduação em Engenharia Mecânica. Uberlândia. MG, Brasil 2006.

Dias dos Santos P. H. Análise exergética de sistemas de refrigeração por absorção de múltiplos efeitos com o par água – brometo de lítio. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal da Paraíba. UFPB, João Pessoa, 2005.

E. Torrella, D. Sánchez, R. Cabello, J.A. Larumbe, R. Llopis. On-site real-time evaluation of an air-conditioning direct-fired double-effect absorption chiller. *Applied energy*. 2008.

Energy Tech Pro, *Absorption Chillers*, Disponível em <http://www.energytechpro.com>, Acesso em: 21 de março de 2009.

Fonseca D. B., Coelho G. L. V., Determinação Do Coeficiente De Atividade Na Diluição Infinita (γ^∞) Através Da Micro extração Em Fase Sólida (SPME). *Química Nova*, Vol. 30, No. 7, 1606-1608, 2007.

Fox R. W., Mcdonald A. T., Pritchard P. J., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, LTC Editora, Sexta edição. Brasil, 2006, 798p.

Gustavo R. Figueredo, Mahmoud Bourouis, Alberto Coronas. Thermodynamic modelling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 211–217.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lanive, A. S., *Fundamentos de Transferência de calor e de massa*, LTC Editora, Sexta edição. Brasil, 2007, 643p.

Herold K. E., Radermacher R., Klein S. A., *Absorption Chillers and Heat Pumps*, Estados Unidos, CRC Press LLC, 1996, 329p.

http://www.energytechpro.com/Demo-IC/Gas_Technology/Absorption_Chillers.htm
Infraero. Relatório anual. Maceió, 2005.

J. Di, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, R.Z. Wang, Theoretical and experimental study on characteristics of a novel silica gel – water chiller under the conditions of variable heat source temperature, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 515-526.

Jianzhao Wang e Danxing Zheng,, Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H₂O/LiBr system. *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 3087–3095.

Joan Carles Bruno, Anton Valero, Alberto Coronas., Performance analysis of combined micro gas turbines and gas fired water - LiBr absorption chillers with post-combustion. *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005) 87 – 99.

K.C.A. Alam, M.Z.I. Khan, A.S. Uyun, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi. Experimental study of a low temperature heat driven re-heat two-stage adsorption chiller. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1686–1692.

Kaita Y., Thermodynamic properties of lithium bromide – water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, v. 24, n. 5, p. 374-390, 2001.

Kim Choon Ng, Xiaolin Wang, Yee Sern Lim, Bidyut Baran Saha, Anutosh Chakarborty, Shigeru Koyama, Atsushi Akisawa, Takao Kashiwagi, Experimental Study on performance improvement of a four – bed absorption chiller by using heat and mass recovery. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 49 (2006) 3343 - 3348.

Kim D.S., Infante Ferreira C.A., A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions. *International Journal of Refrigeration*. 29 (2006) 36-46.

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

Lin H., Lee L., Estimations of activity coefficients of constituent ions in aqueous electrolyte solutions with the two-ionic-parameter approach, *Fluid Phase Equilibria*, v.237, n. 1-2, p. 1–8, 2005.

M. Izquierdo a,d, R. Lizarte ,J.D. Marcos, G. Gutiérrez, Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005. *Applied thermal engineering* 28 (2008). 1074 –1108.

Misra, R.D.; Sahoo P. K., Gupta A., Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, n. 26, p. 158 – 169 2003.

Moran M. J., Shapiro H. N., *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. LTC, 2006. Sexta Edição.

Moreira, J. R. S., “*Fundamentos e Aplicações da Psicrometria*”, RPA Editora Ltda., São Paulo. 1999.

N. Ben Ezzine, M. Barhoumi, Kh. Mejbri, S. Chemkhi, A. Bellagi., Solar cooling with absorption principle: First and Second Law analysis of na ammonia – water Double – generator absorption chiller. *Desalination*. 168 (2004) 137 – 144.

Nasehzadeh A., Noroozian E., Omrani H., Experimental and theoretical studies of thermodynamics of lithium halide solutions – ethanol mixtures, *Journal of Chemical Thermodynamics*, v. 36, n. 3, p. 245–252, 2004.

P. Kohlenbach, F. Ziegler. A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I: The model. *International journal of refrigeration*. 31 (2008) 217-225.

P. Kohlenbach, F. Ziegler. A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part II: Numerical results and experimental verification. *International journal of refrigeration*. 31 (2008) 226-233.

Ramos C., Bezerra V., *Climatização a Gás Natural*, Disponível em: <http://www.cogensp.com.br/cogensp/opiniao/14122004.htm>, Acesso em: 21 de janeiro de 2009.

Rucker Rebello C. P. Análise exergoeconômica de uma planta de cogeração baseada em micro turbina a gás natural e refrigeração por absorção pela teoria do custo exergéticos. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, UFSC, Florianópolis 2005.

S. Arzu, A. Kemal, S. A. Kalogirou, Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renewable Energy*. 30 (2005) 645 - 657.

S. Boonnasa, P. Namprakai, T. Muangnapoh, Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air-cooling using an absorption chiller. *Energy* 31 (2006) 2036–2046.

S. C. Kaushik e Akhilesh Arora., Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems. *International Journal of refrigeration*. XXX (2009) I-12.

S.C. Kaushik, Akhilesh Arora. Energy and exergy analysis of single effect and series flow. double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems. *International journal of refrigeration*. XXX (2009) 1-12.

Safarov J. T., Vapor pressure of heat transfer fluids of absorption refrigeration machines and heat pumps: Binary solutions of lithium nitrate with methanol, *Journal of Chemical Thermodynamics*, v. 37, n. 12, p. 1261–1267, 2005.

Santos Silva C. M. Análise exergoeconômica de uma unidade de cogeração a gás natural com refrigeração por absorção. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal da Paraíba, UFPB João Pessoa, 2005.

Smith, Ness V., *Introducción a la Termodinamica en Ingenieria Quimica*; McGraw hill. Interamericana Editores, S.A. de C.V. 1997. Quinta edición. Traducción al español.

Tomasz M. Mróz, Thermodynamic and economic performance of the LiBr–H₂O single stage absorption water chiller. *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006) 2103 – 2109.

TUMA/BROAD, A única escolha, Disponível em: http://www.empresastuma.com.br/empresas_tuma/broad/index/unica_escolha/default.asp, acesso em: 21 de março de 2009.

VALERO, A., LOZANO M.A. BARTOLOMÉ, J.L. 1993, “Theory of exergetic cost”, *Energy*, v. 18, n. 9, pp. 939-960.

Van W. G. J. Sontag R. E., *Fundamentos da Termodinâmica*, LTC Editora, Sexta edição. Brasil, 2002, 577p.

Vidal, R. Best, R. Rivero, J. Cervantes., Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method. *Energy* 31 (2006) 3401–3414.

X.Q. Zhai, R.Z. Wang. Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building. *Applied Thermal Engineering*. 29 (2009) 17-27.

Xiaohong Liao, Reinhard Rademacher., Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *International Journal of Refrigeration*, 30 (2007) 904-911.

YAZAKI ENERGY SYSTEM. Commissioning and Operating Instructions Chillers and Chiller-Heater WFC-SC(H) 10,20,30. Japan 2003.

YAZAKI ENERGY SYSTEM. Electrical and Maintenance Chillers and Chiller-Heater WFC-SC(H) 10,20,30. Japan 2003.

YAZAKI ENERGY SYSTEM. Installations Instructions Chillers and Chiller-Heater WFC-SC (H) 10, 20, 30. Japan 2003.

YAZAKI ENERGY SYSTEM. Specifications Chillers and Chiller-Heater WFC-SC (H) 10, 20, 30. Japan 2003.

Younggy Shin, Jung Ah Seo, Hyun Wook Cho, Sang Chul Namb, Jin Hee Jeong, Simulation of dynamics and control of a double-effect LiBr–H₂O absorption chiller. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2718–2725.

Yunho Hwang., Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 27 (2004) 816 – 829.

Z.G. Sun. Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression chiller and absorption chiller. *Energy*. 33 (2008) 431–436.

Zaizhong Xia, Dechang Wang, Jincui Zhang., Experimental study on improved two-bed silica gel–water adsorption chiller. *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 1469–1479.

Zukowski J. Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água – amônia. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual de Campinas. Unicamp, São Paulo, 1999.

ANEXOS

DADOS TÉCNICOS DA MICROTURBINA CAPSTONE

Fuel Gas Specifications

MAXIMUM FUEL GAS TEMPERATURE	50 °C (122 °F)
MINIMUM FUEL GAS TEMPERATURE	GREATER OF 0 °C (32 °F) OR 20 °C (36 °F) ABOVE THE PRESSURIZED DEW POINT
MINIMUM GAS LINE PRESSURE (@ MAXIMUM FUEL GAS FLOW)	34,5 kPa (5 PSIG)
MAXIMUM OPERATING INLET PRESSURE (@ GUARD FILTER)	103 kPa (15 PSIG)
FUEL GAS FLOW, MAXIMUM (@ 1000 BTU/SCF HHV)	6.5 NM ³ /HR 660 SCFH

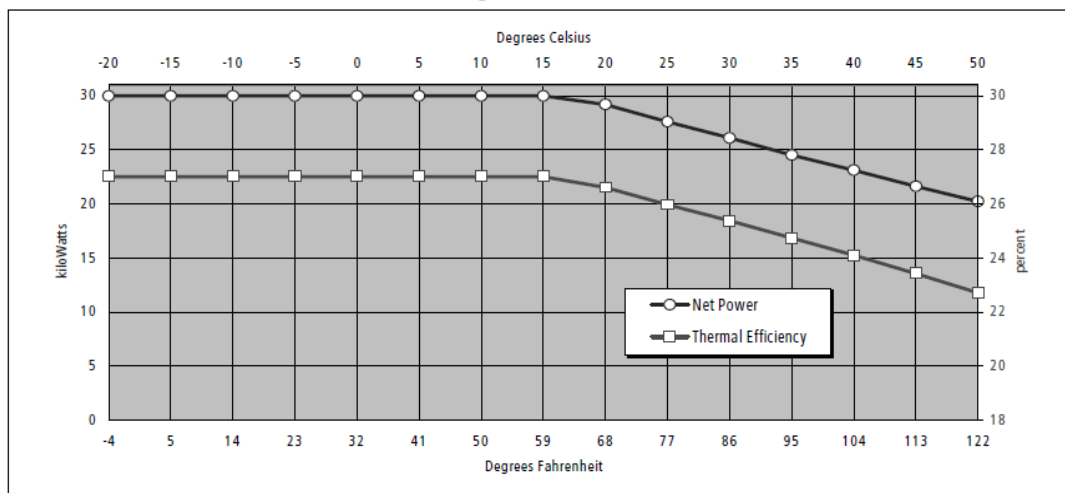
Fuel Gas Specifications

FUEL GAS FLOW, TYPICAL @ FULL LOAD (@ 1000 BTU/SCF HHV)	4.0 NM ³ /HR 430 SCFH
MINIMUM FUEL GAS CALORIFIC VALUE (HHV)	36,500 KJ/NM ³ 950 Btu/ SCF
MAXIMUM FUEL GAS CALORIFIC VALUE (HHV)	44,180 KJ/NM ³ 1150 Btu/ SCF



CONFIGURATION PARAMETER	MODEL 330 RECUPERATED GASEOUS FUEL @ 379 kPa (55 PSIG)	MODEL 330 RECUPERATED GASEOUS FUEL @ 103 kPa (15 PSIG)	MODEL 330 RECUPERATED GASEOUS FUEL @ 34 kPa (5 PSIG)	MODEL 330 RECUPERATED LIQUID FUEL @ 35 kPa (5 PSIG)	MODEL 330 SIMPLE CYCLE GASEOUS FUEL @ 379 kPa (55 PSIG)
RATED OUTPUT (+/- 1kW)	30	29	28	29	30
THERMAL EFFICIENCY (+/- 2%)	27	26	26	26	14
FUEL FLOW kJ (Btu) / HR	443,000 (420,000)	443,000 (420,000)	443,000 (420,000)	422,000 (400,000)	844,000 (800,000)
HEAT RATE kJ (Btu) / kWh, LHV	13,300 (12,600)	13,700 (13,000)	14,100 (13,400)	14,000 (13,200)	25,300 (24,000)
EXHAUST TEMPERATURE °C (°F)	260 (500)	260 (500)	260 (500)	260 (500)	518 (965)
EXHAUST HEAT ENERGY kJ (BTU) /HR, LHV	305,000 (290,000)	305,000 (290,000)	305,000 (290,000)	305,000 (290,000)	720,000 (680,000)
EXHAUST EMISSIONS NO _x PPMV	<9	<9	<9	<35	<35

Model 330 High Pressure Gaseous Fuel



ESPECIFICAÇÕES DO CHILLER DE ABSORÇÃO TIPO WFC-SC10 (YAZAKY)

Evaporador (EVA)	
Temperatura de entrada da água gelada [°C]	12,5
Temperatura de saída da água gelada [°C]	7
Perda de carga no evaporador [Kpa]	55,85
Pressão máxima de operação [Kpa]	588,1
Capacidade nominal de refrigeração [KW]	35,2
Condensador (CON)	
Temperatura de entrada da água da torre de resfriamento [°C]	35
Temperatura de saída da água da torre de resfriamento [°C]	31
Perda de carga do condensador (Con) [Kpa]	84,81
Pressão máxima de operação [Kpa]	588,1
Calor rejeitado [KW]	85,48
Gerador (GE)	
Temperatura de entrada da água quente (Intervalo entre 70 – 95) [°C]	88
Temperatura de saída da água da quente [°C]	83
Perda de carga do gerador [Kpa]	90,32
Pressão máxima de operação [Kpa]	588,1
Calor absorvido (Subministrado ao chiller) [KW]	50,28
Potência consumida pelo chiller (não inclui o sistema de bombas e ventiladores) [KW]	0,21
Controles	Liga – desliga
Peso do chiller (vazio) [Kg]	500
Peso do chiller (operando) [Kg]	604
Largura do chiller [mm]	760
Profundidade [mm]	970
Altura (Com nivelamento) [mm]	1900 1920
Ruido [dB]	---
Diametro da tubulações do circuito da água gelada [mm]	40
Diametro da tubulações do circuito da água de resfriamento [mm]	50
Diametro da tubulações do circuito da água quente [mm]	40