KARLOS ROBERTO DA SILVA BRAGA MARTINS

Simulação e Otimização Computacional de Diferentes Configurações de Sistemas de Refrigeração por Absorção Água – Amônia tipo GAX

61/2014

CAMPINAS
2014

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

KARLOS ROBERTO DA SILVA BRAGA MARTINS

Simulação e Otimização Computacional de Diferentes Configurações de Sistemas de Refrigeração por Absorção Água – Amônia tipo GAX

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO KARLOS ROBERTO DA SILVA BRAGA MARTINS, E ORIENTADO PELO PROF. DR. JOSÉ RICARDO FIGUEIREDO

ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2014

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

M366s

Martins, Karlos Roberto da Silva Braga, 1981-
Simulação e otimização computacional de diferentes configurações de sistemas de refrigeração por absorção água-amônia tipo GAX / Karlos Roberto da Silva Braga Martins. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: José Ricardo Figueiredo.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Absorção. 2. Tocadores de calor. 3. Simulação pro computador. 4. Otimização matemática. I. Figueiredo, José Ricardo,1942-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Computational simulation and optimization of different arragements of absorption cooling systems water-ammonia type GAX.
Palavras-chave em inglês:
Absorption
Heat exchanger
Computer simulation
Mathematical optimization
Área de concentração: Térmica e Fluidos
Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica
Banca examinadora:
José Ricardo Figueiredo [Orientador]
José Tomaz Vieira Pereira
Rogério Gonçalves dos Santos
Rodolfo Jesús Rodrígues Silverio
Gilberto Martins
Data de defesa: 29-07-2014
Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

Simulação e Otimização Computacional de Diferentes Configurações de Sistemas de Refrigeração por Absorção Água – Amônia tipo GAX

Autor: **Karlos Roberto da Silva Braga Martins**
Orientador: **Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo, Presidente
UNICAMP/FEM

Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
UNICAMP/NIPE

Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos
UNICAMP/FEM

Prof. Dr. Rodolfo Jesús Rodríguez Silverio
Petrobrás

Prof. Dr. Gilberto Martins
UFABC

Campinas, 29 de julho de 2014.

Dedicatória

Aos meus pais Milton (in memorian) e Maria das Graças e aos meus irmãos Milton e Diógenes.

Agradecimentos

Sou grato primeiramente a DEUS por ter me presenteado com a sabedoria, o conhecimento e a capacidade física em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo por confiar e acreditar no meu trabalho, conduzindo-me na direção correta e sempre contribuindo para o enriquecimento da pesquisa.

À FAPEMA que financiou este trabalho de tese, contribuindo para a realização da pesquisa, e pela confiança depositada nesta parceria com a Unicamp.

A todos os professores e demais técnicos da Unicamp e do Instituto Federal de São Paulo - IFSP que participaram desta minha caminhada, sempre dispostos a ajudar, incentivando e transferindo o conhecimento e auxiliando na formação de novas ideias.

À minha família pelo carinho e apoio, sempre me fortalecendo e amparando nos momentos difíceis.

À minha noiva e companheira Juliane Romagnoli pelo apoio, compreensão e carinho nos momentos que mais precisei durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus amigos: Pastor Almir e pastora Eliane, Vicente Moreira, Ismael (antigo colega de sala), Rodolfo, Max, Cris, Raquel Cunha, Lourival (Magrinho), Luis Jorge (L.J.), Jaqcueline, Aliandro, Eberval, José Ricardo, Bruno Gianelli, Pedro Goulart, Giuliano pelo incentivo e companheirismo.

"E Ele muda os tempos e as estações; Ele remove os reis e estabelece os reis; Ele dá sabedoria aos sábios e conhecimento aos entendidos."

(DANIEL 2.21)

Resumo

Neste trabalho foi adaptado um programa computacional para o projeto e simulação numérica de diferentes configurações de ciclos de refrigeração por absorção utilizando a mistura água – amônia como fluido de trabalho, visando aplicações em condicionamento de ar para setores residencial e comercial. Foram estudados os ciclos de simples efeito e duas configurações de modelos com Troca de Calor Gerador-Absorvedor (*GAX* – Generator-Absorber heat eXchange), uma com absorvedor de dois estágios e gerador de dois estágios e outra com absorvedor de três estágios e gerador de dois. Foram utilizadas equações de conservação da massa, do número de moles e de energia em cada componente relevante da máquina, relações de estado termodinâmico para cada ponto do sistema, bem como, equações de transferência de calor em termos de parâmetro globais, para relacionar a transferência de calor às diferenças efetivas de temperatura, empregando os métodos da Diferença de Temperaturas Média Logarítmica e da Efetividade. As relações de estado termodinâmico da mistura água-amônia são derivadas analiticamente de duas equações representando a energia livre de Gibbs em termos de pressão, temperatura e concentração para as fases de líquido e de vapor. O sistema resultante de equações não lineares foi resolvido pelo método de Substituição-*Newton-Raphson*. Os resultados de desempenho, de temperaturas e de transferência de calor nos equipamentos que compõem o ciclo foram obtidos a partir da variação de parâmetros operacionais tais como, temperatura do ambiente a ser resfriado, temperatura do ar externo e temperatura do fluido quente na entrada do gerador. Após isso, foi realizado um estudo de otimização do do efeito frigorífico para aumentar o desempenho do ciclo *GAX* a partir da variação dos parâmetros globais dos trocadores.

Palavras Chave: Absorção; Trocador de Calor Gerador-Absorvedor (*GAX*); Simulação; Otimização.

Abstract

In this work a computer program was adapted for design and numerical simulation of different configurations of absorption refrigeration cycles using the mixture water - ammonia as the working fluid, aiming at applications in air conditioning for residential and commercial sectors. Cycles of single effect, Generator-Absorber Heat eXchange (*GAX* – Generator-Absorber heat eXchange) with two-stages absorber and two-stages generator and the other with three-stage absorber and two-stages generator were studied. Conservation equations of mass and energy of ammonia for each relevant component ratios thermodynamic state for each point in the system were used, as well as heat transfer equations in terms of global heat transfer parameter, relating to heat transfer to the actual temperature difference, using the methods of the logarithmic average temperature difference and effectiveness. The relations of thermodynamic state of the mixture water - ammonia are derived analytically for two equations for the Gibbs free energy in terms of pressure, temperature and concentration for phases of liquid and vapor. The resulting system of nonlinear equations was solved by the substitution method-Newton-Raphson. The results of performance, temperature and heat transfer equipment comprising in the cycle were obtained from the variation of operating parameters such as temperature of the environment to be cooled, the external air temperature and the hot fluid inlet temperature generator. After this, an optimization study of the effect of refrigerator was performed to increase the performance of the GAX cycle from the variation of the global parameters of the exchangers.

Key Words: Absorption; Generator – Absorber heat eXchanger (*GAX)*; Simulation; Optimization.

Lista de Ilustrações

Figura 1. 1 - Fenômenos que ocorrem no processo de sorção. 11
Figura 1. 2 – Ciclo intermitente de refrigeração por absorção. 15
Figura 1. 3 – Ciclo contínuo de refrigeração por absorção. 16
Figura 1. 4 - Comparação entre os ciclos de absorção e de compressão de vapor. 18
Figura 2. 1 - Sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia com trocador de calor de solução……...28
Figura 2. 2 - Sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia com trocador de calor de solução e subresfriador de amônia líquida. 29
Figura 2. 3 - Sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia com trocador de calor de solução, subresfriador, coluna de retificação com seção de retificação (SR) e seção de dessorção (SD) e condensador de refluxo. 31
Figura 2. 4 - Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito e estágio com solução água-amônia. 34
Figura 2. 5 - Ciclo avançado com absorvedor com recuperação de calor. 36
Figura 2. 6 - Ciclo de refrigeração por absorção *GAX* padrão. 38
Figura 2. 7 - Representação esquemática de funcionamento do ciclo *GAX* padrão (JAWAHAR e SARAVANAN, 2010). 39
Figura 2. 8 – Representação esquemática do ciclo de absorção GAX padrão. 42
Figura 2. 9 – Configuração de ciclo de bomba de calor *GAX* (HANNA *et al.* 1995). 43
Figura 2. 10 – Configuração de ciclo de bomba de calor *GAX* -modo resfriamento (GROSSMAN *et al.* 1995). 44
Figura 2. 11 – Configuração de ciclo de bomba de calor *GAX* -modo aquecimento (GRAMELLA *et al.* 1996). 45
Figura 2. 12 – Configuração de ciclo *GAX* para aplicações de aquecimento de painel (KANG e KASHIWAGI, 2000). 47
Figura 2. 13 – Configuração de um sistema de bomba de calor por absorção *GAX* água-amônia com operação por energia híbrida (VELÁZQUEZ e BEST, 2002). 48
Figura 2. 14 – Ciclo *GAX* modificado – *MGAX* primeiro modo (PARK *et al.* 2008). 50
Figura 2. 15 – Ciclo *GAX* modificado – *MGAX* segundo modo (PARK *et al.* 2008).. 50
Figura 2. 16 - Ciclo *GAX* modificado – *MGAX* terceiro modo (PARK *et al.* 2008). 51
Figura 2. 17 – Configuração de Sistema de refrigeração por absorção *GAX* água-amônia solar com um concentrador refletor Fresnel linear para utilizar como gerador de vapor (VELÁZQUEZ *et al.* 2010). 52
Figura 2. 18 – Configuração de ciclo de absorção *GAX* ramificado. 53
Figura 2. 19 – Esquema de funcionamento do Sistema de refrigeração *GAX* poli-ramificado (STOICOVICI, 1995). 55

Figura 2. 20 – Fluxograma simplificado de um ciclo de absorção-compressão *GAX*. 57
Figura 2. 21 – Configuração de ciclo *GAX* híbrido (KANG *et al.* 2004). 58

Figura 2. 22 – Configuração de ciclo de refrigeração compressão-absorção *GAX (*RAMESH MUMAR *et al.* 2009)..... 59
Figura 2. 23 – Fluxograma simplificado do ciclo com absorvedor recuperador de calor. 60
Figura 2. 24 – Representação esquemática de um sistema de refrigeração por absorção com recuperação de calor do absorvedor (SAGHIRUDDIN e ALTAMUSH SIDDIQUI, 1996)..... 61
Figura 2. 25 – Esquema de ciclo GAX com recuperação de calor residual (KANG *et al.* 1999). 63
Figura 2. 26 – Configuração de um chiller de absorção água - amônia *GAX* regenerativo (NG *et al.* 1997)..... 66
Figura 2. 27 – Configuração do ciclo de absorção *GAX* água – amônia com gás natural como fonte de calor, resfriamento a ar para aplicações residencial e comercial (PRIEDEMAN e CHRISTENSEN, 1999)..... 67
Figura 2. 28 – Configuração esquemática do protótipo de resfriamento de absorção GAX (GOMEZ *et al.* 2008). 69
Figura 2. 29 – Configuração esquemática do protótipo de bomba de calor BGAX (ERICKSON *et al.* 1996)..... 70

Figura 4. 1 - Entalpia versus concentração para cálculo da temperatura e concentração no líquido ou no vapor. 90
Figura 4. 2 - Entalpia versus concentração para cálculo da concentração no líquido e no vapor. 102

Figura 5. 1 - Fluxograma simplificado da primeira configuração de ciclo de refrigeração por absorção simulada. 107
Figura 5. 2 - Volume de controle do condensador. 110
Figura 5. 3 - Volumes de controle das válvulas de expansão e de solução. 113
Figura 5. 4 - Volume de controle do evaporador. 115
Figura 5. 5 - Volumes de controle para o subresfriador de amônia líquida. 116
Figura 5. 6 - Volume de controle para o absorvedor. 119
Figura 5. 7 - Volume de controle para a bomba. 120
Figura 5. 8 - Volume de controle para o trocador de calor de solução. 122
Figura 5. 9 - Volume de controle para o conjunto gerador-coluna de retificação. 124
Figura 5. 10 - Volume de controle para o condensador de refluxo. 126
Figura 5. 11 - Fluxograma simplificado da configuração de ciclo GAX com absorvedor e gerador de dois estágios simulados. 128
Figura 5. 12 - Volume de controle para o absorvedor de dois estágios do ciclo *GAX*. 130
Figura 5. 13 - Volume de controle para o *GAXA* no absorvedor de dois estágios. 131
Figura 5. 14 - Volume de controle para o gerador de dois estágios do ciclo *GAX*. 134
Figura 5. 15 - Volume de controle para o *GAXD* gerador de dois estágios. 135
Figura 5. 16 - Fluxograma simplificado da configuração de ciclo GAX com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios simulados. 139
Figura 5. 17 - Volumes de controle para o trocador de calor *AHX* no absorvedor de três estágios. 140

Figura 5. 18 - Volume de controle para o GAXA no absorvedor de três estágios. 142
Figura 5. 19 - Volumes de controle para o GAXD no gerador de dois estágios. 145

Figura 6. 1 - Comparação entre o efeito da elevação de temperatura sobre as razões de fluxo experimental e simulação. 154
Figura 6. 2 - Efeito da temperatura do ambiente resfriado sobre as temperaturas internas nos trocadores de calor absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de três estágios). 159
Figura 6. 3 - Efeito da temperatura do ambiente resfriado sobre as temperaturas internas nos trocadores de calor absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de dois estágios). 159
Figura 6. 4 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as temperaturas de equipamentos das configurações de ciclos de simples estágio (a) *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c). 161
Figura 6. 5 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as temperaturas dos trocadores de calor de solução (a) , *GAXA* no absorvedor dois estágios (b) e *GAXA* no absorvedor três estágios (c). 162
Figura 6. 6 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as transferências de calor dos trocadores de calor no ciclo de simples estágio (a), *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c). 163
Figura 6. 7 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre o COP das configurações de sistemas por absorção simulados. 164
Figura 6. 8 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as transferências de calor no trocador de solução e subresfriador para o ciclo de simples estágio (a), *GAXA, GAXD* e subresfriador no absorvedor dois estágios (b), AHX, *GAXA*, *GAXD* e subresfriador no absorvedor três estágios (c). 165
Figura 6. 9 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre a integração de energia interna para as configurações de ciclos por absorção simulados. 166
Figura 6. 10 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (GAX absorvedor de três estágios). 168
Figura 6. 11 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (GAX absorvedor de dois estágios). 169
Figura 6. 12 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas de equipamentos das configurações de ciclos de simples estágio (a) *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c). 170
Figura 6. 13 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas dos trocadores de calor de solução (a) , *GAXA* no absorvedor dois estágios (b) e *GAXA* no absorvedor três estágios (c). 171
Figura 6. 14 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as transferências de calor dos trocadores de calor no ciclo de simples estágio (a), *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c). 172
Figura 6. 15 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre o COP das configurações de sistemas por absorção modeladas. 173
Figura 6. 16 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as transferências de calor no trocador de solução e subresfriador para o ciclo de simples estágio (a), *GAXA, GAXD* e subresfriador no absorvedor dois estágios (b), AHX, *GAXA*, *GAXD* e subresfriador no absorvedor três estágios (c)... 174

Figura 6. 17 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre a integração de energia interna para as configurações de ciclos por absorção simuladas. 175
Figura 6. 18 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de três estágios). 177
Figura 6. 19 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de dois estágios). 178
Figura 6. 20 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas de trocadores de calor das configurações de ciclos de simples estágio (a) *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c). 179
Figura 6. 21 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas dos trocadores de calor de solução (a), *GAXA* no absorvedor dois estágios (b) e *GAXA* no absorvedor três estágios (c). 180
Figura 6. 22 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as transferências de calor dos trocadores de calor no ciclo de simples estágio (a), *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c). 181
Figura 6. 23 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre o COP das configurações de sistemas por absorção simuladas. 182
Figura 6. 24 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as transferências de calor no trocador de solução e subresfriador para o ciclo de simples estágio (a), *GAXA, GAXD* e subresfriador no absorvedor dois estágios (b), AHX, *GAXA*, *GAXD* e subresfriador no absorvedor três estágios (c). 183
Figura 6. 25 Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre a integração de energia interna para as configurações de ciclos por absorção simuladas. 184

Lista de Tabelas

Tabela 1. 1 - Soluções utilizadas como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção.. 22

Tabela 6. 1 - Parâmetros utilizados para condições de operação para projeto. 151
Tabela 6. 2 - Dados de temperaturas de operação para os trocadores de calor interno no absorvedor e gerador. 152
Tabela 6. 3 - Resultados obtidos do código de simulação a partir de dados iniciais de projeto. 153
Tabela 6. 4 - Comparação entre os resultados experimentais e simulação do sistema de refrigeração *GAX*. 155
Tabela 6. 5 - Comparação entre os valores de transferência de calor experimental e simulação numérica de cada equipamento. 157

Tabela 6. 6 - Resultados da primeira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 186

Tabela 6. 7 – Resultados da primeira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 187

Tabela 6. 8 – Resultados da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios. 188

Tabela 6. 9 - Resultados da segunda análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 189

Tabela 6. 10 - Resultados da segunda análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 189

Tabela 6. 11 - Resultados da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios. 190

Tabela 6. 12 - Resultados da terceira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 191

Tabela 6. 13 - Resultados da terceira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 191

Tabela 6. 14 - Resultados da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios. 192

Tabela 6. 15 - Resultados da quarta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 193

Tabela 6. 16 - Resultados da quarta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 193

Tabela 6. 17 - Resultados da quarta etapa de otimização do $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios. 194

Tabela 6. 18 - Resultados da quinta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 195

Tabela 6. 19 - Resultados da quinta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 195

Tabela 6. 20 - Resultados da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios. 196

Tabela 6. 21 - Resultados da sexta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 197

Tabela 6. 22 - Resultados da sexta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 197

Tabela 6. 23 - Resultados da sexta etapa de otimização do $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios. 198

Tabela 6. 24 - Resultados da sétima análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido. 199

Tabela 6. 25 - Resultados da sétima análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar. 199

Tabela A. 1 - Número de iterações para convergência com sub-rotinas derivada analítica (SDA) versus numérica (SDN). 220
Tabela A. 2 – Coeficientes para as equações dos componentes puros da mistura água-amônia..... 221
Tabela A. 3 – Coeficientes para as funções de excesso de energia livre de Gibbs 222

Tabela B. 1 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 10\ {}^{W}\!/_{K}$ 223

Tabela B. 2 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 20\ {}^{W}\!/_{K}$ 224

Tabela B. 3 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 110\ {}^{W}\!/_{K}$ 224

Tabela B. 4 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 120\ {}^{W}\!/_{K}$ 225

Tabela B. 5 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 270\ W/K$ 225

Tabela B. 6 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 290\ W/K$ 226

Tabela B. 7 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 10\ W/K$ 226

Tabela B. 8 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 20\ W/K$ 227

Tabela B. 9 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 70\ W/K$ 227

Tabela B. 10 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 80\ W/K$ 228

Tabela B. 11 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 170\ W/K$ 228

Tabela B. 12 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 180\ W/K$ 229

Tabela B. 13 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 10\ W/K$ 229

Tabela B. 14 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 20\ W/K$ 230

Tabela B. 15 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 80\ W/K$ 230

Tabela B. 16 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 90\ W/K$ 231

Tabela B. 17 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 100\ W/K$ 231

Tabela B. 18 - Resultados complementares da quarta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 10\ W/K$ 232

Tabela B. 19 - Resultados complementares da quarta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 70\ W/K$ 232

Tabela B. 20 - Resultados complementares da quarta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 90\ W/K$ 233

Tabela B. 21 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 10\ W/K$ 233

Tabela B. 22 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 20\ W/K$ 234

Tabela B. 23 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 40\ W/K$ 234

Tabela B. 24 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 50\ W/K$ 235

Tabela B. 25 - Resultados complementares da sexta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 20\ W/K$ 235

Tabela B. 26 - Resultados complementares da sexta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração $\Delta UA = 30\ W/K$ 236

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A - Área de transferência de massa ou calor	[m^2]
a,b,c,d,e – Coeficientes	
A,B,C,D,E – Coeficientes adimensionais	
c - Concentração de espécie	
$\mathbf{c_P}$ **-** Calor específico molar a pressão constante	[J/kmolK]
CR **-** Razão de circulação	
E – Energia	[Wh]
FR **-** Razão de fluxo	
f - Função real ou vetor	
g - Função real ou vetor ou energia livre de Gibbs	[J/kmol]
h - entalpia específica molar	[J/mol]
J - matriz Jacobiana	
K - constante de equilíbrio	
k - condutividade térmica	[W/mK]
l - fluxo molar de líquido	[mol/s]
m - Massa	[kg]
$\dot{\mathbf{m}}$ - vazão em massa de fluido de trabalho	[kg/s]
N - número de variáveis relevantes fisicamente	
n - número de variáveis efetivas no método de Substituição-Newton-Raphson (n<N)	
p - pressão (absoluta)	[Pa]
$\dot{\mathbf{Q}}$ - Fluxo de calor	[W]
Q - Transferência de calor	[W]
R - constante ideal dos gases	[J/molK]

s - entropia específica molar	[J/molK]
T - Temperatura	[°C]
U - Coeficiente global de transferência de calor	[W/m²K]
v - fluxo molar de vapor	[mol/s]
V - Velocidade	[m/s]
w - fração de massa de amônia	
$\dot{\mathbf{W}}$ - potência	[W]
x - variável relevante fisicamente ou concentração molar de amônia na mistura líquida	[mol/mol]
y - variável efetiva ou concentração molar de amônia na mistura de vapor	[mol/mol]

Letras Gregas

α - Difusividade térmica	[m²/s]
η - Eficiência	
Δ - Incremento na variável	
ε - Efetividade	
ν - volume específico molar	[m³/kmol]
μ – potencial químico	[J / kmol]

Superescritos

$*$ - valor auxiliar, teórico ou anterior

$\mathbf{k, k+1}$ - índice de iteração

v - fase vapor

l - fase líquida

0 - Estado gás ideal

Subscritos

AB - Absorvedor

amb - ambiente a ser resfriado

ar - ar para arrefecimento

B - Bomba

CO - Condensador

CR - Condensador de Refluxo

E - Excesso

e - Entrada

EV - Evaporador

f - frio

GE - Gerador

$\mathbf{H_2}O$ - água

i - índice de ordenação, inteiro

j - índice de ordenação, inteiro, ou função ou constante

mín - mínimo

$\mathbf{NH_3}$ - amônia

o - Estado de referência

PT - Ponto de referência

q - quente

R - adimensionada, reduzida

TS - Trocador de calor de solução

ret - retificação

s - saída

SB- Subresfriador de amônia

suc - sucção

vet - Válvula Expansão Termostática

sat - condições de saturação

Abreviações

AHX – Absorber Heat eXchanger (Trocador de Calor Absorvedor)

E.U.A - Estados Unidos da América

GAXA - Trocador de Calor Gerador-Absorvedor na região do Absorvedor

GAXD - Trocador de Calor Gerador-Absorvedor na região do Gerador

SDA – Sub-rotina com derivada analítica

SDN - Sub-rotina com derivada numérica

Siglas

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

COP – Coefficient of Performance (Coeficiente de desempenho)

EPI – Equipamento de Proteção Individual

GAX – Generator Absorber heat eXchanger (Trocador de Calor Gerador-Absorvedor)

TR – Tonelada de Refrigeração

VC – Volume de Controle

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 1
1.1 Aspectos históricos da tecnologia por sorção 4
1.2 Fundamentos da tecnologia de sorção 8
1.2.1 Ciclo intermitente de absorção 14
1.2.2 Ciclo contínuo de absorção 15
1.3 Organização do trabalho 26
2 REVISÃO DA LITERATURA 27
2.1 Introdução 27
2.2 Tecnologias disponíveis 27
2.2.1 Sistemas de simples efeito com solução água-amônia 27
2.2.2 Sistemas avançados com solução água-amônia 32
2.3 Estudos teóricos 41
2.3.1 Ciclos *GAX* avançados desenvolvidos a partir do sistema *GAX* padrão 41
2.3.2 Ciclos *GAX* avançados com ramificações - *BGAX* 52
2.3.3 Ciclos *GAX* avançados híbridos - *HGAX* 56
2.3.4 Outros Ciclos *GAX* avançados 59
2.4 Estudos teóricos de misturas alternativas para ciclos de absorção 63
2.5 Estudos experimentais 65
2.5.1 Ciclos *GAX* avançados desenvolvidos a partir do sistema *GAX* padrão 66
2.5.2 Ciclo *GAX* avançado com ramificações - *BGAX* 69
2.5.3 Ciclos *GAX* avançados híbrido - *HGAX* 70
2.6 Estudos experimentais de misturas alternativas para ciclos de absorção 71
2.7 Sistemas de absorção água-amônia comerciais 73
3 MÉTODO NUMÉRICO MATEMÁTICO 77
3.1 Método de Substituições Sucessivas e de Newton-Raphson 77
3.2 Método de Substituição Newton-Raphson (SNR) 79
4 RELAÇÕES DE EQULÍBRIO DE FASES DA MISTURA ÁGUA AMÔNIA 82
5 MODELAGEM TEÓRICA 104
5.1 Ciclo de absorção simples estágio 106
5.1.1 Condensador 110
5.1.2 Válvulas de expansão e de solução 112
5.1.3 Evaporador 114
5.1.4 Subresfriador de amônia líquida 116
5.1.5 Absorvedor 118
5.1.6 Bomba 120
5.1.7 Trocador de calor de solução 122
5.1.8 Conjunto Gerador – Coluna de retificação 124
5.1.9 Condensador de refluxo 126
5.2 Ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de dois estágios e gerador de dois estágios 127
5.2.1 Absorvedor de dois estágios 129

5.2.2 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do absorvedor- *GAXA* 131
5.2.3 Gerador 133
5.2.4 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do gerador- *GAXD* 135
5.3 Ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios 138
5.3.1 Trocador de calor absorvedor – *AHX* 140
5.3.2 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do absorvedor – *GAXA* 142
5.3.3 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do gerador- *GAXD* 144
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES 148
6.1 Convalidação do modelo teórico para análise do ciclo *GAX* 150
6.2 Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado 158
6.3 Efeito da temperatura do ar de arrefecimento 167
6.4 Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento 176
6.5 Estudo de otimização do sistema de refrigeração por absorção GAX com absorvedor de três estágios 185
6.5.1 Estudo de otimização para melhorar o efeito frigorífico $\dot{\mathbf{Q}}_{\mathbf{ev}}$ 186
7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS 200
7.1 Conclusão 200
7.2 Sugestões para próximos trabalhos 203
Referências 205
APÊNDICE A – Números de iterações para convergência das sub-rotinas de propriedades termodinâmicas com derivada analítica 219
APÊNDICE B – Resultados complementares de otimização do efeito frigorífico para o ciclo GAX absorvedor três estágios 223
B.1 Resultados complementares da primeira etapa de otimização do efeito frigorífico 223
B.2 Resultados complementares da segunda etapa de otimização do efeito frigorífico 226
B.3 Resultados complementares da terceira etapa de otimização do efeito frigorífico 229
B.4 Resultados complementares da quarta etapa de otimização do efeito frigorífico 232
B.5 Resultados complementares da quinta etapa de otimização do efeito frigorífico 233
B.6 Resultados complementares da sexta etapa de otimização do efeito frigorífico 235

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, existe um grande interesse do mercado mundial em oferecer produtos, trabalho, conforto e condições ambientais favoráveis ao bem estar humano, com a utilização de sistemas de energia cada vez mais eficientes, econômicos e sustentáveis. A eficiência, o custo e a forma de converter um tipo de energia em outro são assuntos de destaque na comunidade científica internacional, principalmente devido à inevitável escassez de recursos energéticos não renováveis, à busca pelo aumento da eficiência de recursos energéticos renováveis, ao encarecimento da energia desde a sua geração até o seu consumo, e ao impacto ambiental.

Ao longo dos anos, os setores de refrigeração e ar condicionado tornaram-se pilares essenciais do cotidiano da sociedade contemporânea. Inúmeros processos precisam ser resfriados por meio de um fluxo contínuo de água fria. A "produção de frio" através do uso de *chillers* que fornecem água gelada é essencial para um grande número de processos industriais, tais como, preparação de alimentos industrializados, conformação de plásticos (injeção, sopro, extrusão, entre outros), processamento de borracha, ressonância magnética e radioterapia, gráficas rotativas, águas minerais e refrigerantes gaseificados, equipamentos analíticos de laboratório, circuito de óleo de máquinas operatrizes, conformação de sabonetes, aparelhos de corte ou gravação a laser, reatores para cosméticos e medicamentos, banhos de galvanoplastia e ar condicionado de precisão. Por isso, esses setores vêm sendo objeto de pesquisa e de desenvolvimento de novas tecnologias.

No Brasil, hoje, a maioria das instalações para refrigeração ou ar condicionado utilizam o ciclo de compressão de vapor e que, portanto, para o seu acionamento, utilizam energia elétrica, sendo que a potência elétrica consumida representa entre 20 e 50% da capacidade de refrigeração. Além disso, esses sistemas operam com uso de fluidos refrigerantes CFC (cloro-flúor-carbono) os quais são nocivos à camada de ozônio ou com a utilização de refrigerantes halogêneos HFC (hidrogênio-flúor-carbono) e HCFC (hidrogênio-cloro-flúor-carbono), que embora apresentem uma capacidade 50% menor de destruição da camada de ozônio, no entanto, contribuem para o aquecimento global (efeito estufa).

Dessa forma, há um esforço global em desenvolver sistemas de refrigeração e ar condicionado que podem funcionar com recuperação de calor residual de gases quentes de processo, de exaustão e

vários outros tipos de gases, que podem operar também com a utilização de recursos energéticos renováveis, como por exemplo, energia solar, geotérmica e fontes de energia de biomassa e com o uso de fluidos refrigerantes alternativos, uma vez que o Brasil é um dos países signatários do Protocolo de Montreal, comprometendo-se a eliminar o uso de gases CFC, HFC e HCFC até o ano de 2040 (PNUD, 2009.

A utilização de processos de condicionamento de ar tem adquirido importância relevante que permite obter condições ideais para a realização de todos os tipos de atividades, bem como para operação de máquinas e equipamentos, como também para aumentar o nível de bem estar das pessoas.

Recentemente, os ciclos por sorção em especial os sistemas de absorção avançados tipo *GAX* e de adsorção, têm sido bastante estudados, pesquisados e desenvolvidos. Esses tipos de sistemas, dependendo do seu porte, utilizam relativamente pouca energia elétrica (em torno de 10%) para a sua operação quando comparados com o ciclo de compressão de vapor, pois o seu acionamento pode ser realizado diretamente com energia térmica através do processo de recuperação de calor de onde ele não é desejado. Portanto, esse sistema pode gerar frio pela utilização direta do calor. Se o calor puder ser obtido a baixo custo, o sistema de sorção pode ser atrativo do ponto de vista econômico, uma vez que opera com redução no consumo de energia elétrica e, consequentemente, diminui a demanda de maior geração de eletricidade a partir de hidrelétricas e outros sistemas.

Segundo KLEIN (1998), os sistemas de sorção são mais silenciosos do que os sistema de compressão de vapor, uma vez que não necessitam de compressores para o seu funcionamento e podem operar em cogeração ou trigeração, através do uso de calor residual ou de energias renováveis, tais como, a energia solar. Essas vantagens permitem o uso desses sistemas em residências ou localidades isoladas, ou em operações específicas como as plataformas de petróleo.

Com o aumento dos preços da energia, recuperar o calor tende a tornar-se cada vez mais um investimento rentável com um período de retorno curto. Recuperar o calor residual significa economizar energia e reduzir as emissões de CO_2, o principal produto de combustão de combustíveis fósseis que contribuem para o efeito estufa e mudança climática.

A tecnologia de sorção já é conhecida há mais de cem anos, porém esse sistema foi pouco investigado desde a sua invenção, provavelmente devido às dificuldades referentes à operação e à sua complexidade em comparação ao tradicional ciclo de compressão de vapor, uma vez que os recursos energéticos eram abundantes e baratos (GOMEZ *et al*., 2008). No entanto, devido ao alto custo da

energia elétrica e a possibilidade de um reaproveitamento energético, o que pode ser extremamente vantajoso, os sistemas de sorção reapareceram como alternativa bastante atrativa por terem um alto potencial de sustentabilidade (PUNWANI *et al*., 2005).

O potencial dos sistemas de sorção está na diminuição do consumo de energia elétrica dentro e fora dos horários de pico, na recuperação de calor residual ou perdido de outro sistema, em aumentar a eficiência dos sistemas de cogeração e trigeração, produzindo simultaneamente, eletricidade, aquecimento e refrigeração, na proteção ambiental, pois podem funcionar com fluidos refrigerantes alternativos aos gases CFC, HFC e HCFC e nos benefícios econômicos para o usuário (VELÁZQUEZ e BEST, 2002).

Dessa forma, compreender o funcionamento de um sistema de refrigeração por absorção avançado tipo *GAX* é pré-requisito fundamental para o desenvolvimento de projetos e estudos de otimização que resultem em unidades viáveis, sendo motivo do presente trabalho, o estudo deste sistema, através do desenvolvimento de um modelo para simulação e otimização computacional. Assim, este modelo computacional, apresentando boa concordância com resultados experimentais, pode ser utilizado como importante ferramenta para projeto e estudos de otimização de unidades de absorção *GAX*.

Foi utilizado o código computacional desenvolvido por FIGUEIREDO *et al.* (2006) para simulação de ciclos de absorção de simples estágio água-amônia. Para as condições de saturação da mistura água-amônia, as sub-rotinas de Newton-Raphson com derivadas numéricas pré-existentes no código, foram substituídas por sub-rotinas com derivadas analíticas das funções de Gibbs com valores arbitrados iniciais adequados que impõe a igualdade entre os potenciais químicos de cada componente nas fases líquida e vapor. O objetivo dessa substituição foi diminuir a demanda de iterações do código computacional e, consequentemente, diminuir eventuais problemas associados a não convergência para a computação das propriedades da mistura água-amônia a partir das sub-rotinas nas condições de equilíbrio de fases líquido-vapor.

No presente trabalho, foi realizada a adaptação do código computacional pré-existente para o desenho de configuração do protótipo de refrigeração experimental *GAX* apresentado por GÓMEZ *et al.* (2008) para aplicações em ar condicionado.

Após a convalidação do código computacional com os resultados experimentais do protótipo experimental, foi realizada uma simulação comparativa de três configurações de ciclos de absorção sob

a influência de parâmetros operacionais: temperatura do espaço resfriado, do ar ambiente do fluido quente na entrada do gerador (mantendo o porte total do equipamento *GAX* com absorvedor de três estágios para os ciclos de simples estágios e *GAX* com absorvedor de dois estágios). Para os três ciclos simulados obtiveram-se perfis de temperaturas, transferências de calor, coeficiente de desempenho e integração de energia interna.

Por fim, procurou-se melhorar o efeito frigorífico e COP do sistema de refrigeração *GAX* com absorvedor de três estágios através da proposta de estudos de sensibilidade e de otimização da configuração inicial. Através da avaliação do efeito da variação do produto UA (produto do coeficiente global de transferência de calor pela área respectiva) de cada componente do ciclo *GAX* sobre o efeito frigorífic*o*, buscou-se um desenho que gere máximo desempenho, com o critério de manter o porte total do sistema representado pelo produto UA.

1.1 Aspectos históricos da tecnologia por sorção

Os estudos dos fundamentos da tecnologia de absorção tiveram seu início no final do século XVIII, através do trabalho realizado pelo escocês Nairn em 1777, onde através do princípio de absorção, os vapores de água eram absorvidos pela solução de ácido sulfúrico e água, entretanto, a sua aplicação para a "produção de frio" foi estudado primeiramente por Faraday em 1824 (PRATTS, 1997).

A solução água-ácido sulfúrico foi utilizada nos primórdios da refrigeração por absorção, no entanto, por ser corrosiva e venenosa, acabou sendo substituída por outras soluções. Em seguida, os sistemas foram construídos para funcionar utilizando a solução de água-amônia, sendo a água a substância absorvente e a amônia o refrigerante. A solução água - amônia (H_2O - NH_3) foi utilizada em sistemas de absorção antes da solução água-brometo de lítio (H2O - BrLi) ter se tornado popular (STOECKER e JONES, 1985).

Sheele em 1773 e Fontana em 1777 realizaram as primeiras verificações quantitativas em relação ao processo de adsorção. Eles observaram que substâncias porosas possuíam a propriedade de adsorverem vapores e realizaram experimentos de adsorção de gases em carvão e argila. A partir disso,

estudos começaram a ser realizados em sistemas constituídos de sólido e gases, no entanto, a aplicação moderna do fenômeno da adsorção em soluções está vinculada às observações de Lowitz's, que utilizou carvão vegetal para remover corantes de soluções de ácido tartárico provenientes de impurezas orgânicas.

Segundo DABROWSKI (2001), os estudos sistemáticos do processo de adsorção surgiram em 1814 com Saussure, que foi o precursor em descobrir o caráter exotérmico do processo. A terminologia adsorção foi introduzida na literatura por Kayser em 1881 conforme sugerido por du Bois-Reymond. A aplicação prática da adsorção está baseada principalmente na seletividade em adsorver certo componente individual de uma mistura. Tswett em 1903 foi o pioneiro nessa descoberta de seletividade da adsorção.

No fim do século XVIII, a adsorção começou a ser utilizada para fins industriais. No ano de 1794, o carvão vegetal foi utilizado na indústria açucareira da Inglaterra como agente clarificante de xarope de açúcar (DABROWSKI, 2001).

A primeira máquina comercial com tecnologia de absorção foi patenteada pelo francês Ferdinand Carré nos Estados Unidos da América no ano de 1860, embora já existisse na Alemanha, em 1855, uma máquina construída com esta tecnologia que utilizava amônia como fluido refrigerante. A primeira aplicação deste ciclo foi com a mistura água-amônia e ocorreu nos Estados Confederados (seis estados agrários e escravistas do sul americano) durante a guerra civil nos EUA para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelos estados do norte americano (STOECKER e JONES, 1985).

Durante a I Guerra Mundial (anos de 1914 a 1918), a utilização de gases tóxicos na batalha fez surgir à necessidade de proteger o trato respiratório humano contra a intoxicação de gases que eram lançados propositalmente no ar. O primeiro a sugerir o uso de carvão ativado em máscaras de proteção contra gases foi o pesquisador da Universidade de Moscou chamado Zelinsky. Dessa forma, pesquisas realizadas durante a I Guerra Mundial contribuíram para o desenvolvimento de novas tecnologias para a obtenção de carvões ativados granulares (DABROWSKI, 2001).

Von Ostreyko em 1901 estabeleceu as bases para o desenvolvimento em escala comercial de carvão ativado através de processos que envolvem a adição de cloretos metálicos ao material carbonáceo antes de sua carbonização e a oxidação branda de materiais parcialmente queimados a dióxido de carbono ou fumaça a temperaturas elevadas (DABROWSKI, 2001).

O sistema de absorção passou a ser investigado de forma mais minuciosa por Altenkirch entre os anos de 1920 a 1940. Através da utilização de equações da termodinâmica de misturas e do uso da segunda lei, ele estabeleceu parâmetros exergéticos a fim de tornar o processo o mais próximo possível do reversível (ABREU, 1999). Altenkirch propôs o refluxo da solução no gerador e no absorvedor, a utilização do calor de absorção, os sistemas de múltiplos estágios e o uso de um gás inerte com o intuito de minimizar as irreversibilidades do sistema devido à transferência de calor. Nesta mesma época, os pesquisadores Merkel e Bosnjakovic elaboraram o diagrama de entalpia versus concentração (ZUKOWSKI, 1999)

Em 1921, os engenheiros suecos Baltzar Von Platen e Carl Gustav Munters, projetaram e patentearam o primeiro refrigerador doméstico que opera por princípio de difusão-absorção utilizando a mistura água-amônia-hidrogênio, comercializado em muitos países até os anos 70, enquanto que a partir da década de 40 surgiram às primeiras aplicações no campo da climatização. Esse refrigerador baseava-se no princípio inteligente de adicionar hidrogênio ao ciclo a fim de equalizar a pressão em todo o sistema. Além disso, é o único sistema que dispensa integralmente energia elétrica devido à adição do hidrogênio que permite eliminar todas as válvulas e partes móveis dos equipamentos tornando-os muito silenciosos. Por essa razão é ainda objeto de estudos termodinâmicos visando avaliar e melhorar o seu desempenho (ZOHAR *et al.*, 2005).

Em seguida, os ciclos de refrigeração por absorção foram sendo substituídos pelos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, que inicialmente foram apresentados por Carl Von Linde. Esses sistemas apresentaram um melhor desempenho, contribuíram para a generalização do consumo e fornecimento de energia elétrica e para o aparecimento de refrigerantes halogêneos. Dessa forma, o uso de sistemas de absorção ficava restrito apenas para aquelas localidades em que a eletricidade ainda não havia chegado, pois para o seu funcionamento, era utilizado gás natural ou outro combustível, perdendo dessa maneira, quase todo o seu mercado a partir do ano de 1950.

De acordo com BRANDÃO (2006), a aplicação da adsorção para recuperação de um componente presente em uma mistura de duas ou mais correntes é recente datando do ano 1950.

Nos anos sessenta, houve o reaparecimento da tecnologia de absorção com aplicação em sistemas de ar condicionado. Os sistemas que foram desenvolvidos utilizavam como fluido de trabalho as misturas água - amônia e brometo de lítio-água. A grande maioria dessas unidades apresentava uma

configuração de simples estágio e foi projetada para operar com calor residual. Esses sistemas têm um COP no modo de resfriamento na faixa entre 0,5 a 0,7 (VELÁZQUEZ e BEST, 2002).

Posteriormente, nos anos 70, com a crise do petróleo e consequente aumento nos preços dos combustíveis e após a comprovação do impacto ambiental que os refrigerantes utilizados nos ciclos de compressão de vapor causavam na camada de ozônio, os sistemas de absorção tomaram forte impulso para estudos e pesquisas de aplicação em refrigeração. Além disso, esse reaparecimento dos ciclos de absorção se deve principalmente ao fato de funcionar através de energia majoritariamente térmica que pode ser proveniente de calor residual a partir de outros processos industriais e de energia solar (SEARA *et al.*, 2005). A faixa necessária de temperatura da fonte de calor para a operação de uma unidade de absorção pode ser considerada baixa e, dependendo de sua aplicação, pode estar entre 80°C a 150°C.

O sistema de refrigeração por absorção água-amônia do tipo simples estágio e efeito que utiliza recuperação de calor inclui a adição de um trocador de calor de solução para o pré-resfriamento e pré-aquecimento das soluções fraca e forte, respectivamente. Esse tipo de sistema tem sido utilizado desde meados dos anos de 1800 com aplicação inicial em sistemas de refrigeração, porém, a partir de 1960, tais configurações passaram a ser utilizados em sistemas de ar condicionado residencial e após o ano de 1970 o seu emprego foi ampliado para instalações comerciais de refrigeração, ar acondicionado e aquecimento (SEARA *et al.*, 2005).

A utilização de sistemas de absorção tem sido mais desenvolvida na área de climatização e resfriamento de processos, especialmente em equipamentos de grande porte movidos a gás e sistemas de bombas de calor a partir da década de 70.

Na atualidade também se pode encontrar aplicação da tecnologia de absorção em instalações de cogeração para a produção de água gelada, resultando no termo denominado trigeração, ou seja, geração de energia elétrica, vapor e água gelada (SEARA *et al.*, 2005).

Uma aplicação bastante recente de sistemas de absorção pode ser encontrada em ciclos onde os trocadores de calor utilizam calor residual, em que os primeiros sistemas surgiram na década de 80, posteriormente com a inclusão de trabalhos de VAES (1986), MASHIMO (1987), WESTRA (1990), ISMAIL (1995) e ZHUO (1995), esses sistemas continuam sendo estudados até os dias de hoje.

Os estudos que vem sendo realizados em ciclos adsortivos são mais recentes que em sistemas de absorção, uma vez que sistemas de adsorção não são amplamente empregados em refrigeração e ar condicionado.

Nas últimas quatro décadas, se despertou o interesse na possibilidade de funcionamento de sistemas de absorção com a utilização de energia solar. A viabilidade de se produzir frio a partir de uma fonte de energia renovável, como o sol, resultou em inúmeros estudos e pesquisas que podem ser encontradas em ALLEN *et al*. (1975), GONZÁLEZ (1975), SIMMONS *et al.* (1975), FIGUEIREDO (1980), STOLK (1986), PAASSEN (1986, 1987), ALVARES e TREPP (1987), LAZZARIN *et al.* (1993), CRITOPH e TAMAINOT-TELTO (1997). Em outros casos, podem ser encontrados estudos que investigaram a alternativa de se utilizar sistemas de absorção com uma fonte de calor híbrida, ou seja, com uso de energia renovável em conjunto com outras fontes de calor residual, como os trabalhos realizados por ROSA *et al*. (1993), VELÁZQUEZ e BEST (2002), GOMEZ *et al.* (2008) e RAMESHKUMAR *et al.* (2009).

Chillers baseados em dois leitos de adsorção foram comercializados no Japão, China e EUA, utilizando sílica gel-água como par de substâncias trabalho adsorvente-adsorvido (YONG e WANG, 2007).

Atualmente, os estudos em sistemas de sorção estão direcionados para o desenvolvimento de novos pares da mistura, para o projeto de novas configurações do ciclo e seus componentes visando o aumento de seu desempenho e suas possibilidades de aplicações em situações nas quais podem se tornar vantajosos, como por exemplo, em refrigeração, condicionadores de ar e bombas de calor.

1.2 Fundamentos da tecnologia de sorção

Atualmente existem dois principais tipos de ciclos empregados para refrigeração e condicionadores de ar: compressão e sorção. Em sistemas de ar condicionado, tanto no ciclo de compressão como no de sorção, a temperatura do ar e a umidade são projetados para atender variações nas condições do ar ambiente e mudanças na ocupação do ambiente resfriado. Em ambos os ciclos ocorre à evaporação e a condensação de um refrigerante para promover o resfriamento, porém energia

mecânica é utilizada no ciclo de compressão enquanto que energia térmica é predominantemente empregada no ciclo de absorção. Além disso, um fenômeno associado ao processo de refrigeração que comumente é utilizado em aplicações industriais e comerciais se chama desumidificação e tem por objetivo diminuir a umidade do ar.

Dependendo da utilização, os sistemas de sorção podem ser classificados como sistemas de refrigeração por sorção quando eles são empregados para a refrigeração e condicionamento de ar, usando uma grande variedade de ciclos termodinâmicos e tecnologias para diversos tamanhos e capacidades, e bombas de calor, quando eles são utilizados para o aquecimento resultando em uma temperatura de calor útil mais alta do que a temperatura de calor fornecida ao sistema.

Os ciclos clássicos de refrigeração por sorção podem ser classificados de acordo com o mecanismo de sorção utilizado para bombear o calor através do sistema de "produção de frio", em basicamente dois tipos: sorção líquido-vapor (ou absorção) e a sorção sólido-vapor (ou adsorção física ou adsorção química ou sorção-química). De acordo com ZIEGLER (2002), outros ciclos que podem operar baseados no princípio da sorção são os dessecantes abertos, ciclos combinados de compressão-absorção e ciclos de geração de potência tipo Kalina.

A sorção é um fenômeno físico-químico que consiste na fixação ou solubilização de um fluido ou composto em uma fase líquida ou sólida exercendo um efeito de interação física ou química, dependendo da natureza das fases envolvidas.

No processo de adsorção os mecanismos de interação são variados e complexos, na maioria dos casos eles são caracterizados por uma difusão de massa das moléculas do fluido a transferir, a partir do interior de sua própria fase em direção à superfície da outra fase. Se uma interação superficial existe entre estas duas fases, por exemplo, ocorrer por meio de forças de atração de caráter físico, que inclui as forças de van der Waals (dispersão-repulsão) este fenômeno é conhecido como um processo de adsorção física. Neste caso, além da adsorção física, existe a adsorção química ou sorção-química. Na adsorção, não há deformações físicas das fases e, quanto maior a superfície ativa do adsorvente, maior será a quantidade aderida da fase adsorvida.

Outro processo de sorção, que consiste na solubilização do fluido de trabalho em outro fluido na fase líquida (solução absorvente), é denominado absorção. Neste caso, o fluido refrigerante é dissolvido no líquido absorvente, formando uma solução com alta concentração de refrigerante. Há casos de absorção em que o fluido de trabalho pode reagir quimicamente após a sua solubilização,

formando novos compostos, como por exemplo, no caso da mistura água-amônia produzindo hidróxido de amônia ($NH_3 + H_2O \rightarrow NH_4O_4$), que é o caso do sistema de refrigeração termoquímico.

Na maioria dos processos de sorção, o contato entre as fases promove a rejeição de uma determinada quantidade de calor, como nos casos da adsorção e absorção com ou sem reação química. Existem várias possibilidades de interação entre as fases. Em processos de absorção, por exemplo, as moléculas do gás ou vapor podem ser absorvidas no sólido, tais como, em processos de cementação, porém pode haver apenas adsorção, isto é, a adesão concentrada de moléculas de vapor na superfície sólida. Alguns exemplos são: a adsorção de vapor de água em diferentes tipos de adsorventes, tais como carvão ativado, gel de sílica, estruturas zeolíticas, entre outras (MOREIRA , 2013; OLIVEIRA, 2004).

Tanto na absorção quanto na adsorção, as substâncias utilizadas para sorção podem interagir com as fases líquida e sólida, respectivamente, e em ambos os casos, sendo possível uma ligação química entre as fases. Neste caso, existe uma diferença fundamental em relação às curvas isotérmicas. No caso de equilíbrio entre um líquido e um vapor (processo de absorção), as isotérmicas podem ser representadas por uma função contínua em um amplo intervalo de concentrações. Contudo, para uma substância pura em mudança de fase, as isotérmicas são isobáricas, tanto no caso de equilíbrio sólido-vapor, como líquido-vapor ou sólido-líquido. Dessa forma, quando ocorre uma alteração de concentração, as isotérmicas apresentam uma série de valores a pressão constante. Este fenômeno é uma característica da refrigeração termoquímica onde compostos diferentes são formados em diferentes concentrações (PILATOWSKY *et al.*, 2011).

Os ciclos de refrigeração por sorção apresentam muitas semelhanças com o ciclo de compressão de vapor, uma vez que em ambos ocorrem as operações de condensação (no condensador), expansão (na válvula de expansão) e evaporação (no evaporador) de fluido refrigerante. Uma diferença peculiar entre os dois ciclos consiste no processo de compressão do vapor saturado para as condições de superaquecido. O ciclo de compressão mecânica utiliza um compressor, enquanto que os ciclos por sorção, como mencionado anteriormente, fornece vantagens de redução no consumo de energia elétrica através do fenômeno de interação física ou química a partir das características das fases envolvidas no processo.

Como pode ser observado na figura 1.1, no ciclo de sorção, o compressor é substituído por dois processos característicos do fenômeno de sorção: a sorção que realiza a adesão ou a solubilização do

fluido refrigerante (através de uma substância adsorvente ou absorvente, a qual é definida em função da natureza e do processo de sorção) e o fenômeno de dessorção que consiste na extração ou evaporação do refrigerante, que pode ocorrer no equipamento de dessorção ou gerador. O processo de dessorção é de natureza endotérmica, ao contrário do processo de sorção (adsorção ou absorção) que é exotérmica. Uma quantidade específica de energia térmica é necessária para evaporar o fluido refrigerante da fase líquida ou sólida, quase tanto quanto a que é necessária para a sua ressorção.

Conforme pode ser observado na figura 1.1, o fenômeno de sorção inclui as interações de superfície, a difusão e a transferência de massa de uma fase para outra, e as possíveis reações químicas entre os compostos que formam as fases.

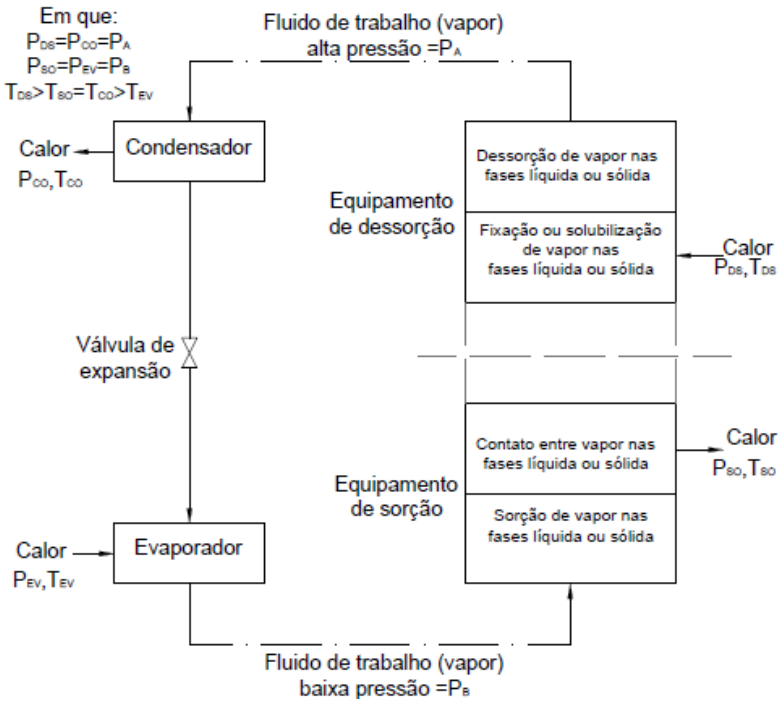


Figura 1. 1 - Fenômenos que ocorrem no ciclo de sorção.

No processo de sorção aplicado em refrigeração e ar condicionado, o fluido de trabalho (refrigerante) entra no equipamento de sorção na fase de vapor saturado a baixa pressão e é posto em contato com outra fase ou composto (líquido ou sólido), conforme pode ser observado na figura 1.1. Quando o refrigerante entra em contato com qualquer uma dessas fases, um fenômeno de sorção (absorção, adsorção ou sorção química) irá ocorrer, e durante a sorção deste vapor no líquido (absorção) ou no sólido (adsorção), haverá rejeição de uma quantidade de calor de sorção para o

ambiente. No processo de dessorção, vapor superaquecido é extraído ou evaporado a partir da substância de sorção sólida ou líquida, quando uma quantidade de calor é fornecida na temperatura e pressão de dessorção. Se a pressão de sorção é o nível de pressão baixa e a pressão de dessorção é o nível de pressão alta, ou seja, apenas dois níveis de pressão, tem-se um ciclo de sorção de simples estágio.

Em sistemas de sorção os seguintes aspectos podem ser considerados:

- Os fenómenos envolvidos na sorção, bem como as condições de pressão, temperatura, concentração, ou saturação a que são realizados, podem ser considerados em estado de equilíbrio termodinâmico entre as fases. Isto é uma hipótese simplificadora, porém todo ou pelo menos quase todo processo real envolve desequilíbrio e, consequentemente, existem modelos termodinâmicos que levam em consideração os desequilíbrios entre misturas de duas ou mais substâncias.
- O ciclo de refrigeração por sorção, em sua configuração mais simples, opera em um processo intermitente para sistemas de sólido-vapor (adsorção). Em ciclos de adsorção intermitentes, um mesmo equipamento realiza os processos de adsorção e dessorção e trocam as suas funções num processo periódico (por exemplo, um reator funciona como dessorvedor, liberando o fluido de trabalho e, como adsorvedor, adsorvendo o vapor). Isto é devido à dificuldade mecânica associada ao transporte do sólido a partir de um componente para outro no ciclo. Uma vez que o refrigerante foi extraído da fase sólida, ele irá circular através do condensador, da válvula de expansão, e do evaporador, e após isso, retorna para o mesmo reator. Para os sistemas de líquido-vapor (absorção), o ciclo pode operar em processo contínuo, incorporando ao ciclo uma bomba e uma válvula de acordo com circuito hidráulico da solução entre o equipamento de absorção (absorvedor) e o de dessorção (gerador).
- Ciclos de refrigeração por sorção operam termicamente. Isto significa que a energia exigida para o ciclo funcionar é predominantemente térmica de baixo nível de temperatura quando comparado aos sistemas de potência. O trabalho da bomba necessário para a circulação da solução em um ciclo de absorção consome uma pequena quantidade de energia elétrica. No entanto, seu uso tem sido limitado principalmente por causa de sua baixa eficiência e maior investimento inicial, pelo menos quando comparado com os sistemas de compressão que são amplamente utilizados em todo o mundo. Devido a isto, os sistemas de sorção e dessecantes têm sido utilizados, em geral, apenas quando uma quantidade de energia térmica de calor residual suficiente está disponível para ser utilizada como energia fornecida para a operação do sistema.

- Sistemas de refrigeração por sorção necessitam de fonte de energia térmica a alta temperatura no equipamento de dessorção e um nível de temperatura intermediário, na qual uma quantidade de calor é rejeitada para o ambiente no condensador. Isto é devido ao fato do ciclo de sorção operar em dois níveis diferentes de pressão e três níveis de temperatura.

Para a operação de um sistema de refrigeração por sorção, são necessárias pelo menos três fontes térmicas (triciclo térmico):

- Uma fonte térmica a partir da temperatura de evaporação, sendo esta a temperatura em que o calor é extraído do espaço ou ambiente para resfriamento.
- Uma fonte térmica na temperatura média de condensação, onde o calor é dissipado para o ambiente.
- Uma fonte térmica a alta temperatura na temperatura de geração, onde o calor é fornecido para garantir o seu funcionamento.

Sistema de refrigeração por Absorção

O termo absorção representa a solubilização do vapor de refrigerante por uma mistura binária na fase líquida. O processo de absorção conserva uma similaridade com o processo de condensação, uma vez que ocorre uma mudança de fase de vapor para líquido. Deste modo, o processo de absorção implica na necessidade prévia de uma substância na fase líquida no absorvedor.

Segundo KANG *et al.* (2000), os ciclos de absorção podem ser caracterizados pela seguinte terminologia: número de efeitos, o número de estágios e o número de pares de soluções. Para produção de frio e resfriamento, o número de efeitos corresponde ao número de processos para geração de vapor de refrigerante. O número de estágios é igual ao número de absorvedores no ciclo. Por exemplo, um ciclo com um evaporador e dois absorvedores, que possui dois circuitos de solução, é chamado de ciclo de duplo estágio. Alguns termos são de uso comum para descrever os níveis de concentrações da solução nos sistemas de absorção. Os termos “rico” e “pobre” são utilizados às vezes, porém é preciso ter cuidado para identificar para qual componente este termo se refere. Um conjunto semelhante de termos utilizados para identificar os níveis de concentrações da solução é “forte " e “fraca”. Neste

trabalho, os termos “forte” e “fraca” são utilizados para definir as concentrações da solução, ou seja, a solução forte refere-se a “solução concentrada em refrigerante”. Portanto, a solução forte significa uma alta fração em massa de refrigerante na solução, enquanto que a solução fraca significa uma baixa fração em massa de refrigerante na solução.

O ciclo de refrigeração por absorção pode trabalhar em ciclos fechados e abertos para operações contínuas e intermitentes.

1.2.1 Ciclo intermitente de absorção

De acordo com a figura 1.2, a solução concentrada em refrigerante contida no gerador, é aquecida, causando a separação do vapor de refrigerante e, em seguida, no retificador, mais quantidade de vapor é separada do absorvente a fim de obter mais pureza do refrigerante. O vapor de refrigerante de alta pureza entra no condensador, onde ele é liquefeito e o condensado é armazenado num reservatório. No ciclo intermitente, o período do processo de geração-condensação do refrigerante ocorre em tempo diferente do período de absorção-evaporação.

A solução que apresenta baixa concentração de refrigerante (solução diluída) que permanece no gerador é então resfriada até atingir a pressão e a temperatura suficiente para o refrigerante ser absorvido pela solução diluída. Uma vez que este estado tenha sido alcançado, o líquido refrigerante escoa através de uma válvula de expansão para o evaporador em que a sua vaporização é realizada a baixa pressão, produzindo uma baixa temperatura. O vapor de refrigerante retorna ao gerador e, nesse momento, este tem a função de absorção e, em seguida, o refrigerante é novamente absorvido para iniciar um novo ciclo.

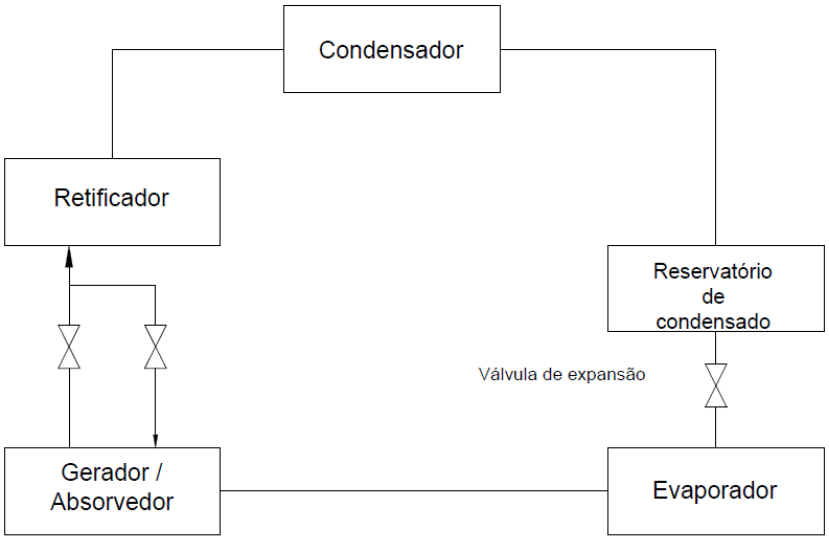


Figura 1. 2 – Ciclo intermitente de refrigeração por absorção.

A diferença fundamental entre os ciclos de refrigeração por absorção em funcionamento intermitente e contínuo é que, no ciclo intermitente, os processos de geração-condensação e evaporação-absorção são realizados em momentos diferentes. Além disso, o ciclo intermitente pode funcionar a pressão e temperatura constantes.

1.2.2 Ciclo contínuo de absorção

A figura 1.3 mostra o ciclo básico contínuo de refrigeração por absorção, o qual é teoricamente mais simples, embora não empregado por seu baixo coeficiente de desempenho. Neste ciclo, o vapor de refrigerante entra no absorvedor a baixa pressão, onde é absorvido pela solução absorvente. A solução (absorvente-refrigerante) que deixa o absorvedor contém alta concentração de refrigerante (solução forte), e então é bombeada a partir do absorvedor até a pressão alta do gerador através de uma bomba de solução. A solução forte entra no gerador a alta pressão e baixa temperatura, onde é aquecida até uma temperatura suficiente para produzir vapor saturado de refrigerante. A solução resultante após a geração que contém baixa concentração de refrigerante (solução fraca ou solução diluída) ao retornar para o absorvedor passa através de uma válvula redutora de pressão que tem a função de provocar a

queda de pressão para manter a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor. O vapor de refrigerante deixa o gerador a alta pressão e a alta temperatura e entra no condensador, onde é resfriado e liquefeito. O refrigerante líquido passa através de uma válvula de expansão onde a pressão é abruptamente reduzida até atingir a pressão de evaporação. No evaporador, o líquido de refrigeração evapora-se a baixa pressão retirando o calor do ambiente (espaço a ser resfriado), e dessa forma, resfriando-o.

Em sistemas de *chillers* para ar condicionado, o efeito de evaporação do refrigerante no evaporador é aumentado através da eliminação de qualquer traço de ar presente e pode-se aspergir o refrigerante através de vários cabeçotes de *sprinklers* do tipo ducha de chuveiro. A evaporação do refrigerante faz com que o refrigerante remanescente resfrie para algo em torno de 5,5°C. Uma serpentina de tubos circulando água pode ser colocada no interior do banho de fluido refrigerante em evaporação. Geralmente a água entra na seção de banho através do tubo em serpentina a 12,8°C e será resfriada para 7,2°C.

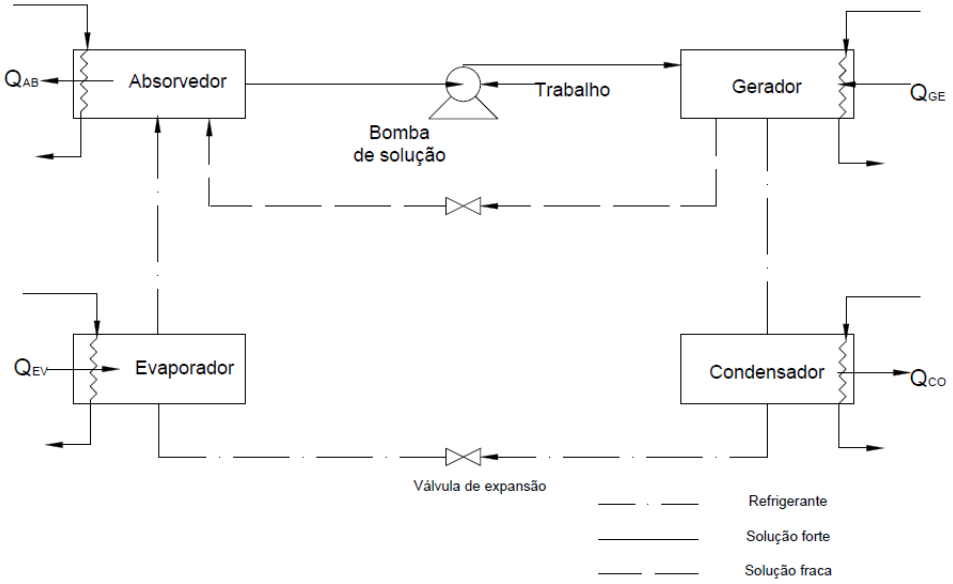


Figura 1. 3 – Ciclo contínuo de refrigeração por absorção.

O vapor de refrigerante deixa o evaporador à baixa pressão e recircula para o absorvedor, onde é reabsorvido pela solução fraca, completando dessa forma o ciclo. A condensação e absorção são processos exotérmicos, onde o calor é rejeitado através de fluidos de resfriamento tal como a água ou o ar ambiente.

O sistema de absorção tem essencialmente o calor como insumo energético, uma vez que a energia consumida pela bomba de solução (trabalho de bombeamento) é muito menor que as quantidades de calor envolvidas nos trocadores de calor, sendo desprezada em análises simplificadas. Assim, na figura 1.3 podem ser observadas duas entradas de calor no sistema provenientes de uma fonte a alta temperatura para o gerador e outra fonte a baixa temperatura para o evaporador, e dois rejeitos térmicos do condensador e do absorvedor a temperaturas nas quais o calor possa ser liberado para a atmosfera (STOECKER e JONES, 1985).

Este ciclo pode ser considerado similar ao ciclo de compressão de vapor onde o compressor é substituído pelo conjunto gerador, absorvedor e bomba de solução. Tanto no ciclo contínuo de absorção como no ciclo de compressão de vapor, o resfriamento irá ocorrer através da circulação de um fluido refrigerante pelo condensador, válvula de expansão e evaporador, como mostra a figura 1.3, se o vapor de refrigerante a baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor a alta pressão e posteriormente, fornecido ao condensador (STOECKER e JONES, 1985). Da mesma forma que num ciclo de compressão de vapor, o ciclo básico de absorção trabalha com dois níveis de pressão, estabelecidos pelas temperaturas de condensação e de evaporação, respectivamente. Apesar de serem semelhantes, estes ciclos apresentam algumas diferenças básicas.

O compressor é substituído por uma mistura binária (absorvente e fluido refrigerante) e pelos seguintes equipamentos: absorvedor, bomba e gerador, apresentados na parte superior da figura 1.4. Contudo, a principal característica de uma unidade de absorção é com relação ao trabalho de elevação de pressão da solução forte em refrigerante que sai do absorvedor até a pressão do gerador, que é realizado pela bomba, enquanto que no ciclo de compressão de vapor esta tarefa é feita pelo compressor, que comprime o vapor de refrigerante que sai do evaporador até a pressão do condensador. Como o volume específico do líquido é bem menor que o volume específico do vapor, o ciclo de compressão de vapor necessita de maior trabalho para realizar essa tarefa de elevação de pressão e consequentemente, necessita de muito mais potência de acionamento quando comparado com o sistema de absorção.

Segundo KUEHN (1998), elevar a pressão de um líquido através de uma bomba, requer menos trabalho, podendo consumir até 90 vezes menos energia para cada quilograma de amônia comprimida entre a faixa de pressões de 0,2 a 1,2 MPa, quando comparada ao trabalho de compressão do vapor com uso de compressores. No entanto, o uso de sistemas de sorção tem sido limitado principalmente

por causa de sua baixa eficiência e maior investimento inicial. Entretanto, para uma maior vantagem em aplicações comerciais, é necessário desenvolver unidades de absorção com menores custos de equipamento, uma vez que, atualmente, os sistemas de absorção custam o dobro dos sistemas de compressão mecânica a vapor de mesma capacidade, e na maioria dos casos, os custos de operação não são suficientemente baixos de forma a compensar a diferença no investimento inicial (VELAZQUEZ *et al.*, 2002).

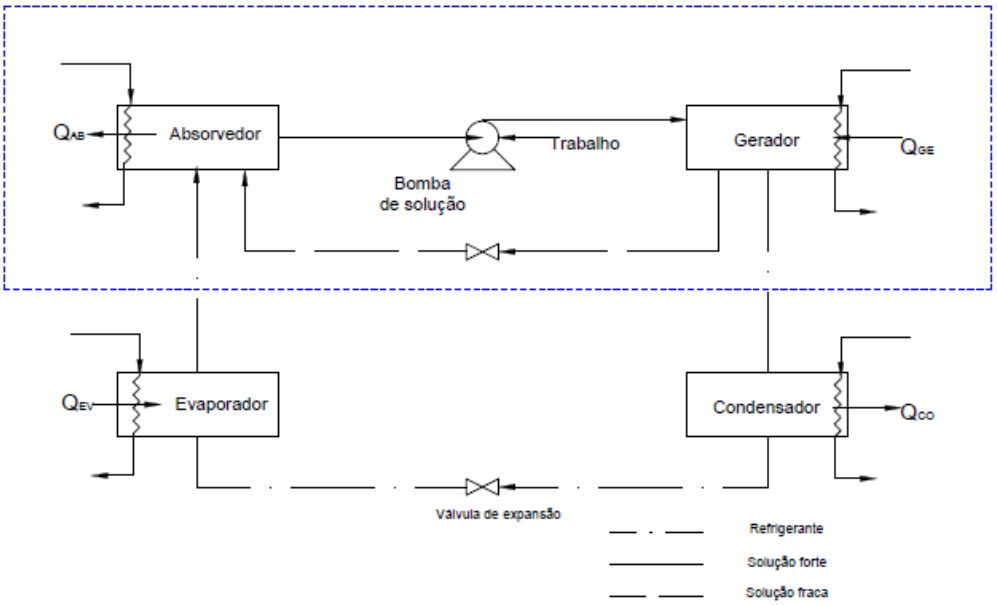


Figura 1. 4 - Comparação entre os ciclos de absorção e de compressão de vapor.

O vapor de fluido refrigerante será absorvido pela solução absorvente no absorvedor ocasionando a formação de uma solução forte líquida através de reação exotérmica, ou seja, a solução fraca em refrigerante proveniente do gerador reabsorverá o vapor de refrigerante. A quantidade de vapor de refrigerante dissolvido no absorvente aumenta com a diminuição da temperatura da solução formada no absorvedor. Dessa forma, se faz necessário circular um fluido para o resfriamento da solução no absorvedor e consequente retirada de energia liberada conforme o refrigerante se torna uma solução e assim manter a temperatura a mais baixa possível. Como o processo de absorção ocorre a uma temperatura levemente acima daquela do ambiente, o absorvedor irá liberar energia na forma de calor.

A solução forte à baixa pressão deixa o absorvedor e então é aspirada por meio de uma bomba que eleva a sua pressão até a pressão do gerador. Assim, no gerador, evapora-se o vapor de refrigerante

contido na solução líquida forte através de uma reação endotérmica, pois calor é transferido de uma fonte a alta temperatura, deixando-se uma solução fraca em refrigerante. Esta solução fraca recircula até o absorvedor através de uma válvula ou orifício, enquanto que o vapor de fluido refrigerante passa para o condensador (MORAN e SHAPIRO, 2009).

A capacidade de refrigeração pode ser fornecida por um circuito de água gelada que circula entre o evaporador da unidade de absorção e um conjunto padrão ventilador-serpentina localizada no interior do espaço refrigerado. Para evitar que aconteça o transbordamento da solução no absorvedor, deve-se remover o excesso de refrigerante líquido do vapor que sai do evaporador e realizar o bombeamento da solução que absorveu o vapor de refrigerante para o gerador. No gerador a solução pode ser aquecida de forma direta, como por exemplo, por uma chama de gás natural, ou de forma indireta através do uso de uma serpentina de vapor (que pode ser realizado em um boiler aquecido a gás).

Para que o sistema de refrigeração por absorção funcione de forma eficiente e econômica, é necessário utilizar uma engenharia cuidadosa visando uma análise termodinâmica de temperaturas, pressões, concentrações de refrigerante para as fases de líquido e de vapor e de transferências de calor em todos os componentes do sistema (MILLER e MILLER, 2008).

A máquina de refrigeração por absorção é utilizada principalmente em aplicações para condicionamento de ar através do uso de água gelada, que é à saída da máquina, e então é destinada para promover o resfriamento. Segundo MILLER *et al*. (2008) podem-se encontrar modelos desta máquina para capacidades de 100 a 600 toneladas de refrigeração (352kW a 2110kW), uma vez que estas unidades são pequenas, leves e livres de vibração.

Praticamente, qualquer substância pura pode ser utilizada em um ciclo de refrigeração e durante a sua evaporação haverá retirada de calor do ambiente resfriando-o. O refrigerante é uma substância que flui internamento em um ciclo de refrigeração para produzir um efeito de resfriamento em um espaço ou num corpo. No caso de produção de frio por vaporização, estas substâncias devem ter uma temperatura de evaporação à pressão atmosférica, abaixo da temperatura ambiente. Em geral, o fluido refrigerante trabalha em ciclos fechados nas máquinas de refrigeração. Eles podem ser inorgânicos, tais como a água, amônia, aminas ou orgânicos, como, por exemplo, os hidrocarbonetos tais como o metano, propano, etano, etileno e os hidrocarbonetos halogêneos como os fluoro carbonetos R12, R22, R13B1 e R501 (mistura azeotrópica). Um aspecto bastante importante no caso de sistemas de refrigeração, é que o fluido refrigerante deve ter um mínimo de impacto sobre a atmosfera ambiente.

Segundo THRELKELD (1978), há vários refrigerantes adequados que permitem garantir uma boa eficiência e segurança para cada um dos vários métodos empregados para a produção de frio em determinadas condições operacionais. Em consequência de suas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas, existem certas condições e características que devem ser consideradas para a correta seleção de um fluido refrigerante, tais como:

- Os materiais utilizados para a construção da máquina de refrigeração não devem combinar-se, misturar ou reagir com o refrigerante;
- Ser volátil ou capaz de se evaporar;
- Deve apresentar calor latente de vaporização elevado (para que o resultado desejado seja obtido com um mínimo de refrigerante em circulação);
- Deve ser quimicamente estável, ou seja, não deve ter qualquer tipo de transformação química ou decomposição nas condições de temperaturas e pressões de operação;
- Preferencialmente, não deve ser tóxico;
- Não deve ser explosivo ou inflamável nas condições normais de operação;
- Deve ser fácil de detectar vazamentos de refrigerante;
- Ter um odor que identifique a sua presença;
- O lubrificante usado no sistema de refrigeração não deve reagir com o refrigerante;
- A pressão de condensação deve ser baixa;
- Deve ter um efeito de resfriamento específico elevado;
- Deve ser de baixo custo e facilmente disponível;

Os sistemas de refrigeração por absorção utilizam substâncias absorventes para a absorção do refrigerante. Estas podem ser selecionadas em consequência de certas propriedades, tais como:

- O absorvente deve ter uma elevada afinidade com o refrigerante, a fim de reduzir a quantidade de refrigerante que circula no ciclo. No entanto, se esta afinidade é muito grande, será necessário o fornecimento de uma quantidade importante de energia para a dessorção do refrigerante;
- A pressão de vapor do absorvente na temperatura de geração requerida deve ser desprezível ou menor do que a pressão de vapor do refrigerante, sendo menos volátil do que o refrigerante, a fim de facilitar a sua separação no gerador. Se isso não for possível, será necessária a integração de um retificador para melhorar na separação do vapor do absorvente.

- Deve permanecer no estado líquido durante todo o funcionamento do ciclo, a fim de evitar a cristalização o que prejudica o funcionamento de alguns componentes do ciclo, tais como a válvula de expansão e o evaporador. A estabilidade química deve ser boa, não corrosivo e não tóxico;
- O calor específico deve ser pequeno para evitar perdas térmicas com uma alta condutividade térmica e baixa viscosidade e tensão superficial, a fim de melhorar a transferência de calor e o processo de absorção do refrigerante;

De acordo com PILATOWSKY *et al.* (2011), para o funcionamento ideal de ciclos de refrigeração com base no princípio da absorção, muitos estudos têm sido desenvolvidos a fim de estabelecer boas características da mistura absorvente-refrigerante.

A fim de analisar o potencial de utilização do par refrigerante-absorvente é importante conhecer as propriedades do refrigerante e do absorvente, pois as propriedades termodinâmicas de suas soluções são críticas na determinação da adequação de novos fluidos para o sistema. O par selecionado deve satisfazer dois principais requisitos termodinâmicos, tais como: elevada solubilidade do refrigerante no absorvente e uma maior diferença de pontos de vaporização do absorvente e do refrigerante.

Os sistemas de absorção para refrigeração e ar condicionado podem ser projetados onde quer que uma fonte de vapor ou água muito quente esteja disponível (BENITO *et al.* 2007).

Em MOREIRA (2007) pode-se encontrar uma revisão sobre as principais soluções que podem ser utilizadas como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção. A tabela 1.1 mostra algumas dessas soluções.

O brometo de lítio é um sal sólido, cristalino, altamente higroscópico e, quando diluído ou não, tem grande afinidade com o vapor de água e se liquefaz. Em sistemas de absorção água-brometo de lítio, a água é o refrigerante, enquanto que a solução aquosa de brometo de lítio é a substância absorvente.

O par água-brometo de lítio teve importante aplicação em grandes aparelhos de ar condicionado, o que desencadeou uma série de investigações sobre o seu requisito para aplicações residenciais, principalmente devido à adição de uma terceira substância orgânica ou inorgânica, visando à modificação das características de cristalização da mistura binária, uma vez que a água não é um refrigerante adequado para aplicações de baixa temperatura devido a problemas de congelamento. Alguns exemplos incluem as seguintes substâncias e seus resultados: brometo de césio e de etileno-glicol, com alta viscosidade e, consequentemente, causando elevação dos requisitos de bombeamento.

O cloreto de lítio, com melhoria moderada do problema de cristalização (WEIL, 1960) e o tiocianato de lítio com utilização potencial, brometo de zinco (ARONSON, 1969), iodeto de lítio com ou sem glicóis (HENSEL e HARLOWE, 1972) com problemas de corrosão e de alta viscosidade. A fim de evitar o problema de corrosão, alguns inibidores foram propostos: molibdato, zirconato, silicato, titanato e sais cromato (WEIL e ELLINGTON, 1956).

Tabela 1. 1 - Soluções utilizadas como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção.

Solução	Refrigerante	Absorvente
Água - amônia	Amônia	Água
Água - brometo de lítio	Água	Brometo de lítio
Cloreto de lítio e metanol	Metanol	Cloreto de lítio
Ácido sulfúrio - água	Água	Ácido sulfúrico
Nitrato de lítio - ámônia	Amônia	Nitrato de lítio
Hidróxido de sódio - água	Água	Hidróxido de sódio
Hidróxido de potássio - água	Água	Hidróxido de potássio
Sulfocianeto de amônia - amônia	Amônia	Sulfocianeto de amônia
Óleo de parafina - Tolueno ou pentano	Tolueno ou pentano	Óleo de parafina
Glicol etílico - metil amina	Metil amina	Glicol etílico
Éter dimetílico ou glicol tetraetílico - metil amina	Metil amina	Éter dimetílico ou glicol tetraetílico
Tetracloroetano - cloreto de etila	Cloreto de etila	Tetracloroetano

Diversos outros fluidos de trabalho em conjunto com aditivos foram investigados para serem aplicados a fim de aumentarem o desempenho de sistemas de absorção, possibilidade de elevar a faixa de operação sem ocorrência de cristalização, reduzir a corrosão e diminuir o tamanho dos absorvedores resfriados a ar, tais como, as soluções água-hidróxido de sódio e amônia-tiocianato de sódio (GLEBOV e SETTERWALL, 2002; VEMURI *et al*., 2006). A fim de reduzir a pressão de trabalho da amônia, foi proposto a adição de tiocianato em soluções de água-monometilamina (ROMERO *et al*., 2005; e PILATOWSKY *et al*., 2011).

Outros pares de substâncias, tais como a água-cloreto de cálcio, cloreto de cálcio e os seus hidratos misturados com a água, amônia e aminas de cloreto de cálcio, amônia e aminas de sulfato de zinco, são alguns exemplos de diferentes pares de fluidos de trabalho propostos para serem utilizados em ciclo de refrigeração por absorção.

Em meio ao grande número de combinações de refrigerantes-absorventes, as soluções água-amônia e água-brometo de lítio são as mais utilizadas nas indústrias, em aplicações comerciais e

residenciais de sistemas de absorção para refrigeração e ar condicionado. No entanto, segundo MOREIRA (2007), sistemas de absorção que utilizam a mistura água-amônia requerem equipamentos adicionais, tais como um Retificador e um condensador de refluxo, além de funcionarem em altas pressões resultando num dimensionamento de equipamentos robustos. Entretanto, funcionam com pressões acima da pressão atmosférica, consistindo em uma vantagem relevante com relação ao sistema água-brometo de lítio, uma vez que tais sistemas operam a pressões abaixo da pressão atmosférica introduzindo os riscos de infiltrações de ar na linha, necessitando de unidade de purga para eliminar não condensáveis, normalmente constituídos do ar infiltrado e de hidrogênio oriundo de reações de processos de corrosão, e possuem alto índice de incrustações.

A amônia (R717) é uma substância ecológica que pode ser extraída da natureza e apesar de sua toxidade, não oferece grandes riscos de operação quando são respeitadas as normas de segurança quanto a sua manipulação e estocagem. Além disso, os riscos do emprego da amônia em sistemas de absorção diminuem devido às baixas concentrações da amônia pura no fluido de trabalho em alguns equipamentos, como por exemplo, no absorvedor, gerador e bomba. Os equipamentos devem ser identificados, monitorados e dimensionados dentro das especificações legais, passando por manutenções preditivas e preventivas, e se possível, com maior automação possível, afim de evitar a permanência de operadores no local. Contudo, todos devem estar devidamente equipados com os EPI´s adequados. (VILELA e ALVES, 2004).

Atualmente a amônia é produzida em larga escala e utilizada em grandes quantidades na indústria de fertilizantes como matéria prima para a fabricação de fibras, plásticos e explosivos, produtos de limpeza, processos de microfilmagem e tem sido muito utilizada como refrigerante em soluções líquidas em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Segundo VILELA e ALVES (2004), a amônia apresenta certas vantagens e que podem ser mencionadas a seguir:

- É barata e ecológica para a natureza, uma vez que é o único refrigerante que não destrói a camada de ozônio e não agrava o efeito estufa;
- É um gás incolor, de baixa massa específica nas condições normais de temperatura e de pressão;
- Possui cheiro característico o qual permite a sua identificação mesmo em baixas concentrações (5ppm);
- O vapor de amônia se condensa a variadas temperaturas e pressões;

- É altamente higroscópica e a reação com a água tem como produto o NH_4OH, hidróxido de amônia, líquido na temperatura ambiente;
- Acima de 450ºC, pode se decompor, liberando nitrogênio e hidrogênio;
- É estável quando armazenada e utilizada em condições normais de estocagem e manuseio;

Segundo STOECKER e JABARDO (1994), as principais normas técnicas internacionais aplicadas para sistemas de refrigeração são:

- ANSI/ASHRAE 15-1978: que especifica os locais onde os diferentes grupos de refrigerantes podem ser utilizados. Estabelece limites nas quantidades dos distintos refrigerantes presentes em diversas áreas de trabalho, se concentra em reservatórios e tubulações, determinando os limites de pressão de operação e descreve as aplicações dos dispositivos limitadores de pressão, restringe a presença de chama em salas de máquinas, se ocupa do ambiente industrial, além de fornecer várias informações técnicas de instalação.
- ANSI/IIAR 2-1984: elaborada especificamente para sistemas de amônia. Há várias recomendações desta norma, tais como, para a concentração de amônia de 99,5%, sugere placas de identificação nos equipamentos com informações de fabricante, ano de fabricação, número do modelo, de pressão nominal, além de dois níveis de pressão de projeto (pressão alta e baixa), com o objetivo de assegurar que os equipamentos foram ensaiados quanto à sua segurança e aplicação adequada.

De acordo com VILELA e ALVES (2004), o Brasil carece de normas técnicas específicas para sistemas de refrigeração. Destacam-se as Normas Regulamentadoras do Ministério do Trabalho e Emprego, particularmente a NR-13 – Caldeiras e Vasos de Pressão e a norma da ABNT chamada Vasos de pressão para refrigeração de 1996.

A solução água-amônia bastante empregada em sistemas de refrigeração por absorção apresenta algumas propriedades importantes:

- É uma solução incolor de pH básico nas condições normais de temperatura e de pressão;
- Cheiro característico e fácil de ser identificado;

- Possui características termodinâmicas favoráveis, como por exemplo, grande desvio negativo da lei de Raoult. Esta lei afirma que as pressões parciais dos diferentes componentes de uma mistura binária ideal são proporcionais às suas pressões de vapor e frações molares nas fases de líquido e de vapor. Os desvios à lei de Raoult ocorrem em soluções não ideais em que a pressão parcial individual não é linear com a fração molar, bem como pressão total. O desvio negativo ocorre em soluções que se formam exotermicamente. Isto significa que as forças de atração entre as moléculas da amônia e da água na solução são mais fortes que as que existem no estado puro para essas substâncias. As moléculas tem menos capacidade de escapar na solução do que no estado puro. Como resultado a pressão parcial da solução é inferior ao calculado pela lei de Raoult (tem uma pressão de vapor inferior).
- Tem baixo peso molecular e, consequentemente, grande calor de evaporação.
- As duas substâncias da solução quando misturadas, ou seja, a água e a amônia são miscíveis em qualquer proporção;
- As relações de estado termodinâmico da mistura água-amônia variam com a temperatura, pressão e concentração para as fases de líquido e de vapor.
- A pressão de vapor total é a soma das pressões parciais da amônia e da água (desde que não ocorra infiltração de ar ou outro fluido na linha do sistema);
- A temperatura do evaporador pode chegar abaixo do ponto de congelamento da água.

Algumas características adicionais do sistema de absorção água-amônia podem ser mencionadas a seguir: a amônia possui alta afinidade com a água e por esta razão, embora os seus pontos de vaporização estejam afastados de cerca de 133°C, a água é sempre vaporizada com o vapor de refrigerante no gerador, e dessa forma, um sistema de retificação é necessário. A água é um absorvente adequado para ser utilizado com a amônia, devido sua disponibilidade, ser ótimo solvente para a amônia, pouco volátil, não inflamável, quimicamente estável, não toxidade e de baixo custo (ROMERO *et al.*, 2005)

1.3 Organização do trabalho

Os próximos capítulos deste trabalho encontram-se organizados da seguinte forma:

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica de ciclos de absorção básicos e avançados incluindo o ciclo *GAX* água-amônia. A revisão aborda os estudos teóricos para o desenvolvimento de modelos físicos *GAX* visando aumentar o desempenho do sistema, os estudos experimentais de ciclos *GAX*, as investigações teóricas e experimentais de ciclos de absorção para utilização de misturas alternativas e os sistemas comerciais de absorção água-amônia desenvolvidos ao longo dos últimos anos.

No capítulo 3 é apresentado o método numérico Substituição-Newton-Raphson aplicado para resolver o sistema resultante de equações não lineares para modelagem física dos sistemas de refrigeração por absorção.

No capítulo 4 está descrita a metodologia matemática empregada para a obtenção das derivadas analíticas das relações termodinâmicas de equilíbrio de fases líquido-vapor da mistura água-amônia.

O capítulo 5 apresenta a formulação teórica utilizada para cada ponto do sistema dos modelos físicos referentes às três configurações de ciclos de absorção, bem como a descrição da formulação matemática empregada, as relações termodinâmicas utilizadas para cada ponto do sistema e as equações de transferência de calor adotadas para os sistemas.

No capítulo 6 são apresentados e discutidos todos os resultados e comparações obtidas.

O capítulo 7 traz as conclusões, juntamente com as sugestões para próximos trabalhos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Introdução

Esta revisão bibliográfica tem como objetivo apresentar as tecnologias disponíveis de ciclos absorção e algumas das mais importantes investigações relacionadas aos sistemas de refrigeração por absorção *GAX*, sendo divididas em: estudos teóricos e de simulação numérica para o desenvolvimento de modelos físicos *GAX*, de misturas alternativas, estudos experimentais de ciclos *GAX* e de misturas alternativas e sistemas de absorção comerciais desenvolvidos.

2.2 Tecnologias disponíveis

A configuração básica do ciclo contínuo de refrigeração por absorção água-amônia apresentada na figura 1.3 pode sofrer algumas variações, ou seja, podem-se encontrar diferentes arranjos do ciclo incrementando ou suprimindo componentes ou operando com mais de dois níveis de temperatura e de pressão, com o objetivo de melhorar o seu coeficiente de desempenho. Os itens 2.2.1 e 2.2.2 apresentam algumas configurações disponíveis para serem empregadas em sistemas contínuos de refrigeração por absorção água-amônia.

2.2.1 Sistemas de simples efeito com solução água-amônia

O desempenho do ciclo contínuo de absorção pode ser melhorado através de dispositivos para a recuperação de calor. A figura 2.1 mostra um sistema de refrigeração por absorção água-amônia do tipo simples estágio e efeito que utiliza esse conceito de recuperação de calor. A solução fraca que deixa o gerador a uma alta temperatura pode ser utilizada para pré-aquecer a solução forte que deixa o absorvedor para a temperatura próxima da temperatura de geração de vapor de refrigerante. De forma

análoga, a solução forte que sai do absorvedor pode ser utilizada para pré-resfriar, a solução fraca que deixa o gerador para a temperatura de saída do absorvedor.

O sistema de absorção apresentado na figura 2.1 caracteriza-se pela incorporação de um trocador de calor líquido-líquido, também denominado de trocador de calor de solução, entre o gerador e o absorvedor. A inserção do trocador de calor de solução permitirá o pré-aquecimento, pela solução fraca saindo do gerador, da solução forte proveniente do absorvedor antes de sua entrada no gerador e o pré-resfriamento, pela solução forte, da solução fraca vinda do gerador antes de sua entrada no absorvedor. Portanto, menos quantidade de calor será necessária fornecer ao gerador e ao mesmo tempo em que reduz o calor a ser removido no absorvedor.

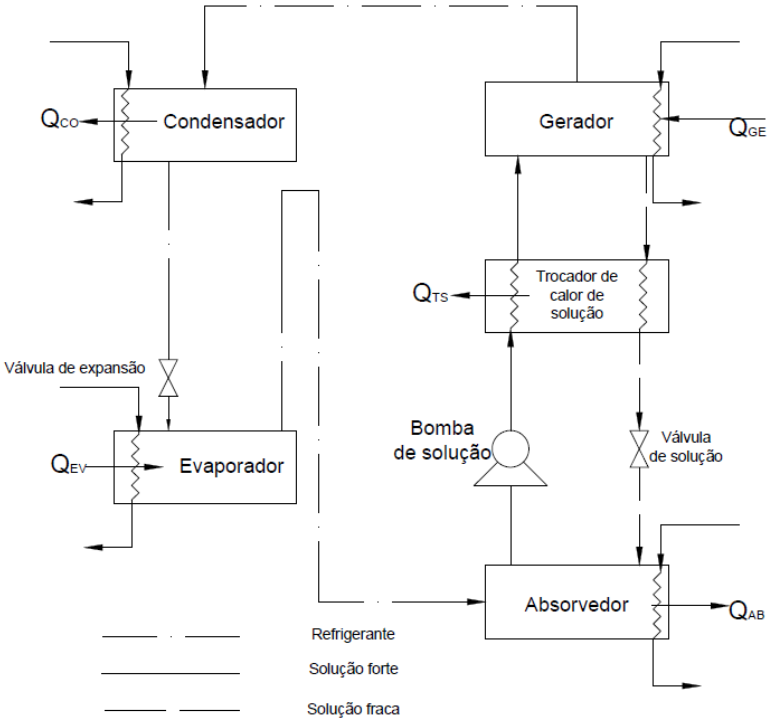


Figura 2. 1 - Sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia com trocador de calor de solução.

O calor sensível do vapor frio que deixa o evaporador pode ser utilizado para resfriar o líquido refrigerante fornecido para a válvula de expansão aumentando dessa forma a capacidade de refrigeração extraída no evaporador.

A configuração apresentada na figura 2.2 funciona com essa característica através da incorporação de mais um trocador de calor no ciclo de absorção e desta vez, localizado entre o condensador e o evaporador. Este trocador de calor é denominado de subresfriador e através dele

ocorrerá o resfriamento da amônia líquida proveniente do condensador, pelo vapor de amônia que deixa o evaporador, aumentado desta forma, o efeito frigorífico, pois permite a diminuição da quantidade de vapor de *flash* que é um vapor formado bruscamente pela descompressão que ocorre na válvula de expansão.

Segundo HEROLD *et al.* (1996) a incorporação do subresfriador de amônia líquida implica em um pequeno aumento da temperatura do absorvedor acima de sua temperatura de operação normal, ocasionando uma menor quantidade de vapor de amônia absorvido na solução. Entretanto, essa maior temperatura de trabalho no absorvedor teria um efeito mais vantajoso, pois parte do calor de absorção poderia ser melhor aproveitado no gerador. Além disso, o efeito térmico do evaporador seria aumentado, fazendo com que o efeito líquido no desempenho do ciclo fosse positivo.

Segundo STOECKER e JONES (1985), o trocador de calor de solução e o subresfriador de líquido não são componentes essenciais para a operação do ciclo, porém eles permitem uma redução da necessidade de energia para os processos de absorção e de geração e um aumento do calor de evaporação fazendo com que a operação do sistema seja mais eficaz, aumentando o COP.

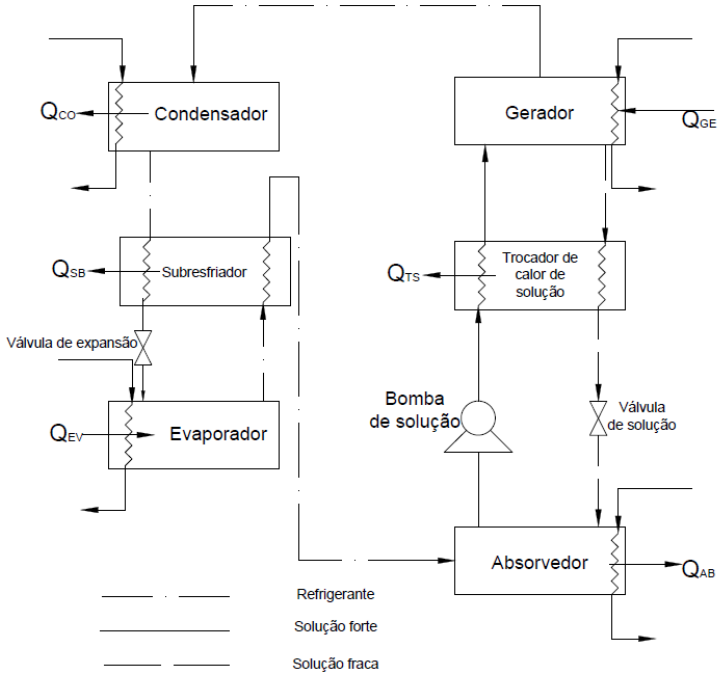


Figura 2. 2 - Sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia com trocador de calor de solução e subresfriador de amônia líquida.

A principal desvantagem é na utilização da mistura água-amônia como fluido de trabalho neste sistema. Isto ocorre devido ao fato de que alguns absorventes são voláteis, tais como a água. Quando o

refrigerante evapora da solução, ele pode deixar o gerador com certa quantidade de vapor de absorvente, o qual é indesejável, uma vez que depois da condensação do absorvente, este pode cristalizar-se, ou seja, congelar ao longo do tubo. Além disso, quando a água e o refrigerante no estado líquido entram no evaporador pode elevar a temperatura de evaporação, reduzindo o desempenho do sistema.

Neste caso, é necessário adicionar ao ciclo outros componentes que separem a maior quantidade possível de vapor de absorvente do vapor de refrigerante. A figura 2.3 apresenta a configuração mais empregada em sistema contínuo de refrigeração por absorção de simples efeito água-amônia. Este sistema incorpora um retificador e um condensador de refluxo acoplados à parte superior do gerador, os quais irão fornecer as áreas necessárias para a condensação parcial do vapor de absorvente através do processo de transferência de calor e massa e uma condensação de refluxo. Como mencionado anteriormente, a necessidade desses componentes é devido ao fato de que o vapor de amônia que sai do gerador contém quantidades de vapor de água. Dessa forma, é necessário remover o máximo de quantidade de água presente no vapor de refrigerante (a amônia) antes que este entre no condensador, evitando que ocorra a diminuição da pressão de evaporação e elevação da temperatura de evaporação, o que reduz fortemente a eficiência do sistema, e também, eliminando a possível formação de gelo, pela presença de absorvente (a água), no dispositivo de expansão e no evaporador. Quando se utiliza evaporador inundado, este fenômeno de redução da pressão de evaporação se torna bastante grave. Em evaporadores do tipo seco, é necessário que apenas pouca quantidade de líquido, com maior concentração de água, esteja misturada com o vapor (SHAPIRO e MORAN, 2009; BORGNAKKE e SONNTAQ, 2009; MAKIYAMA, 2008; STOECKER e JONES, 1985). Portanto, para deixar o vapor de amônia com pureza semelhante às das amônias comercias, ou seja, com concentrações de quase 100%, é necessário realizar um processo de purificação desse vapor, visando à remoção do vapor de água ali presente, através de um processo de retificação.

A temperatura operacional do retificador deve ser maior do que a temperatura do condensador a fim de evitar uma possível condensação do vapor de refrigerante no retificador. Portanto, é possível remover a quantidade máxima de vapor de água fazendo com que o vapor de refrigerante que sai do gerador flua em contracorrente para a solução que entra no retificador.

O processo utilizado para reduzir a quantidade de vapor de água no vapor de amônia envolve a condensação e retorno de uma fração do vapor de refrigerante ao gerador, implicando que parte do

calor fornecido ao sistema não é transformado em refrigeração, reduzindo dessa maneira o desempenho do sistema. Segundo FERNÁNDEZ e SEARA (2003), o processo de purificação do vapor de amônia pode ser realizado a partir de diferentes configurações da coluna de retificação, utilizando-se parte da quantidade de líquido condensado no condensador ou a partir de condensação parcial. Em sistemas com condensação parcial, a coluna de retificação pode ser composta com um ou mais retificadores e as seções de dessorção e de retificação. Em sistemas com condensação completa, usam-se apenas as seções de dessorção e de retificação. Em todas essas configurações, devem-se estabelecer fluxos em contracorrente que envolve as fases de líquido e de vapor.

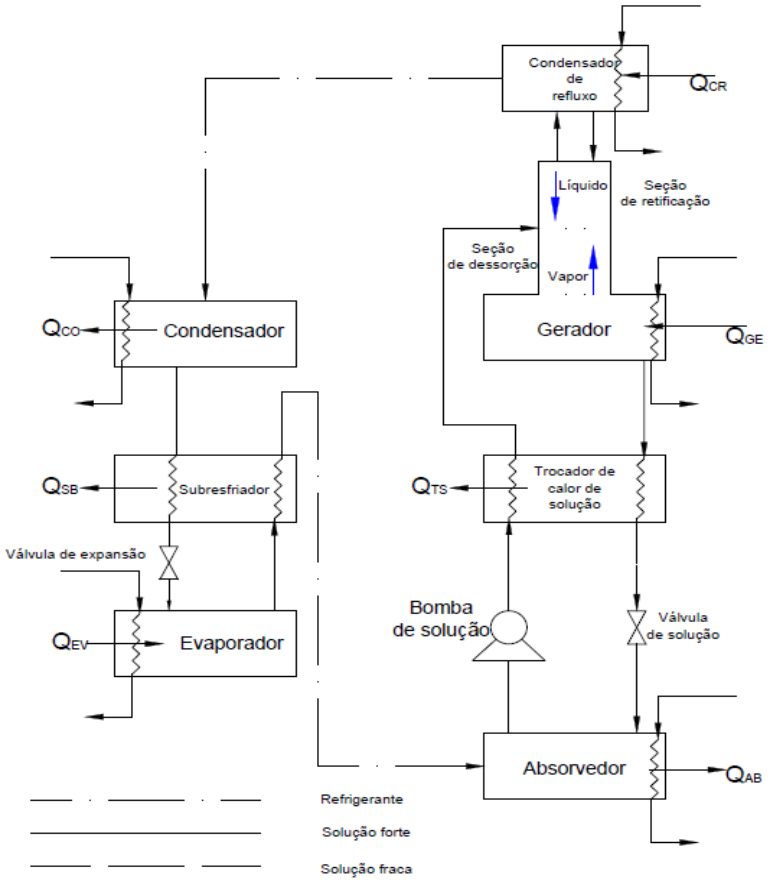


Figura 2. 3 - Sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia com trocador de calor de solução, subresfriador, coluna de retificação com seção de retificação (SR) e seção de dessorção (SD) e condensador de refluxo.

O condensador de refluxo é um trocador de calor utilizado em sistemas de absorção de simples efeito água-amônia para fins de condensação parcial, enquanto que o processo em contracorrente ocorre em uma coluna de retificação. Em sistemas de condensação parcial, o vapor de amônia é resfriado para que ocorra a condensação de algum líquido rico em água, o qual é drenado e retorna ao

retificador, formando o assim denominado refluxo. Para sistemas de refrigeração e ar condicionado, o processo de resfriamento do condensador de refluxo pode ser realizado através do uso de água de resfriamento externa ou da própria solução líquida ou a ar ambiente.

Durante o processo de retificação, a corrente de vapor de amônia que é evaporada da solução no gerador, entra na parte inferior da coluna de retificação e sobe em contracorrente para uma corrente de líquido composta pela mistura da solução forte proveniente do absorvedor e do refluxo ocorrendo transferência de calor e massa entre as duas fases, reduzindo a quantidade de vapor de absorvente contido no vapor de refrigerante. A região onde ocorre esse processo é denominada de seção de dessorção *(stripping)*. Após esse processo, o fluxo de vapor de amônia continuará a subir em contracorrente entrando em contato com o refluxo proveniente do condensador de refluxo na região conhecida como seção de retificação. Este processo irá reduzir ainda mais a quantidade de vapor de água que sai durante o processo de geração até a obtenção da concentração de vapor de amônia desejada.

Os sistemas de refrigeração que utilizam a configuração mostrada na figura 2.3 são geralmente destinados para a conservação de alimentos ou para processos industriais que operam com temperaturas de evaporação na faixa de -33ºC a -45 ºC e para aplicações em sistemas de ar condicionado do tipo residencial com capacidades na faixa de 10 a 17kW (3 a 5 TR) com temperatura de evaporação em torno ou acima de 0ºC (MILLER e MILLER, 2008).

2.2.2 Sistemas avançados com solução água-amônia

Vários outros projetos de ciclos de refrigeração por absorção têm sido desenvolvidos, com o objetivo de melhorar o seu desempenho, como por exemplo, os sistemas de simples, duplo, triplo e quádruplo efeitos, a inserção de trocadores de calor internos para a recuperação de calor de absorção e sistemas combinados, tais como os ciclos de absorção com compressão de vapor, os ciclos de absorção-reabsorção, ciclos de absorção dupla, ciclo de refrigeração por absorção-ejetor (jato de compressão de vapor), ciclos de difusão-absorção e os ciclos de absorção com membrana osmótica (SRIKHIRIN *et al.* 2001). Os ciclos de refrigeração avançados mais investigados correspondem aos

sistemas de multi-efeito e os ciclos com trocadores de calor internos para a recuperação do calor de absorção, os quais permitem o aumento do COP de forma significativa.

2.2.2.1 Sistemas multi-efeito

Segundo HEROLD *et. al.* (1996) e KANG e KASHIWAGI (2000) existe diferença entre as nomenclaturas estágio e efeito utilizadas em ciclos de refrigeração por absorção. O termo "estágio" se refere à quantidade de absorvedores, enquanto que o termo "efeito" está relacionado à quantidade de processos para evaporação do refrigerante da solução. Dessa forma, o termo duplo efeito refere-se à configuração na qual certa quantidade de calor é fornecida ao ciclo e produz vapor refrigerante duas vezes (são empregados dois geradores no ciclo) e se constitui como um caso especial de um sistema de dois estágios. Por outro lado, um ciclo com um evaporador e dois absorvedores onde possui dois ciclos com a solução, é um ciclo de duplo estágio.

O principal objetivo de um ciclo de maior efeito é o de aumentar o coeficiente de desempenho do sistema quando uma fonte de calor a alta temperatura está disponível. Os ciclos multi-efeitos precisam ser configurados de tal forma que o calor rejeitado a partir de um estágio a alta temperatura é utilizado como fonte de calor em um estágio de baixa temperatura para a geração de um efeito de resfriamento adicional no estágio de baixa temperatura.

Neste ciclo, o calor de alta temperatura é proveniente de uma fonte externa e fornecido ao gerador de primeiro efeito. O vapor de refrigerante gerado é condensado em alta pressão no gerador de segundo efeito, e dessa forma, o calor rejeitado é utilizado para produzir vapor de refrigerante a partir da solução proveniente do gerador de primeiro efeito. Esta configuração é considerada como um sistema de absorção de duplo efeito de fluxo em série.

Segundo SRIKHIRIN *et al.* (2001), de maneira geral, um sistema de absorção de duplo efeito é considerado como uma combinação de dois sistemas de absorção de simples efeito, cujo COP possui valor igual a 1 x COP simples efeito. Para uma unidade de entrada de calor a partir da fonte externa, o efeito de refrigeração produzido pelo fluido refrigerante gerado a partir do gerador de primeiro efeito é 1 x COP simples efeito. Para qualquer sistema de absorção de simples efeito pode-se assumir que o calor rejeitado a partir do condensador é aproximadamente igual à capacidade de arrefecimento obtida.

Portanto, o fornecimento de calor para o gerador de segundo efeito é 1 x COP simples efeito. O efeito de refrigeração produzido pelo gerador de segundo efeito é (1 x COP simples) x COP simples. Assim, o COP deste sistema de absorção de duplo efeito é COP duplo efeito = COP simples efeito + (COP simples efeito)^2. De acordo com esta análise, um sistema de absorção de duplo efeito possui um valor de COP de 0,96 quando o correspondente sistema de simples efeito tem um COP de 0,6. Estudos teóricos para utilização de diferentes fluidos de trabalho em sistemas de absorção de duplo efeito têm sido desenvolvidos por vários pesquisadores (KAUSHIK e CHANDRA, 1985; GARIMELLA e CRISTENSEN, 1992).

Segundo HEROLD *et al.* (1996), há diferentes tipos de configuração para sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito e em apenas alguns deles, foram realizados estudos com o objetivo de avaliar o coeficiente de desempenho, como o trabalho de ALEFELD e RADERMACHER (1994). A figura 2.4 mostra um sistema de refrigeração por absorção de dois estágios e duplo efeito que utiliza a solução água-amônia como fluido de trabalho.

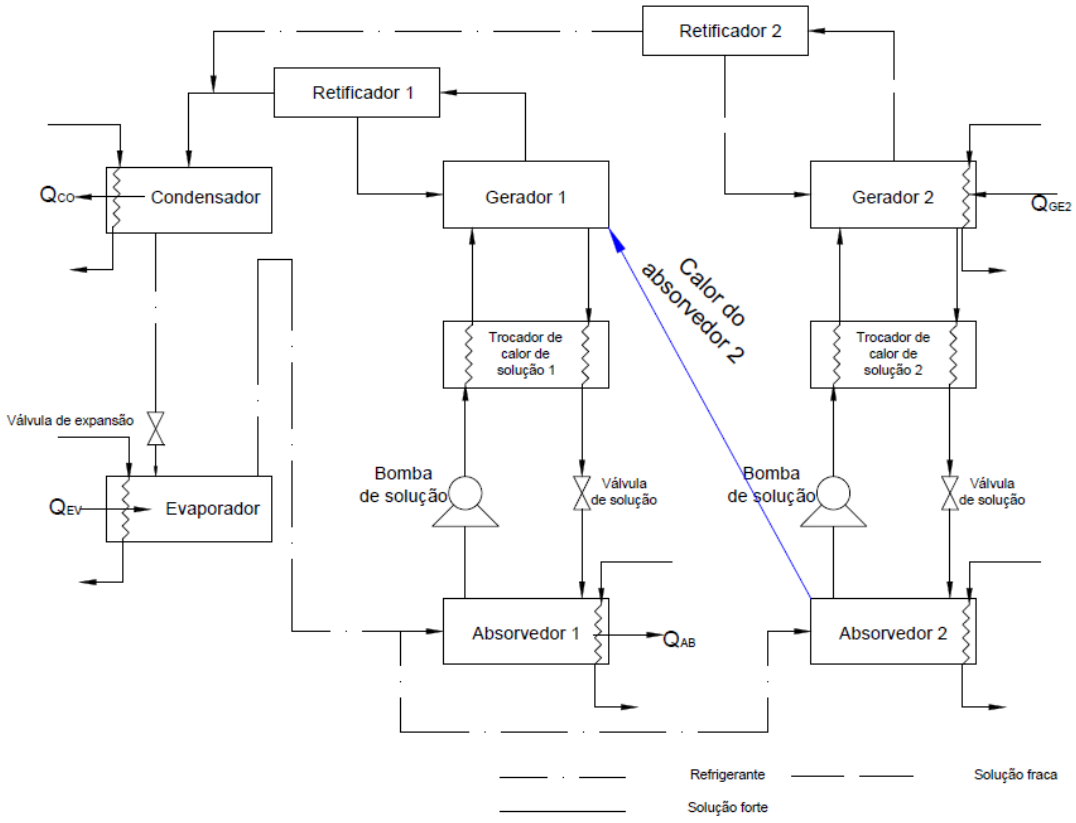


Figura 2. 4 - Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito e estágio com solução água-amônia.

O sistema de refrigeração por absorção apresentado na figura 2.4 possui dois níveis de pressão e pode ser considerado como uma combinação de dois ciclos de simples efeito. O evaporador e o condensador de ambos os ciclos são integrados em conjunto como uma única unidade. Assim, existem apenas dois níveis de pressão e a pressão máxima pode ser limitada a um nível aceitável. Portanto, o calor de uma fonte externa é fornecido apenas ao gerador 2. Como a água é um absorvente, não há nenhum problema de cristalização no absorvedor. Assim o absorvedor 2 pode ser operado a alta temperatura e rejeita calor de absorção para o gerador 1. Esta configuração é considerada como um sistema de absorção de duplo efeito com fluxo em paralelo. Segundo FONSECA *et al.* (2007), o retificador 2, pertencente ao estágio de alta temperatura, é subdividido em dois retificadores os quais operam em níveis de temperatura diferentes, contribuindo dessa forma, com parte da fonte de calor para o gerador 1. A configuração apresentada na figura 2.4, se torna na prática, um projeto com operação de certa complexidade, uma vez que a temperatura do absorvedor 2 precisa ser obrigatoriamente maior do que a temperatura do gerador 1.

Outras configurações de sistemas avançados de absorção que estão em pleno desenvolvimento para aplicações em grandes capacidades, com a perspectiva de aumento de COP para a faixa de 1,4 a 1,5, são as unidades de triplo efeito. Estes equipamentos operam em quatro níveis de pressão e necessitam de altas temperaturas para a operação, e consequentemente, são mais eficientes do que os sistemas de simples estágio, porém possuem um custo bem maior. O calor de condensação a partir do estágio de alta pressão é utilizado para a separação de refrigerante da solução no estágio de baixa pressão. Entre as várias configurações possíveis de sistemas de triplo efeito, os seguintes arranjos vêm apresentando certa relevância por parte de pesquisadores: fluxo em paralelo, fluxo em série e fluxo reverso. Segundo KAITA (2002), os resultados de trabalhos que tiveram por objetivo o estudo de ciclos de triplo efeito mostraram que a configuração de fluxo em paralelo apresenta melhores resultados de coeficiente de desempenho. Porém, um dos inconvenientes relacionados a sistemas de refrigeração de triplo efeito é o efeito de corrosão provocado por fluidos de trabalho e que é intensificado pelas altas temperaturas de operação do sistema.

Os ciclos de absorção de triplos e quádruplos efeito também foram analisados por DEVAULT e MARSALA (1990) e por GROSSMAN *et al.* (1995). No entanto, o ciclo de duplo efeito são os que estão disponíveis comercialmente, uma vez que, o aumento do COP não está apenas associado com o aumento do número de efeitos (ZIEGLER, 2002).

2.2.2.2 Sistema com absorvedor de recuperação de calor

Conforme mencionado anteriormente, a utilização de um trocador de calor de solução melhora o COP do ciclo. A solução concentrada (solução forte) que sai do absorvedor pode ser pré-aquecida antes de entrar no gerador pela transferência de calor a partir da solução quente proveniente do mesmo gerador. Ao introduzir um absorvedor com recuperação de calor, a temperatura da solução forte pode ser aumentada (ver figura 2.5).

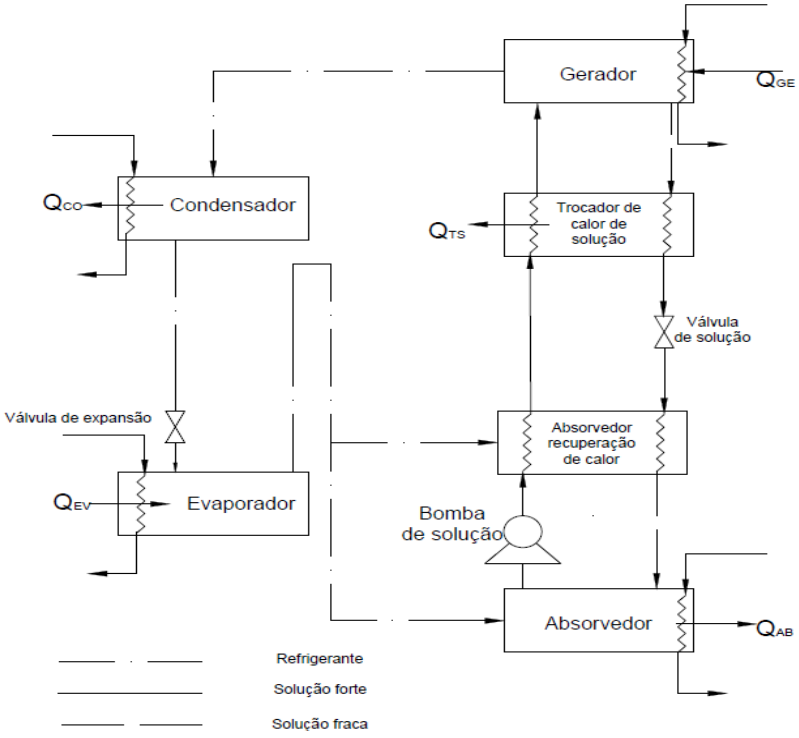


Figura 2. 5 - Ciclo avançado com absorvedor com recuperação de calor.

De modo similar ao funcionamento do sistema *GAX* (mencionado no item 2.2.2.3), o absorvedor pode ser dividido em duas seções. Nessas duas seções, o calor pode ser rejeitado a temperaturas diferentes. A seção que apresenta a temperatura mais baixa irá rejeitar calor para o ambiente, enquanto que a seção de temperatura mais alta será utilizada para pré-aquecer a solução forte, conforme mostra a figura 2.5. Dessa forma, a entrada de calor para o gerador será reduzida, fazendo com que o COP aumente. Este sistema foi estudado teoricamente utilizando vários fluidos de trabalho, tais como a água-amônia e nitrato de lítio-amônia. (KANDLIKAR, 1982 e KAUSHIK e KUMAR, 1987).

2.2.2.3 Sistema Trocador de calor Gerador – Absorvedor - *GAX*

A possibilidade de recuperar o calor interno no ciclo de absorção de simples efeito em um amplo intervalo de concentração da solução absorvente foi descrita no início do século e patenteada em 1913 por ALTENKICH e TENCKHOFF (1913). Estas investigações estabeleceram a base para o desenvolvimento de uma nova geração de ciclos de absorção avançados, incluindo o ciclo *GAX*.

O ciclo *GAX* constitui-se em moderna configuração de sistemas de refrigeração por absorção água-amônia para aumentar o coeficiente de desempenho (COP) a partir de uma configuração simplificada de sistemas de absorção de simples efeito. Segundo SRIKHIRIN *et al.* (2001), o ciclo de absorção *GAX* é um sistema que fornece o maior coeficiente de desempenho de qualquer ciclo de absorção de simples efeito. O significado da sigla *GAX* vem do inglês e refere-se a Generator-Absorber heat eXchanger ou às vezes chamado de DAHX Desorber-Absorber Heat eXchanger, podendo ser traduzida como trocador de calor gerador-absorvedor. Um maior coeficiente de desempenho pode ser alcançado com um sistema de absorção de simples efeito. Referindo-se ao sistema de absorção de duplo efeito em fluxo paralelo, o sistema é composto por dois ciclos de simples efeito trabalhando em modo paralelo. O conceito GAX é simplificar este ciclo de absorção de duplo efeito e duplo estágio, mas produzindo o mesmo desempenho. Portanto, a idealização do sistema *GAX* parte do princípio de funcionamento de um sistema de absorção água-amônia de duplo efeito, no entanto, com a simplicidade de configuração de um sistema de absorção de simples efeito.

A figura 2.6 mostra uma configuração padrão do sistema *GAX* utilizando o conceito de recuperação interna de calor no absorvedor e no gerador. A proposta deste sistema está em obter melhores resultados de desempenho, uma vez que o coeficiente de desempenho de sistemas *GAX* é 30% maior que o COP de sistemas de absorção de simples efeito para as mesmas condições operacionais. O trocador de calor localizado entre o absorvedor e o gerador é substituído por um ciclo secundário que possui em sua unidade: uma bomba, fluido secundário e trocadores de calor internos de fluxo em contracorrente, ou seja, a transferência de calor entre as soluções forte e fraca que saem do absorvedor e do gerador, respectivamente, é realizada dentro deles, o que resulta no termo trocador de calor gerador-absorvedor. Geralmente, os trocadores de calor internos estão inseridos na seção de dessorção do gerador e na seção onde ocorre maior temperatura pela rejeição do calor de absorção do absorvedor.

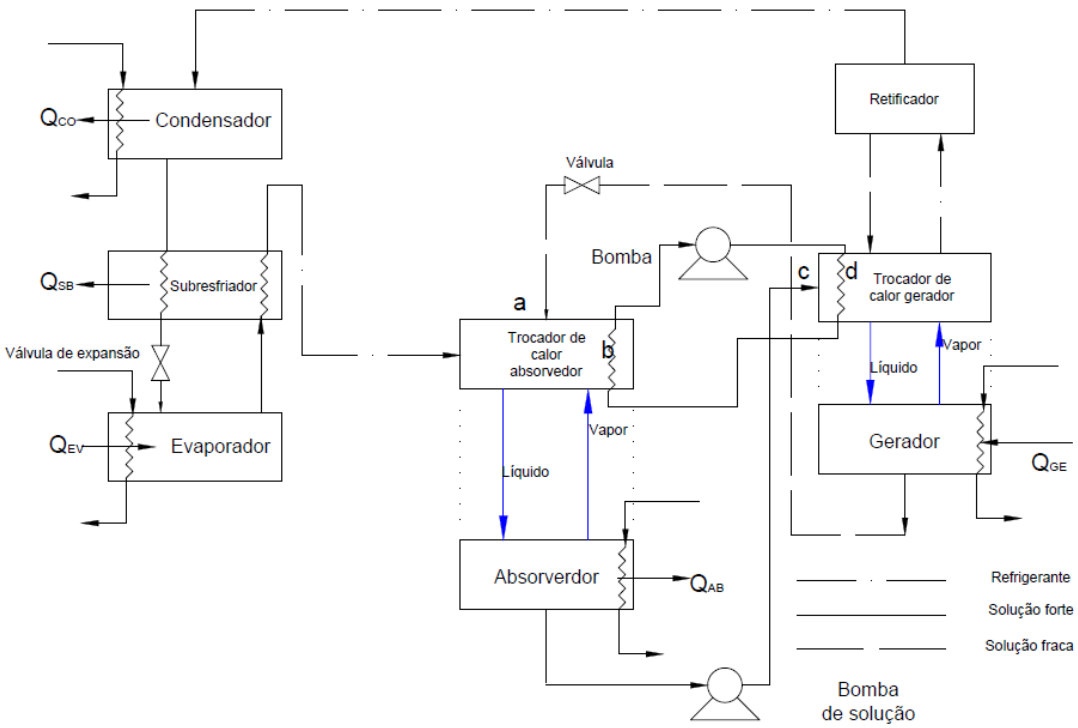


Figura 2. 6 - Ciclo de refrigeração por absorção *GAX* padrão.

A figura 2.7 apresenta um esquema básico de funcionamento de um ciclo de absorção *GAX* padrão. As linhas sólidas representam o ciclo de absorção *GAX*, enquanto que as linhas pontilhadas representam um ciclo de absorção de simples efeito. No ciclo *GAX*, a pressão e a concentração no absorvedor e no gerador são mantidas de forma a causar uma sobreposição de temperatura entre o absorvedor e o gerador. Isto proporciona a possibilidade de que uma parte do calor de absorção possa ser rejeitada para o gerador, dentro do ciclo, levando a um aumento do COP. Esta sobreposição de calor é uma característica bastante atraente do ciclo *GAX* utilizando a mistura água-amônia, uma vez que isto não ocorre em sistemas de refrigeração por absorção com solução água-brometo de lítio.

Como pode ser observado nas figuras 2.6 e 2.7, o absorvedor e o gerador são divididos em duas seções. Dessa forma, a solução fraca quente saindo do gerador e o vapor de refrigerante proveniente do evaporador entra na seção superior do absorvedor. O calor gerado durante o processo de absorção deve ser rejeitado em duas etapas: para o gerador, a fim de evaporar o refrigerante a partir da solução que entra nesse equipamento, e para o ambiente, para manter a capacidade da solução em absorver o vapor de refrigerante no absorvedor. Na seção superior do absorvedor, onde a temperatura é mais alta, parte do calor de absorção é rejeitado para o gerador através do fluido secundário, enquanto que na seção

inferior do mesmo absorvedor, onde a temperatura é mais baixa, a solução absorve ainda mais quantidade de vapor de refrigerante durante o resfriamento ocasionado pela rejeição de calor para o ambiente. Em seguida, a solução forte deixando o absorvedor entra na seção superior do gerador. Nesta seção, o refrigerante é vaporizado a partir da solução que é aquecida por meio do calor rejeitado na seção superior do absorvedor, o qual é fornecido através do fluido secundário. Na seção inferior do gerador, mais quantidade de vapor de refrigerante é vaporizado da solução, uma vez que esta seção é aquecida por uma fonte externa de calor. Para o funcionamento do ciclo *GAX* simplificado é necessário recircular um fluido secundário para manter a transferência de calor entre o absorvedor e o gerador.

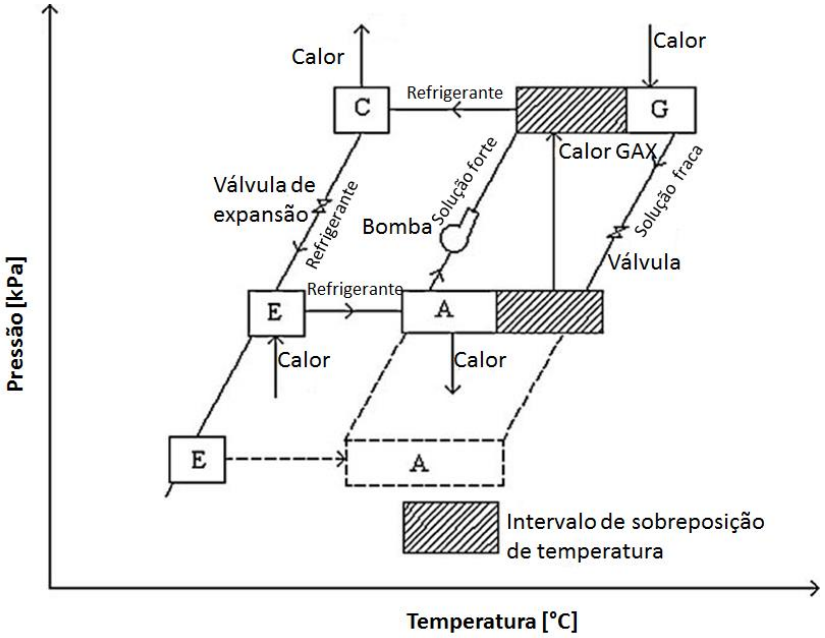


Figura 2. 7 - Representação esquemática de funcionamento do ciclo *GAX* padrão (JAWAHAR e SARAVANAN, 2010).

Segundo JAWAHAR e SARAVANAN (2010), apesar de uma melhoria considerável no COP, o sistema básico de absorção *GAX* possui alguns inconvenientes, os quais são mencionados a seguir:

- A incompatibilidade entre o calor disponível no absorvedor e o calor necessário no gerador, ou seja, o calor exigido pelo gerador é maior do que o calor que o absorvedor pode fornecer a partir da zona de temperatura de sobreposição. O calor disponível no absorvedor é a quantidade de calor que o absorvedor pode ceder ao gerador, obtido pela diferença entre os estados a e b, conforme figura 2.6, sendo o ponto b o estado no absorvedor que representa a menor temperatura no gerador O calor requerido pelo gerador é a quantidade de calor que o gerador

pode receber do absorvedor, obtido pela diferença entre os estados c e d, conforme apresentado na figura 2.6, sendo o ponto d o estado no gerador que representa a maior temperatura no absorvedor.

- A sobreposição de temperatura entre o absorvedor e o gerador através da utilização do ciclo secundário fica restrita apenas a baixas diferenças de temperaturas entre os estados b e c e a e d, conforme figura 2.6. Portanto, o efeito *GAX* reduz drasticamente com a elevação de temperatura do ciclo.
- Os estudos e resultados experimentais são limitados, pois a maioria dos estudos que estão disponíveis na literatura são resultados teóricos, e consequentemente, é escassa a comparação entre resultados de simulação e experimental. O motivo da limitação de estudos experimentais é devido ao elevado custo de fabricação e de operação destes sistemas, uma vez que para a sua operação, necessitam de uma bomba adicional para permitir a transferência de calor entre o absorvedor e o gerador a partir do uso de um fluido secundário. Dessa forma, é óbvia a necessidade de mais pesquisa, no futuro, a fim de validar modelos de simulação com os resultados experimentais.

Os estudos que estão sendo realizados em sistemas de absorção *GAX* que utilizam a mistura água-amônia são recentes e alguns podem ser encontrados em PRIEDEMAN e CHRISTENSEN (1999), KANG e KASHIWAGI (2000), VELÁZQUES e BEST (2002), GÓMEZ *et al.* (2008), RAMESHKUMAR *et al.* (2009), GÁRCI-ARELLANO *et al.* (2010), YARI *et al.* (2011), JAWAHAR e SARAVANAN (2011) e MEHR *et al.* (2012), os quais estão sendo direcionados para uma possível produção futura em escala comercial.

Após estudar e comparar várias configurações de ciclos de absorção avançados, com vários fluidos de trabalho, PHILLIPS (1990) propôs um ciclo de absorção de bomba de calor *GAX* com água-amônia como o mais aceitável em sistemas de ar condicionado para o setor residencial, apresentando um valor de COP de 1,03 para o resfriamento e 2,03 para o aquecimento.

Ao longo dos últimos quinze anos foram desenvolvidos diversas configurações de ciclos de absorção *GAX* a partir de seu arranjo padrão, a fim de atenuar seus inconvenientes e visando sua ampla aplicação em instalações de refrigeração e ar condicionado. Portanto, constitui-se em trabalho bastante difícil realizar uma comparação entre os coeficientes de desempenho reais de cada configuração, uma

vez que, cada trabalho teve seu foco em diferentes objetivos, os quais dependem de condições térmicas, físicas e operacionais.

Atualmente são poucos os estudos de simulação que podem ser encontrados na literatura com o objetivo de realizar comparações entre diferentes configurações de ciclos de absorção. Dessa forma, constitui-se relevante à simulação que permita avaliar sistemas de absorção em uma configuração de simples efeito e em duas configurações avançadas e que apresente uma investigação dos efeitos da variação dos parâmetros globais dos trocadores de calor sobre o aumento do efeito frigorífico e coeficiente de desempenho do ciclo de absorção *GAX*.

2.3 Estudos teóricos

Nos últimos quinze anos foram realizados diversos estudos teóricos e de simulação numérica direcionada para o desenvolvimento de sistemas de absorção *GAX* a fim de encontrar novas configurações com melhores coeficientes de desempenho, elevação de temperatura ou redução da quantidade de calor necessária para a dessorção do vapor de refrigerante no gerador e, consequentemente, fonte térmica externa com temperaturas mais baixas.

2.3.1 Ciclos *GAX* avançados desenvolvidos a partir do sistema *GAX* padrão

A figura 2.8 apresenta uma representação esquemática de um ciclo de absorção *GAX* padrão. Este sistema já foi discutido minuciosamente e mencionado anteriormente no item 2.2.2.3. Outras configurações de sistemas de absorção *GAX* têm sido propostas a partir de modificações do ciclo *GAX* padrão. Conforme mencionado anteriormente, no ciclo *GAX* padrão, o trocador de calor localizado entre o absorvedor e o gerador (trocador de calor de solução) é substituído por um ciclo secundário que possui em sua unidade: uma bomba, fluido secundário e trocadores de calor internos de fluxo em contracorrente, ou seja, a transferência de calor entre as soluções forte e fraca que saem do absorvedor e do gerador, respectivamente, é realizada dentro deles, o que resulta no termo trocador de calor

gerador-absorvedor. Comumente, os trocadores de calor internos estão inseridos na seção de dessorção do gerador e na seção onde ocorre maior temperatura pela rejeição do calor de absorção do absorvedor.

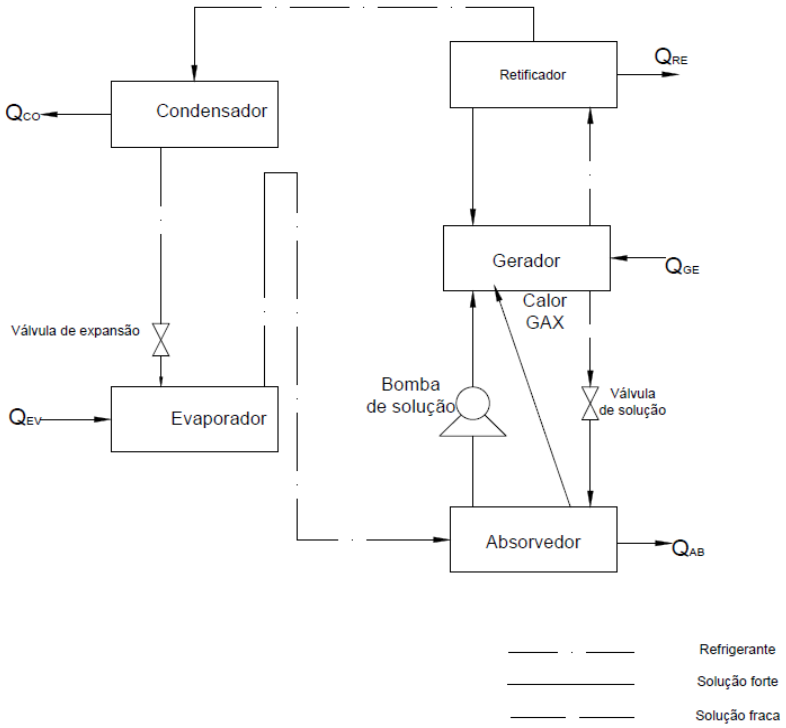


Figura 2. 8 – Representação esquemática do ciclo de absorção GAX padrão.

MCGAHEY e CHRISTENSEN (1993) investigaram o ciclo de absorção *GAX*, em estado estacionário, através de uma simulação computacional modular. Foi utilizada uma versão aperfeiçoada do modelo de simulação desenvolvido pelo *Oak Ridge National Laboratory* (*ORNL*) para modelar o sistema de absorção, incluindo um gerador interno com gás natural como fonte de calor e trocadores de calor resfriados a ar visando aplicações para pequenas instalações comerciais. O modelo de simulação foi usado para otimização do sistema com base nos parâmetros globais de transferência de calor dos trocadores de calor.

OZAKI *et al.* (1995) simularam uma bomba de calor de absorção investigando o efeito da variação de parâmetros, tais como a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação e a eficiência dos trocadores de calor com recuperação de calor sobre o desempenho do sistema. Os resultados mostraram que uma diminuição da diferença de temperatura no trocador de calor *GAX* de 5°C aumentou em torno de 5,5% o COP de resfriamento. Além disso, foi calculado um valor máximo de COP para aquecimento de 1,2 para uma diferença de temperatura no trocador de calor *GAX* de 4°C.

HANNA *et al.* (1995) analisaram o sistema *GAX* mostrado na figura 2.9 através de uma técnica de análise de ponto de estrangulamento (*pinch point analysis technique*). Esta técnica tem sido comumente utilizada em indústrias de processamento químico, onde a recuperação de calor interno desempenha um papel importante do ponto de vista de projeto de processo. O estudo focou principalmente os processos do ciclo e apresenta a vantagem de poder verificar em detalhes os processos internos do ciclo. Ao determinar com acuidade os valores de propriedades termodinâmicas dos pontos de estado dos processos de recuperação de calor, foi realizado um estudo econômico dos componentes do ciclo.

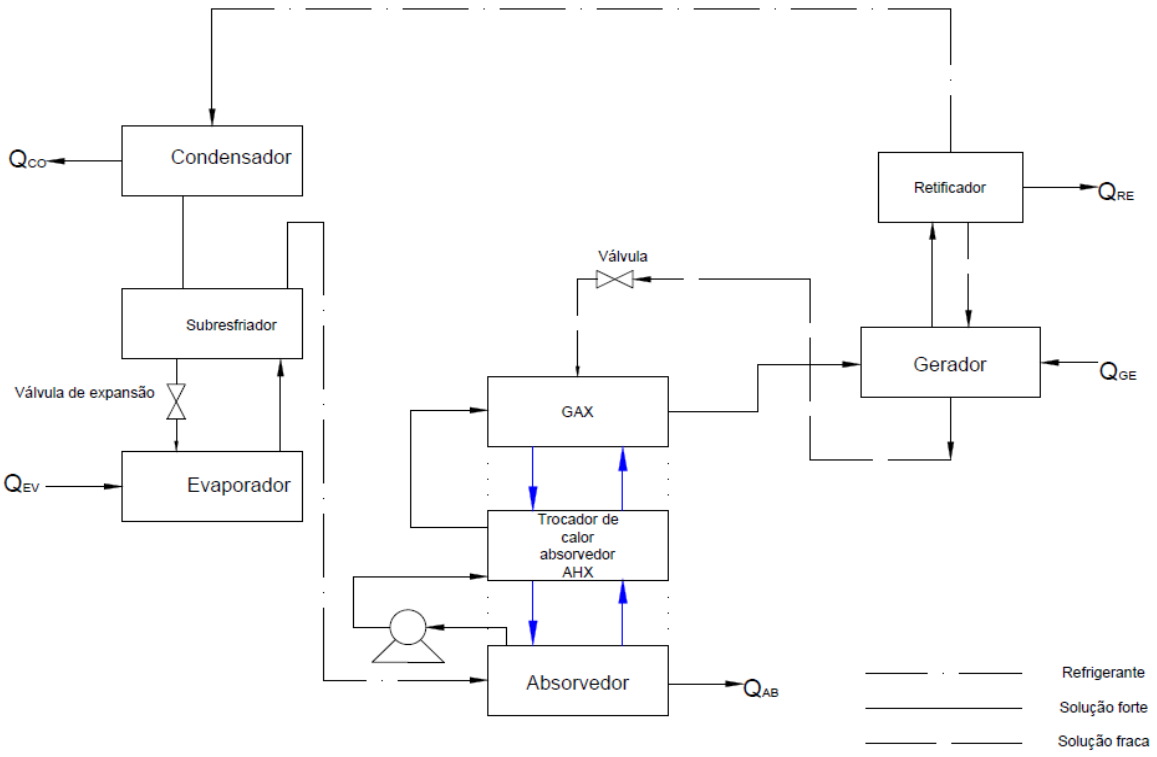


Figura 2. 9 – Configuração de ciclo de bomba de calor *GAX* (HANNA *et al.* 1995).

GROSSMAN *et al.* (1995) também investigou o desempenho de uma bomba de calor *GAX* água-amônia com gás natural como fonte de calor, resfriado a ar, em estado estacionário, operando tanto para o modo de aquecimento como para o modo resfriamento, utilizando o software ABSIM para a simulação do sistema de absorção em várias condições de operação. O software ABSIM foi desenvolvido pelo referido autor e emprega uma abordagem modular para a análise do ciclo, onde os componentes, sistemas de fluxo de fluido e conexões entre esses componentes, são especificados de

acordo com os esquemas de ciclos de absorção para calcular o COP do sistema pelos dados de entrada de taxas de calor e temperatura do ar. A figura 2.10 mostra o ciclo de absorção *GAX* investigado para aplicações residenciais e comerciais. Concluiu que o retificador pode produzir mais separação do vapor de refrigerante do absorvente, com concentração de 99% em toda a faixa de temperaturas de rejeição de calor. Também foi investigada a influência de alguns parâmetros de projeto, tais como, a taxa de fluxo no circuito de transferência de calor do *GAX* e vários métodos de controle de escoamento. Foram obtidos os valores de COP de 1,0 para resfriamento e de 2.0 para aquecimento.

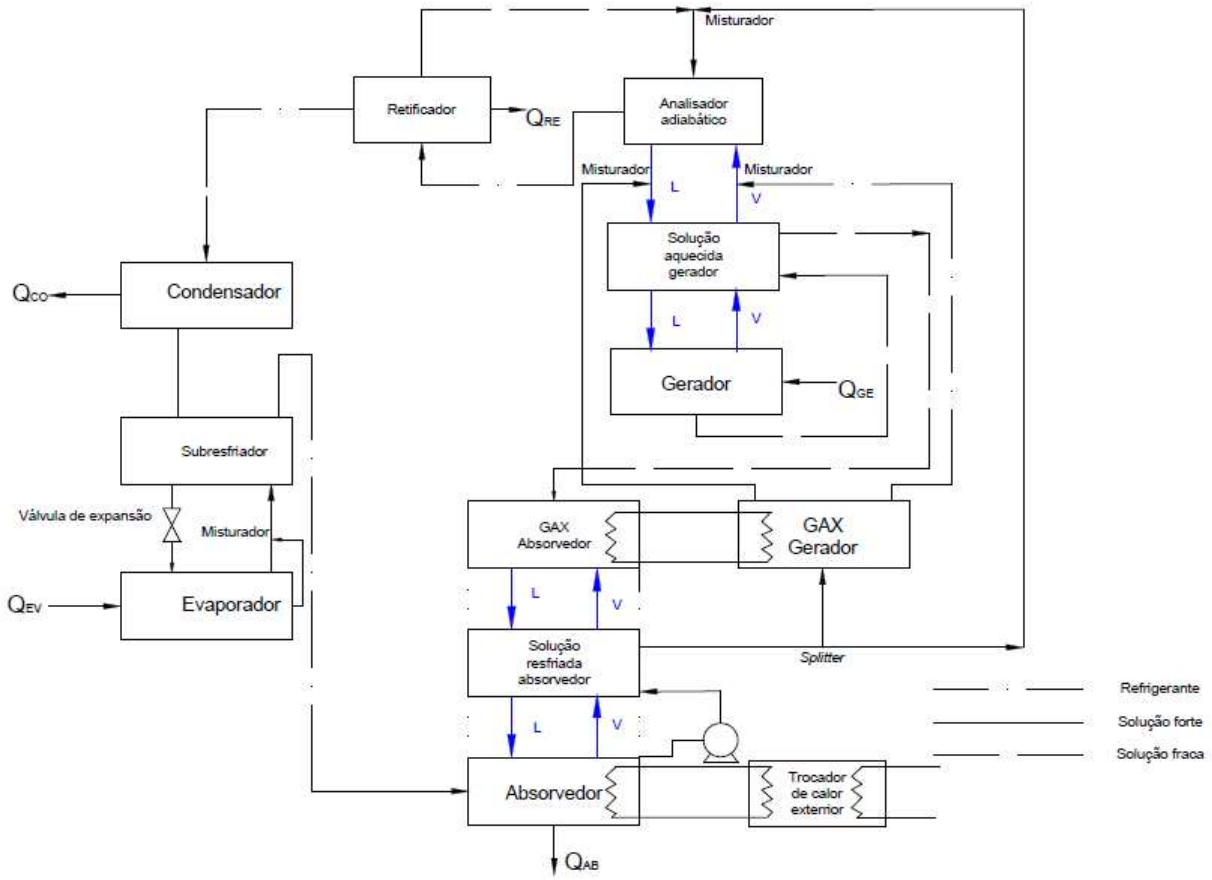


Figura 2. 10 – Configuração de ciclo de bomba de calor *GAX* -modo resfriamento (GROSSMAN *et al.* 1995).

GRAMELLA *et al.* (1996) estudaram o desempenho de um sistema de bomba de calor de absorção *GAX* água-amônia com gás natural como fonte de calor, resfriado a ar, em estado estacionário, conforme apresentado nas figuras 2.11 e 2.12, em ambos os modos de resfriamento e de aquecimento, utilizando o software OSU-ABSIM. Neste software foram realizadas várias melhorias sobre a versão desenvolvida por GROSSMAN *et al.* (1995), como por exemplo, foram adicionadas

sub-rotinas primárias e secundárias para a determinação de propriedades termodinâmica dos fluidos de trabalho, propriedades de gases de combustão e um módulo de programação para análise do queimador (o qual permite o cálculo do COP real com base em parâmetros operacionais do gás de entrada e de interação entre a transferência de calor do queimador e COP). Também foram adicionadas as propriedades psicrométricas do ar úmido, o que permite obter uma modelagem mais precisa do processo de desumidificação em serpentinas interior e exterior. As variáveis que afetaram o desempenho termodinâmico do sistema, tais como, as taxas de transferência de calor dos componentes e as diferenças de temperaturas, foram investigadas sistematicamente em uma ampla faixa de temperatura ambiente. Foram discutidas as questões relacionadas com o controle (e seus respectivos efeitos sobre o desempenho do ciclo) para desvio de frações da solução para o processo de dessorção no trocador de calor *GAX* do ciclo. Os valores de COP para os modos de resfriamento e de aquecimento foram de 0,95 e 1,51, respectivamente, para temperatura ambiente de 35 e 8°C.

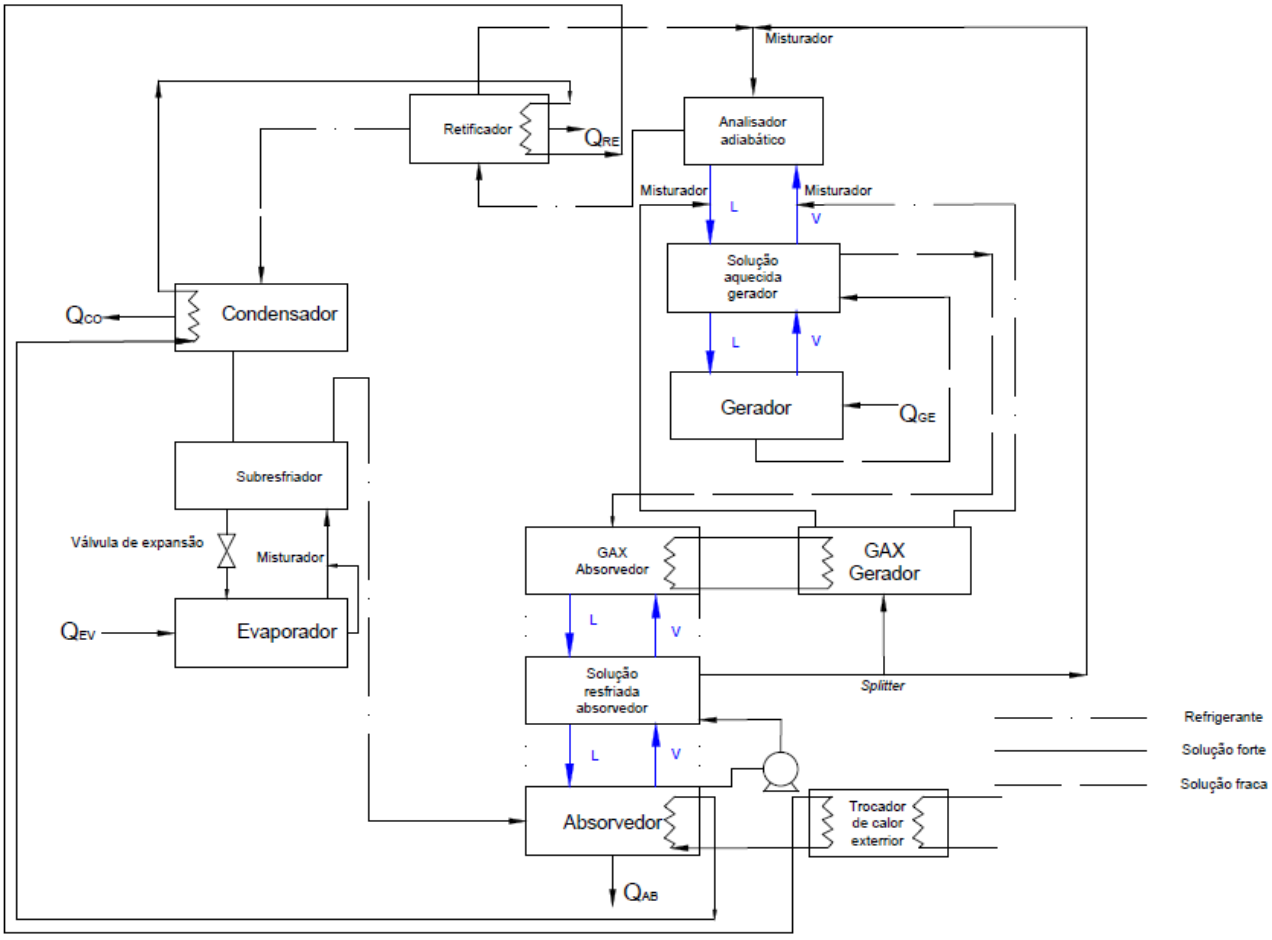


Figura 2. 11 – Configuração de ciclo de bomba de calor *GAX* -modo aquecimento (GRAMELLA *et al.* 1996).

ERICKSON e TANG (1996) investigaram um ciclo *GAX* com duplo fornecimento de calor perdido (ciclos semi-*GAX*) que utiliza a troca de calor interna entre a pressão intermediária do absorvedor e o gerador de alta pressão. Foi obtido um aumento de 20% no COP e uma transferência de calor maior para o ciclo semi-*GAX* quando comparado com o ciclo de duplo efeito convencional.

POTNIS *et al.* (1997) simularam um sistema *GAX* água-amônia com transferência de calor e massa de forma simultânea para as operações de absorção baseadas no absorvedor de filme líquido, e para a operação e dessorção de fluxo de vapor. Foi obtida boa concordância entre os resultados de perfis de temperaturas teóricos e experimentais para diferentes vazões de vapor e de líquido. Além disso, os valores simulados da absorção das taxas de fluxo em massa de vapor ficaram próximos das condições limites experimentais. A simulação pode prever o ponto de estrangulamento (*Pinch Point*), o COP e as taxas de fluxo de vapor e de líquido do sistema.

KANG e KASHIWAGI (2000) compararam o desempenho do sistema *GAX* água-amônia conforme apresentado na figura 2.12 com o de um sistema de simples efeito para aplicações de aquecimento de painéis de salas. Devido à recuperação interna de calor no componente *GAX*, o COP do sistema *GAX* foi maior do que o valor apresentado pelo sistema de simples feito. O estudo mostrou que o desempenho de um absorvedor resfriado pela água externa de recirculação (seção inferior do absorvedor) foi mais sensível à temperatura do líquido de arrefecimento do que de um absorvedor resfriado pela solução interna (seção intermediária do absorvedor), e, portanto, o efeito do parâmetro global UA sobre o COP é maior no ciclo *GAX* do que quando comparado com o ciclo de simples efeito. Um estudo paramétrico mostrou que o parâmetro UA poderia ser utilizado para selecionar e projetar absorvedores de várias faixas de capacidades para aplicações de aquecimento. O fluxo de líquido que deixa o absorvedor é adicionado na solução que desce do retificador para formar a solução que entra no trocador de calor do gerador (*GAX*-gerador) baseado na razão de separação e um valor ótimo de UA ocorreu para uma razão de separação de 0,87.

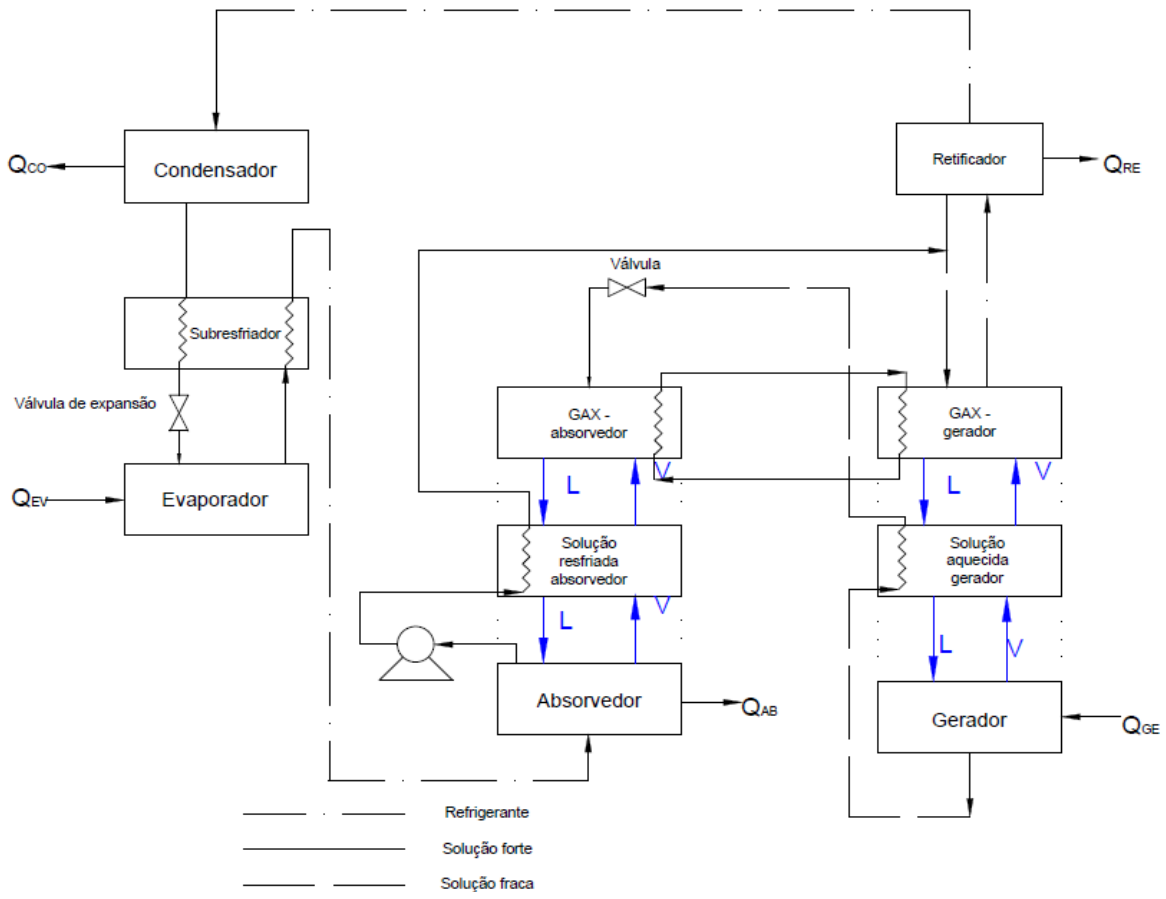


Figura 2. 12 – Configuração de ciclo *GAX* para aplicações de aquecimento de painel (KANG e KASHIWAGI, 2000).

VELÁZQUEZ e BEST (2002) apresentaram uma análise termodinâmica de um sistema de absorção de bomba de calor *GAX* com capacidade de refrigeração de 10,6kW utilizando a mistura água-amônia como par de trabalho, resfriado a ar e operando por uma fonte de energia térmica híbrida, ou seja, o fornecimento de energia térmica no gerador é realizado em duas seções, uma com gás natural e a outra com energia solar. O sistema considerado pelos autores é apresentado na figura 2.13, o qual utiliza a coluna absorvedor-*GAX* dividida em três seções para o processo de absorção do vapor de refrigerante e pré-aquecimento da solução fria que sai do absorvedor e a coluna gerador-*GAX* em três seções para a dessorção de vapor de refrigerante e pré-resfriamento da solução quente que sai do gerador. Os resultados mostraram um valor de COP de 0,86 para resfriamento e de 1,86 para aquecimento, juntamente com uma recuperação interna de calor de 16,9kW. Além disso, os pesquisadores mostraram que o desempenho do sistema diminui à medida que a elevação de temperatura (diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador) aumenta. O sistema

mostrou-se excelente opção para aplicações em ar condicionado, onde a elevação de temperatura é caracteristicamente pequena.

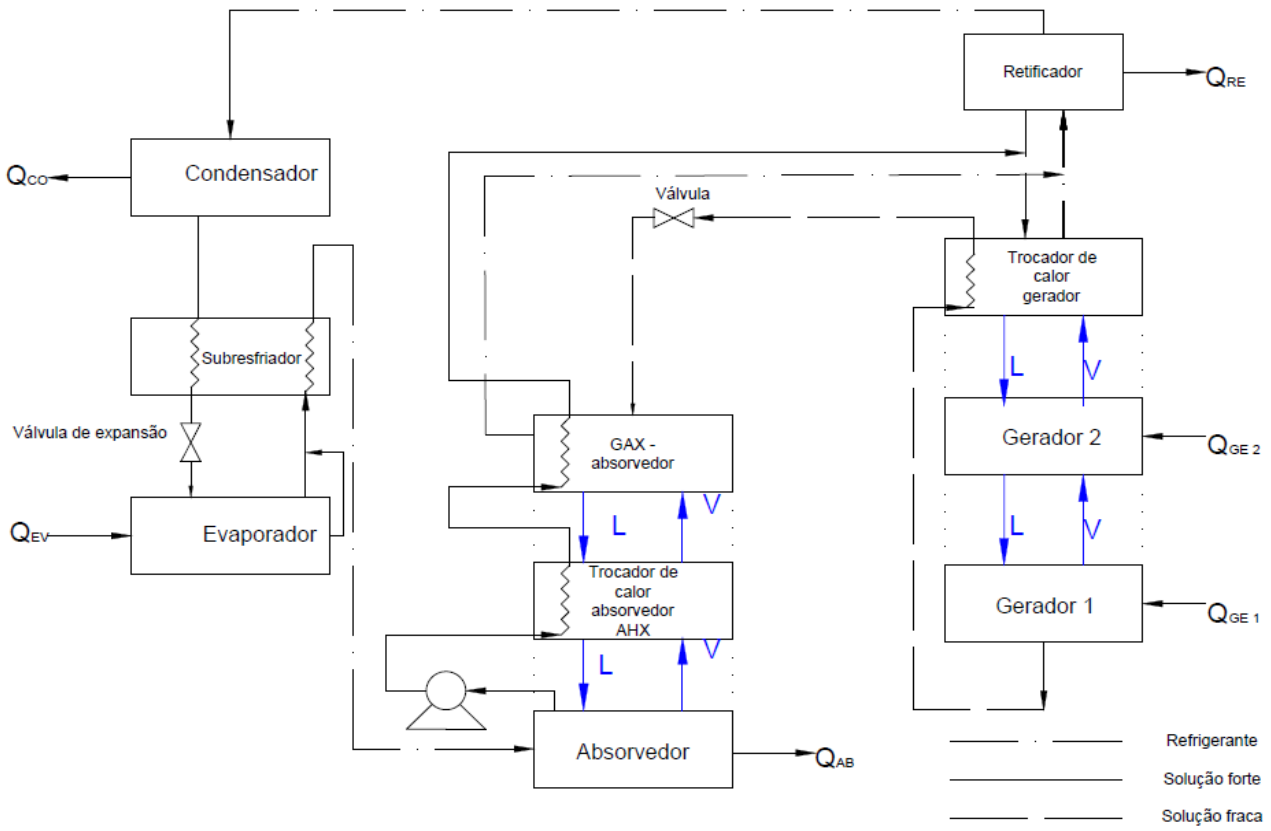


Figura 2. 13 – Configuração de um sistema de bomba de calor por absorção *GAX* água-amônia com operação por energia híbrida (VELÁZQUEZ e BEST, 2002).

ZHENG *et al.* (2007) realizaram a simulação de um sistema de absorção de simples estágio água-amônia e um ciclo *GAX*, e os seus resultados mostraram que o COP e a eficiência exergética do ciclo *GAX* foi de 31% e 78%, respectivamente, maiores que o ciclo de simples estágio. Com base no conceito de acoplamento de exergia, o ciclo de absorção foi dividido nos subciclos de bomba de calor e de motor térmico. Por meio do fator de qualidade de energia-diagrama de entalpia foi realizada uma análise termodinâmica das duas configurações e os resultados mostraram que a demanda de exergia para o subciclo de bomba de calor no ciclo *GAX* foi a mesma que para um ciclo de simples estágio.

PARK *et al.* (2008) desenvolveram modelos termodinâmicos e de configurações para a análise de um ciclo de absorção *GAX* água-amônia usando gás como fonte de calor para fornecer água gelada e água quente, a partir da configuração padrão de ciclos *GAX*. Estes modelos são denominados de ciclos

multimodo *GAX* ou ciclo *GAX* modificado (*MGAX*), uma vez que podem funcionar em três modos diferentes para resfriamento e fornecimento de água quente. As figuras 2.14, 2.15 e 2.16 mostram as três configurações de ciclos *GAX* modificado desenvolvidas pelos autores. A figura 2.14 apresenta o primeiro modo de configuração simulado, o qual apresenta em comum ao ciclo *GAX* padrão a ligação em série das seções de resfriamento do absorvedor pelo fluido externo de resfriamento e pela solução interna do ciclo, e, entretanto, possui uma diferença com relação à circulação em série da água de resfriamento através do absorvedor, do condensador e do retificador para o fornecimento de água quente, e depois, vai para uma torre de resfriamento para então retornar ao absorvedor. As figuras 2.15 e 2.16 mostram o segundo e o terceiro modo onde às seções de resfriamento do absorvedor pela água externa e pela solução interna do ciclo são ligadas em paralelo possibilitando uma mesma divisão da vazão em massa da solução e do vapor de refrigerante para estas seções. Dessa forma, nestas seções, o processo de absorção do vapor é realizado a partir do fluxo em contracorrente entre a solução líquida e o vapor de refrigerante. Foram investigados os efeitos da temperatura de saída de água quente e da razão de separação da solução (a relação entre a vazão em massa da solução que entra na seção do absorvedor resfriado com água de recirculação e a vazão em massa total da solução fraca que entra na seção *GAX* do absorvedor-*GAXA*) sobre o COP de resfriamento e de aquecimento. Os resultados teóricos mostraram que os valores de COP de resfriamento dos três modos foram de 42 a 87% maiores que os dos ciclos *GAX* convencionais.

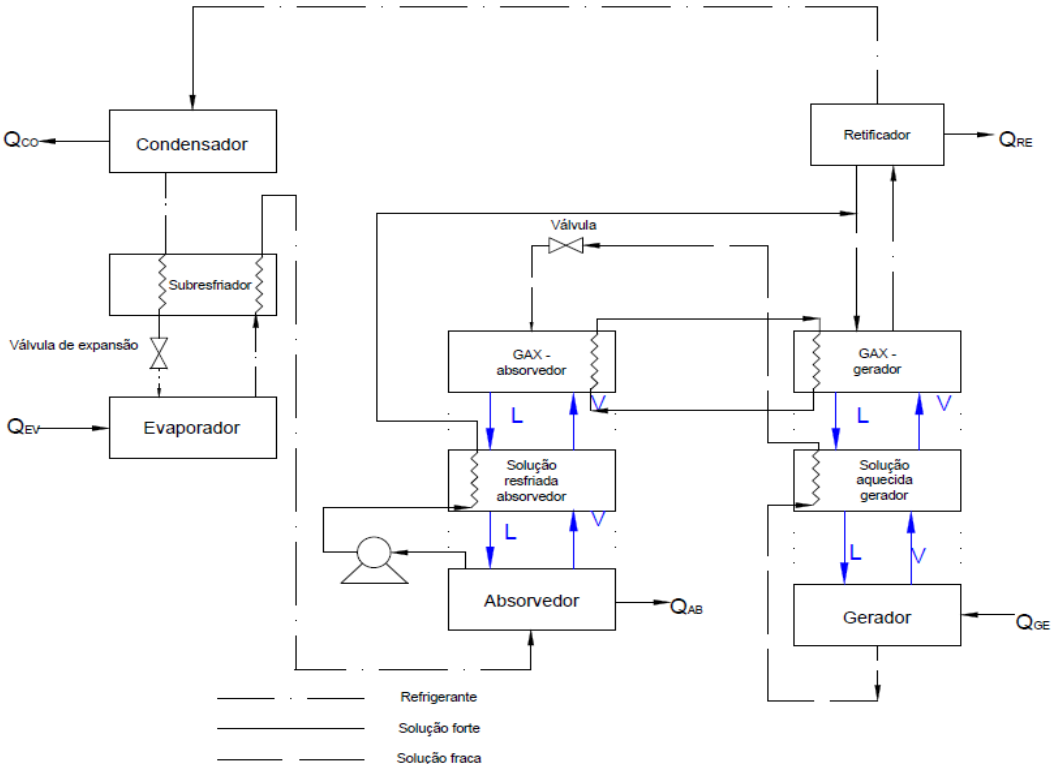


Figura 2. 14 – Ciclo *GAX* modificado – *MGAX* primeiro modo (PARK *et al.* 2008).

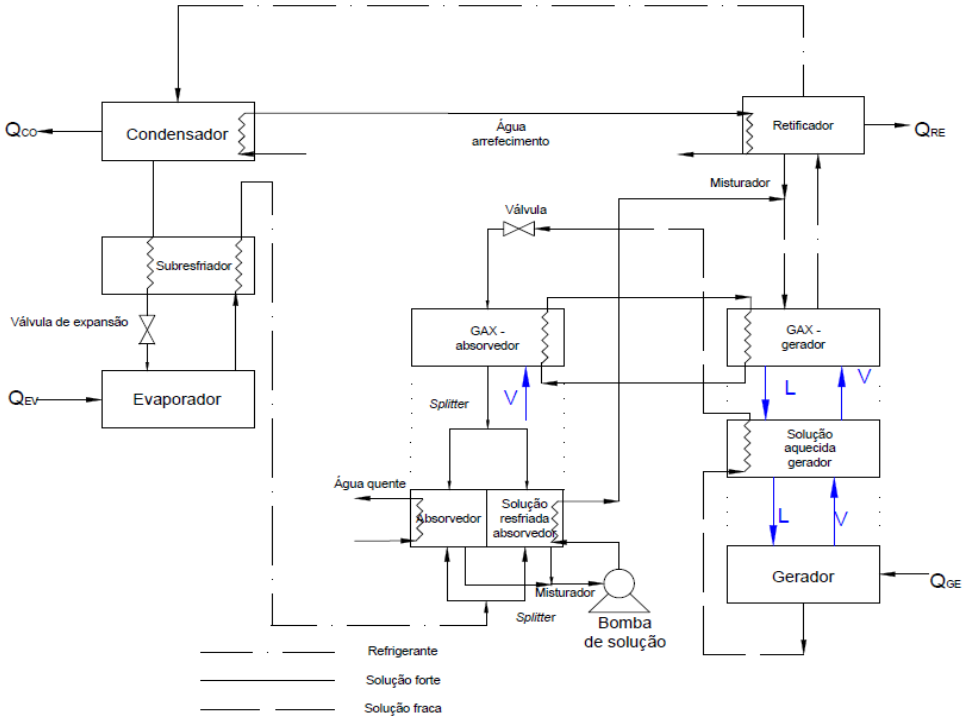


Figura 2. 15 – Ciclo *GAX* modificado – *MGAX* segundo modo (PARK *et al.* 2008)..

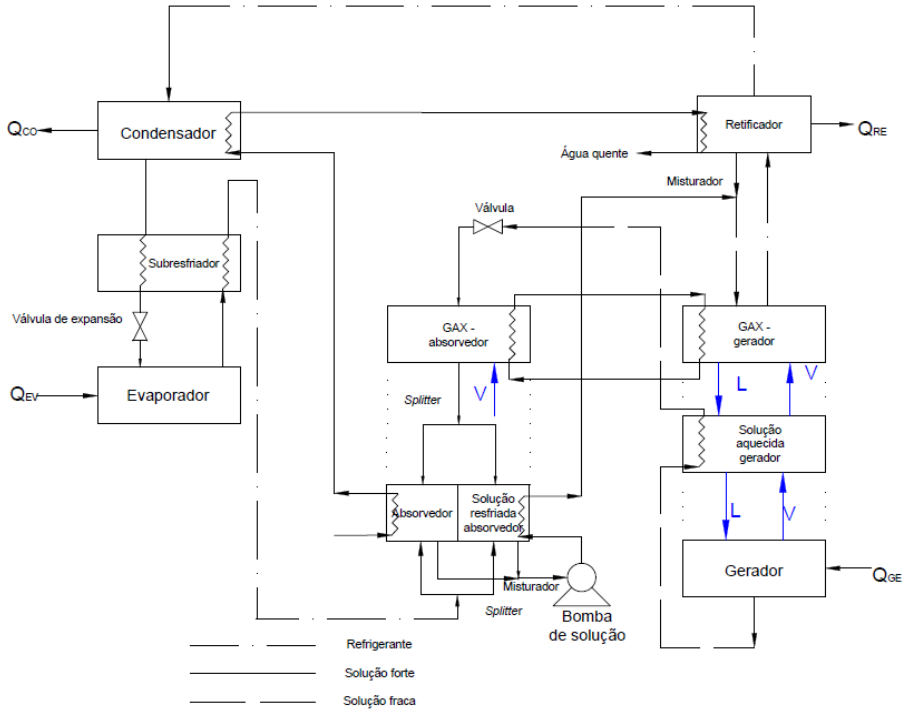


Figura 2. 16 - Ciclo *GAX* modificado – *MGAX* terceiro modo (PARK *et al.* 2008).

VELÁZQUEZ *et al.* (2010) apresentam uma simulação computacional de ciclo *GAX* solar, representado na figura 2.17, com capacidade de resfriamento de 10,6kW. Um concentrador refletor linear de Fresnel foi utilizado como um gerador de vapor de amônia e investigado quanto à viabilidade para uso neste tipo de sistema. O COP do sistema *GAX* solar e a eficiência do concentrador refletor linear de Fresnel apresentaram valores em torno de 0,85 e 0,60, respectivamente. Os resultados computacionais do trabalho também mostraram que a disponibilidade do feixe de radiação solar teve um efeito insignificante sobre o COP do sistema, mas um efeito significativo sobre a capacidade de refrigeração do ciclo.

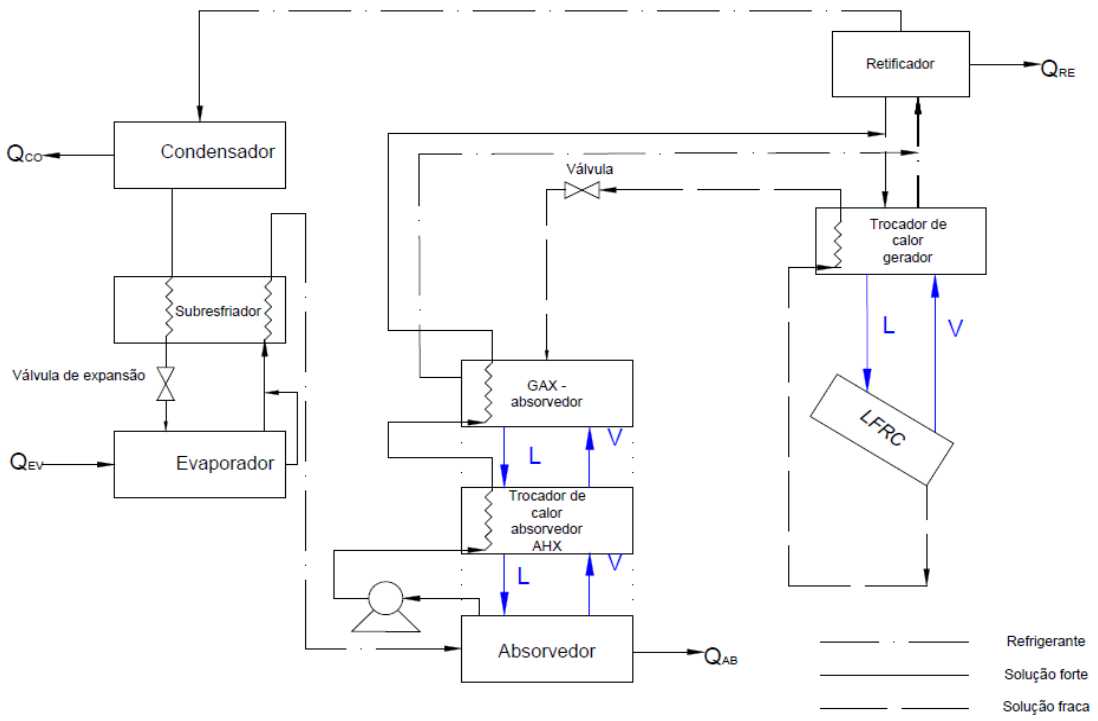


Figura 2. 17 – Configuração de Sistema de refrigeração por absorção *GAX* água-amônia solar com um concentrador refletor Fresnel linear para utilizar como gerador de vapor (VELÁZQUEZ *et al.* 2010).

2.3.2 Ciclos *GAX* avançados com ramificações - *BGAX*

A figura 2.18 apresenta outra moderna configuração de ciclo *GAX* empregada como solução para o problema de incompatibilidade entre o calor disponível no absorvedor e o calor requerido no gerador (que ocorre quando o calor exigido pelo gerador é maior do que a taxa de calor que o absorvedor pode fornecer a partir da zona de temperatura de sobreposição, conforme mostrado anteriormente no item 2.2.2.3). Este sistema é denominado de ciclo *GAX* ramificado (*Branched GAX cycle-BGAX*), o qual utiliza componentes semelhantes ao ciclo *GAX* padrão, porém com a incorporação de uma bomba de solução adicional e de uma linha de ramificação (recirculação) para recircular parte da solução do absorvedor ao gerador, a fim de igualar as quantidades de calor trocado, uma vez que aumenta a taxa de fluxo de massa da solução na seção de maior temperatura do absorvedor. Quando a taxa de fluxo da solução aumenta nessa seção do absorvedor, mais calor poderá ser cedido para a seção de menor temperatura do gerador. Portanto, maior será a necessidade de calor para a seção de alta temperatura do

gerador, entretanto, a quantidade de calor a partir da fonte externa para o gerador será reduzida e, consequentemente, será reduzida a incompatibilidade entre o calor requerido pelo gerador e o calor disponível pelo absorvedor. No entanto, para ser competitivo no mercado, o ciclo precisa apresentar um alto desempenho de refrigeração e também um baixo custo de construção.

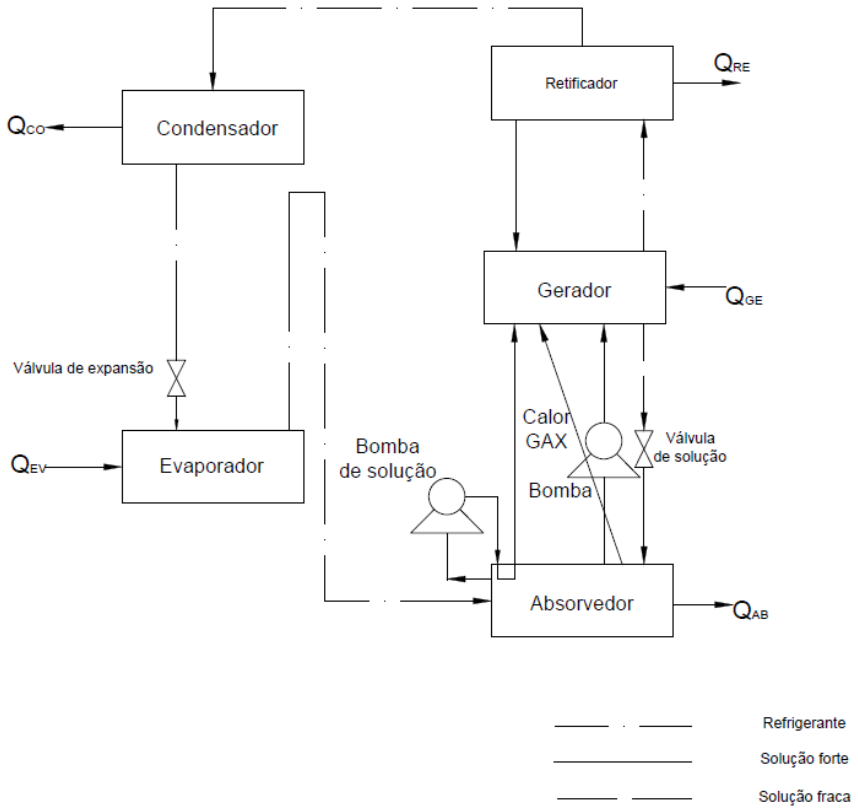


Figura 2. 18 – Configuração de ciclo de absorção *GAX* ramificado.

A literatura indica que foram poucas as investigações realizadas pelos pesquisadores para o desenvolvimento de sistemas de absorção *GAX* ramificado. Estudos teóricos mostraram que os resultados de desempenho do ciclo ramificado e poli-ramificado foi de 10 a 20 % e 40%, respectivamente, maior do que os apresentados pelo ciclo de absorção *GAX* padrão. O ciclo *GAX* ramificado elimina a incompatibilidade entre o calor disponível no absorvedor e o calor necessário no gerado. Devido a isso, certa quantidade de vapor de refrigerante é gerada na seção *GAX* do gerador, o que reduz a necessidade de fornecimento de calor externo. Além da mistura binária de fluidos convencional (refrigerante-absorvente), ZALTASH *et al.* (1996) e STOICOVICI *et al.* (1995) utilizaram misturas ternárias de fluidos de brometo de lítio-água-amônia, e descobriram que a última apresentou um resultado melhor do que a anterior, devido ao aumento do intervalo de temperatura de

sobreposição entre o absorvedor e o gerador. Em comparação com o custo de sistemas de absorção *GAX* padrão, o custo do sistema *GAX* ramificado é maior devido à necessidade de uma bomba de solução adicional. No entanto, a redução do fornecimento de calor no gerador e, consequentemente, da área para a transferência no absorvedor e no gerador, pode compensar o aumento do custo de projeto.

Outra configuração de ciclo *GAX* ramificado foi proposta por HEROLD *et al.* (1991) que abordou o problema principal no ciclo *GAX* padrão. Este sistema utiliza ar para resfriamento dos trocadores de calor e foi desenvolvido para aplicações de resfriamento e aquecimento. Verificou-se que o calor disponível no absorvedor para cada nível de temperatura não foi suficiente para satisfazer a exigência de calor para o nível de temperatura do gerador. O ciclo *GAX* ramificado fornece uma melhor transferência de calor entre os lados de maior e menor temperatura do trocador de calor *GAX*, aumentando dessa forma, a vazão em massa da solução na seção de maior temperatura do absorvedor. O desempenho do ciclo *GAX* ramificado foi 20% maior do que o ciclo *GAX* padrão.

STOICOVICI (1995) apresentou ciclos avançados de absorção *GAX* regenerativo poli-ramificado, o qual combina as vantagens dos ciclos *GAX* regenerativo, ramificado, e com recuperação de calor de condensação parcial. A figura 2.19 mostra o esquema de funcionamento do sistema de refrigeração *GAX* de múltiplas ramificações (poli-ramificado). Neste sistema, uma bomba de solução é adicionada ao ciclo para aumentar a vazão em massa da solução no absorvedor. Os resultados evidenciam a utilização de misturas de fluidos de alta solubilidade em temperaturas elevadas, bem como o aumento da temperatura de evaporação e do número de estágios. Comparando com os resultados obtidos para um ciclo de absorção de duplo efeito, o desempenho do ciclo *GAX* regenerativo poli-ramificado com dois estágios com recuperação de calor de condensação parcial foi 40% maior do que o anterior e, além disso, possui construção mais simples. Um ciclo *GAX* regenerativo poli-ramificado com três estágios apresentou valores de COP na faixa entre 1,3 a 1,9 vezes maiores para elevação de temperatura (diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador) variando entre 68 e 47°C.

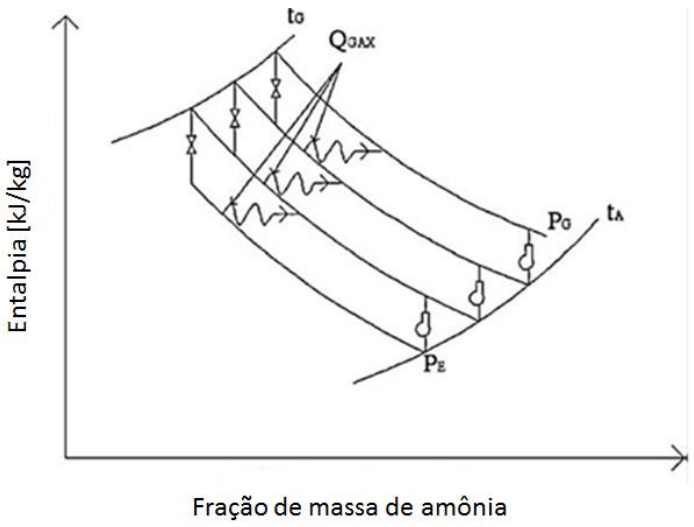


Figura 2. 19 – Esquema de funcionamento do Sistema de refrigeração *GAX* poli-ramificado (STOICOVICI, 1995).

ZALTASH e GROSSMAN (1996) demonstraram o potencial de utilização de misturas ternárias para uso como solução de trabalho em ciclos de absorção avançados através da comparação de desempenho entre o ciclo *GAX* padrão e o ciclo *GAX* ramificado usando a mistura binária água-amônia e a mistura ternária brometo de lítio-água-amônia. Os resultados de simulação pela utilização do software ABSIM mostraram que para uma temperatura do gerador em torno de 200°C, o desempenho de ciclos *GAX* utilizando a mistura ternária foi 21% maior do que em comparação aos ciclos com a mistura binária.

ENGLER *et al.* (1997) realizaram a simulação de um sistema *GAX* água-amônia a gás natural, resfriado a ar visando aplicações residenciais e comerciais utilizando um programa modular ABSIM. Eles analisaram diferentes configurações, tais como o ciclo de absorção de simples efeito, o ciclo *GAX* padrão, o ciclo *GAX* ramificado e o ciclo com trocador de calor absorvedor para recuperação de calor. Foi investigada a influência dos componentes adicionados para cada estágio do ciclo. Foi calculado um COP no valor de 1,0 para o ciclo *GAX*.

2.3.3 Ciclos *GAX* avançados híbridos - *HGAX*

A figura 2.20 mostra um fluxograma simplificado de um ciclo de refrigeração por absorção *GAX* híbrido (*Hybrid GAX cycle-HGAX*). Este termo híbrido é utilizado para caracterizar o ciclo devido à utilização de um compressor na entrada do absorvedor a fim de elevar a pressão do vapor de refrigerante no ciclo de absorção-compressão. Neste ciclo, a solução forte é bombeada para a pressão do condensador e introduzida novamente na seção de maior temperatura do absorvedor de onde recebe o calor de absorção, o qual é utilizado para evaporar certa quantidade de refrigerante no gerador. A solução fraca flui do gerador para o absorvedor. Esta sobreposição de calor entre o absorvedor e o gerador é internamente transferida do absorvedor para o gerador. O vapor de refrigerante a alta pressão, após o processo de retificação no retificador, entra no condensador e sai como líquido saturado. A válvula de expansão reduz a pressão do refrigerante líquido à pressão do condensador para a pressão do evaporador. O líquido de refrigeração evapora-se no evaporador, absorvendo o calor do ambiente a ser condicionado e o vapor de amônia saturado a baixa pressão entra no compressor, o qual é colocado entre o evaporador e o absorvedor. O compressor eleva a pressão do absorvedor para uma pressão mais elevada do que a do evaporador. No absorvedor, o vapor de refrigerante é absorvido pela solução fraca proveniente do gerador e então, o ciclo se repete.

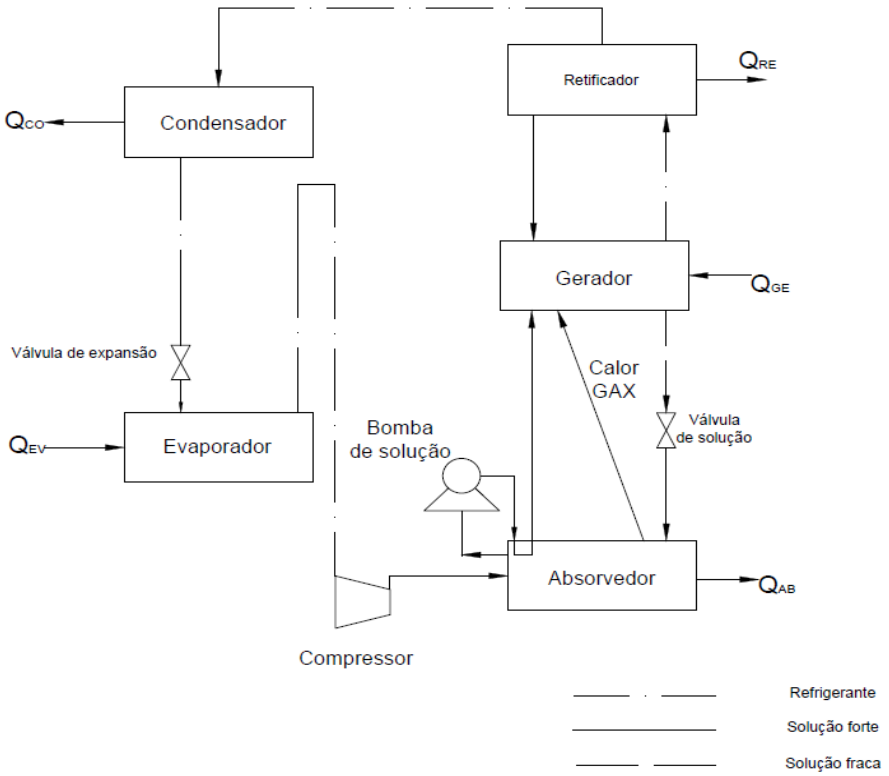


Figura 2. 20 – Fluxograma simplificado de um ciclo de absorção-compressão *GAX*.

KANG *et al.* (2004) desenvolveram quatro diferentes configurações de ciclo avançados *GAX* híbridos e realizou uma análise paramétrica. O desenvolvimento dos quatros tipos de ciclos foi: Tipo A, para melhorar o COP de resfriamento, tipo B para aplicações de baixa temperatura, tipo C para a redução da temperatura do gerador e tipo D para aplicações de água quente. As configurações de ciclo *GAX* dos tipos A e B são apresentadas na figura 2.21. O aumento do COP do ciclo tipo A foi 24% maior do que a configuração de ciclo *GAX* padrão para as mesmas condições operacionais. No tipo B, observou-se que a uma temperatura de evaporação de -80°C o COP foi de 0,3. No tipo C, a redução máxima da temperatura do gerador foi de 164°C e, eventualmente, esta pode eliminar o problema de corrosão que ocorre a temperaturas superiores a 200°C no ciclo *GAX* padrão. No tipo D, a temperatura mais elevada da água quente que pôde ser obtida com esta configuração foi de 106°C, que pode ser subsequentemente utilizado para aplicações de aquecimento de pisos ou pavimentos.

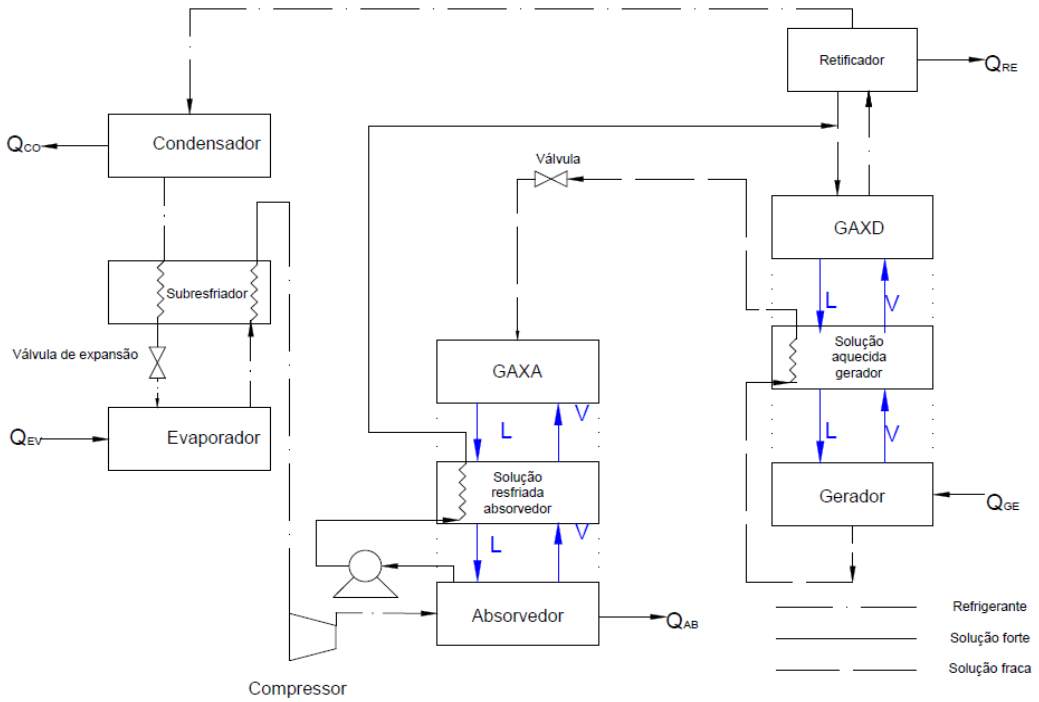


Figura 2. 21 – Configuração de ciclo *GAX* híbrido (KANG *et al.* 2004).

A figura 2.22 mostra outra configuração de um sistema de absorção *GAX* híbrido (ciclo compressão-absorção) investigado por RAMESH MUMAR *et al.* (2009) visando aplicações em baixas temperaturas com trocadores de calor resfriados a água. Este sistema foi desenvolvido com capacidades de refrigeração e 11,5kW. O estudo mostrou o efeito do parâmetro global de transferência de calor UA do absorvedor e do gerador sobre o desempenho e capacidade de refrigeração do ciclo. Em condições de operação utilizando valores mínimos de UA para todos os trocadores de calor, o COP máximo do sistema foi em torno de 1,2. Resultados mostraram que a variação na temperatura do fluido de resfriamento do absorvedor tem maior efeito sobre a diminuição do COP e redução da capacidade de refrigeração do ciclo do que uma variação da temperatura do fluido de resfriamento no condensador.

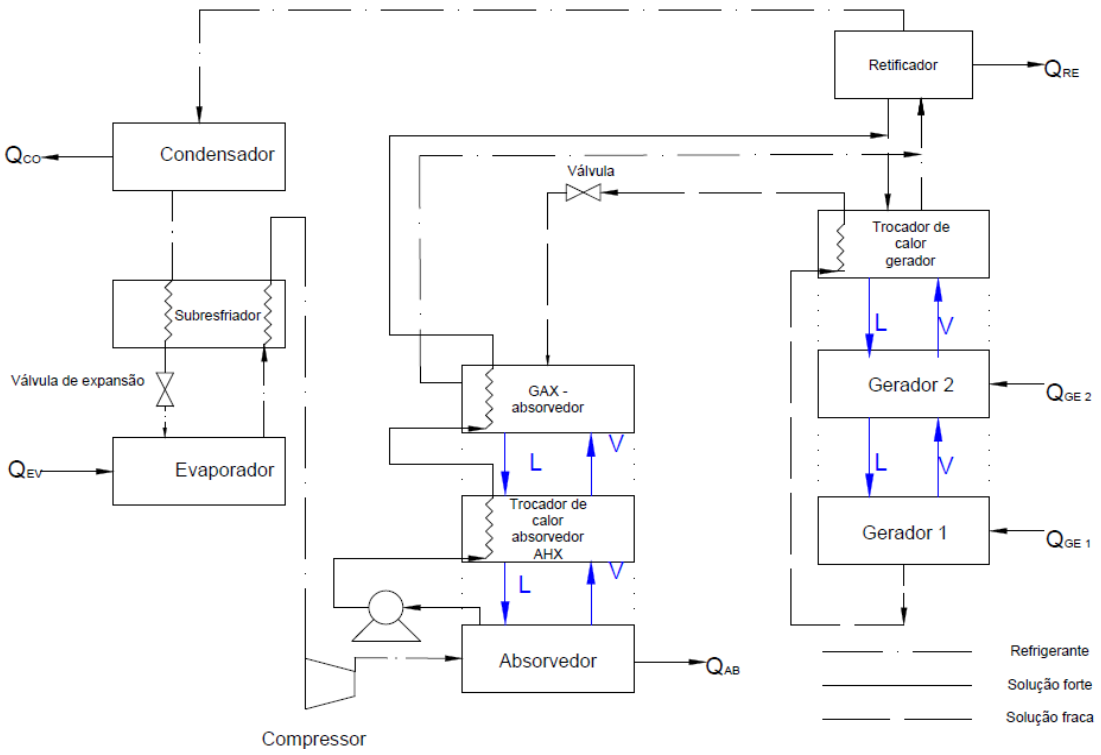


Figura 2. 22 – Configuração de ciclo de refrigeração compressão-absorção *GAX (*RAMESH MUMAR *et al.* 2009).

2.3.4 Outros Ciclos *GAX* avançados

As observações referentes ao ciclo de absorção GAX híbrido mostram claramente que o desempenho do sistema GAX de absorção-compressão é 10 a 30% maior do que o ciclo GAX padrão. Os modelos de simulação desenvolvidos pelos pesquisadores não incluem uma análise minuciosa, como por exemplo, de transferência de calor e massa, dos trocadores de calor. Entretanto, RAMESH KUMAR *et al.* (2009) mostraram que os valores referentes ao parâmetro global UA do absorvedor e gerador de alta temperatura tem um impacto significativo sobre a capacidade de resfriamento e desempenho do sistema. Do ponto de vista econômico, os pares de fluidos de trabalho nitrato de lítio-amônia e tiocianato de sódio-amônia apresentaram-se como alternativas apropriadas para a solução convencional água-amônia como forma de eliminar a necessidade de um processo de retificação. Entretanto, são necessários mais estudos sobre a utilização de diferentes absorventes para a amônia para aplicação em ciclos GAX de absorção-compressão visando o melhor desempenho deste sistema. Além disso, existe certa limitação em relação ao aumento de pressão do absorvedor através da

utilização do ciclo absorção-compressão *GAX*, porque o requisito adicional de energia para comprimir o vapor deve ser menor do que a economia proveniente de redução da necessidade de calor ao gerador.

A figura 2.23 apresenta um fluxograma simplificado do ciclo com absorvedor recuperador de calor que de forma similar com ciclo GAX padrão, o absorvedor é dividido em duas seções. A seção do absorvedor com temperatura mais baixa rejeita calor para o ambiente, enquanto que a seção do mesmo absorvedor com temperatura mais alta é utilizada para pré-aquecer a solução fraca proveniente do gerador pelo uso do calor de absorção que resulta devido a absorção parcial do vapor de refrigerante que sai do evaporador. Portanto, menos calor é requerido para o gerador e, consequentemente, o COP aumenta.

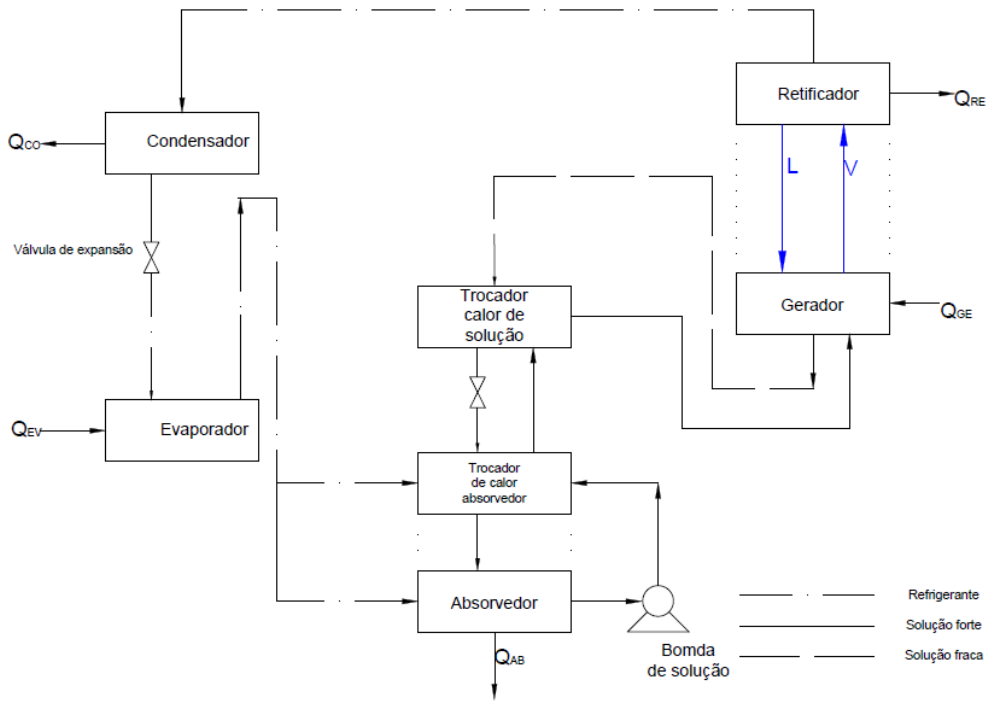


Figura 2. 23 – Fluxograma simplificado do ciclo com absorvedor recuperador de calor.

OZAKI *et al.* (1996) compararam os desempenhos entre outros ciclos avançados, sendo um ciclo *GAX* padrão, um ciclo híbrido (uma combinação de um ciclo de absorção padrão utilizando um compressor mecânico para a elevação de pressão do vapor de refrigerante) e um ciclo *GAX* híbrido. Os resultados mostraram que a eficiência para resfriamento do ciclo *GAX* híbrido foi maior do que todos os outros ciclos estudados, enquanto o desempenho para aquecimento apresentou valores bem próximos para todas as configurações.

SAGHIRUDDIN e ALTAMUSH SIDDIQUI (1996) analisaram o aspecto econômico e o estudo de desempenho do ciclo de recuperação de calor do absorvedor, conforme mostrado na figura 2.24, utilizando $H_2O - NH_3$, $LiNO_3 - NH_3$ e $NaSCN - NH_3$. O desempenho do sistema aumentou de 20 a 30% na mistura $H_2O - NH_3$ e em 30 a 35% em mistura de $LiNO_3 - NH_3$ e $NaSCN - NH_3$. No entanto, houve uma redução considerável dos custos de energia, também na faixa de 10 a 25% no sistema $H_2O - NH_3$ e cerca de 20 a 30% nos sistemas de $LiNO_3 - NH_3$ e $NaSCN - NH_3$. O custo de operação do sistema foi mais baixa quando biogás foi utilizado como fonte de calor em comparação com GLP.

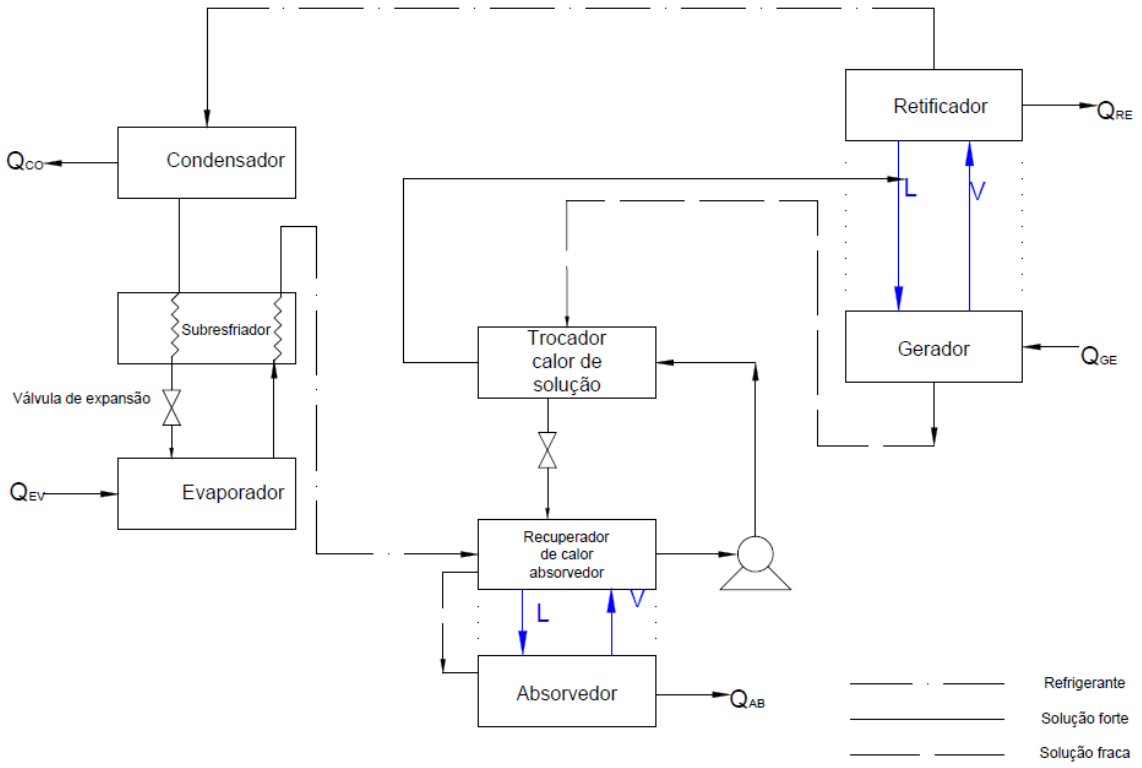


Figura 2. 24 – Representação esquemática de um sistema de refrigeração por absorção com recuperação de calor do absorvedor (SAGHIRUDDIN e ALTAMUSH SIDDIQUI, 1996).

ERICKSON e ANAND (1996) desenvolveram um ciclo *GAX* com troca de vapor denominado de *VX GAX* (*Vapor Exchange GAX cycle-VX GAX*), o qual apresenta configuração semelhante ao ciclo *GAX* ramificado. Este ciclo possui três níveis de pressão e incorporou o calor de absorção nos geradores de alta e média pressão. O desempenho desta nova configuração de ciclo foi melhor do que a do ciclo *GAX* convencional. Resultados apresentados a partir de uma análise econômica mostraram que o ciclo *VX GAX* fornece refrigeração industrial comercialmente viável operando por calor residual.

KANG *et al.* (1999) propuseram um ciclo *GAX* avançado para aplicações de baixas temperaturas e obtiveram uma temperatura do evaporador de -50°C. Posteriormente, os autores desenvolveram um ciclo *GAX* avançado com três configurações diferentes denominadas de tipo A, B e C, conforme mostra a figura 2.25, para utilizar calor residual como fonte adicional de aquecimento para a geração de vapor de refrigerante e realizaram uma análise paramétrica através da investigação dos efeitos da temperatura da fonte de calor residual e da temperatura de saída do gás no gerador. No ciclo de tipo A, a seção que possui o trocador de calor do ciclo *GAX* padrão, a qual utiliza a solução proveniente do absorvedor (solução aquecida na seção de dessorção *GAX-GAXD*) para promover o aquecimento desta seção de menor temperatura do gerador e, consequentemente, realizar a dessorção de certa quantidade de vapor de refrigerante, é substituída por um trocador de calor para recuperação de calor residual, a fim de reduzir os níveis de temperatura requeridos no gerador e, consequentemente, abrindo a possibilidade de se utilizar o calor residual e evitar problemas de corrosão. Um trocador de calor extra é adicionado ao ciclo *GAX* do tipo A para formar o tipo B, e no tipo C é realizada uma mudança de posição entre a seção de dessorção *GAX* e o trocador de calor de solução aquecida. Este é localizado entre o retificador e a seção de dessorção *GAX* com o objetivo de transferir o excesso de calor da solução forte para a coluna de dessorção. Resultados mostraram que o efeito da temperatura da fonte de calor residual sobre o desempenho do sistema foi insignificante para uma determinada temperatura de saída do gás no gerador. O problema de corrosão apresentado pelo ciclo *GAX* padrão em temperaturas no gerador acima de 200°C pode ser resolvido através da utilização do ciclo *GAX* com recuperação de calor residual (*Waste GAX cycle-WGAX*). O ciclo de tipo A apresentou melhor resultado do ponto de vista do efeito *GAX* (que é atribuído ao fornecimento de calor de absorção para a dessorção de vapor de refrigerante no gerador), enquanto que, o ciclo de tipo B foi melhor do ponto de vista de perda de exergia. Os autores recomendam que um processo de subresfriamento caracteriza-se como alternativa para aumentar o COP de ciclos *GAX* com recuperação de calor residual.

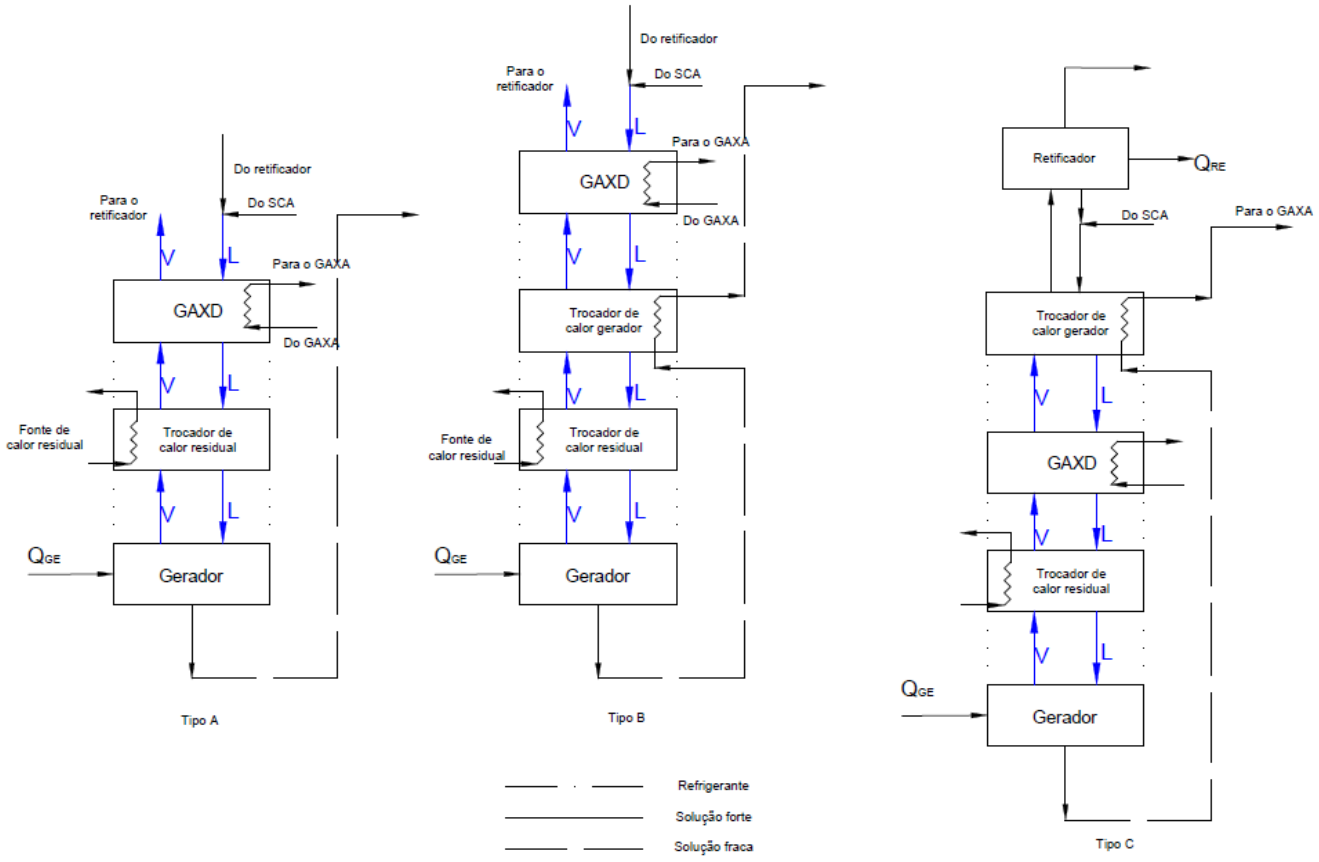


Figura 2. 25 – Esquema de ciclo GAX com recuperação de calor residual (KANG *et al.* 1999).

2.4 Estudos teóricos de misturas alternativas para ciclos de absorção

O item 1.2.2 do presente trabalho apresentou algumas misturas alternativas, que tem sido propostas por diferentes pesquisadores, para as soluções de brometo de lítio-água e de água-amônia (as quais têm sido as misturas mais utilizadas em sistemas de ar condicionado e de refrigeração, respectivamente). Neste item 2.4 são apresentados alguns dos estudos teóricos mais relevantes do efeito de misturas alternativas sobre o desempenho de sistemas de absorção de refrigeração ou de ar condicionado.

SARAVANAN e MAIYA (1998) estudaram um sistema de refrigeração por absorção utilizando água como refrigerante e quatro misturas binárias, cinco misturas ternárias e sete misturas quaternárias

baseadas em sais como absorventes. Os autores concluíram que a combinação de água com LiCl obteve melhores resultados para ampla faixas de operação de temperaturas de circulação, enquanto que a combinação de água-LiBr + LiCl + $ZnCl_2$ apresentou melhores coeficiente de desempenho e taxa de eficiência.

YOON e KWON (1999) propuseram uma solução de LiBr-água + $HO(CH_2)_3OH$ e os resultados mostraram que essa nova mistura fornece um limite de cristalização que é 8% maior do que a solução convencional de LiBr-água e também coeficientes de desempenho 3% maior.

ROMERO *et al.* (2001) compararam o desempenho teórico de um sistema de absorção a energia solar para operações simultâneas de resfriamento e aquecimento com a utilização da mistura brometo de lítio-água e de uma mistura alternativa ternária aquosa consistindo de sódio, potássio, e hidróxidos de césio nas proporções de 40:36:24, respectivamente. Os resultados mostraram que, em geral, o sistema com uma mistura de hidróxido pode operar com maiores coeficientes de desempenho do que com a mistura de brometo de lítio. Também foi mostrado que o sistema com o hidróxido pode operar com uma maior faixa de temperaturas.

RIVERA e RIVERA (2003) publicaram um artigo sobre o desempenho teórico de um sistema de refrigeração por absorção intermitente instalado no Centro de Pesquisa de Energia da Universidade Nacional do México, operando com a mistura de nitrato de lítio-amônia, utilizando um concentrador parabólico composto como gerador-absorvedor. Os resultados mostraram que, com o sistema proposto, é possível produzir 11,8 kg de gelo com temperaturas de geração de cerca de 120°C e temperaturas de condensação entre 40 e 44°C. O coeficiente de desempenho do sistema foi entre 0,15 e 0,4.

ROMERO *et al.* (2005) analisaram o desempenho termodinâmico de um sistema de refrigeração de absorção operando com a mistura água-monometilamina e descobriram que, com esta mistura, podem ser obtidos melhores resultados de desempenho do ciclo com baixas temperaturas de geração do que com a mistura água-amônia.

CHEKIR *et al.* (2006) analisaram o desempenho de misturas de butano-octano e de octano-propano em um chiller de absorção em temperaturas da fonte térmica inferiores a 150°C e verificaram que os coeficientes de desempenho apresentaram valores médios em torno de 0,63, os quais são praticamente os mesmos valores os obtidos para sistemas de absorção operando com a solução água-amônia.

ABDULATEEF *et al.* (2008) estudaram recentemente o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção a energia solar operando com as misturas nitrato de lítio-amônia e tiocianato de sódio-amônia. Os resultados mostraram que os ciclos de absorção com as soluções de nitrato de lítio-amônia e de tiocianato de sódio-amônia obtiveram um melhor desempenho do que os ciclos operando com a solução água-amônia, não apenas por causa dos valores mais elevados de COP, mas também porque não se faz necessário a utilização de retificadores a ar.

MARIAPPAN *et al.* (2012) realizaram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção com 1kW de capacidade de refrigeração, utilizando a mistura 134a-DMAC como fluido de trabalho. Foram investigadas as variações nos parâmetros de desempenho do sistema sob o efeito de várias temperaturas de operação do gerador e absorvedor. Os resultados deste estudo mostraram que o COP pode ser melhorado pela elevação da temperatura do gerador entre a faixa de 90 a 120°C e depois cai gerando uma curva em forma de colina, e por diminuição da temperatura do absorvedor. A medida que a temperatura do gerador é aumentada ou que a temperatura de absorção é reduzida, o valor da taxa de recirculação da solução (*Circulation Ratio*) é reduzido. O valor máximo de COP de 0,41 é obtido à temperatura de absorção de 40°C e temperatura do gerador de 120°C.

2.5 Estudos experimentais

Nos últimos anos, têm sido apresentados estudos experimentais realizados por vários pesquisadores para o desenvolvimento de sistemas avançados de refrigeração *GAX* a fim de encontrar novas configurações que permitam obter maiores coeficientes de desempenho, elevação de temperatura, ou temperaturas mais baixas a partir de uma dada fonte de calor para a geração de refrigerante. Além disso, muitos estudos e pesquisas têm sido realizados para o desenvolvimento de sistemas de cogeração, em que o calor rejeitado por um dos sistemas é utilizado como fonte térmica para o fornecimento de calor para as unidades de absorção. As investigações experimentais de sistemas de absorção *GAX* são recentes e algumas das mais relevantes podem ser mencionadas a seguir.

2.5.1 Ciclos *GAX* avançados desenvolvidos a partir do sistema *GAX* padrão

NG *et al.* (1997) investigaram experimentalmente um chiller de absorção água-amônia de capacidade de refrigeração de 7,03kW, resfriado a ar e aquecido a gás, com um trocador de calor gerador, um trocador de calor absorvedor e uma configuração *GAX* regenerativa. A configuração *GAX* regenerativo é obtida a partir do ciclo multi-GAX (obtido quando dois ou mais estágios para a geração de vapor no ciclo são ligados em série) através da eliminação de circuitos comuns de fases isobáricas na qual massa de refrigerante é trocada. Esse sistema é apresentado na figura 2.26. Os resultados mostraram que o valor de COP do sistema de 0,80 foi obtido para as condições de operação de temperatura do gerador de 200°C, temperatura do condensador de 44°C, temperatura de absorção de 41°C e temperatura do evaporador de 8°C.

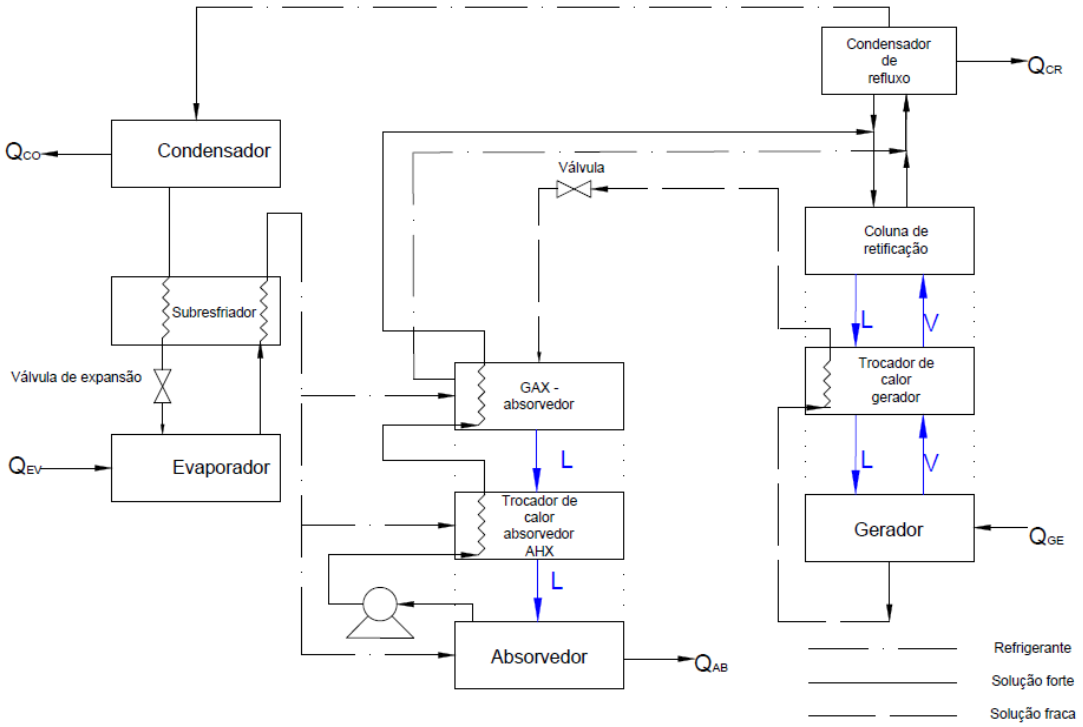


Figura 2. 26 – Configuração de um chiller de absorção água - amônia *GAX* regenerativo (NG *et al.* 1997).

O trabalho de PRIEDEMAN e CHRISTENSEN (1999) apresentou um projeto de sistema de absorção para aplicações residencial e comercial, onde pouco equipamento de absorção é utilizado. O projeto do sistema apresentado na figura 2.27, se baseou em simulações computacionais, as quais

foram validadas por resultados experimentais. Uma bomba de calor com ciclo de absorção água-amônia *GAX* com capacidades de refrigeração de 10,5kW e chillers de 11,6kW e 17,6kW (3TR, 3,3TR e 5TR, respectivamente) foram inicialmente modelados e, em seguida, este último foi construído e testado. Os resultados experimentais foram utilizados para calibrar a simulação do ciclo e as simulações de componentes, validando rotinas de programação para projetar com precisão o desempenho do ciclo e de seus componentes. O resfriador com capacidade de 17,6kW foi modelado através do software OSU-ABSIM (GROSSMAN *et al.*, 1991), que é um código computacional utilizado para simulação de um sistema de absorção de forma modular e flexível. Os estudos mostraram uma diferença de 5% no COP entre os resultados de simulação e experimentais.

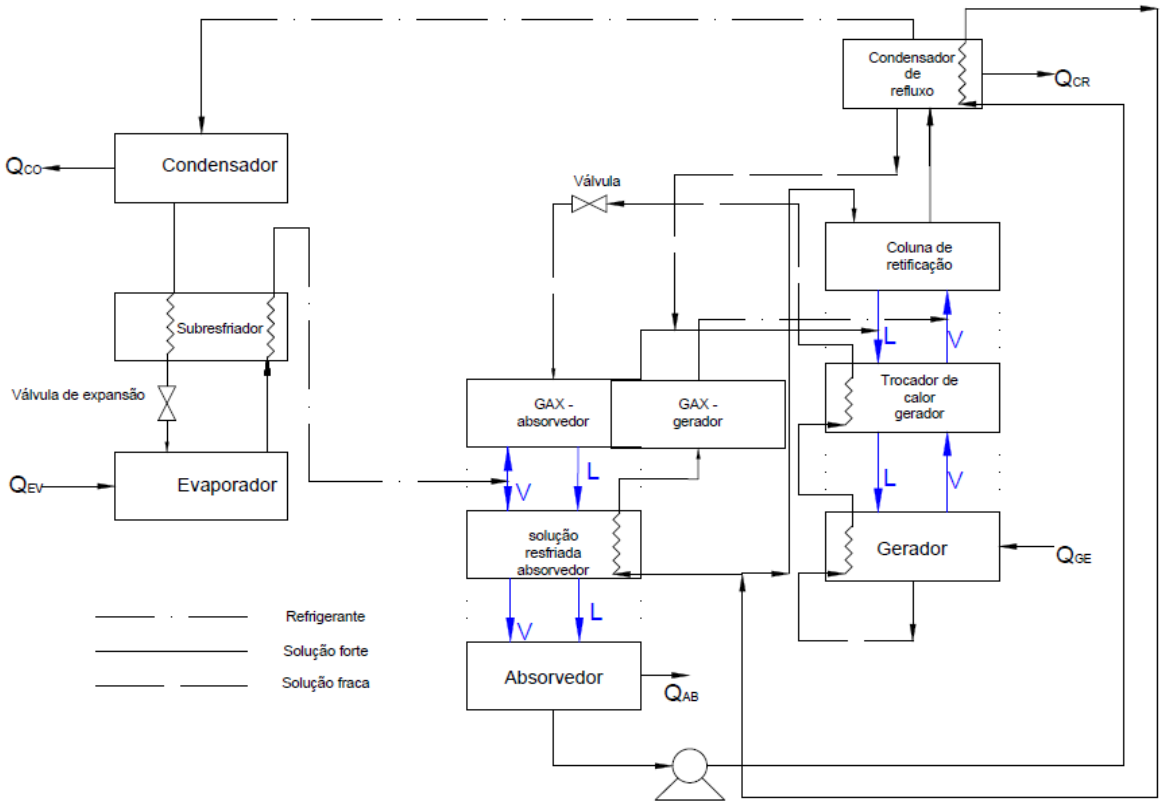


Figura 2. 27 – Configuração do ciclo de absorção *GAX* água – amônia com gás natural como fonte de calor, resfriamento a ar para aplicações residencial e comercial (PRIEDEMAN e CHRISTENSEN, 1999).

PRIEDEMAN *et al.* (2001) desenvolveram outro estudo para avaliar possíveis melhorias de desempenho para o mesmo sistema de absorção *GAX* com capacidade de refrigeração de 17,6kW (5TR) conforme esquema apresentado na figura 2.28. De acordo com pesquisa de mercado, que mostrou que existem significativas oportunidades de negócios para aplicação de bombas de calor ou

chiller de absorção *GAX* com um COP de resfriamento de 0,70 ou superior, o estudo avaliou a capacidade do sistema em atingir valores próximos desse desempenho. Os componentes do ciclo foram construídos com equipamentos de instrumentação, incluindo medidores de fluxo, transdutores de pressão e termopares. Os testes foram realizados após estado estacionário do chiller ser alcançado em temperatura ambiente de 35°C. O COP experimental obtido da unidade foi de 0,68 e muitos pontos de estado do sistema e taxas de calor dos componentes apresentaram valores próximos dos resultados de simulação. Uma melhoria na eficiência do queimador de gás do gerador, na queda de pressão entre o evaporador e a entrada de solução na bomba, e menor recuperação de calor no *GAX* resultaram em melhor desempenho do sistema.

SARAVANAN *et al.* (2008) investigaram o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia *GAX* aquecido por fonte de calor a partir de biomassa, com capacidade de refrigeração de 140,67kW (40TR). O sistema foi desenvolvido para aplicações no setor secundário de laticínio e utiliza água para o resfriamento dos trocadores de calor. Resultados obtidos do ciclo mostraram um valor máximo do COP para uma temperatura do gerador de 120°C e uma temperatura do condensador de 30°C de 0,58. Esse valor de COP obtido para o sistema *GAX* foi 30% maior que o do sistema de absorção de simples efeito. Além disso, foram comparados resultados de consumo de eletricidade entre o sistema de absorção *GAX* e um sistema de compressão mecânica a vapor. Foi obtida uma economia de cerca de 70% no consumo de energia elétrica do sistema *GAX* em comparação com o sistema de compressão de vapor de mesma capacidade.

GOMEZ *et al.* (2008) realizaram um estudo teórico e experimental a partir de um protótipo de sistema de refrigeração por absorção *GAX* usando a mistura água-amônia operado a partir de aquecimento indireto proveniente de um óleo térmico de termelétrica. A figura 2.28 mostra o esquema do sistema projetado para aplicações de ar condicionado com capacidade de refrigeração de 10,6kW (3TR). Um modelo de simulação foi desenvolvido, calibrado e validado a partir de valores e resultados experimentais, para determinar o desempenho do sistema fora dos parâmetros de projeto. Os resultados experimentais foram obtidos utilizando o óleo térmico como fonte de aquecimento, em temperaturas na faixa de 180 a 195°C e após a estabilização do sistema (estado estacionário), o qual foi atingido depois de 25 a 30 minutos de operação. Foi obtida uma recuperação interna de calor no sistema de aproximadamente 55% em relação ao calor total fornecido ao gerador. O COP experimental obtido foi de 0,58 com temperatura de geração de 192,5°C, enquanto o COP calculado pela simulação foi de

0,61. Além disso, foi simulado o desempenho de um sistema de cogeração constituído pelo ciclo de absorção *GAX* integrado a uma microturbina a gás. Resultados para as eficiências globais do sistema de cogeração de 29% a 49% foram obtidas para as capacidade de refrigeração de 5kW a 20kW, respectivamente. Os autores concluíram que o sistema apresenta potencial para competir tecnicamente no mercado de ar condicionado.

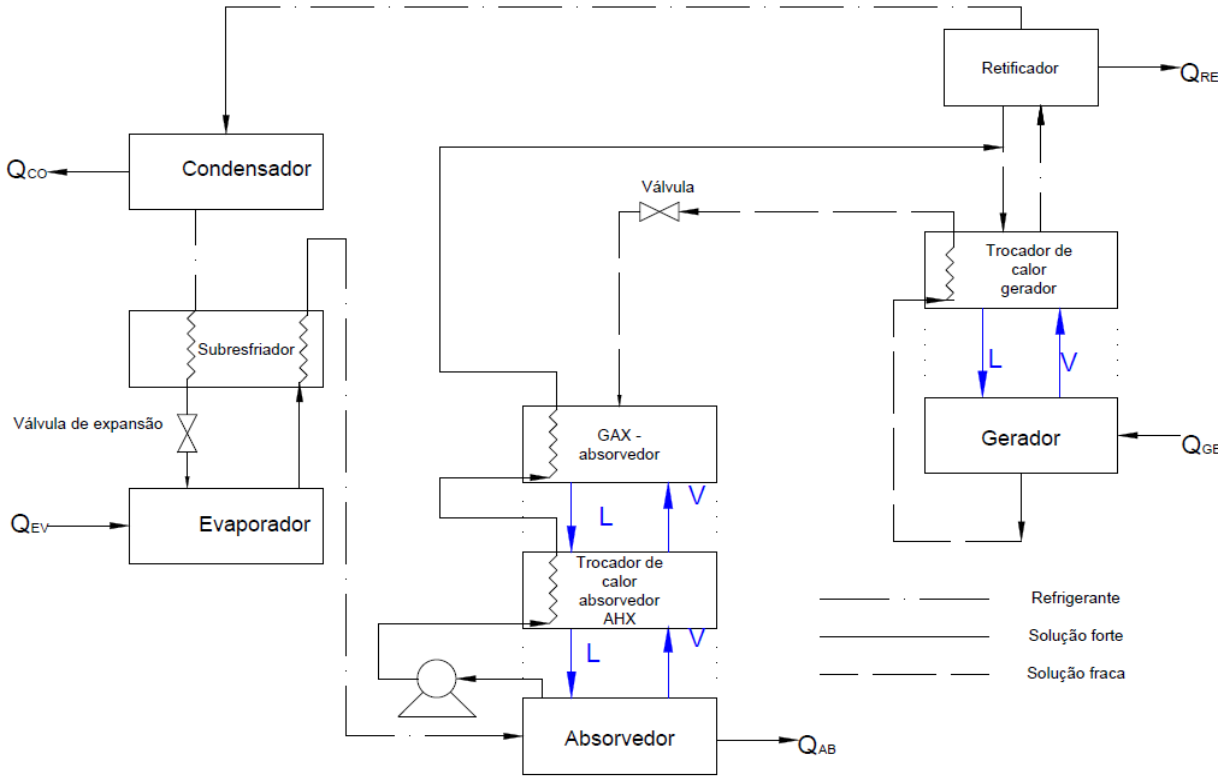


Figura 2. 28 – Configuração esquemática do protótipo de resfriamento de absorção GAX (GOMEZ *et al.* 2008).

2.5.2 Ciclo *GAX* avançado com ramificações - *BGAX*

A figura 2.29 apresenta o esquema de um protótipo utilizado por ERICKSON *et al.* (1996) para estudo teórico e experimental de uma bomba de calor com ciclo de absorção *GAX* ramificado (*Branched GAX - BGAX*) com mistura água-amônia, usando gás residual como fonte de calor e resfriamento a ar. Os resultados medidos para o estado estacionário do ciclo *GAX* padrão apresentaram um COP teórico de refrigeração de 1,06 com elevação eficaz de temperatura de 38,9°C (a diferença

entre a temperatura do evaporador e a média de temperaturas do condensador e do absorvedor) e capacidade de resfriamento de 4,2 toneladas de refrigeração (14,77kW). Para a mesma elevação de temperatura de 38,9°C, o COP experimental do ciclo de refrigeração *GAX* ramificado foi de 1,04, e para condição ambiental de 35°C, foi obtida capacidade de resfriamento de 4,5 toneladas de refrigeração (15,82kW) a COP de resfriamento de 0,95. Segundo os autores, o desempenho do ciclo *GAX* ramificado foi marginalmente menor do que o do ciclo *GAX* padrão devido principalmente ao subresfriamento da solução líquida absorvente nas seções superior e inferior da coluna absorvedor-*GAX*.

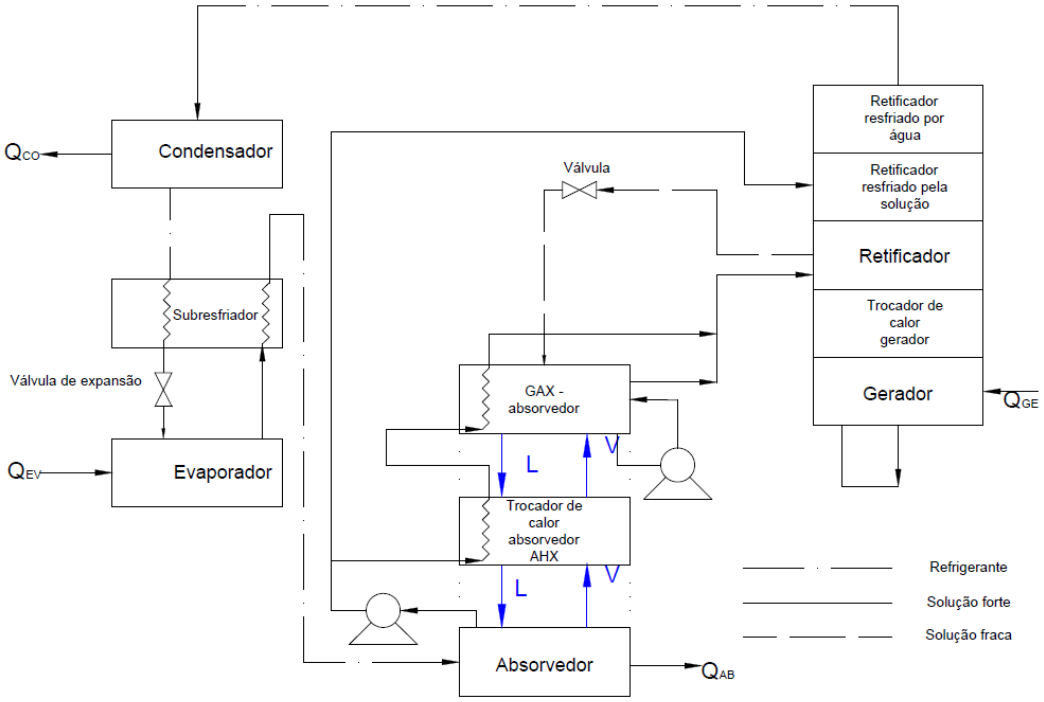


Figura 2. 29 – Configuração esquemática do protótipo de bomba de calor BGAX (ERICKSON *et al.* 1996).

2.5.3 Ciclos *GAX* avançados híbrido - *HGAX*

ZHOU e RADERMACHER (1997) investigaram experimentalmente o ciclo de compressão de vapor com um circuito de solução e um trocador de calor absorvedor-gerador *GAX*. Água quente foi utilizada como fonte de calor para o gerador, a mistura água-amônia como solução de trabalho e o resfriamento dos trocadores de calor realizado a água. Para elevações de temperatura entre 60 e 80°C,

valores de COP na faixa de 1,2 a 1,8 foram obtidos para faixa de capacidade de resfriamento entre 7 e 12kW. Os resultados foram comparados com aqueles apresentados por um ciclo de simples estágio e duplo estágio, os quais revelaram que no ciclo de duplo estágio a elevação de temperatura foi maior e o COP de resfriamento foi menor. No entanto, o ciclo de simples estágio apresentou maior COP de resfriamento, porém menor elevação de temperatura. Os resultados experimentais mostraram que, quando um desvio foi introduzido entre a saída do absorvedor I e a entrada do gerador II, o subresfriamento e diminuição da variação do COP de resfriamento foi entre 1 e 3%, e a elevação de temperatura aumentou para o valor máximo de 6°C.

2.6 Estudos experimentais de misturas alternativas para ciclos de absorção

Diversos estudos experimentais foram realizados com o objetivo de encontrar misturas alternativas para os pares de substâncias brometo de lítio-água e amônia-água para aplicações em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Alguns dos estudos mais relevantes de novas misturas que foram testadas em sistemas completos de refrigeração de absorção foram apresentados no item 1.2.2. No entanto, existem outras investigações de misturas alternativas que foram testadas em apenas alguns componentes do ciclo, tais como em absorvedores, geradores, entre outros.

LEDEMA (1984) realizou uma classificação com possibilidades de uso de misturas alternativas para sistemas de absorção e apresentou um modelo que permitiu a comparação quantitativa com resultados experimentais de uma bomba de calor de absorção utilizando LiBr-ZnBr-CH3OH.

IBRAHIM *et al.* (1997) utilizaram uma terceira substância na mistura água-amônia, como um sal, visando melhorar a separação da amônia da solução e, consequentemente, diminuir a temperatura a partir da fonte externa de calor.

De acordo com BALAMURU *et al.* (2000), alguns sais, tais como, NaOH, LiOH e KOH, potencializam a rejeição da amônia pela solução líquida de água-amônia. A hidroxila liberada por esses sais compete com a hidroxila produzida pela reação da amônia com a água. Devido à amônia possuir bem menos poder de dissociação do que esses sais iônicos, a tendência é a separação do vapor de

amônia da solução. No entanto, o estudo demonstrou que para fontes de calor a baixa temperatura, a utilização da mistura ternária pode não ser vantajosa.

LE PIERRÉS *et al.* (2007) avaliaram um protótipo de refrigeração por absorção termoquímico utilizando a mistura de cloreto de bário-amônia. Os resultados mostraram que podem ser obtidas temperaturas de evaporação abaixo de -30°C com coeficientes de desempenho em torno de 0,031.

ABDELMESSIH *et al.* (2007) investigaram o desempenho de um ciclo de absorção operando com a mistura água-etileno glicol como fluidos de trabalho. Os resultados mostraram que o coeficiente de desempenho do ciclo foi de 0,67 para refrigeração e de 1,2 para aquecimento.

HE e CHEN (2007) apresentam os resultados de desempenho de um novo ciclo de refrigeração por absorção auto-cascata de calor-dirigido utilizando uma mistura de R23+R32+R134a-DMF (*Direct Methanol Fuel-DMF*) como o seu par de trabalho. Os resultados mostraram que o sistema pode produzir temperaturas tão baixas quanto -50°C, com temperaturas de geração de 163°C.

DE LUCAS *et al.* (2007) investigaram experimentalmente as características de transferência de massa da absorção do vapor de água em misturas de brometo de lítio e sais orgânicos de sódio e de potássio (formato, acetato e lactato). Os autores relataram que em função do caráter de faixa de operação e das características de transferência de massa, a mistura LiBr+CHO2Na (formato de sódio)+água (LiBr-CHO2Na = 2, por massa) pode ser uma alternativa promissora à solução LiBr+água.

MUTHU *et al.* (2008) apresentaram os resultados experimentais de um sistema de refrigeração por absorção de vapor operando com a mistura de R134a-DMAC (*Dimethyl Acetamide*). Os resultados mostraram que para temperaturas de rejeição de calor e da fonte térmica de 30 e 80°C, respectivamente, foram calculados valores para o coeficiente de desempenho na faixa entre 0,25 a 0,45, comprovando a viabilidade da mistura para ser utilizada em sistemas de absorção com baixa temperatura de geração.

2.7 Sistemas de absorção água-amônia comerciais

Algumas empresas de grande porte oferecem sistemas de sorção na faixa de altas capacidades de 200 kW até alguns MW há mais de 40 anos no mercado. A maioria desses sistemas utiliza gás quente de processo como fonte de aquecimento, porém há outros que são movidos por vapor ou por óleo térmico. A maioria das empresas têm desenvolvido unidades de absorção de simples efeito e de duplo efeito usando a mistura LiBr-água, no entanto, existem outras unidades que operam com a solução água - amônia. Algumas das maiores empresas do mundo que vem desenvolvendo chillers de absorção de alta capacidade são: *Carrier, York, Trane, Robur, Broad, Mycom, LG, Mitsubishi, Sanyo, Mc Quay, Entropie, Century,* e *Colibri*. Devido à elevada capacidade destes *chillers*, muitos têm sido utilizados em grandes edifícios e em processos industriais.

Há muitos anos atrás, a maioria das empresas dos setores de refrigeração e ar condicionado desenvolviam *chiller*s de alta capacidade, porém apenas algumas projetavam sistemas de absorção com capacidades médias e pequenas. No entanto, por causa dos aumentos consideráveis na demanda pelo uso de sistemas de ar condicionado no setor residencial, atualmente há um número significativo de empresas que fabricam sistemas de sorção de pequenas capacidades (<100 kW) utilizando diversas tecnologias e misturas como fluidos de trabalho. Algumas das empresas mais importantes que vem desenvolvendo máquinas de refrigeração por sorção para pequenas capacidades são: *Nishyodo, Maekawa, Maycom, Yazaki, Robur, Broad, Rotartica, ClimateWell, Sor Tech, Invesnsor, Thermax, Solar Next, Aosol, Pink, Sonnenklima, EAW*, entre outras.

Na literatura não existem dados confiáveis sobre o número de instalações de sistemas acionados termicamente para promover o resfriamento de pequena capacidade, no entanto, estima-se que em 2007, havia no mundo, entre 250 e 300 unidades de refrigeração movidas à energia solar. Cerca de 200 desses sistemas foram instalados na Europa e a maioria deles na Alemanha e na Espanha (MEYER 2008).

Segundo TROI *et al.* (2008), em uma abordagem geral da Agência Internacional de Energia-AIE para sistemas de refrigeração solar para edifícios comerciais, verificou-se que das 88 plantas de resfriamento solar em grande escala, aproximadamente, 70% eram sistemas de absorção, 17% sistemas de dessecantes operando com dessecantes sólidos e líquidos, e 13% sistemas de adsorção. A partir

destes dados, pode-se concluir que a tecnologia de refrigeração por absorção é a predominante no mercado de refrigeração movida a energia solar.

Um sistema de absorção instalado pela MADEF no frigorífico Extremo Sul (PELOTAS, RS, 1989) substituiu dez compressores tipo parafuso de 75 *kW* cada um, aproveitando todo o resto do circuito existente (evaporadores, condensadores, vasos intermediários, bombas de circulação de amônia, tubulações, entre outros), o que permitiu uma economia considerável com relação ao consumo de energia elétrica. O investimento feito pela empresa teve tempo de retorno de um ano, apenas com a redução de gastos com a energia elétrica consumida pelos compressores que existiam anteriormente, dado que a fonte de energia térmica seja obtida com baixo custo.

HABERLE *et al.* (2007) apresentou uma modificação na configuração de um *chiller* de absorção desenvolvido pela empresa italiana *Robur*. Há anos, esta empresa já vem atuando no mercado com grande experiência no desenvolvimento de bombas de calor e sistemas de ar condicionado que utilizam tecnologia de absorção movida a gás direto para aplicações residenciais e industriais. O modelo do sistema conhecido como *Robur GAHO-W* foi alterado pela inserção de um trocador de calor gerador para ser aquecido por um fluido de transferência de calor ao invés de um gerador movido a gás. O *chiller* desenvolvido tem uma capacidade de 26 kW e opera com uma mistura de água-amônia a temperaturas de geração em torno de 200°C. Dois protótipos foram instalados na Itália e eles estão em operação desde 2006.

O sistema *PSC 12* foi desenvolvido pelas empresas *Solar Next AG* da Alemanha, *Pink GmbH* da Áustria e do Instituto de Pesquisa de Joanneum. Esta unidade, chamada de *Chillii*, é um sistema de absorção de simples efeito que opera com a mistura de água-amônia. Uma das principais diferenças deste sistema em relação aos sistemas de ar condicionado comercial é que ele funciona não apenas como ar condicionado, mas também como máquina de refrigeração, uma vez que utiliza a amônia como refrigerante. Algumas das peculiaridades deste sistema são as incorporações de uma nova bomba de solução de membrana e de um absorvedor tubular vertical com fluxo descendente de solução. O sistema apresenta uma capacidade de refrigeração de 10 kW e possui um projeto compacto. As temperaturas alcançadas para a água de resfriamento foram de 15 a -5°C em temperaturas de aquecimento de 65 a 115°C. O valor máximo para o coeficiente de desempenho foi de 0,64 (JAKOB e PINK 2007).

A *Vicot* é uma fabricante chinesa especializada em sistemas de ar condicionados centrais e possui diversos equipamentos que trabalham com a tecnologia de absorção. O *chiller* de absorção de gás natural com condensação a ar e bomba de calor é um refrigerador desenvolvido pela empresa com capacidade de refrigeração que varia de 21,1kW a 168,8kW. Uma pequena quantidade de energia elétrica é necessária para acionar as bombas e ventiladores do sistema. Portanto, água gelada é produzida por sistema de absorção baseado no trocador de calor absorvedor-gerador (*GAX*) utilizando a mistura água-amônia.

A seguir serão mencionados alguns sistemas de absorção que ainda não foram comercializados, mas devido ao seu elevado grau de desenvolvimento, estarão sendo brevemente introduzidos no mercado.

A *Solar Next AG* (Alemanha) e *Pink GmbH* (Áustria) desenvolveram um *chiller* de absorção de simples estágio amônia-água denominado *Chillii PSC* com capacidades nominais de refrigeração de 5, 10 e 20 kW (JACOB e ROSA, 2007). Devido à utilização de amônia como fluido refrigerante, esses sistemas podem ser utilizados tanto para aplicações de ar condicionado, como também para refrigeração. As características de projeto, o coeficiente de desempenho e a temperatura de funcionamento destes sistemas são semelhantes aos valores obtidos com o *chiller PSC 12*, já comercializado e mencionado acima.

Segundo ZETZSCHE *et al.* (2007), o Instituto de Termodinâmica e Engenharia Térmica (*ITW*), da Universidade de Stuttgart desenvolveu um *chiller* de absorção resfriado a ar com capacidade de 10 kW operando com a mistura água-amônia. Todos os componentes são construídos com trocadores de calor de placas, com exceção do gerador. O sistema foi testado a temperaturas de fonte térmica na faixa de 82 a 117°C para produzir água gelada na temperatura entre 5 a 16°C, e nestas condições operacionais, o valor de COP variou de 0,58 a 0,74.

De acordo com MUGNIER (2008), a empresa italiana *Robur* desenvolveu uma pequena máquina de refrigeração por absorção água-amônia com capacidade de refrigeração de 16,9 kW para produzir água gelada a temperatura de 7°C na sua capacidade nominal.

A empresa austríaca *Solar Frost* desenvolveu um *chiller* de absorção água-amônia com uma faixa variável de capacidade de refrigeração de 2 a 10 kW (2 kW por módulo). O sistema foi projetado para funcionar com água quente a temperaturas entre 70 a 120°C para produzir água gelada em temperaturas de 3°C. (MUGNIER, 2008).

Em Portugal, o fabricante Aosol de coletor solar vem desenvolvendo um refrigerador de ar com capacidade de refrigeração de absorção de 6 kW operando com a mistura água-amônia (MUGNIER *et al*. 2008).

O Instituto de Engenharia Térmica da Universidade de Tecnologia Graz desenvolveu uma bomba de calor por absorção de simples estágio água-amônia com pequena capacidade de refrigeração de 5 kW. A unidade foi projetada para operar com temperaturas de água gelada que variam de -10 a 20 ° C e temperatura de água de resfriamento que variam de 30 a 50°C. Os valores de COP foram de 0,75 a 0,4 dependendo da elevação de temperatura (MOSER e RIEBERER, 2007).

A produção industrial de ciclos de refrigeração por absorção já é significativa, e o potencial destes ciclos em cogeração deve aumenta-la.

Os estudos disponíveis de sistemas de refrigeração por absorção apresentam grande variedade de formas de recuperação de calor, usualmente denominados *GAX*, que se apresentam superiores ao trocador de calor de solução (trocador de calor líquido-líquido) dos sistemas tradicionais.

Os procedimentos que tendem a aumentar os parâmetros de desempenho são diversos: o aumento do número de estágios de absorção, de geração e ramificação do ciclo, o acoplamento de circuitos independentes para troca de calor entre o gerador e absorvedor. Em geral, à maior complexidade do ciclo, corresponde ao maior investimento inicial. A maioria dos estudos teóricos emprega o software *OSU-ABSIM*, que apresenta organização modular.

O presente trabalho traz a proposta de simulação computacional do protótipo experimental de ciclo de absorção *GAX* apresentado na figura 2.28 por GÓMEZ *et al.* (2008), uma vez que este fornece todos os dados operacionais referente ao sistema de refrigeração.

Como foi observado na apresentação dos estudos relatados na literatura, a implementação de maior número de estágios de absorção ou geração e outros procedimentos ou dispositivos, aprimora o desempenho energético a custa de maior investimento inicial em componentes. Para fugir a esta dubiedade, buscando um resultado mais conclusivo, o presente trabalho adota para comparação entre diferentes configurações o critério de manter o porte total do equipamento, representado pelo produto UA (coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca do componente do ciclo). Assumindo que os custos dos vários trocadores sejam proporcionais a somatória dos produtos UA, os custos deverão ser equivalentes.

3 MÉTODO NUMÉRICO MATEMÁTICO

O código computacional utilizado no presente trabalho foi elaborado empregando o método de Substituição-Newton-Raphson (SNR) apresentado por FIGUEIREDO *et al*. (2002) aplicado à modelagem matemática de um sistema de refrigeração por compressão. O método numérico matemático do presente trabalho une os métodos de Substituição Sucessiva e de Newton-Raphson a fim de combinar as melhores vantagens de ambos, mantendo as características de boa convergência do Newton-Raphson com os requisitos de baixa memória e tempo de substituição dos regimes sucessivos. O sistema resultante de equações é resolvido empregando poucas variáveis efetivas, usando a maior parte possível das equações do modelo na forma de substituição para corrigir as demais variáveis, mas mantendo as características de convergência do Newton-Raphson.

3.1 Método de Substituições Sucessivas e de Newton-Raphson

Para descrever o método SNR, considera-se um sistema de equações não lineares:

$$\begin{aligned} &f_1\left(x_1,...x_j,...x_N\right)=0 \\ &f_i\left(x_1,...x_j,...x_N\right)=0 \\ &f_N\left(x_1,...x_j,...x_N\right)=0 \end{aligned} \tag{3.1}$$

O sistema de equações não-lineares 3.1 pode ser escrito em notação vetorial da seguinte forma: $f(x)=0$, onde $x=\left[x_1,...x_j,...x_N\right]^T$ e $f=\left[f_1,...f_j,...f_N\right]^T$.

O método de substituição sucessiva exige que cada uma das equações $f_1\left(x_1,...x_j,...x_N\right)=0$ pode ser escrita na forma como $x_j=g_j\left(x_1,...x_{j-1},x_j^*,...x_N^*\right)$, onde os asteriscos indicam valores anteriores. Iniciando com uma solução aproximada x^k, a melhor solução x^{k+1} é obtida por um método iterativo, tais como:

$$
\begin{aligned}
x_1^{k+1} &= g_1\left(x_1^k,\ldots x_{i-1}^k, x_i^k,\ldots x_{N-1}^k, x_N^k\right) \\
x_i^{k+1} &= g_i\left(x_1^{k+1},\ldots x_{i-1}^{k+1}, x_i^k,\ldots x_{N-1}^k, x_N^k\right) \\
x_N^{k+1} &= g_N\left(x_1^{k+1},\ldots x_{i-1}^{k+1}, x_i^{k+1},\ldots x_{N-1}^{k+1}, x_N^k\right)
\end{aligned}
\tag{3.2}
$$

Faz-se necessária adequada ordenação para a convergência. O sistema 3.2 foi empregado de forma análoga ao processo de Gauss-Seidel para equações lineares, com as variáveis atualizadas imediatamente após terem sido calculadas. Uma abordagem alternativa, análoga ao procedimento de Jordan, utiliza apenas os valores da iteração anterior, de modo que $x^{K+1} = g\left(x^k\right)$.

O método de Newton-Raphson pode ser obtido expressando-se a função f em série de Taylor em torno de x^K e negligenciando-se termos de segunda ordem e superior, levando-se à forma linear aproximada:

$$
J\left(x - x^K\right) = -f\left(x^k\right) \tag{3.3}
$$

Onde J corresponde à matriz jacobiana calculada no ponto x^k:

$$
J = \begin{bmatrix}
\frac{\partial f_1}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial f_1}{\partial x_j} \cdots \frac{\partial f_1}{\partial x_N} \\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\
\frac{\partial f_i}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \cdots \frac{\partial f_i}{\partial x_N} \\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\
\frac{\partial f_N}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial f_N}{\partial x_j} \cdots \frac{\partial f_N}{\partial x_N}
\end{bmatrix} \tag{3.4}
$$

Provavelmente, a melhor solução x^{k+1} é obtida após a resolução do sistema 3.3 como:

$$
x^{k+1} = x^k - J^{-1} f\left(x^k\right) \tag{3.5}
$$

Seguindo-se uma prática já bem estabelecida, o cálculo das derivadas na matriz jacobiana é realizado de forma automática por meio de métodos numéricos aproximados, como a derivada numérica unilateral:

$$\frac{\partial f_i}{\partial x_j} \approx \frac{f_i\left(x_1,...x_j + \Delta x_j,...x_N\right) - f_i\left(x_1,...x_j,...x_N\right)}{\Delta x_j} \tag{3.6}$$

Para cada problema, o código exige a especificação da matriz de dimensão N e da função $f(x)$, que é calculada em uma sub-rotina específica. De acordo com a equação 3.6, o método requer chamar a sub-rotina N+1 vezes por iteração, com argumentos $\left(x_1,...x_j,...x_N\right)$ e $\left(x_1,...x_j + \Delta x_j,...x_N\right)$ para $j = 1,...N$. Os incrementos Δx_j devem ser escolhidos suficientemente pequenos para que a derivada unilateral produza boas estimativas. Para minimizar problemas de convergência e, consequentemente, reduzir o número de iterações (pois se evita que a sub-rotina seja chamada N+1 vezes por iteração o que custaria um tempo maior em computação), foi adotado no presente trabalho uma metodologia que utiliza derivadas analíticas das equações de equilíbrio de fases da mistura água-amônia ao invés da derivada numérica unilateral. Ainda visando diminuir problemas de matrizes mal condicionadas, a solução do sistema linear por fatoração de Gauss utiliza pivoteamento parcial com troca de linhas baseada no peso relativo dos elementos.

Um controle de resíduos pode ser utilizado para minimizar o risco de divergência quando as estimativas iniciais estão distantes das soluções reais. O resíduo total $\left\| f^k \right\|$ de uma solução aproximada y^k é definida como a raiz quadrada da média de seus resíduos elementares. Se o resíduo aumenta de x^k para x^{k+1}, a solução x^{k+1} é evitada e substituída por uma estimativa intermediária $x^{k+1} = \frac{\left(x^k + x^{k+1}\right)}{2}$ e dessa forma, um novo teste residual é realizado e assim continua sucessivamente, por cinco vezes.

3.2 Método de Substituição Newton-Raphson (SNR)

Dado o mesmo sistema não-linear apresentado na equação 3.1 com N variáveis, esparso, o primeiro passo no método de SNR é escolher um conjunto reduzido de n variáveis x_j, que será renomeado por variáveis efetivas y_j:

$$
\begin{aligned}
&x_{j(1)} = y_1 \\
&x_{j(2)} = y_2 \\
&\ldots\ldots \quad \ldots \\
&x_{j(n)} = y_n
\end{aligned}
\tag{3.7}
$$

Onde $j_{(i)}$ é uma função de reordenamento. As n variáveis $x_{j(i)}$ devem ser escolhidas de forma que as N-n variáveis restantes do conjunto inteiro possam ser obtidas explicitamente, na forma de substituição, rearranjando-se o sistema 3.1 de N-n equações:

$$
\begin{aligned}
&x_{j(n+1)} = g_{j(n+1)}\left(x_{j(1)},\ldots x_{j(n)}\right) \\
&x_{j(n+2)} = g_{j(n+2)}\left(x_{j(1)},\ldots x_{j(n)}, x_{j(n+1)}\right) \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&x_{j(N)} = g_{j(N)}\left(x_{j(1)},\ldots x_{j(n)}, x_{j(n+1)},\ldots x_{j(n-1)}\right)
\end{aligned}
\tag{3.8}
$$

As identidades 3.7 e as equações de substituição 3.8 definem a função $x = x(y)$ que, para valores prescritos do conjunto reduzido de variáveis efetivas y, determina todo o conjunto das variáveis relevantes fisicamente x, enquanto satisfazem as equações de substituição. Para as n equações restantes, os valores prescritos de y e os valores correspondentes do conjunto inteiro x, fornecerão os seguintes resíduos, apresentados a seguir com os índices reajustados por conveniência de programação:

$$
\begin{aligned}
&f_1 = f_{j(1)}\left(x_{j(1)},\ldots x_{j(n)}, x_{j(n+1)},\ldots x_{j(N)}\right) \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&f_n = f_{j(n)}\left(x_{j(1)},\ldots x_{j(n)}, x_{j(n+1)},\ldots x_{j(N)}\right)
\end{aligned}
\tag{3.9}
$$

Esses resíduos são forçados a zerar no método de Newton-Raphson manipulando-se as variáveis efetivas y. Assim, o método de SNR consiste em escrever a sub-rotina para $f(y)$ na forma $f(x(y))$, ou seja, primeiro calculando a função $x(y)$ de acordo com as equações 3.7 e 3.8, e em seguida, calculando os resíduos por meio das equações 3.9.

Do ponto de vista matemático, o método SNR caracteriza-se como um método de Newton-Raphson puro de ordem n. Dessa forma, quando o conjunto de variáveis x, de dimensão N, pode ser

expresso em termos de um subconjunto y, de dimensão n<N, através de uma função explícita $x = x(y)$, então, o sistema $f(x) = 0$ pode ser exposto com um problema de dimensão n, na forma $f(x(y)) = 0$, que é matematicamente idêntico ao $f(y) = 0$. Em outras palavras, o processo de substituição empregando as N-n equações de substituição é interpretado como uma maneira de produzir a relação funcional dando um vetor f de n-dimensão residual como uma função de n-dimensão do conjunto de variáveis efetivas y. Neste sentido, o novo método é apenas uma estratégia para reduzir a dimensão matemática do problema de Newton-Raphson, mantendo-se todas as informações físicas e evitando oportunidades para se cometer erros algébricos.

4 RELAÇÕES DE EQULÍBRIO DE FASES DA MISTURA ÁGUA AMÔNIA

Uma revisão minuciosa sobre as equações termodinâmicas empregadas para misturas e soluções pode ser encontrada no trabalho realizado por RUITER (1986).

As propriedades físicas da mistura água-amônia são avaliadas na forma de funções analíticas a fim de estabelecer uma análise computacional sistemática e eficiente do processo de absorção.

As equações de estado termodinâmico para a mistura água-amônia propostas por SCHULZ (1972) são limitadas a uma pressão máxima de 25bar, de modo que a sua aplicação para estudo de bombas de calor fica restrita. Dessa forma, neste trabalho, essas relações termodinâmicas foram reproduzidas de acordo com a formulação proposta por ZIEGLER e TREPP (1984), os quais propuseram uma nova correlação de propriedades de equilíbrio para a mistura água-amônia para projeto e testes de unidades de absorção, e especialmente, para bombas de calor.

As equações de estado baseiam-se no modelo proposto por Schulz, no entanto, através da modificação de algumas relações, a faixa de temperatura foi ampliada para 500K e a faixa de pressão para 50bar. A formulação envolve funções entre os potenciais químicos das substâncias e duas equações fundamentais para a energia livre de Gibbs, as quais através de condições de equilíbrio termodinâmico da mistura são derivadas uma série de equações como função da temperatura, pressão e concentração, sendo uma equação para a fase líquida e a outra para a fase vapor. Portanto, uma vez definidas as propriedades iniciais pressão, temperatura e concentração da mistura para uma de suas fases, fica estabelecido o estado termodinâmico desta e através da utilização das funções de Gibbs, obtém-se para cada substância em cada fase, dentre outras propriedades, as entalpias específicas do vapor e do líquido e os potenciais químicos a partir de três quaisquer propriedades termodinâmicas independentes da mistura na fase líquida ou vapor. Na condição em que a mistura estiver no estado saturado, apenas duas propriedades são suficientes para definir seu estado termodinâmico.

Segundo ZIEGLER e TREPP (1984), Shulz (1972) utilizou duas equações da energia livre de Gibbs como equações fundamentais separadas para as fases de líquido, onde considera uma mistura real, e para a fase vapor, em que considera uma mistura ideal de gases reais, pelo que o termo de energia livre em excesso não é visto para a equação do vapor. Geralmente, estas equações são apresentadas através de relações termodinâmicas das substâncias puras quando são misturadas, e neste

caso, a mistura será composta de dois componentes ou substâncias puras. As equações são combinadas pelas seguintes condições de equilíbrio termodinâmico de fases:

$$T^l = T^v,\ p^l = p^v,\ \mu^l_{H_2O} = \mu^v_{H_2O},\ \mu^l_{NH_3} = \mu^v_{NH_3} \tag{4.1}$$

Em que T é a temperatura em K, p pressão em bar e μ é o potencial químico em kJ.kmol^{-1}.

Para as condições de saturação, as sub-rotinas de Newton-Raphson com derivadas numéricas pré-existentes no código computacional desenvolvido por FIGUEIREDO *et al*. (2006) foram substituídas por sub-rotinas com derivadas analíticas das funções de Gibbs com valores arbitrados iniciais adequados que impõem a igualdade entre os potenciais químicos de cada componente nas fases líquida e vapor, resultando em relações de equilíbrio líquido-vapor nos seguintes modos:

$$T = T_{sat}(p, y),\ x = x_{sat}(p, y),\ T = T_{sat}(p, x),\ y = y_{sat}(p, x),\ x = x_{sat}(p, T),\ y = y_{sat}(p, T).$$

Em que x é a concentração de amônia na fase líquida e y a concentração de amônia na fase vapor.

A energia livre de Gibbs (g) para as fases de líquido e vapor foi determinada a partir das equações desenvolvidas por ZIEGLER e TREPP (1984), que é a soma das contribuições dos componentes puros, a energia livre ideal de mistura e do excesso de energia livre. Dessa forma, tem-se:

Para a fase líquida:

$$g^l_{(T,p,x)} = (1-x)g^l_{H_2O(T,p)} + xg^l_{NH_3(T,p)} + RT\left[(1-x)\ln(1-x) + x\ln x\right] + g_{E(T,p,x)} \tag{4.2}$$

A equação de estado para substâncias puras na fase líquida é dada como segue:

$$g^l_{(T,p)} = \left[\begin{array}{l} h^l_{(T_0,p_0)} - Ts^l_{(T_0,p_0)} + \int_{T_0}^{T} c^l_p dT - T\int_{T_0}^{T} \frac{c^l_p}{T} dT + \left(a_1 + a_3T + a_4T^2\right)(p - p_0) \\ + a_2 \frac{\left(p^2 - p_0^2\right)}{2} \end{array}\right]_{H_2O} \tag{4.3}$$

Em que o calor específico molar em pressão constante (c_p) é dado por:

$$c^{l}_{p(T,p_0)} = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \tag{4.4}$$

O calor específico líquido à pressão constante é calculado através de polinômio e pode ser assumido como sendo de segunda ordem da temperatura de acordo com a equação 4.4. Os coeficientes deste polinômio, assim como os coeficientes da energia livre de excesso podem ser consultados no apêndice A. Substituindo 4.4 na equação 4.3, as seguintes equações 4.5 e 4.6, respectivamente para a água e amônia, foram obtidas para os componentes puros em fase líquida.

$$g^{l}_{H_2O(T,p)} = \left\{ \begin{array}{l} h^{l}_{(T_0,p_0)} - Ts^{l}_{(T_0,p_0)} + \left[b_1 (T - T_0) + \frac{b_2}{2}\left(T^2 - T_0^2\right) + \frac{b_3}{3}\left(T^3 - T_0^3\right) \right] + \\ T\left[b_1 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + b_2 (T - T_0) + \frac{b_3}{2}\left(T^2 - T_0^2\right) \right] + \\ \left[\left(a_1 + a_3 T + a_4 T^2\right)(p - p_0) + a_2 \frac{\left(p^2 - p_0^2\right)}{2} \right] \end{array} \right\}_{H_2O} \tag{4.5}$$

$$g^{l}_{NH_3(T,p)} = \left\{ \begin{array}{l} h^{l}_{(T_0,p_0)} - Ts^{l}_{(T_0,p_0)} + \left[b_1 (T - T_0) + \frac{b_2}{2}\left(T^2 - T_0^2\right) + \frac{b_3}{3}\left(T^3 - T_0^3\right) \right] + \\ T\left[b_1 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + b_2 (T - T_0) + \frac{b_3}{2}\left(T^2 - T_0^2\right) \right] + \\ + \left[\left(a_1 + a_3 T + a_4 T^2\right)(p - p_0) + a_2 \frac{\left(p^2 - p_0^2\right)}{2} \right] \end{array} \right\}_{NH_3} \tag{4.6}$$

O excesso de energia livre de Gibbs molar (g_E) para misturas líquidas é definido como:

$$g_{E(T,p,x)} = x(1-x)\left\{\begin{array}{l}\left[\begin{array}{l} e_1 + e_2 p + (e_3 + e_4 p)T \\ + \dfrac{e_5}{T} + \dfrac{e_6}{T} \end{array}\right] + (2x-1)\left[\begin{array}{l} e_7 + e_8 p + (e_9 + e_{10} p)T \\ + \dfrac{e_{11}}{T} + 3\dfrac{e_{12}}{T^2} \end{array}\right] + \\ \left[(2x-1)^2\left(e_{13} + e_{14} p + \dfrac{e_{15}}{T} + \dfrac{e_{16}}{T^2}\right)\right] \end{array}\right\} \tag{4.7}$$

Para a fase vapor:

$$g^{v}_{(T,p,y)} = (1-y)g^{v}_{H_2O(T,p)} + y g^{v}_{NH_3(T,p)} + RT\left[(1-y)\ln(1-y) + y\ln y\right] \tag{4.8}$$

A equação para a energia livre de Gibbs é definida por:

$$g^{v}_{(T,p)} = \left[\begin{array}{l} h^{v}_{(T_0,p_0)} - Ts^{v}_{(T_0,p_0)} + \displaystyle\int_{T_0}^{T} c_p^{v_0}\,dT - T\int_{T_0}^{T}\frac{c_p^{v_0}}{T}\,dT + RT\ln\frac{p}{p_0} + \\ c_1(p-p_0) + c_2\left(\dfrac{p}{T^3} - 4\dfrac{p_0}{T_0^3} + 3\dfrac{p_0 T}{T_0^4}\right) + c_3\left(\dfrac{p}{T^{11}} - 12\dfrac{p_0}{T_0^{11}} + 11\dfrac{p_0 T}{T_0^{12}}\right) + \\ \dfrac{c_4}{3}\left(\dfrac{p^3}{T^{11}} - 12\dfrac{p_0^3}{T_0^{11}} + 11\dfrac{p_0^3 T}{T_0^{12}}\right) \end{array}\right] \tag{4.9}$$

Em que o calor específico molar em pressão constante na fase vapor (c_p^{v}) é dado por:

$$c^{v_0}_{p(T)} = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 \tag{4.10}$$

Substituindo 4.10 na equação 4.9, os componentes puros na fase vapor para a água e amônia foram obtidos pelas equações 4.11 e 4.12, respectivamente.

$$g^{v}_{H_2O(T,p)} = \begin{bmatrix} h^{v}_{(T_0,p_0)} - Ts^{v}_{(T_0,p_0)} + d_1(T-T_0) + \frac{d_2}{2}\left(T^2 - T_0^2\right) + \frac{d_3}{3}\left(T^3 - T_0^3\right) + \\ T\left[d_1 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + d_2(T-T_0) + \frac{d_3}{2}\left(T^2 - T_0^2\right)\right] + \\ RT \ln\frac{p}{p_0} + c_1(p-p_0) + c_2\left(\frac{p}{T^3} - 4\frac{p_0}{T_0^3} + 3\frac{p_0 T}{T_0^4}\right) + \\ c_3\left(\frac{p}{T^{11}} - 12\frac{p_0}{T_0^{11}} + 11\frac{p_0 T}{T_0^{12}}\right) + \frac{c_4}{3}\left(\frac{p^3}{T^{11}} - 12\frac{p_0^3}{T_0^{11}} + 11\frac{p_0^3 T}{T_0^{12}}\right) \end{bmatrix}_{H_2O} \tag{4.11}$$

$$g^{v}_{NH_3(T,p)} = \begin{bmatrix} h^{v}_{(T_0,p_0)} - Ts^{v}_{(T_0,p_0)} + d_1(T-T_0) + \frac{d_2}{2}\left(T^2 - T_0^2\right) + \frac{d_3}{3}\left(T^3 - T_0^3\right) + \\ T\left[d_1 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + d_2(T-T_0) + \frac{d_3}{2}\left(T^2 - T_0^2\right)\right] + \\ RT \ln\frac{p}{p_0} + c_1(p-p_0) + c_2\left(\frac{p}{T^3} - 4\frac{p_0}{T_0^3} + 3\frac{p_0 T}{T_0^4}\right) + \\ c_3\left(\frac{p}{T^{11}} - 12\frac{p_0}{T_0^{11}} + 11\frac{p_0 T}{T_0^{12}}\right) + \frac{c_4}{3}\left(\frac{p^3}{T^{11}} - 12\frac{p_0^3}{T_0^{11}} + 11\frac{p_0^3 T}{T_0^{12}}\right) \end{bmatrix}_{NH_3} \tag{4.12}$$

O estado (T_0, p_0) para que os mesmos resultados de energia livre em ambas as fases de líquido e vapor representa um ponto na curva de pressão de vapor. Para converter as equações acima para a forma adimensional (representado pelo subscrito R), definem-se as seguintes propriedades termodinâmicas reduzidas:

$$T_R = \frac{T}{T_B} \therefore T = T_R.T_B \tag{4.13}$$

$$p_R = \frac{p}{p_B} \therefore p = p_R.p_B \tag{4.14}$$

$$g_R = \frac{g}{RT_B} \therefore \frac{g}{g_R} = R.T_B \tag{4.15}$$

$$c_{pR} = \frac{c_p}{R} \therefore c_p = c_{pR}R \tag{4.16}$$

$$s_R = \frac{s}{R} \therefore s = s_R R \tag{4.17}$$

$$h_R = \frac{h}{RT_B} \therefore h = h_R RT_B \tag{4.18}$$

Os valores das constantes são $T_B = 100K$, $p_B = 10bar$ e $R = 8{,}314 kJkmol^{-1}K^{-1}$.

Para a fase líquida:

Substituindo a equação 4.13 em 4.2 tem-se:

$$g^l_{(T,p,x)} = (1-x)g^l_{H_2O(T,p)} + xg^l_{NH_3(T,p)} + RT_R T_B.w + g_{E(T,p,x)} \tag{4.19}$$

Em que:

$$w = [(1-x)\ln(1-x) + x\ln x] \tag{4.20}$$

Substituindo a equações 4.14 e 4.15 em 4.19, obtém-se:

$$g^l_R RT_{B\,(T_R,pR,x)} = (1-x)g^l_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} RT_B + xg^l_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} RT_B + T_R RT_B.w + g_{R_E(T_R,p_R,x)} RT_B \tag{4.21}$$

Depois de adequada simplificação de 4.21 tem-se a equação 4.22 na forma adimensional da energia livre para mistura líquida:

$$g^l_{R\,(T_R,pR,x)} = \left\{ \begin{matrix} (1-x)g^l_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + xg^l_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R.[(1-x)\ln(1-x) + x\ln x] + \\ g_{R_E(T_R,p_R,x)} \end{matrix} \right\} \tag{4.22}$$

O termo $g_{R_E(T_R,p_R,x)}$ da equação 4.22, tem a forma adimensional apresentada pela equação 4.23:

$$g_{R_{E(T_R,p_R,x)}} = \left\{ \begin{array}{l} \left(x - x^2\right)\left[E_1 + E_2 p_R + \left(E_3 + E_4 p_R\right)T_R + \dfrac{E_5}{T_R} + \dfrac{E_6}{T_R}\right] \\ + \left(2x-1\right)\left(x - x^2\right)\left[E_7 + E_8 p_R + \left(E_9 + E_{10} p_R\right)T_R + \dfrac{E_{11}}{T_R} + \dfrac{E_{12}}{T_R^2}\right] \\ + \left(2x-1\right)^2\left[\left(x - x^2\right)\left(E_{13} + E_{14} p_R + \dfrac{E_{15}}{T_R} + \dfrac{E_{16}}{T_R^2}\right)\right] \end{array} \right\} \tag{4.23}$$

Utilizando as equações 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 e usando as constantes T_B, p_B e R nas equações 4.5 e 4.6, tem-se em termos de variáveis adimensionais:

$$g^l_{R_{H_2O(T_R,p_R)}} = \left\{ \begin{array}{l} h^l_{0_{R\left(T_{R0},p_{R0}\right)}} - T_R s^l_{0_{R\left(T_{R0},p_{R0}\right)}} + \left[\begin{array}{l} B_1\left(T_R - T_{0R}\right) + \dfrac{B_2}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) \\ + \dfrac{B_3}{3}\left(T_R^3 - T_{0R}^3\right) \end{array}\right] \\ + T_R\left[B_1 \ln\left(\dfrac{T_R}{T_{0R}}\right) + B_2\left(T_R - T_{0R}\right) + \dfrac{B_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right)\right] \\ + \left[\left(A_1 + A_3 T_R + A_4 T_R^2\right)\left(p_R - p_{0R}\right) + A_2 \dfrac{\left(p_R^2 - p_{0R}^2\right)}{2}\right] \end{array} \right\}_{H_2O} \tag{4.24}$$

$$g^l_{R_{NH_3(T_R,p_R)}} = \left\{ \begin{array}{l} h^l_{0_{R\left(T_{R0},p_{R0}\right)}} - T_R s^l_{0_{R\left(T_{R0},p_{R0}\right)}} + \left[\begin{array}{l} B_1\left(T_R - T_{0R}\right) + \dfrac{B_2}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) \\ + \dfrac{B_3}{3}\left(T_R^3 - T_{0R}^3\right) \end{array}\right] \\ + T_R\left[B_1 \ln\left(\dfrac{T_R}{T_{0R}}\right) + B_2\left(T_R - T_{0R}\right) + \dfrac{B_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right)\right] + \\ + \left[\left(A_1 + A_3 T_R + A_4 T_R^2\right)\left(p_R - p_{0R}\right) + A_2 \dfrac{\left(p_R^2 - p_{0R}^2\right)}{2}\right] \end{array} \right\}_{NH_3} \tag{4.25}$$

Em que o calor específico na forma adimensional é dado pela equação 4.26:

$$c^{l}_{p_{R(T_R,pR_0)}} = B_1 + B_2 T_R + B_3 T_R^2 \tag{4.26}$$

Para a fase vapor:

Substituindo 4.13 e 4.15 na equação 4.8, obtém-se:

$$g^{v}_{R} RT_{B_{(T_R,pR,y)}} = (1-y) g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} RT_B + y g^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} RT_B + T_R RT_B \left[(1-y) ln(1-y) + y\, ln\, y\right] \therefore$$

$$g^{v}_{R_{(T_R,pR,y)}} = (1-y) g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + y g^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R \left[(1-y) ln(1-y) + y\, ln\, y\right] \tag{4.27}$$

O estado (T_R, p_R) das equações acima é definido para a forma adimensional para as propriedades termodinâmicas reduzidas.

Substituindo 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 e usando as constantes T_B, p_B e R nas equações 4.11 e 4.12, tem-se a seguinte adimensionalização:

$$g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} = \left[\begin{array}{l} h^{v}_{0R} - T_R s^{v}_{0R} + D_1 (T_R - T_{0R}) + \frac{D_2}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) + \frac{D_3}{3}\left(T_R^3 - T_{0R}^3\right) \\ + T_R \left[D_1 \ln\left(\frac{T_R}{T_{0R}}\right) + D_2 (T_R - T_{0R}) + \frac{D_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right)\right] \\ + T_R \ln \frac{p_R}{p_{0R}} + C_1 (p_R - p_{0R}) + C_2 \left(\frac{p_R}{T_R^3} - 4\frac{p_{0R}}{T_{0R}^3} + 3\frac{p_{0R} T_R}{T_{0R}^4} \right) \\ + C_3 \left(\frac{p_R}{T_R^{11}} - 12\frac{p_{0R}}{T_{0R}^{11}} + 11\frac{p_{0R} T_R}{T_{0R}^{12}} \right) + \frac{C_4}{3}\left(\frac{p_R^3}{T_R^{11}} - 12\frac{p_{0R}^3}{T_{0R}^{11}} + 11\frac{p_{0R}^3 T_R}{T_{0R}^{12}} \right) \end{array}\right]_{H_2O} \tag{4.28}$$

$$g^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} = \begin{bmatrix} h^{v}_{0R} - T_R s^{v}_{0R} + D_1\left(T_R - T_{0R}\right) + \frac{D_2}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) + \frac{D_3}{3}\left(T_R^3 - T_{0R}^3\right) \\ + T_R\left[D_1 \ln\left(\frac{T_R}{T_{0R}}\right) + D_2\left(T_R - T_{0R}\right) + \frac{D_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right)\right] \\ + T_R \ln\frac{p_R}{p_{0R}} + C_1\left(p_R - p_{0R}\right) + C_2\left(\frac{p_R}{T_R^3} - 4\frac{p_{0R}}{T_{0R}^3} + 3\frac{p_{0R}T_R}{T_{0R}^4}\right) \\ C_3\left(\frac{p_R}{T_R^{11}} - 12\frac{p_{0R}}{T_{0R}^{11}} + 11\frac{p_{0R}T_R}{T_{0R}^{12}}\right) + \frac{C_4}{3}\left(\frac{p_R^3}{T_R^{11}} - 12\frac{p_{0R}^3}{T_{0R}^{11}} + 11\frac{p_{0R}^3 T_R}{T_{0R}^{12}}\right) \end{bmatrix}_{NH_3} \tag{4.29}$$

O procedimento realizado para a obtenção das derivadas analíticas das relações de equilíbrio líquido-vapor as quais foram implementadas através de sub-rotinas de Newton-Raphson é descrito a seguir:

a) Condições de vapor saturado: para a sub-rotina nas condições de vapor saturado para a água e para a amônia, têm-se as seguintes relações de equilíbrio:

$$T = T_{sat}(p, y) \tag{4.30}$$

$$x = x_{sat}(p, y) \tag{4.31}$$

As relações 4.30 e 4.31 calculam, respectivamente, a temperatura e a concentração no líquido com a entrada da pressão e da concentração no vapor, conforme pode ser observado na figura 4.1.

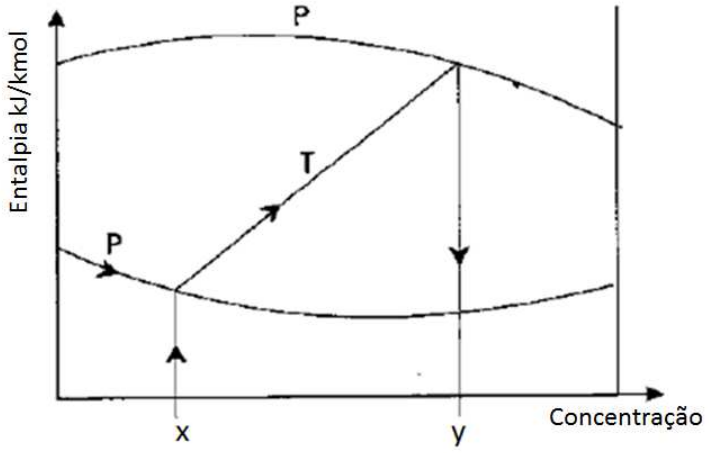


Figura 4. 1 - Entalpia versus concentração para cálculo da temperatura e concentração no líquido ou no vapor.

O potencial químico para a água na fase líquida pode ser expresso em função da energia livre de Gibbs:

$$\mu^{l}_{H_2O} = g^{l}_{(T,p,x)} - x\left(\frac{\partial g^{l}_{(T,p,x)}}{\partial x}\right)_{T,p} \tag{4.32}$$

Reescrevendo o potencial químico na forma adimensional para a água líquida, tem-se:

$$\mu^{l}_{R_{H_2O}} = g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}} - x\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} \tag{4.33}$$

Por definição, a derivada analítica da diferença de potencial químico para a água em função da temperatura adimensional é dada por:

$$\frac{\partial \Delta\mu_{R_{H_2O}}}{\partial T_R} = \frac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R} - \frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R} \tag{4.34}$$

A derivada do potencial químico na forma adimensional para a água líquida é obtida após a operação algébrica de forma separada do termo $g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}} - x\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R}$ da equação 4.33. Assim, tem-se:

$$\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} = \left\{\begin{array}{l} -g^{l}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + g^{l}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R.\left[\begin{array}{l} -1.\ln(1-x) + (1-x)\dfrac{-1}{(1-x)} \\ +1\ln x + x\dfrac{1}{x} \end{array}\right] \\ + \dfrac{\partial g_{R_E(T_R,p_R,x)}}{\partial x} \end{array}\right\} \tag{4.35}$$

A derivada do termo $\dfrac{\partial g_{R_E(T_R,p_R,x)}}{\partial x}$ resulta em:

$$\frac{\partial g_{R_E(T_R,p_R,x)}}{\partial x} = \begin{bmatrix} (1-2x) f_{1_{(T_R,p_R)}} + \left(-6x^2 + 6x - 1\right) f_{2_{(T_R,p_R)}} \\ -\left(16x^3 - 24x^2 + 10x - 1\right) f_{3_{(T_R,p_R)}} \end{bmatrix} \tag{4.36}$$

Em que:

$$f_{1_{(T_R,p_R)}} = E_1 + E_2 p_R + (E_3 + E_4 p_R) T_R + \frac{E_5}{T_R} + \frac{E_6}{T_R} \tag{4.37}$$

$$f_{2_{(T_R,p_R)}} = E_7 + E_8 p_R + (E_9 + E_{10} p_R) T_R + \frac{E_{11}}{T_R} + \frac{E_{12}}{T_R^2} \tag{4.38}$$

$$f_{3_{(T_R,p_R)}} = E_{13} + E_{14} p_R + \frac{E_{15}}{T_R} + \frac{E_{16}}{T_R^2} \tag{4.39}$$

Multiplicando a equação 4.36 por x, tem-se:

$$x\left(\frac{\partial g^l_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} = \begin{Bmatrix} -x g^l_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + x g^l_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + x T_R.\left[-\ln(1-x) + \ln x\right] \\ +\left(x - 2x^2\right) f_{1_{(T_R,p_R)}} + \left(-6x^3 + 6x^2 - x\right) f_{2_{(T_R,p_R)}} + \\ \left(-16x^4 + 24x^3 - 10x^2 + x\right) f_{3(T_R,p_R)} \end{Bmatrix} \tag{4.40}$$

Subtraindo a equação 4.40 de 4.22, tem-se:

$$g^l_{R_{(T_R,p_R,x)}} - x\left(\frac{\partial g^l_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} = \begin{bmatrix} g^l_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + T_R \ln(1-x) + \\ x^2 f_{1_{(T_R,p_R)}} + \left(4x^3 - 3x^2\right) f_{2_{(T_R,p_R)}} + \\ \left(12x^4 - 16x^3 + 5x^2\right) f_{3(T_R,p_R)} \end{bmatrix} = \mu^l_{R_{H_2O}} \tag{4.41}$$

A derivada de $\dfrac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R}$ foi realizada de forma separada, uma vez que o termo $g^{l}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)}$ de 4.41 é definido pela equação 4.28, tem-se:

$$\frac{g^{l}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)}}{\partial T_R} = \left\{ \begin{array}{l} -s^{l}_{0_R} + B_1 + B_2 T_R + B_3 T_R^2 - B_1 - B_1 \ln\left(\dfrac{T_R}{T_{0R}}\right) - 2B_2 T_R + \\ B_2 T_{0R} - \dfrac{3B_3 T_R^2}{2} + \dfrac{B_3 T_{0R}^2}{2} + \left[\left(A_3 T_R + 2A_4 T_R\right)\left(p_R - p_{0R}\right)\right] \end{array} \right\} \therefore$$

$$\frac{g^{l}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)}}{\partial T_R} = \left\{ \begin{array}{l} -s^{l}_{0_R} - B_2\left(T_R - T_{0R}\right) - \dfrac{B_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) - B_1 \ln\left(\dfrac{T_R}{T_{0R}}\right) + \\ \left[\left(A_3 T_R + 2A_4 T_R\right)\left(p_R - p_{0R}\right)\right] \end{array} \right\} \tag{4.42}$$

Finalmente, a derivada $\dfrac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R}$ resulta em:

$$\frac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R} = \left\{ \begin{array}{l} -s^{l}_{0_R} - B_2\left(T_R - T_{0R}\right) - \dfrac{B_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) - B_1 \ln\left(\dfrac{T_R}{T_{0R}}\right) + \\ \left[\left(A_3 T_R + 2A_4 T_R\right)\left(p_R - p_{0R}\right)\right] + \ln\left(1 - x\right) + \\ \left(E_3 + E_4 p_R - \dfrac{E_5}{T_R^2} - \dfrac{2E_6}{T_R^3}\right) x^2 + \\ \left(E_9 + E_{10} p_R - \dfrac{E_{11}}{T_R^2} - \dfrac{2E_{12}}{T_R^3}\right)\left(4x^3 - 3x^2\right) + \\ \left(-\dfrac{E_{15}}{T_R^2} - \dfrac{2E_{16}}{T_R^3}\right)\left(12x^4 - 16x^3 + 5x^2\right) \end{array} \right\}_{H_2O} \tag{4.43}$$

O potencial químico para a água na fase vapor pode ser expresso pela energia livre de Gibbs da seguinte forma:

$$\mu^{v}_{H_2O} = g^{v}_{(T,p,y)} - y\left(\frac{\partial g^{v}_{(T,p,y)}}{\partial y}\right)_{T,p} \tag{4.44}$$

A adimensionalização da equação 4.44 resulta em:

$$\mu^{v}_{R_{H_2O}} = g^{v}_{R(T_R,p_R,y)} - y\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R} \tag{4.45}$$

Para determinar $\frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R}$, resolveu-se separadamente a derivada do termo $\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R}$ da equação 4.45, logo:

$$\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R} = -g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + g^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R.\begin{bmatrix} -1.ln(1-y) + (1-y)\frac{-1}{(1-y)} \\ +1\,ln\,y + y\frac{1}{y} \end{bmatrix} \tag{4.46}$$

Multiplicando a equação 4.46 por y, tem-se:

$$y.\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R} = -yg^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + yg^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + yT_R.\left[-ln(1-y) + ln\,y\right] \tag{4.47}$$

Subtraindo a equação 4.47 de 4.27, tem-se:

$$g^{v}_{R(T_R,p_R,y)} - y.\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R} = g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + T_R(1-y) = \mu^{v}_{R_{H_2O}} \tag{4.48}$$

A derivada da equação 4.48 realizada por partes resulta em:

$$\frac{\partial g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)}}{\partial T_R} = \left[\begin{array}{l} -s^{v}_{0R} - D_2\left(T_R - T_{0R}\right) - \frac{D_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) - D_1 \ln\left(\frac{T_R}{T_{0R}}\right) + \\ \ln\frac{p_R}{p_{0R}} - 3C_2\left(\frac{p_R}{T_R^4} - \frac{p_{0R}}{T_{0R}^4}\right) - 11C_3\left(\frac{p_R}{T_R^{12}} - \frac{p_{0R}}{T_{0R}^{12}}\right) - \\ 11\frac{C_4}{3}\left(\frac{p_R^3}{T_R^{12}} - \frac{p_{0R}^3}{T_{0R}^{12}}\right) \end{array} \right] \tag{4.49}$$

$$\frac{\partial\left[T_R\left(1-y\right)\right]}{\partial T_R} = \ln\left(1-y\right) \tag{4.50}$$

A derivada $\frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R}$ resulta em:

$$\frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial T_R} = \left\{ \left[\begin{array}{l} -s^{v}_{0R} - D_2\left(T_R - T_{0R}\right) - \frac{D_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) - D_1 \ln\left(\frac{T_R}{T_{0R}}\right) + \\ \ln\frac{p_R}{p_{0R}} - 3C_2\left(\frac{p_R}{T_R^4} - \frac{p_{0R}}{T_{0R}^4}\right) - 11C_3\left(\frac{p_R}{T_R^{12}} - \frac{p_{0R}}{T_{0R}^{12}}\right) - \\ 11\frac{C_4}{3}\left(\frac{p_R^3}{T_R^{12}} - \frac{p_{0R}^3}{T_{0R}^{12}}\right) \end{array} \right] + \ln\left(1-y\right) \right\}_{H_2O} \tag{4.51}$$

O potencial químico para a amônia líquida pode ser descrito em função da energia livre de Gibbs:

$$\mu^{l}_{NH_3} = g^{l}_{(T,p,x)} + \left(1-x\right)\left(\frac{\partial g^{l}_{(T,p,x)}}{\partial x}\right)_{T,p} \tag{4.52}$$

A forma adimensional do termo $\partial g^{l}_{(T,p,x)}$ para componente puro na fase líquida já foi obtida pela equação 4.22 e, portanto, a equação 4.52 pode ser expressa da seguinte forma adimensional:

$$\mu^{l}_{R_{NH_3}} = g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}} + (1-x)\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} \tag{4.53}$$

A derivada analítica da diferença de potencial químico da amônia em função da temperatura por definição:

$$\frac{\partial \Delta\mu_{R_{NH_3}}}{\partial T_R} = \frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R} - \frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R} \tag{4.54}$$

A derivada $\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}$ foi calculada anteriormente para a água líquida e pode ser reescrita para a amônia líquida da seguinte forma:

$$\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} = \left\{\begin{array}{l} -g^{l}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + g^{l}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R.[-\ln(1-x)+\ln x] \\ +(1-2x)f_{1_{(T_R,p_R)}} + \left(-6x^2+6x-1\right)f_{2_{(T_R,p_R)}} + \\ \left(-16x^3+24x^2-10x+1\right)f_{3_{(T_R,p_R)}} \end{array}\right\} \tag{4.55}$$

Os termos $f_{1_{(T_R,p_R)}}$, $f_{2_{(T_R,p_R)}}$ e $f_{3_{(T_R,p_R)}}$ estão definidos pelas equações 4.37, 4.38 e 4.39, respectivamente.

Multiplicando a equação 4.55 por $(1-x)$, tem-se:

$$(1-x)\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} = \left\{\begin{array}{l} (x-1)g^{l}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + (1-x)g^{l}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + \\ (1-x)T_R.[-\ln(1-x)+\ln x] + \left(2x^2-3x+1\right)f_{1_{(T_R,p_R)}} + \\ \left(6x^3-12x^2+7x-1\right)f_{2_{(T_R,p_R)}} + \\ \left(16x^4-40x^3+34x^2-11x+1\right)f_{3_{(T_R,p_R)}} \end{array}\right\} \tag{4.56}$$

Realizando a soma das equações 4.22 e 4.56 obtém-se o potencial químico para a amônia líquida:

$$g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}} + (1-x)\left(\frac{\partial g^{l}_{R_{(T_R,p_R,x)}}}{\partial x}\right)_{T_R,p_R} = g^{l}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R \ln x +$$
$$\left\{f_{1_{(T_R,p_R)}} + (4x-1)f_{2_{(T_R,p_R)}} + [(12x-8)(x+1)]f_{3_{(T_R,p_R)}}\right\}(1-x)^2 = \mu^{l}_{R_{NH_3}} \tag{4.57}$$

O termo $g^{l}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)}$ está definido pela equação 4.25 empregada para a amônia líquida. Dessa forma, a derivada de 4.25 em função da temperatura adimensional tem a seguinte forma:

$$\frac{g^{l}_{R_{HH_3}(T_R,p_R)}}{\partial T_R} = \left\{\begin{matrix} s^{l}_{0_R} + B_2(T_R - T_{0R}) + \frac{B_3}{2}(T_R^2 - T_{0R}^2) + B_1 \ln\left(\frac{T_R}{T_{0R}}\right) - \\ [(A_3 T_R + 2A_4 T_R)(p_R - p_{0R})] \end{matrix}\right\} \tag{4.58}$$

Para obter $\frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R}$ é necessário realizar a derivada dos seguintes termos da equação 4.57:

$$\frac{\partial(T_R \ln x)}{\partial T_R} = \ln x \tag{4.59}$$

$$\frac{\partial\left(f_{1_{(T_R,p_R)}}(1-x)^2\right)}{\partial T_R} = \left(E_3 + E_4 p_R - \frac{E_5}{T_R^2} - \frac{2E_6}{T_R^3}\right)(1-x)^2 \tag{4.60}$$

$$\frac{\partial\left(f_{2_{(T_R,p_R)}}(4x-1)(1-x)^2\right)}{\partial T_R} = \left(E_9 + E_{10} p_R - \frac{E_{11}}{T_R^2} - \frac{2E_{12}}{T_R^3}\right)(4x-1)(1-x)^2 \tag{4.61}$$

$$\frac{\partial\left(f_{3_{(T_R,p_R)}}[(12x-8)(x+1)](1-x)^2\right)}{\partial T_R} = \left(-\frac{E_{15}}{T_R^2} - \frac{2E_{16}}{T_R^3}\right)[(12x-8)(x+1)](1-x)^2 \tag{4.62}$$

Substituindo as equações 4.58, 4.59, 4.60, 4.61 e 4.62 em 4.57, tem-se:

$$\frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R} = \left\{ \begin{array}{l} s^{l}_{0_R} + B_2\left(T_R - T_{0R}\right) + \frac{B_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) + B_1 \ln\left(\frac{T_R}{T_{0R}}\right) - \left[\left(A_3 T_R + 2A_4 T_R\right)\left(p_R - p_{0R}\right)\right] \\ + \ln x + \left[\begin{array}{l} \left(E_3 + E_4 p_R - \frac{E_5}{T_R^2} - \frac{2E_6}{T_R^3}\right) + \left(E_9 + E_{10} p_R - \frac{E_{11}}{T_R^2} - \frac{2E_{12}}{T_R^3}\right)\left(4x - 1\right) + \\ \left(-\frac{E_{15}}{T_R^2} - \frac{2E_{16}}{T_R^3}\right)\left[\left(12x - 8\right)\left(x + 1\right)\right] \end{array} \right]\left(1 - x\right)^2 \end{array} \right\}_{NH_3}$$

(4.63)

Por definição, o potencial químico para a amônia na fase vapor em função da energia livre de Gibbs:

$$\mu^{v}_{NH_3} = g^{v}_{(T,p,y)} + \left(1 - y\right)\left(\frac{\partial g^{v}_{(T,p,y)}}{\partial y}\right)_{T,p} \tag{4.64}$$

A equação 4.64 na forma adimensional resulta em:

$$\mu^{v}_{R_{NH_3}} = g^{v}_{R(T_R,p_R,y)} + \left(1 - y\right)\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R}$$

(4.65)

Resolvendo a derivada $\frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R}$ da equação 4.65 de forma separada, tem-se:

$$\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R} = -g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + g^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + T_R.\left[-ln\left(1 - y\right) + ln\ y\right] \tag{4.66}$$

Multiplicando a equação 4.66 por $\left(1 - y\right)$:

$$\left(1 - y\right).\left(\frac{\partial g^{v}_{R(T_R,p_R,y)}}{\partial y}\right)_{T_R,p_R} = \left\{ \begin{array}{l} \left(y - 1\right) g^{v}_{R_{H_2O}(T_R,p_R)} + \left(1 - y\right) g^{v}_{R_{NH_3}(T_R,p_R)} + \\ T_R.\left[\left(y - 1\right) ln\left(1 - y\right) + \left(1 - y\right) ln\ y\right] \end{array} \right\} \tag{4.67}$$

Para obter a equação para o potencial químico da amônia na fase vapor soma-se 4.67 com 4.27, resultando em:

$$\mu^{v}_{R_{NH_3}} = g^{v}_{R_{NH_3}(T_R, p_R, y)} + T_R \, ln \, y \tag{4.68}$$

Fazendo $\dfrac{\partial \mu^{v}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R}$, tem-se:

$$\frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH_3}}}{\partial T_R} = \left\{ \begin{array}{l} s^{v}_{0R} + D_2\left(T_R - T_{0R}\right) + \dfrac{D_3}{2}\left(T_R^2 - T_{0R}^2\right) + D_1 \ln\left(\dfrac{T_R}{T_{0R}}\right) \\ - \ln \dfrac{p_R}{p_{0R}} + 3C_2\left(\dfrac{p_R}{T_R^4} - \dfrac{p_{0R}}{T_{0R}^4}\right) + 11C_3\left(\dfrac{p_R}{T_R^{12}} - \dfrac{p_{0R}}{T_{0R}^{12}}\right) \\ + 11\dfrac{C_4}{3}\left(\dfrac{p_R^3}{T_R^{12}} - \dfrac{p_{0R}^3}{T_{0R}^{12}}\right) + \ln y \end{array} \right\}_{NH_3} \tag{4.69}$$

A derivada analítica da diferença de potencial químico da água em função da concentração no líquido é dada por:

$$\frac{\partial \Delta\mu_{R_{H_2O}}}{\partial x} = \frac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial x} - \frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial x} \tag{4.70}$$

O potencial químico para a água líquida foi determinado anteriormente e apresentado pela equação 4.41. Dessa forma, fazendo as derivadas de 4.70, tem-se:

$$\frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial x} = 0 \tag{4.71}$$

$$\frac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial x} = -\frac{T_R}{\left(1-x\right)} + 2xf_{1_{(T_R, p_R)}} + \left(12x^2 - 6x\right)f_{2_{(T_R, p_R)}} + \left(48x^3 - 48x^{23} + 10x\right)f_{3(T_R, p_R)} \tag{4.72}$$

A derivada analítica da diferença de potencial químico da amônia em função da concentração no líquido é dada por:

$$\frac{\partial \Delta\mu_{R_{NH_3}}}{\partial x} = \frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH_3}}}{\partial x} - \frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH_3}}}{\partial x} \tag{4.73}$$

O potencial químico para a amônia líquida foi determinado anteriormente e apresentado pela equação 4.57. Dessa forma, fazendo as derivadas de 4.73, tem-se:

$$\frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH_3}}}{\partial x} = 0 \tag{4.74}$$

$$\frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH_3}}}{\partial x} = -\frac{T_R}{x} + \begin{bmatrix} 2(1-x) f_{1_{(T_R, p_R)}} + (12x^2 - 18x + 6) f_{2_{(T_R, p_R)}} + \\ (48x^3 - 96x^2 + 58x - 10) f_{3_{(T_R, p_R)}} \end{bmatrix} \tag{4.75}$$

b) Condições de líquido saturado: para a sub-rotina nas condições de líquido saturado para a água e amônia, têm-se as seguintes relações de equilíbrio:

$$T = T_{sat}(p, x) \tag{4.76}$$

$$y = y_{sat}(p, x) \tag{4.77}$$

Através das relações de equilíbrio de fases 4.76 e 4.77, pode-se determinar, respectivamente, a temperatura e a concentração no vapor com dados de entrada de pressão e de concentração no líquido.

Dessa forma, a derivada analítica da diferença de potencial químico da água em função da concentração no vapor é dada por:

$$\frac{\partial \Delta\mu_{R_{H_2O}}}{\partial y} = \frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial y} - \frac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial y} \tag{4.78}$$

$$\frac{\partial \mu^{l}_{R_{H_2O}}}{\partial y} = 0 \tag{4.79}$$

$$\frac{\partial \mu^{v}_{R_{H_2O}}}{\partial y} = \frac{-T_R}{(1-y)} \tag{4.80}$$

A derivada analítica da diferença de potencial químico da amônia em função da concentração no vapor é dada por:

$$\frac{\partial \Delta\mu_{R_{NH3}}}{\partial y} = \frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH3}}}{\partial y} - \frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH3}}}{\partial y} \tag{4.81}$$

$$\frac{\partial \mu^{l}_{R_{NH3}}}{\partial y} = 0 \tag{4.82}$$

$$\frac{\partial \mu^{v}_{R_{NH3}}}{\partial y} = \frac{T_R}{y} \tag{4.83}$$

c) Condições de saturação da mistura água-amônia: a sub-rotina nas condições de saturação da mistura água-amônia calcula a concentração no líquido e no vapor a partir de dados de entrada como pressão e temperatura. As seguintes relações de equilíbrio são válidas:

$$x = x_{sat}(p,T) \tag{4.84}$$

$$y = y_{sat}(p,T) \tag{4.85}$$

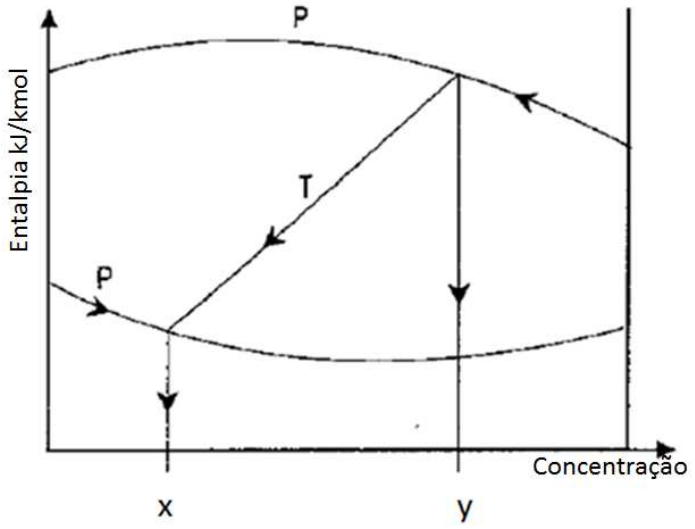


Figura 4. 2 - Entalpia versus concentração para cálculo da concentração no líquido e no vapor.

As derivadas analíticas para a diferença de potencial químico para as condições 4.84 e 4.85 foram calculadas anteriormente e são apresentadas pelas equações 4.71 e 4.72 para a água em função da concentração no líquido, 4.74 e 4.75 para a amônia em função da concentração no líquido, 4.79 e 4.80 para a água em função da concentração no vapor, 4.82 e 4.83 para a amônia em função da concentração no vapor.

As demais propriedades termodinâmicas, como por exemplo, o volume específico molar, a entalpia molar e a entropia molar, são calculados em função da energia livre de Gibbs.

Para a fase líquida:

$$v^l = \left(\frac{\partial g^l_{(T,p,x)}}{\partial p} \right)_{T,x} \tag{4.86}$$

$$h^l = -T^2 \left(\frac{\frac{\partial g^l_{(T,p,x)}}{\partial T}}{\partial T} \right)_{p,x} \tag{4.87}$$

$$s^{l} = -\left(\frac{\partial g^{l}_{(T,p,x)}}{\partial T} \right)_{p,x} \tag{4.88}$$

Para a fase vapor:

$$v^{v} = \left(\frac{\partial g^{v}_{(T,p,y)}}{\partial p} \right)_{T,y} \tag{4.89}$$

$$\mathrm{h}^{\mathrm{v}} = \left(\frac{\partial \dfrac{\mathrm{g}^{\mathrm{v}}_{(\mathrm{T,p,y})}}{\mathrm{T}}}{\partial \mathrm{T}} \right)_{\mathrm{T,y}} \tag{4.90}$$

$$s^{v} = -\left(\frac{\partial g^{v}_{(T,p,y)}}{\partial T} \right)_{p,y} \tag{4.91}$$

As entalpias para as fases de líquido e vapor para cada ponto das três configurações de sistemas de absorção modeladas foram calculadas pelas relações: $h^{l}_{PT} = h^{l}\left(p_{PT}, T^{l}_{PT}, .x_{PT}\right)$, $h^{v}_{PT} = h^{v}\left(p_{PT}, T^{v}_{PT}, .y_{PT}\right)$.

No apêndice A (tabela A.1) são apresentados os resultados da comparação entre o número de iterações das sub-rotinas de propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia as quais foram implementadas no código computacional com derivadas analíticas para substituição das sub-rotinas com derivadas numéricas pré-existentes no programa inicial. Estas derivadas calculam as temperaturas e concentrações da água e amônia nas fases de líquido e vapor pela igualdade entre os potenciais químicos desses componentes entre as fases.

5 MODELAGEM TEÓRICA

Neste capítulo são mostrados os modelos físicos das três configurações de ciclo de absorção, bem como a descrição da formulação matemática empregada, as relações termodinâmicas utilizadas para cada ponto do sistema e as equações de transferência de calor adotadas para os equipamentos.

Os sistemas de absorção propostos para o condicionamento de ar para os setores residencial e comercial utilizam a mistura água-amônia como solução de trabalho e possuem uma capacidade projetada de 7,1kW de resfriamento. Outra característica fundamental nestes sistemas é o uso do ar como meio de resfriamento do absorvedor, condensador e condensador de refluxo, ao invés de água por meio de uma torre de resfriamento o que encarece o projeto e não é prático ou economicamente viável para pequenas e médias unidades de absorção. Segundo VELÀZQUEZ *et al*. (2002), com o resfriamento a ar, os custos de manutenção e operação relacionados a torre de resfriamento são eliminados (como por exemplo, custos envolvendo a limpeza mecânica e química o que tende a compensar a diminuição da eficiência do sistema em consequência do resfriamento a ar), bem como a exigência do espaço necessário para estas unidades.

Este trabalho consiste em uma continuidade do código computacional desenvolvido por FIGUEIREDO *et al*. (2006) para simulação de um sistema de refrigeração por absorção de simples estágio água-amônia, onde foram utilizadas equações de transferência de calor em termos de parâmetros globais estimados de transferência de calor para os trocadores de calor com ênfase no estudo da coluna de retificação. Este código foi aperfeiçoado por MAKIYAMA (2008) para aplicações de refrigeração para a produção de gelo através da utilização de fonte térmica proveniente de gás de escape de motor diesel. A coluna de retificação contempla transferências de calor e massa através do conceito de eficiência de retificação. Em relação ao código computacional desenvolvido por FIGUEIREDO *et al*. (2006), foram realizadas algumas alterações e acrescidos os trocadores de calor necessários para a simulação de duas configurações da moderna proposta de ciclos de absorção *GAX*: uma configuração *GAX* padrão com absorvedor de dois estágios e gerador de dois estágios com a inclusão de dois trocadores de calor e outra com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios com a adição de três trocadores de calor, bem como as equações de transferência de calor em termos de parâmetros globais estimados de transferência de calor para relacionar às diferenças efetivas de temperatura, empregando os métodos da Diferença de Temperaturas Média Logarítmica e da

Efetividade e equações de conservação de massa, de massa de amônia e de energia para cada ponto dos equipamentos dos ciclos *GAX*.

O código computacional foi elaborado para ser executado em dois modos de operação: de projeto e simulação. O primeiro modo foi utilizado para calcular o porte de cada trocador de calor dos sistemas de refrigeração e o segundo empregado para prever o desempenho termodinâmico dos ciclos em condições de operação variadas dos sistemas.

As condições de operação para as três configurações de ciclos de absorção foram definidas para aplicações em sistemas de ar condicionado.

O algoritmo de cálculo que inclui as equações de modelagem teórica e o método de Substituição Newton-Raphson utilizados para a simulação das três configurações de ciclos de absorção estudadas, foram implementados utilizando a linguagem de programação Pascal com compilação realizada em Delphi (denominada *Object Pascal / Delphi* que é uma linguagem semelhante à básica Pascal, porém acrescida de códigos novos sendo recomendada para projeto de programas de grande porte). A escolha da linguagem foi principalmente por ser estruturada, possuir boa acuidade e facilidade no aprendizado para programação, uma vez que é fortemente tipada, ou seja, a linguagem força o programador a declarar variáveis com o tipo de dado que ela realmente irá armazenar, e dessa forma, ajuda a manter códigos bem feitos.

Todas as três configurações de ciclos de absorção modeladas são formuladas sob as seguintes hipóteses:

- Não há variações na energia cinética e potencial entre as entradas e saídas dos fluxos;
- As perdas de pressão devido ao atrito nos trocadores de calor e nos dutos do ciclo são negligenciadas, exceto através das válvulas de expansão e de solução;
- O fluxo através de todos os componentes do ciclo está em regime permanente, ou seja, não existe acúmulo de massa ou energia no interior do volume de controle;
- A solução na fase líquida é incompressível;
- As soluções estão em equilíbrio nas saídas do absorvedor e gerador e elas estão nas temperaturas de saída das substâncias de trabalho;
- Na saída do condensador, tem-se amônia líquida saturada à temperatura de condensação, ou seja, a pressão do condensador é a pressão de equilíbrio correspondente a concentração de refrigerante e a temperatura de condensação;

- A condição do refrigerante na saída do evaporador é vapor saturado, e a pressão do evaporador é a pressão de saturação na temperatura do evaporador;
- Na saída do gerador, o líquido e vapor estão em condições de saturação na temperatura do gerador;
- Durante o processo de condensação na coluna de retificação, o líquido e vapor estão em condições de saturação;
- Não há acúmulo de água no evaporador.

5.1 Ciclo de absorção simples estágio

A figura 5.1 apresenta o fluxograma simplificado do sistema simulado que consiste em um sistema de refrigeração de simples estágio com três modificações em relação ao sistema básico: a adição de equipamentos, tais como, subresfriador de amônia líquida entre o condensador e o evaporador, trocador de calor de solução entre o gerador e o absorvedor e a coluna de retificação acoplada na seção superior do gerador.

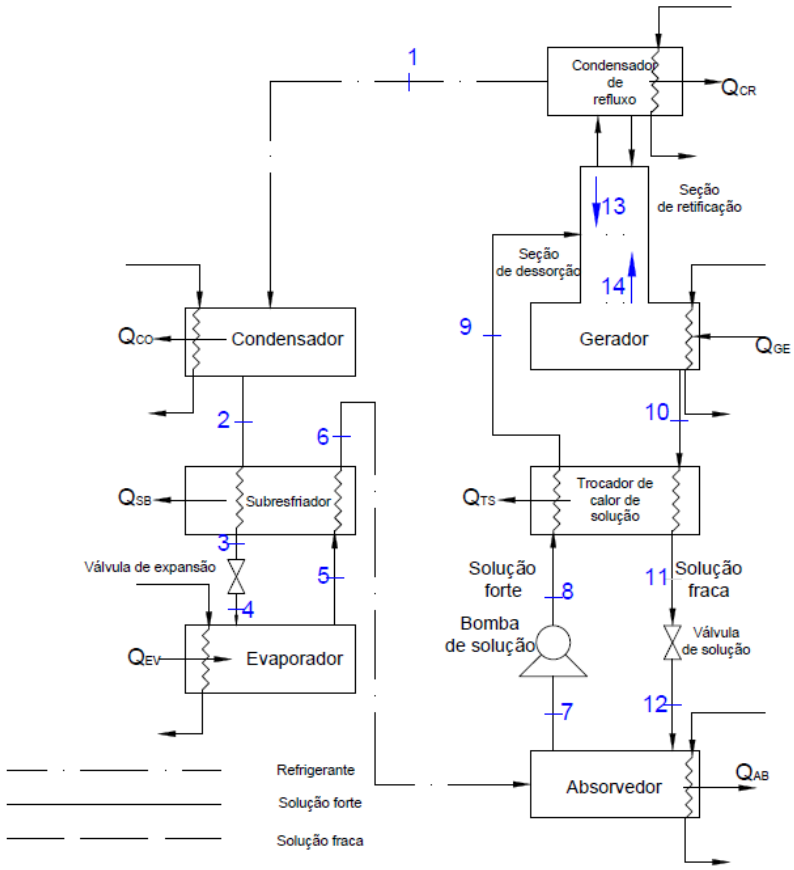


Figura 5. 1 - Fluxograma simplificado da primeira configuração de ciclo de refrigeração por absorção simulada.

As equações termodinâmicas utilizadas para a conservação de massa total, de massa de amônia (relação entre a massa de amônia e a massa total que constituem a mistura, dispensando-se a transformação qualitativa de NH_3 em NH_4OH que ocorre pela dissolução) e de energia em escoamento unidimensional, são respectivamente:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \tag{5.1}$$

$$\frac{d\dot{m}x}{dt} = \sum_e \dot{m}_e c_e - \sum_s \dot{m}_s c_s \tag{5.2}$$

$$\frac{d\dot{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s m_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \tag{5.3}$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão em massa, x é a concentração em massa, $\dot{E}$ é a energia, $\dot{Q}$ é a taxa de calor, $\dot{W}$ o trabalho, h é a entalpia, V a velocidade, g a aceleração de gravidade, z a elevação, c a concentração, e é entrada e s saída.

Como a operação do ciclo ocorre em regime permanente e assumindo-se desprezíveis as variações na energia potencial e cinética, as equações 5.1, 5.2 e 5.3 podem ser simplificadas da seguinte forma:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \tag{5.4}$$

$$\sum_e \dot{m}_e c_e = \sum_s \dot{m}_s c_s \tag{5.5}$$

$$\dot{W} - \dot{Q} = \sum_{.e} \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s \tag{5.6}$$

As equações 5.4, 5.5 e 5.6 serão aplicadas em volumes de controle para cada componente do ciclo representado pela figura 5.1. Em trocadores de calor não existem trabalhos e nem meios para a realização de trabalhos (trabalho de eixo, trabalho elétrico, etc.). Foram utilizadas unidades molares durante os cálculos no conjunto principal do código, no entanto, os resultados são convertidos para valores em unidades de massa após o seu processamento.

As equações utilizadas no código computacional para a formulação matemática de transferência de calor dos trocadores de calor do ciclo são definidas pelos métodos da Diferença de Temperaturas Média Logarítmica para os trocadores de calor de solução interna e da Efetividade para os trocadores de calor que interagem com o fluido externo, as quais são expressas pelas equações 5.7 e 5.9, respectivamente.

$$\dot{Q}_{equipamento} = (UA)_{equipamento} \Delta T_{LM\ equipamento} \tag{5.7}$$

Para trocadores de calor do tipo fluxo em contracorrente, o parâmetro $\Delta T_{LM\ equipamento}$ corresponde a:

$$\Delta T_{LM\ equipamento} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\left[\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)\right]}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]} \tag{5.8}$$

$$\dot{Q}_{equipamento} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p\right)_{equipamento} \Delta T_{equipamento} \tag{5.9}$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A área de transferência de massa ou calor, T a temperatura, ε é a efetividade e c_p calor específico. Os subscritos q e f referem-se à quente e frio, respectivamente.

Para todos os trocadores de calor que trocam calor com o fluido externo, considera-se a razão entre as taxas de capacidades caloríficas, $cr = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \therefore cr = 0$, e consequentemente, $C_{mín} = \dot{m} c_p$. Assim, para o cálculo da efetividade (ε), tem-se:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{-UA}{C_{mín}}\right) \tag{5.10}$$

Onde $C_{mín}$ corresponde à corrente de menor capacidade calorífica entre dois fluxos e $C_{máx}$ a capacidade calorífica horária máxima.

A utilização do método da Efetividade (equação 5.9) implica na redução do número de incógnitas do sistema, uma vez que se evita introduzir as temperaturas de saída dos fluidos externos como variáveis do sistema. Nos trocadores de calor que interagem com o fluido externo: condensador, evaporador, absorvedor, gerador e o condensador de refluxo há mudança de fase a temperatura constante. Como pode ser observada pela equação 5.10, a efetividade (ε) desses trocadores de calor depende inteiramente das dimensões do trocador de calor representado pelo parâmetro (UA) e da taxa de capacidade térmica do fluido externo ($\dot{m} c_p$). Dessa forma, o produto ($\varepsilon \dot{m} c_p$) da equação 5.9 pode ser considerado conhecido e pode-se estimar e calcular a partir dele, o parâmetro global de transferência de calor (UA) para cada equipamento.

5.1.1 Condensador

Este equipamento consiste em um trocador de calor onde o vapor de amônia proveniente do gerador é condensado, ou seja, calor é removido do vapor de refrigerante quente, através de resfriamento a ar ou a água, sem que ocorra variação da concentração dessa mistura. Assim, existem dois tipos de condensadores categorizados em função do método de resfriamento: resfriado a ar e resfriado a água. Os condensadores resfriados a água na maioria das vezes utilizam torres de resfriamento. A maioria dos aparelhos de ar condicionado comerciais ou residenciais é resfriada a ar. Esses tipos de condensadores devem necessariamente estar localizados fora do espaço refrigerado Por exemplo, o condensador pode ser colocado no telhado ou numa plataforma externa ao nível do solo.

Nesta modelagem, considera-se que o vapor de amônia chega ao condensador no estado saturado e sai no estado de amônia líquida saturado à pressão do condensador. O condensador foi tratado como volume de controle para aplicações de equações termodinâmicas e de transferência de calor. Foi utilizada uma formulação de transferência de calor baseada no método da efetividade para o cálculo do calor trocado entre o vapor de amônia se condensando e o fluido de resfriamento. As variáveis efetivas são: p_1, y_1, T_1^v e v_1. Como fluido de resfriamento, utilizou-se ar ambiente. O método da efetividade exige apenas as temperaturas de entrada no condensador, quando se considera calor específico a pressão constante, como é o caso do fluido de resfriamento. Portanto, para esse método, as condições de saída do ar de resfriamento são desnecessárias. O volume de controle (V.C.) analisado é apresentado na figura 5.2.

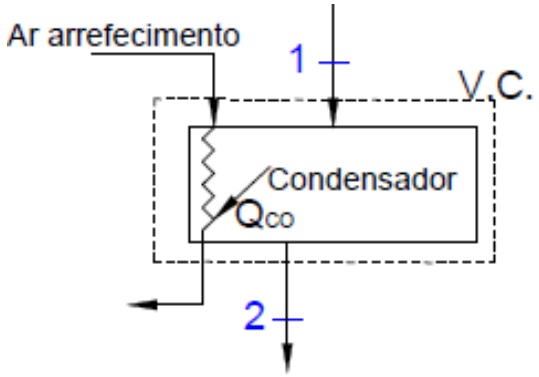


Figura 5. 2 - Volume de controle do condensador.

A conservação de massa total e de massa de amônia pode ser expressa respectivamente como:

$$v_1 = l_2 \tag{5.11}$$

$$y_1 = x_2 \tag{5.12}$$

As equações 5.11 e 5.12 são utilizadas como equações de substituição no código computacional.

A conservação de energia aplicada na solução interna leva à equação 5.13:

$$\dot{Q}_{CO} = v_1 h_1^v - l_2 h_2^l \tag{5.13}$$

Aplicando o método da efetividade, tem-se:

$$\dot{Q}_{CO} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p \right)_{CO} \left(T_2^l - T_{ar} \right) \tag{5.14}$$

A transferência de calor entre o vapor de amônia e o ar é dada por:

$$\dot{Q} = \varepsilon . C_{mín} \left(T_{q,e} - T_{f,e} \right) \tag{5.15}$$

Em que $C_{mín}$ refere-se à corrente de menor capacidade térmica horária entre as duas correntes de fluidos envolvidas. Como está ocorrendo mudança de fase, o valor de $C_{mín}$ refere-se à corrente de fluido de resfriamento. Logo, arbitrando o valor para ε o produto (UA) pode ser calculado a partir da equação 5.16 da efetividade:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{-UA}{C_{mín}} \right) \tag{5.16}$$

A equação 5.13 é utilizada como equação de resíduo no método de Substituição-Newton-Raphson, enquanto que as equações 5.11, 5.12, 5.13, 5.14, 5.15 e 5.16 são usadas como equações de substituição para projeto e simulação do sistema de refrigeração.

Na saída do condensador assume-se amônia líquida em condições de saturação, logo:

$$T_2^l = T_{sat}\left(p_2, x_2\right) \tag{5.17}$$

As entalpias em cada ponto são determinadas explicitamente por:

$$h_2^l = h^l\left(p_2, T_2^l, x_2\right) \tag{5.18}$$

$$h_1^v = h^v\left(p_1, T_1^v, y_1\right) \tag{5.19}$$

5.1.2 Válvulas de expansão e de solução

Nos dispositivos de expansão ocorre o processo de estrangulamento onde o fluido refrigerante que escoa na linha encontra uma restrição que causa uma queda abrupta na pressão do escoamento, comumente com mudança de fase. Normalmente há algum aumento da velocidade do escoamento na restrição, mas tanto a energia cinética à montante como à jusante da restrição são pequenas e podem ser desprezadas. A realização de trabalho nesses dispositivos é nula e a variação de energia potencial também não é significativa. Na maioria dos casos isso ocorre tão rapidamente, e num espaço tão pequeno, que não há tempo suficiente nem uma área grande o bastante para que ocorra uma transferência de calor significativa. Dessa forma, os únicos termos que restam da equação 5.3 são as entalpias de entrada e saída e, consequentemente, o processo de estrangulamento em regime permanente é aproximadamente uma queda de pressão a entalpia constante.

Na válvula de expansão ocorre escoamento bifásico concorrente, pois durante o processo de queda de pressão do condensador para a do evaporador, parte do líquido se vaporiza. Como variável efetiva foi usada a temperatura T_3^l. A figura 5.3 mostra os volumes de controle (V.C.1) para a válvula de expansão e (V.C. 2) para a válvula de solução.

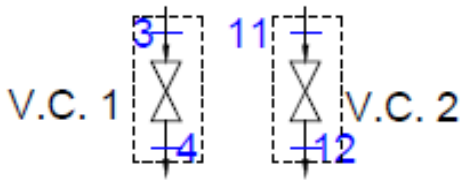


Figura 5. 3 - Volumes de controle das válvulas de expansão e de solução.

O balanço de massa total, de amônia e a conservação de energia para as válvulas de expansão e de solução são respectivamente:

Para V.C. 1:

$$l_3 = l_4 + v_4 \tag{5.20}$$

$$l_3 x_3 = l_4 x_4 + v_4 y_4 \tag{5.21}$$

$$l_3 h_3^l = l_4 h_4^l + v_4 h_4^v \tag{5.22}$$

Para V.C. 2:

$$l_{11} = l_{12} \tag{5.23}$$

$$x_{11} = x_{12} \tag{5.24}$$

$$h_{11}^l = h_{12}^l \tag{5.25}$$

As equações 5.20, 5.21, 5.23 e 5.24 foram utilizadas como equações de substituição e a equação 5.22 como de resíduo.

Assumem-se condições de equilíbrio, após a válvula de expansão, para o escoamento bifásico concorrente, logo:

$$T_4^l = T_4^v = T_{sat}(p_4, y_4) \tag{5.26}$$

$$x_4 = x_{sat}(p_4, y_4) \tag{5.27}$$

Se $T_4^v < T_{sat}(p_4, y_4)$, tem-se:

$$x_4 = x_{sat}\left(p_4, T_4^v\right) \tag{5.28}$$

$$y_4 = y_{sat}\left(p_4, T_4^v\right) \tag{5.29}$$

Foi considerada uma válvula de expansão termostática para a válvula de expansão do ciclo, com um ΔT_{vet} de superaquecimento (equação 5.30) em relação à temperatura de evaporação da amônia pura estabelecido ao fluido refrigerante que deixa o evaporador.

$$T_5^v = T_{sat}\left(p_5 l\right) + \Delta T_{vet} \tag{5.30}$$

As entalpias de cada ponto são:

$$h_3^l = h^l\left(p_3, T_3^l, x_3\right) \tag{5.31}$$

$$h_4^l = h^l\left(p_4, T_4^l, x_4\right) \tag{5.32}$$

$$h_{11}^l = h^l\left(p_{11}, T_{11}^l, x_{11}\right) \tag{5.33}$$

$$h_{12}^l = h^l\left(p_{12}, T_{12}^l, x_{12}\right) \tag{5.34}$$

$$h_4^v = h^v\left(p_4, T_4^v, y_4\right) \tag{5.35}$$

5.1.3 Evaporador

A figura 5.4 mostra o volume de controle considerado para o evaporador. O equipamento consiste de um trocador de calor resfriador de líquido (*chiller*) do tipo seco casco e tubo utilizado para resfriar a água para fins de resfriamento do ar. Normalmente, o refrigerante escoa em tubos montados no interior de um tanque ou casco que contém a água ou o líquido a ser resfriado, como por exemplo, soluções de salmoura. O refrigerante que escoa internamente nos tubos retira, através da parede desses, o calor do líquido conforme este circula em torno dos tubos no interior do casco. Este sistema de circulação do refrigerante e do líquido pode ser invertido. Não é objetivo deste trabalho, realizar uma análise construtiva minuciosa desse equipamento, uma vez que este pode ser útil para outras aplicações

de refrigeração, como por exemplo, para a produção de gelo, possibilitando a utilização de outros tipos de evaporadores, dependendo da necessidade. As variáveis efetivas são: p_5 e x_5.

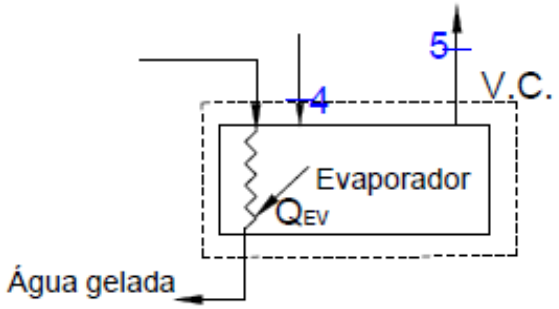


Figura 5. 4 - Volume de controle do evaporador**.**

As conservações de massa total e de amônia são respectivamente:

$$l_4 + v_4 = l_5 + v_5 \tag{5.36}$$

$$l_4 x_4 + v_4 y_4 = l_5 x_5 + v_5 y_5 \tag{5.37}$$

As equações 5.36 e 5.37 são usadas como equações de substituição.

Pelo balanço de energia na solução interna, tem-se:

$$\dot{Q}_{EV} = l_4 h_4^l + v_4 h_4^v - l_5 \dot{h}_5^l + v_5 h_5^v \tag{5.38}$$

Pelo método da efetividade, obtém-se:

$$\dot{Q}_{EV} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p \right)_{EV} .(T_{amb} - T_5) \tag{5.39}$$

O cálculo da transferência de calor entre a amônia líquida e a água e do parâmetro global (UA) foi realizado utilizando as equações 5.11 e 5.12.

A equação 5.38 foi empregada como equação de resíduo, enquanto que as equações 5.39, 5.11 e 5.12 foram utilizadas como equações de substituição para projeto e simulação do ciclo.

As entalpias para cada ponto são:

$$h_5^l = h^l\left(p_5, T_5^l, x_5\right) \tag{5.40}$$

$$h_5^v = h^v\left(p_5, T_5^v, y_5\right) \tag{5.41}$$

As condições de equilíbrio de fases são assumidas para o fluxo bifásico que possa ocorrer na saída do evaporador. Logo, se $T_5^v < T_{sat}\left(p_5, y_5\right)$ tem-se:

$$T_5^l = T_5^v = T_{sat}\left(p_5, x_5\right) \tag{5.42}$$

$$y_5 = y_{sat}\left(p_5, x_5\right) \tag{5.43}$$

5.1.4 Subresfriador de amônia líquida

O trocador de calor considerado para ser modelado um é do tipo casco e tubo com o vapor de amônia passando no lado do casco e a amônia líquida escoando internamente pelos tubos e tem a função de resfriar, pelo vapor de amônia que deixa o evaporador, a amônia líquida proveniente do condensador, possibilitando um aumento no efeito frigorífico através da diminuição da temperatura de entrada da amônia no evaporador. As variáveis efetivas foram T_3^l e T_6^v. A figura 5.5 mostra os volumes de controle utilizado para o subresfriador de amônia líquida

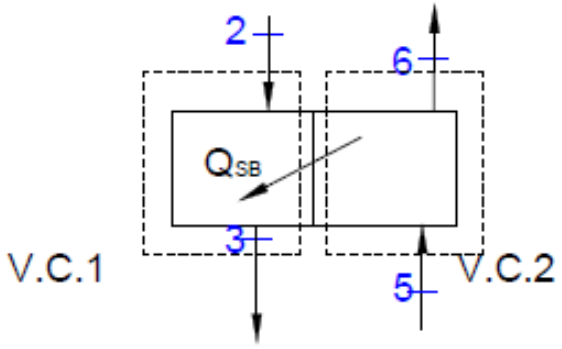


Figura 5. 5 - Volumes de controle para o subresfriador de amônia líquida.

Cada um dos lados que permite o fluxo de amônia pelo subresfriador foi tratado como volume de controle. Dessa forma, as equações de conservação de massa total e de amônia são respectivamente:

Para V.C. 1:

$$l_2 = l_3 \tag{5.44}$$

$$x_2 = x_3 \tag{5.45}$$

Para V.C. 2:

$$l_5 + v_5 = l_6 + v_6 \tag{5.46}$$

$$l_5 x_5 + v_5 y_5 = l_6 x_6 + v_6 y_6 \tag{5.47}$$

As equações 5.44, 5.45, 5.46 e 5.47 foram utilizadas como equações de substituição no programa.

O balanço de energia aplicado em cada lado de fluxo dos volumes de controle apresentado na figura 5.5 resulta em:

Para V.C. 1:

$$\dot{Q}_{SB} = l_2 h_2^l - l_3 h_3^l \tag{5.48}$$

Para V.C. 2:

$$\dot{Q}_{SB} = l_6 h_6^l + v_6 h_6^{vl} - l_5 h_5^l + v_5 h_5^v \tag{5.49}$$

As equações 5.48 e 5.49 foram empregadas como equações de resíduo.

Para projeto e simulação do subresfriador foram utilizadas as seguintes equações de transferência de calor (equações 5.50 e 5.51 de substituição):

$$\dot{Q}_{SB} = (UA)_{SB} \Delta T_{LM\,SB} \tag{5.50}$$

$$\Delta T_{LM\,SB} = \frac{\left[\left(T_2^l - T_6^v\right) - \left(T_3^l - T_5^v\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_2^l - T_6^v\right)}{\left(T_3^l - T_5^v\right)}\right]} \tag{5.51}$$

As equações 5.50 e 5.51 permitem determinar e estimar a transferência de calor $\dot{Q}_{SB}$ e o tamanho do subresfriador através do parâmetro $(UA)_{SB}$.

As entalpias dos pontos principais são:

$$h_6^l = h^l\left(p_6, T_6^l, .x_6\right) \tag{5.52}$$

$$h_6^v = h^v\left(p_6, T_6^v, y_6\right) \tag{5.53}$$

Condições de equilíbrio de fase são assumidas para o escoamento bifásico que possa ocorrer na saída do subresfriador de amônia. Logo, Tem-se:

$$T_6^l = T_6^v = T_{sat}\left(p_6, y_6\right) \tag{5.54}$$

$$x_6 = x_{sat}\left(p_6, y_6\right) \tag{5.55}$$

Se $T_6^v < T_{sat}\left(p_6, y_6\right)$, então:

$$x_6 = x_{sat}\left(p_6, T_6^v\right) \tag{5.56}$$

$$y_6 = y_{sat}\left(p_6, T_6^v\right) \tag{5.57}$$

5.1.5 Absorvedor

No absorvedor, o vapor de amônia a baixa pressão proveniente do evaporador (6) sobe em contracorrente com a mistura diluída de água-amônia que sai do gerador sendo absorvido por esta, e consequentemente, forma a solução forte, que segue em direção ao retificador (7). A capacidade de absorção da amônia em água é maior quanto menor for a temperatura da solução. Dessa forma, é necessário um fluido de resfriamento (ar ambiente) para promover a transferência de calor com a solução água-amônia (pois o processo de absorção ocorre a uma temperatura levemente acima daquela do ambiente) com o objetivo de retirar calor da mesma. Portanto, o processo de absorção de amônia em água tem caráter exotérmico. Como variável efetiva foi empregada a temperatura T_7^l. A seguir são apresentados os balanços termodinâmicos realizados para o volume de controle que envolve o absorvedor (figura 5.6).

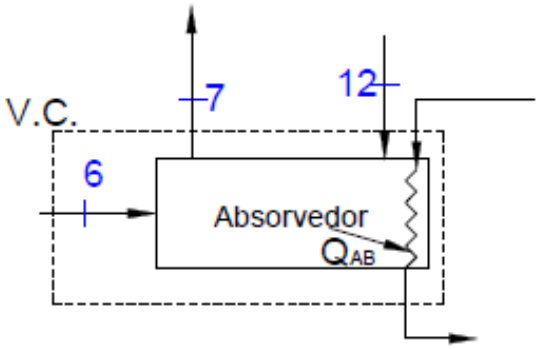


Figura 5. 6 - Volume de controle para o absorvedor.

A conservação de massa total e de amônia:

$l_6 + v_6 + l_{12} = l_7$

Como o sistema opera em regime permanente, a figura 5.1 mostra que $l_6 + v_6 = v_1$. Logo:

$$v_1 + l_{12} = l_7 \tag{5.58}$$

$$v_1 y_1 + l_{12} x_{12} = l_7 x_7 \tag{5.59}$$

As equações 5.58 e 5.59 são equações de substituição. Aplicando a conservação de energia para o volume de controle apresentado na figura 5.6, tem-se a equação 5.60 como equação de resíduo:

$$\dot{Q}_{AB} = l_6 h_6^l + v_6 h_6^{vl} + l_{12} h_{12}^l - l_7 h_7^l \tag{5.60}$$

Pelo método da efetividade, obtém-se:

$$\dot{Q}_{AB} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p \right)_{AB} \left(T_7^l - T_{ar} \right) \tag{5.61}$$

O cálculo da transferência de calor entre a solução que sai do absorvedor e o ar e o parâmetro global $(UA)_{AB}$ foi realizado utilizando as equações 5.11 e 5.12.

As equações 5.61, 5.11 e 5.12 foram utilizadas como equações de substituição para projeto e simulação do sistema de refrigeração.

As entalpias dos pontos principais são:

$$h_7^l = h^l\left(p_7, T_7^l, x_7\right) \tag{5.62}$$

$$h_{12}^l = h^l\left(p_{12}, T_{12}^l, x_{12}\right) \tag{5.63}$$

A solução que sai do absorvedor é considerada saturada à pressão que difere da pressão baixa pela pressão de sucção da bomba Δp_{suc}. Logo:

$$T_7^l = T_{sat}\left(p_7 - \Delta p_{suc}, x_7\right) \tag{5.64}$$

5.1.6 Bomba

A bomba tem como função principal transferir energia ao fluido na forma de pressão e velocidade. Dessa forma, a pressão do ciclo é elevada e ocorre a circulação do fluido de trabalho pelo sistema. Neste equipamento, é imprescindível um cuidado maior com manutenção e realizar um bom isolamento na bomba por causa da circulação de amônia. Segundo BORGNAKKE e SONNTAQ (2009), o trabalho de bombeamento da solução é um parâmetro muito importante na análise termodinâmica do ciclo de absorção, pois se torna praticamente, a única fonte considerável de consumo de energia elétrica (além dos ventiladores), porém em valores bem menores quando comparado ao consumo de eletricidade por compressores nos ciclos de compressão mecânica a vapor. Como variável efetiva foi utilizada a temperatura T_8^l. A figura 5.7 mostra o volume de controle da bomba do ciclo.

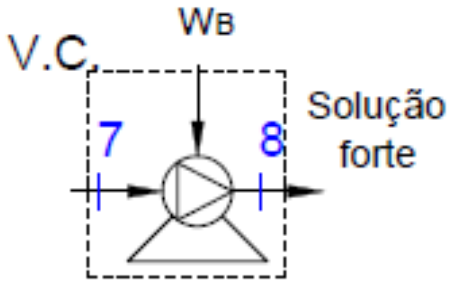


Figura 5. 7 - Volume de controle para a bomba.

Os balanços de massa total e de amônia para o volume de controle apresentado na figura 5.7 são:

$$l_7 = l_8 \tag{5.63}$$

$$x_7 = x_8 \tag{5.64}$$

O balanço de energia para a bomba:

$$\dot{W}_B = l_8 h_8^l - l_7 h_7^l \tag{5.65}$$

A taxa de fluxo volumétrica ϑ para uma bomba de deslocamento positivo é praticamente constante e o fluxo em base molar depende do volume específico da solução da seguinte forma:

$$l_7 = \frac{\vartheta}{v_7} \tag{5.66}$$

$$\dot{W}_B = l_7 \frac{v_7 \left(p_8 - p_7\right)}{\eta_B} \tag{5.67}$$

Onde v_7 é o volume específico da solução forte e η_B é eficiência da bomba.

As equações 5.63 e 5.64 e 5.67 são utilizadas como equações de substituição, enquanto que as equações 5.65 e 5.67, respectivamente, são usadas como equação de resíduo e para projeto e simulação da bomba.

A entalpia referente ao ponto 8 é obtida por:

$$h_8^l = h^l\left(p_8, T_8^l, x_8\right) \tag{5.68}$$

5.1.7 Trocador de calor de solução

Este equipamento tem como função pré-aquecer a solução forte que deixa o absorvedor antes desta entrar no gerador, a fim de reduzir a necessidade de energia térmica no mesmo, e, simultaneamente, pré-resfria a solução fraca proveniente do gerador para que esta entre no absorvedor à temperatura mais baixa possível, diminuindo a quantidade de calor retirada no absorvedor. O trocador de calor de solução corresponde a um trocador em contracorrente e apesar de ser um equipamento a mais no ciclo, sua instalação é economicamente vantajosa, uma vez que diminui a área necessária tanto no gerador quanto no absorvedor. Portanto, esse equipamento melhora o COP do sistema. As variáveis efetivas foram as temperaturas de saída da solução fraca e de saída da solução forte, ou seja, T_9^l e T_{11}^l. A figura 5.8 mostra o volume de controle para o trocador de calor de solução, o qual foi tratado como dois volumes de controle (V.C.1 e V.C.2).

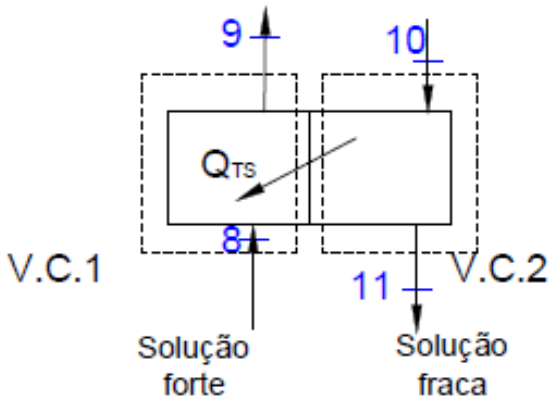


Figura 5. 8 - Volume de controle para o trocador de calor de solução.

Cada um dos lados que permitem o fluxo de solução pelo trocador de calor foi tratado como volume de controle. Dessa forma, as equações de conservação de massa total e de amônia são respectivamente:

Para V.C.1:

$$l_8 = l_9 \tag{5.69}$$

$$x_8 = x_9 \tag{5.70}$$

$$l_{10} = l_{11} \tag{5.71}$$

$$x_{10} = x_{11} \tag{5.72}$$

As equações 5.69, 5.70, 5.71 e 5.72 foram utilizadas como equações de substituição no programa.

O balanço de energia aplicado em volume de controle apresentado na figura 5.8 resulta em:

Para V.C.1:

$$\dot{Q}_{TS} = l_9 h_9^l - l_8 h_8^l \tag{5.73}$$

Para V.C.2:

$$\dot{Q}_{TS} = l_{10} h_{10}^l - l_{11} h_{115}^{l\ v} \tag{5.74}$$

As equações 5.73 e 5.74 foram usadas como equações de resíduo.

Para projeto e simulação do sistema foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica com as seguintes equações de substituição:

$$\dot{Q}_{TS} = (UA)_{Ts} \Delta T_{LM\,TS} \tag{5.75}$$

$$\Delta T_{LM\,TS} = \frac{\left[\left(T_{10}^l - T_9^l\right) - \left(T_{11}^l - T_8^l\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_{10}^l - T_9^l\right)}{\left(T_{11}^l - T_8^l\right)}\right]} \tag{5.76}$$

Através das equações 5.75 e 5.76 pode-se determinar e estimar a transferência de calor $\dot{Q}_{TS}$ entre as correntes de fluidos e o tamanho do trocador de calor de solução através do parâmetro $(UA)_{TS}$.

A solução fraca deixa o gerador nas condições de saturação, logo:

$$T_{10}^l = T_{sat}(p_{10}, x_{10}) \tag{5.77}$$

As entalpias dos pontos principais são:

$$h_9^l = h^l\left(p_9, T_9^l, x_9\right) \tag{5.78}$$

$$h_{10}^l = h^l\left(p_{10}, T_{10}^l, x_{10}\right) \tag{5.79}$$

$$h_{11}^{l} = h^{l}\left(p_{11}, T_{11}^{l}, x_{11}\right) \tag{5.80}$$

5.1.8 Conjunto Gerador – Coluna de retificação

No gerador ocorre o aquecimento da solução forte e, consequentemente, evaporação do vapor de refrigerante que se encontra diluído nesta solução. Geralmente, este equipamento consiste de um trocador de calor casco e tubo, com a solução líquida passando no lado do casco e o fluido de aquecimento escoando internamento nos tubos. Como a amônia possui o ponto de ebulição mais baixo do que o ponto de ebulição da água evapora-se dessa maneira, a amônia da solução diluída. Posteriormente, o vapor de amônia escoa para a coluna de retificação. O volume de controle utilizado para o conjunto gerador-coluna de retificação é apresentado pela figura 5.9.

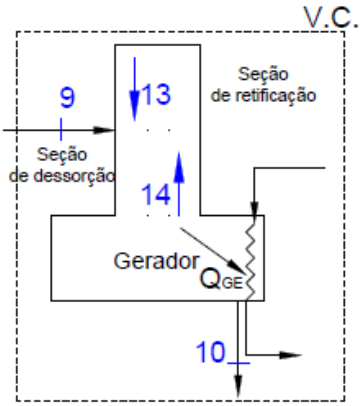


Figura 5. 9 - Volume de controle para o conjunto gerador-coluna de retificação.

A conservação de massa total e de amônia para o volume de controle da figura 5.9 resulta respectivamente em:

$$l_9 + l_{13} = l_{10} + v_{14} \tag{5.81}$$

$$l_9 . x_9 + l_{13} . x_{13} = l_{10} . x_{10} + v_{.14} y_{14} \tag{5.82}$$

Pela conservação de energia empregada para o gerador tem-se:

$$\dot{Q}_{GE} = l_{10}.h_{10}^{l} + v._{14}h_{14}^{v} - l_{9}.h_{9}^{l} - l_{13}.h_{13}^{l} \tag{5.83}$$

Para o gerador, as variáveis efetivas utilizadas foram l_8 e x_8. A equação 5.83 foi empregada como equação de resíduo.

Pelo método da efetividade, obtém-se:

$$\dot{Q}_{GE} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p\right)_{GE}.\left(T_{fq} - T_{10}^{l}\right) \tag{5.84}$$

O cálculo do calor trocado entre a solução líquida e o fluido de aquecimento (fq) e do parâmetro global $(UA)_{GE}$ foi realizado utilizando as equações 5.11 e 5.12.

Para projeto e simulação do gerador, foram utilizadas as equações de substituição 5.84, 5.11 e 5.12.

As entalpias dos pontos principais são:

$$h_{13}^{l} = h^{l}\left(p_{13}, T_{13}^{l}, x_{13}\right) \tag{5.85}$$

$$h_{14}^{v} = h^{v}\left(p_{14}, T_{14}^{v}, y_{14}\right) \tag{5.86}$$

O refluxo deixando a seção de retificação e o vapor atravessando a seção de dessorção (*stripping*) está sob a hipótese de condições de saturação na coluna de retificação, impondo que:

$$T_{13}^{l} = T_{sat}\left(p_{13}, x_{13}\right) \tag{5.87}$$

$$T_{14}^{v} = T_{sat}\left(p_{14}, x_{9}\right) \tag{5.88}$$

$$y_{14} = y_{sat}\left(p_{14}, x_{9}\right) \tag{5.89}$$

A eficiência de retificação η_{ret}, é definida como o fluxo real do refluxo líquido em relação a um refluxo ideal que apresentaria a mesma concentração que a solução forte. Dessa forma, a equação 5.90 (usada como equação de substituição) mostra o cálculo de η_{ret}:

$$\eta_{ret} = \frac{y_1 - x_{13}}{y_1 - x_9} \tag{5.90}$$

5.1.9 Condensador de refluxo

Geralmente, o condensador de refluxo consiste em um trocador de calor de casco e tubo em que o vapor de amônia escoa no lado do casco e o fluido de resfriamento (ar ambiente) passa internamente pelos tubos a fim de purificar ainda mais o vapor de amônia. A figura 5.10 mostra o volume de controle utilizado para o condensador de refluxo.

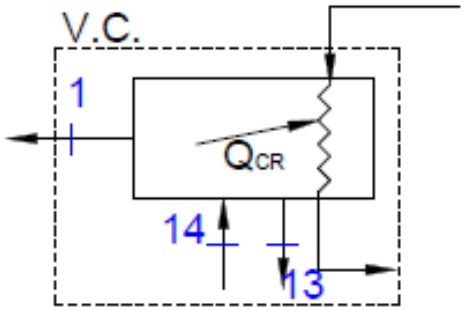


Figura 5. 10 - Volume de controle para o condensador de refluxo.

A conservação de massa total, de amônia e a conservação de energia aplicada ao volume de controle da figura 5.10 resultam em:

$$v_{14} = l_{13} + v_1 \tag{5.91}$$

$$v_{14}.y_{14} = l_{13}.x_{13} + v_1.y_1 \tag{5.92}$$

$$\dot{Q}_{CR} = v_{14}.h_{14}^{v} - l_{13}.h_{13}^{l} - v_1.h_1^{v} \tag{5.93}$$

As equações 5.91 e 5.92 foram empregadas como equações de substituição, enquanto que a equação 5.93 com resíduo.

O calor trocado entre o vapor de amônia e o ar ambiente e do parâmetro global $(UA)_{CR}$ foram calculados utilizando as equações 5.11 e 5.12.

Pelo método da efetividade, obtém-se:

$$\dot{Q}_{CR} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p \right)_{CR} . \left(T_{14}^{v} - T_{ar} \right) \tag{5.94}$$

Para projeto e simulação do condensador de refluxo, foram utilizadas as equações 5.94, 5.11 e 5.12.

5.2 Ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de dois estágios e gerador de dois estágios

A figura 5.11 apresenta o ciclo *GAX* com absorvedor de dois estágios onde é introduzido neste equipamento um trocador de calor interno de fluxo contracorrente denominado trocador de calor gerador-absorvedor na seção com maior temperatura do absorvedor (*Generator-Absorber heat eXchange Absorber – GAXA*) e com gerador de dois estágios no qual é introduzido ao ciclo outro trocador de calor interno de fluxo contracorrente chamado de trocador de calor gerador-absorvedor na seção de menor temperatura do gerador (*Generator-Absorber heat eXchange Desorber – GAXD).* Para obter-se uma unidade compacta, eficiente e com menor custo de equipamentos, a coluna de retificação foi incorporada ao gerador formando o conjunto gerador-coluna de retificação e a seção mais fria do gerador (*GAXD*) está integrada ao absorvedor para formar a coluna *GAX*-absorvedor (*GAXA*). Portanto, integrando o *GAX*-gerador (*GAXD*) ao absorvedor, o ciclo secundário, ou seja, o circuito externo de transferência de calor que inclui a bomba, o fluido secundário, o circuito de dutos (tubos ou tubagem) e o sistema de controle são eliminados. Esta divisão em seções do absorvedor e do gerador visa a obtenção de maior integração de energia interna (definida como sendo a soma das taxas de calor dos trocadores de calor que utilizam a energia térmica da própria solução para trocar calor no ciclo) e,

consequentemente, reduzir as exigências de aquecimento externo no gerador e as necessidades de resfriamento externo no absorvedor.

O equacionamento realizado para a simulação do ciclo *GAX* é discorrido de maneira mais objetiva, uma vez que a maioria dos componentes, comum ao ciclo de absorção de simples estágio, teve seus volumes de controle, equações e propriedades analisadas e discutidas minuciosamente na seção 5.1. Portanto, a modelagem termodinâmica e de transferência de calor é feita apenas para a coluna absorvedor-*GAX* e conjunto gerador-*GAX*-coluna de retificação.

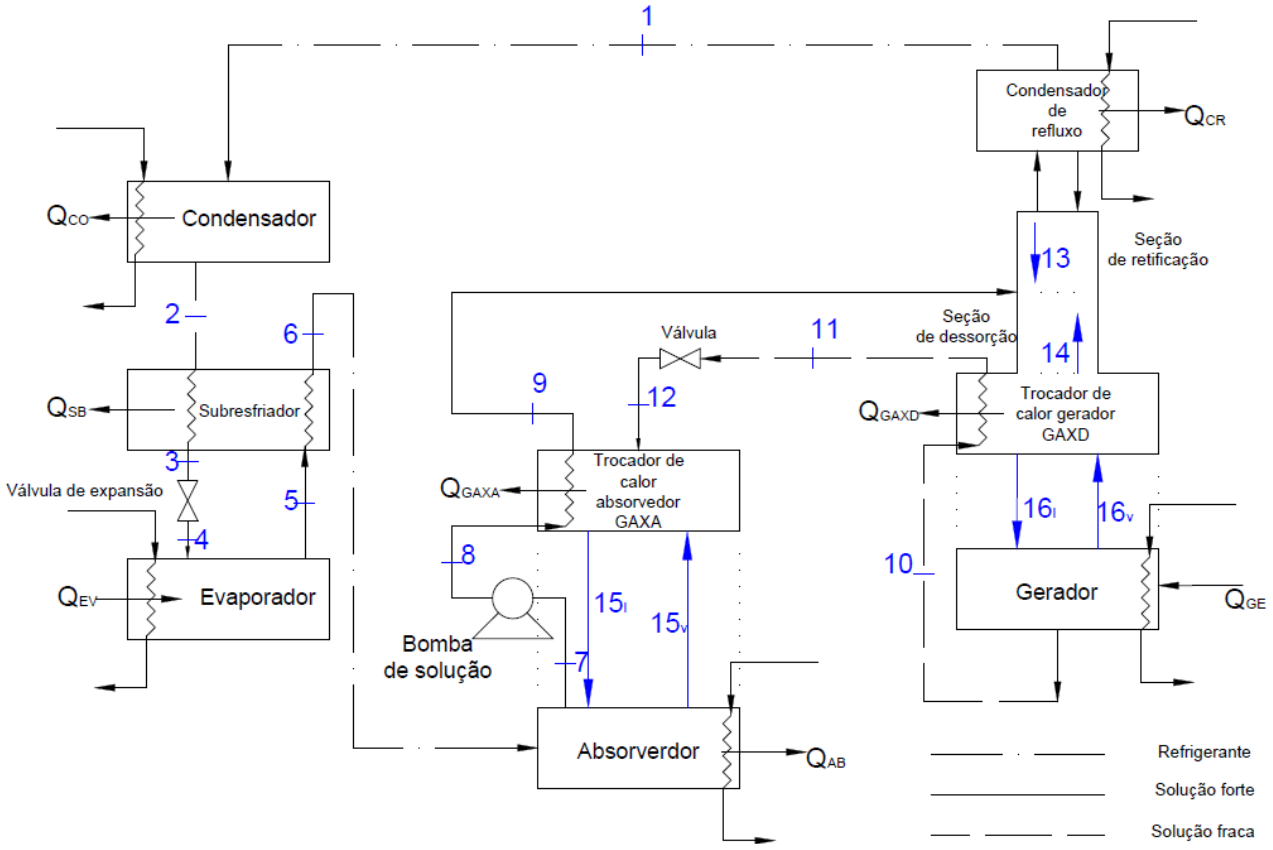


Figura 5. 11 - Fluxograma simplificado da configuração de ciclo GAX com absorvedor e gerador de dois estágios simulados.

De acordo com a figura 5.11, o vapor de amônia, relativamente frio e a baixa pressão proveniente do evaporador, entra na seção inferior da coluna absorvedor-*GAX*, onde é condensado e absorvido em dois estágios diferentes, por meio da solução fraca que sai do gerador. O arrefecimento da solução fraca é realizado através de resfriamento a ar e por meio da utilização da mesma solução forte fria que sai do absorvedor a partir do uso do trocador de calor interno no absorvedor (*GAXA*). A solução forte

de amônia a baixa pressão deixa a coluna absorvedor-*GAX* no estado 7 e entra na bomba, elevando-a a pressão no estado 8 e então é introduzida novamente na seção superior do absorvedor (*GAXA*) , onde resfria a solução fraca que vem do gerador e recebe o calor de absorção.

A solução que sai do absorvedor no estado 9 é incorporada no vapor condensado da coluna de retificação (estado 13), e entra no gerador, no qual calor é adicionado em duas seções (na seção do trocador de calor gerador-absorvedor na região do gerador-*GAXD* e na seção de entrada do fluido externo de aquecimento, denominada seção inferior do gerador) a fim de completar e terminar a evaporação do vapor de amônia da solução.

A solução fraca quente deixa o gerador na seção inferior do conjunto gerador-*GAX*-coluna de retificação no estado 10 e depois é introduzida novamente dentro da coluna para aquecer a seção gerador-*GAX* (*GAXD*), deixando-a no estado 11, e então depois a sua pressão é reduzida por meio de uma válvula de solução. A solução quente fraca proveniente da válvula de solução entra na parte superior da coluna absorvedor-*GAX*, onde é posta em contato em contracorrente com o fluxo de vapor de amônia, a fim de absorvê-lo. Ainda no gerador, a evaporação do vapor de amônia da solução é realizada em dois estágios e deixa o gerador no estado 14, entrando na seção de retificação e posteriormente no condensador de refluxo, no qual, através da remoção de calor e condensação parcial, água é removida do vapor, deixando o vapor de amônia com alta pureza no estado 1.

5.2.1 Absorvedor de dois estágios

Geralmente, este equipamento consiste em um trocador de calor casco e tubo de fluxo em contracorrente dividido em duas seções, ou seja, é adicionado na seção superior do absorvedor (seção em que a temperatura é mais alta) um trocador de calor interno (*GAXA*). O funcionamento do trocador de calor *GAXA* no ciclo *GAX* já foi mencionado e discutido acima. A temperatura T_7^l foi usada como variável efetiva para o absorvedor de dois estágios. A figura 5.12 mostra o volume de controle empregado para o absorvedor.

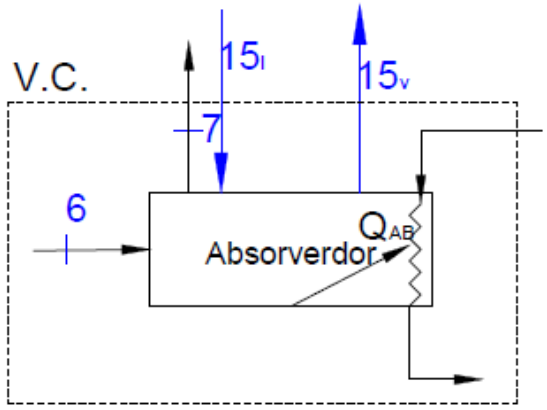


Figura 5. 12 - Volume de controle para o absorvedor de dois estágios do ciclo *GAX*.

As equações da conservação de massa total, de amônia e de energia empregadas ao volume de controle apresentado na figura 5.12 resultam em:

$$l_6 + v_6 + l_{15} = v_{15} + l_7 \tag{5.95}$$

$$l_6 x_6 + v_6 y_6 + l_{15} x_{15} = v_{15} y_{15} + l_7 x_7 \tag{5.96}$$

$$\dot{Q}_{AB} = l_6 h_6^l + v_6 h_6^v + l_{15} h_{15}^l - l_7 h_7^l - v_{15} h_{15}^v \tag{5.97}$$

As equações 5.95 e 5.96 foram utilizadas como equações de substituição, enquanto que a equação 5.97 como equação de resíduo.

Pelo método da efetividade, obtém-se:

$$\dot{Q}_{AB} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p \right)_{AB} . \left(T_7^l - T_{ar} \right) \tag{5.98}$$

O cálculo da transferência de calor entre a solução que sai do absorvedor e o ar e o parâmetro global $(UA)_{AB}$ foi realizado utilizando as equações 5.11 e 5.12.

As equações de substituição 5.98, 5.11 e 5.12 foram utilizadas para projeto e simulação do absorvedor de dois estágios no sistema de refrigeração *GAX*.

A solução que sai do absorvedor é considerada saturada à pressão que difere da pressão baixa pela pressão de sucção da bomba Δp_{suc}. Logo:

$$T_7^l = T_{sat}\left(p_7 - \Delta p_{suc}, x_7 \right) \tag{5.99}$$

$$h_7^l = h^l\left(p_7, T_7^l, x_7\right) \tag{5.100}$$

5.2.2 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do absorvedor- *GAXA*

A configuração do sistema de absorção *GAX* mostrada na figura 5.11 é caracterizada pela divisão em duas seções do absorvedor visando à obtenção de maior integração de energia interna. O trocador *GAXA* consiste em um trocador de calor casco e tubo onde a solução forte escoa internamente nos tubos e a solução fraca proveniente do gerador flui no casco em contracorrente com o vapor de amônia que sobe na coluna do absorvedor-*GAX*. A solução forte fria que deixa o absorvedor é bombeada e introduzida novamente na seção superior do mesmo absorvedor (seção *GAXA*) de modo que através da parede de tubos aletados, resfria a solução fraca e recebe (absorve) o calor de absorção desta seção, sendo pré-aquecida antes de entrar no gerador. Consequentemente, menos resfriamento externo será necessário para o sistema de absorção, ocasionando no aumento significativo do coeficiente de desempenho do ciclo. As variáveis efetivas empregadas foram as temperaturas T_9^l e T_{15}^l. A figura 5.13 mostra os volumes de controle do *GAXA*.

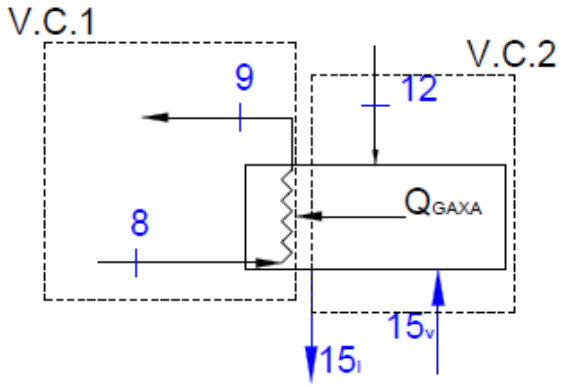


Figura 5. 13 - Volume de controle para o *GAXA* no absorvedor de dois estágios.

Cada um dos lados que permite o escoamento de solução pelo trocador de calor *GAXA* foi tratado como volume de controle. Dessa forma, as equações de conservação de massa total e de amônia são respectivamente:

Para V.C.1:

$$l_8 = l_9 \tag{5.101}$$

$$x_8 = x_9 \tag{5.102}$$

Para V.C.2:

$$l_{12} + v_{15} = l_{15} \tag{5.103}$$

$$l_{12}x_{12} + v_{15}y_{15} = l_{15}x_{15} \tag{5.104}$$

As equações 5.101, 5.102, 5.103 e 5.104 foram utilizadas como equações de substituição no código.

O balanço de energia aplicado em cada lado de fluxo de solução do volume de controle apresentado na figura 5.13 resulta em:

Para V.C.1:

$$\dot{Q}_{GAXA} = l_9 h_9^l - l_8 h_8^l \tag{5.105}$$

Para V.C.2:

$$\dot{Q}_{GAXA} = l_{12} h_{12}^l + v_{15} h_{15}^v - l_{15} h_{15}^l \tag{5.106}$$

As equações 5.105 e 5.106 foram empregadas como equações de resíduo.

Para projeto e simulação do sistema foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica com as seguintes equações de substituição:

$$\dot{Q}_{GAXA} = (UA)_{GAXA} \, \Delta T_{LM\ GAXA} \tag{5.107}$$

$$\Delta T_{LM\ GAXA} = \frac{\left[\left(T_{12}^l - T_9^l\right) - \left(T_{15}^l - T_8^l\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_{12}^l - T_9^l\right)}{\left(T_{15}^l - T_8^l\right)}\right]} \tag{5.108}$$

As equações 5.107 e 5.108 calculam a transferência de calor $\dot{Q}_{GAXA}$ entre as correntes de fluidos e o tamanho do trocador de calor de solução através do parâmetro $(UA)_{GAXA}$.

Assumem-se condições de equilíbrio de fases entre as correntes de fluxo de líquido e de vapor na seção do *GAXA* (VELAZQUEZ *et al*. 2002; GOMEZ *et al*. 2008; RAMESHKUMAR *et al*. 2009).

$$T_{15}^{l} = T_{15}^{v} = T_{sat}\left(p_{15}, x_{15}\right) \tag{5.109}$$

$$y_{15} = y_{sat}\left(p_{15}, x_{15}\right) \tag{5.110}$$

Se $T_{15}^{l} < T_{sat}\left(p_{15}, x_{15}\right)$, então:

$$x_{15} = x_{sat}\left(p_{15}, T_{15}^{l}\right) \tag{5.111}$$

$$y_{15} = y_{sat}\left(p_{15}, T_{15}^{l}\right) \tag{5.112}$$

As entalpias dos pontos principais são calculadas por:

$$h_{9}^{l} = h^{l}\left(p_{9}, T_{9}^{l}, x_{9}\right) \tag{5.113}$$

$$h_{15}^{l} = h^{l}\left(p_{15}, T_{15}^{l}, x_{15}\right) \tag{5.114}$$

$$h_{15}^{v} = h^{v}\left(p_{15}, T_{15}^{v}, y_{15}\right) \tag{5.115}$$

5.2.3 Gerador

O gerador consiste em um trocador de calor casco e tubo dividido em duas seções (seções superior e inferior) com escoamento de fluidos em contracorrente visando a obtenção de uma maior integração de energia interna. Na seção inferior do gerador, mais vapor de amônia é evaporado da solução, pois esta seção é aquecida pela fonte externa de aquecimento. A variável efetiva para o gerador de dois estágios foi foram os parâmetros x_{10} e l_{10}. A figura 5.14 apresenta o volume de controle para o gerador.

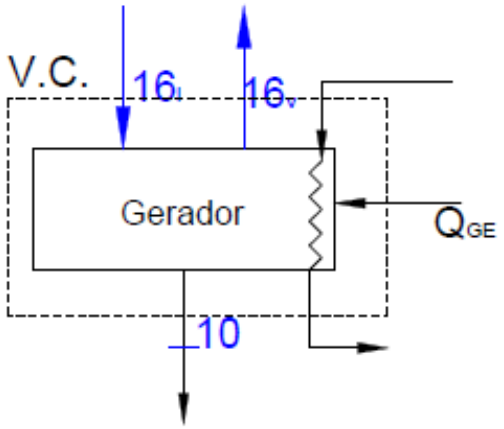


Figura 5. 14 - Volume de controle para o gerador de dois estágios do ciclo *GAX*.

Os balanços da conservação de massa total, de amônia e de energia empregados ao volume de controle apresentado na figura 5.14 resultam em:

$$l_{16} = v_{16} + l_{10} \tag{5.116}$$

$$l_{16} x_{16} = v_{16} y_{16} + l_{10} x_{10} \tag{5.117}$$

$$\dot{Q}_{GE} = v_{16} h_{16}^{v} + l_{10} h_{10}^{l} - l_{16} h_{16}^{l} \tag{5.118}$$

As equações 5.116 e 5.117 foram empregadas como equações de substituição, enquanto que a equação 5.118 foi utilizada como equação de resíduo. Pelo método da efetividade, obtém-se:

$$\dot{Q}_{GE} = \left(\varepsilon \dot{m} c_p \right)_{GE} \left(T_{fq} - T_{10}^{l} \right) \tag{5.119}$$

Através das equações 5.11 e 5.12, realizou-se o cálculo do calor trocado entre a solução líquida e o fluido de aquecimento bem como do parâmetro global $(UA)_{GE}$.

As equações de substituição 5.119, 5.11 e 5.12 foram utilizadas para projeto e simulação do gerador de dois estágios no sistema de refrigeração *GAX*.

5.2.4 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do gerador- *GAXD*

O trocador *GAXD* consiste em um trocador de calor casco e tubo onde a solução fraca que sai da seção inferior do gerador escoa internamente nos tubos e a solução forte proveniente do absorvedor flui no casco em contracorrente com o vapor de amônia que sobe da coluna do gerador-*GAX*-retificador. No *GAXD* ocorre a entrada da solução forte proveniente do absorvedor ocasionando a evaporação de certa quantidade de vapor de amônia da solução através do calor rejeitado da solução quente que sai do gerador. A solução fraca quente que sai do gerador é novamente introduzida na seção *GAXD*, em que através da parede de tubos aletados rejeitará calor para a solução forte que está entrando no gerador, e, portanto, será resfriada antes de entrar no absorvedor. Dessa forma, menor aquecimento externo será necessário para o sistema de absorção *GAX*, e, consequentemente, o COP do ciclo irá melhorar. As variáveis efetivas empregadas para o trocador de calor *GAXD* foram as temperaturas T_{11}^{l} e T_{16}^{l}. A figura 5.14 mostra os volume de controle do *GAXD*.

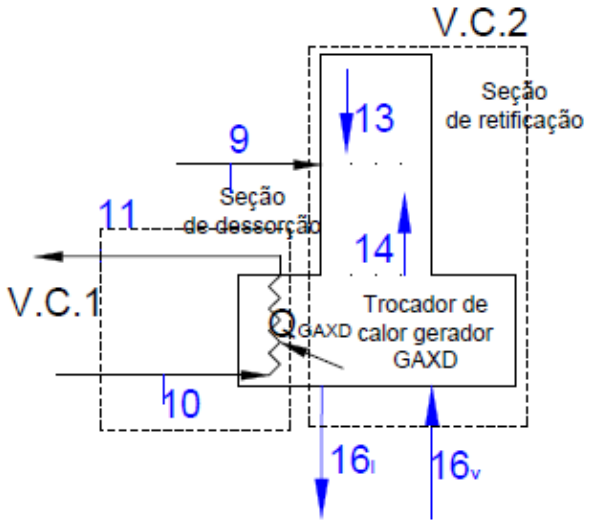


Figura 5. 15 - Volume de controle para o *GAXD* gerador de dois estágios.

Cada um dos lados do trocador de calor *GAXA* foi tratado como volume de controle. Portanto, as equações de conservação de massa total e de amônia são respectivamente:

Para V.C.1:

$$l_{10} = l_{11} \tag{5.120}$$

$$x_{10} = x_{11} \tag{5.121}$$

Para V.C.2:

$$l_9 + l_{13} + v_{16} = l_{16} + v_{14} \tag{5.122}$$

$$l_9 x_9 + l_{16} x_{16} + v_{16} y_{16} = l_{16} x_{16} + v_{14} y_{14} \tag{5.123}$$

As equações 5.120 e 5.121 foram utilizadas como equações de substituição no código.

O balanço de energia aplicado em cada lado de escoamento de solução resulta em:

$$\dot{Q}_{GAXD} = l_{10} h_{10}^{l} - l_{11} h_{11}^{l} \tag{5.124}$$

$$\dot{Q}_{GAXD} = l_{16} h_{16}^{l} + v_{14} h_{14}^{v} - l_9 h_9^{l} - l_{13} h_{13}^{l} - v_{16} h_{16}^{v} \tag{5.125}$$

As equações 5.124 e 5.125 foram empregadas como equações de resíduo.

Para projeto e simulação do sistema foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica com as seguintes equações de substituição:

$$\dot{Q}_{GAXD} = (UA)_{GAXD} \, \Delta T_{LM\ GAXD} \tag{5.126}$$

$$\Delta T_{LM\ GAXD} = \frac{\left[\left(T_{10}^{l} - T_{16}^{l}\right) - \left(T_{11}^{l} - T_{9}^{l}\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_{10}^{l} - T_{16}^{l}\right)}{\left(T_{11}^{l} - T_{9}^{l}\right)}\right]} \tag{5.127}$$

As equações 5.126 e 5.127 calculam a transferência de calor $\dot{Q}_{GAXD}$ entre as correntes de fluidos e o tamanho do trocador de calor de solução através do parâmetro $(UA)_{GAXD}$.

Assumem-se condições de equilíbrio de fases entre as correntes de fluxo de líquido e de vapor na seção do *GAXD* (VELAZQUEZ *et al*. 2002; GOMEZ *et al*. 2008; RAMESHKUMAR *et al*. 2009).

$$T_{16}^{l} = T_{16}^{v} = T_{sat}(p_{16}, x_{16}) \tag{5.128}$$

$$y_{16} = y_{sat}(p_{16}, x_{16}) \tag{5.129}$$

Se $T_{16}^{l} < T_{sat}(p_{16}, x_{16})$, então:

$$x_{16} = x_{sat}(p_{16}, T_{16}^{l}) \tag{5.130}$$

$$y_{16} = y_{sat}(p_{16}, T_{16}^{l}) \tag{5.131}$$

As entalpias dos pontos principais são calculadas por:

$$h_{10}^{l} = h^{l}(p_{10}, T_{10}^{l}, x_{10}) \tag{5.132}$$

$$h_{11}^{l} = h^{l}(p_{11}, T_{11}^{l}, x_{11}) \tag{5.133}$$

$$h_{13}^{l} = h^{l}(p_{13}, T_{13}^{l}, x_{13}) \tag{5.134}$$

$$h_{14}^{v} = h^{v}(p_{14}, T_{14}^{v}, y_{14}) \tag{5.135}$$

$$h_{16}^{l} = h^{l}(p_{16}, T_{16}^{l}, x_{16}) \tag{5.136}$$

$$h_{16}^{v} = h^{v}(p_{16}, T_{16}^{v}, y_{16}) \tag{5.137}$$

A solução fraca deixa o gerador nas condições de saturação, logo:

$$T_{10}^{l} = T_{sat}(p_{10}, x_{10}) \tag{5.138}$$

O refluxo deixando a seção de retificação e o vapor atravessando a seção de dessorção (*stripping*) está em condições de saturação na coluna de retificação, impondo que:

$$T_{13}^{l} = T_{sat}(p_{13}, x_{13}) \tag{5.139}$$

$$T_{14}^{v} = T_{sat}(p_{14}, x_{9}) \tag{5.140}$$

$$y_{14} = y_{sat}(p_{14}, x_{9}) \tag{5.141}$$

A eficiência de retificação η_{ret}, é calcula pela equação 5.142 que relaciona:

$$\eta_{ret} = \frac{y_1 - x_{13}}{y_1 - x_9} \tag{5.142}$$

5.3 Ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios

Este ciclo caracteriza-se por possuir um absorvedor de três estágios para absorção do vapor de amônia, pré-aquecimento da solução forte fria antes desta entrar no gerador e resfriamento da solução fraca que sai do gerador visando melhorar a capacidade de absorção e o COP do sistema. A diferença deste ciclo com relação ao ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de dois estágios está na inserção de mais um trocador de calor interno, denominado de trocador de calor absorvedor (*Absorber Heat eXchange-AHX*) na seção intermediária do absorvedor. A figura 5.16 mostra o ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios, o qual é um fluxograma esquemático do sistema de refrigeração experimental apresentado por GÓMEZ *et al*. (2008) para aplicações em sistemas de ar condicionado residencial e comercial.

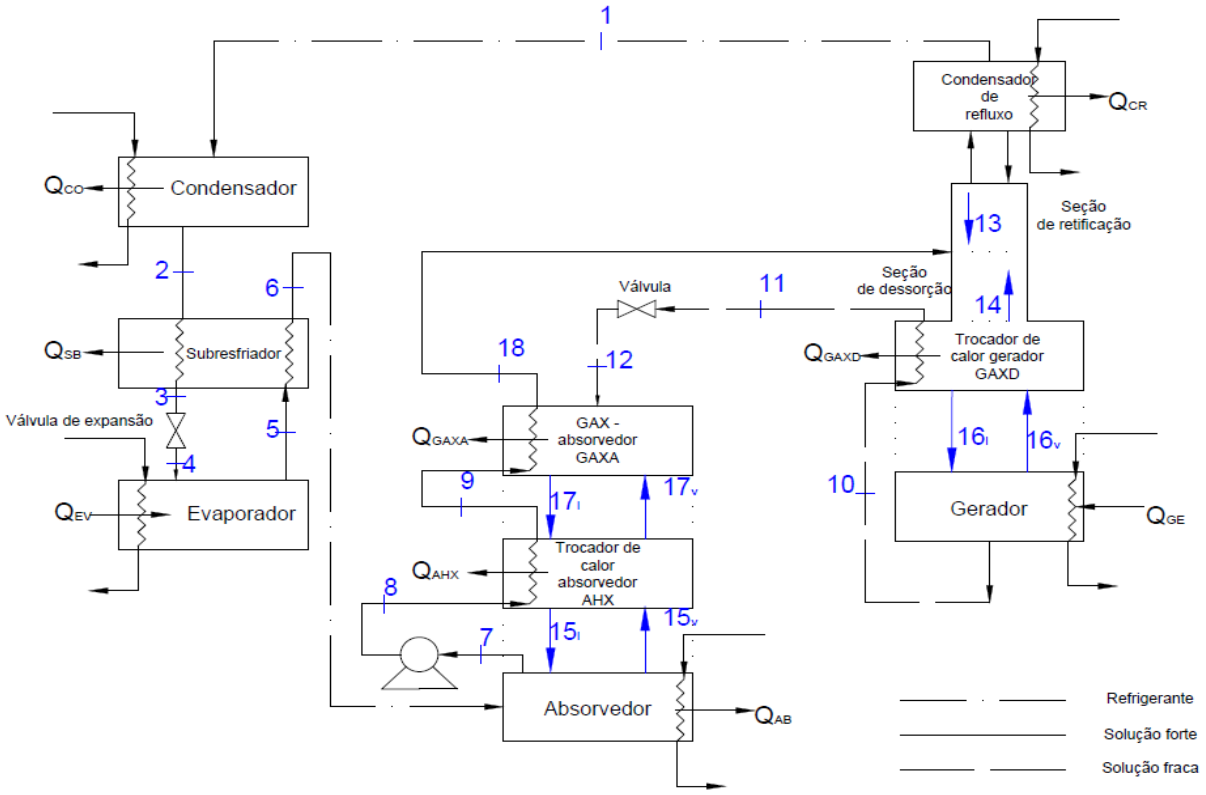


Figura 5. 16 - Fluxograma simplificado da configuração de ciclo GAX com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios simulados.

A solução forte de amônia a alta pressão no estado 8 é introduzida novamente na seção intermediária da coluna absorvedor-*GAX* (seção do trocador de calor *AHX*) onde resfria a solução fraca que vem do gerador e, consequentemente, é pré-aquecida uma vez que recebe parte do calor de absorção (proveniente da solução fraca quente), deixando-a no estado 9. Após isso, a solução entra na seção superior absorvedor (seção mais quente representada pelo trocador *GAXA*), onde recebe mais calor da solução fraca quente que sai do gerador e calor de absorção, deixando o absorvedor no estado 18 a alta pressão.

As equações termodinâmicas e de transferência de calor para a seção inferior da coluna absorvedor-*GAX* (representado pelo absorvedor) e para a seção inferior da coluna gerador-*GAX*-retificador (representado pelo gerador) são idênticas às equações desenvolvidas na seção 5.2. Dessa forma, nesta seção 5.3 apresenta-se apenas a modelagem termodinâmica e as equações de transferência de calor para os seguintes trocadores de calor *AHX*, *GAXA* e *GAXD*.

5.3.1 Trocador de calor absorvedor – *AHX*

Este equipamento consiste em um trocador de calor do tipo casco e tubo onde a solução forte proveniente da seção inferior da coluna absorvedor-*GAX* escoa internamento nos tubos e a solução fraca que vem do gerador flui na carcaça em contracorrente com o vapor de amônia que deixa o evaporador. Na saída do absorvedor, a solução forte fria é bombeada e introduzida novamente na seção intermediária do mesmo absorvedor de modo que através da parede tubos aletados, resfria a solução fraca que vem do gerador e recebe o calor de absorção desta seção, sendo pré-aquecida antes de entrar novamente na seção superior do absorvedor. As variáveis efetivas utilizadas foram as temperaturas T_9^l e T_{15}^l. A figura 5.17 mostra os volumes de controle empregados para o *AHX*.

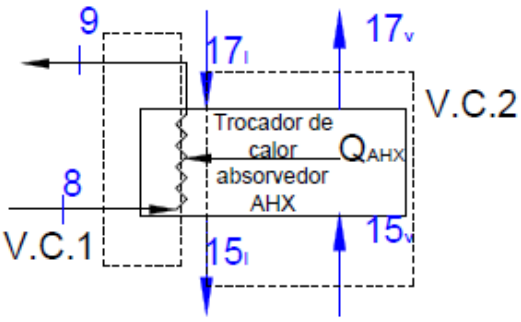


Figura 5. 17 - Volumes de controle para o trocador de calor *AHX* no absorvedor de três estágios.

Cada um dos lados que permitem o escoamento de solução pelo trocador de calor *AHX* foi tratado como volume de controle. Dessa forma, as equações de conservação de massa total e de amônia são respectivamente:

Para V.C.1:

$$l_8 = l_9 \tag{5.143}$$

$$x_8 = x_9 \tag{5.144}$$

Para V.C.2:

$$l_{17} + v_{15} = l_{15} + v_{17} \tag{5.145}$$

$$l_{17}x_{17} + v_{15}y_{15} = l_{15}x_{15} + v_{17}y_{17} \tag{5.146}$$

As equações 5.143, 5.144, 5.145 e 5.146 foram utilizadas como equações de substituição no código.

O balanço de energia aplicado em cada lado de fluxo de solução dos volumes de controle apresentados na figura 5.17 resulta em:

Para V.C.1:

$$\dot{Q}_{GAXA} = l_9 h_9^l - l_8 h_8^l \tag{5.147}$$

Para V.C.2:

$$\dot{Q}_{GAXA} = l_{17} h_{17}^l + v_{15} h_{15}^v - l_{15} h_{15}^l - v_{17} h_{17}^v \tag{5.148}$$

As equações 5.147 e 5.148 foram empregadas como equações de resíduos.

Para projeto e simulação do sistema foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica com as seguintes equações de substituição:

$$\dot{Q}_{AHX} = (UA)_{AHX} \, \Delta T_{LM\ AHX} \tag{5.149}$$

$$\Delta T_{LM\ AHX} = \frac{\left[\left(T_{17}^l - T_9^l\right) - \left(T_{15}^l - T_8^l\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_{17}^l - T_9^l\right)}{\left(T_{15}^l - T_8^l\right)}\right]} \tag{5.150}$$

As equações 5.149 e 5.150 calculam a transferência de calor $\dot{Q}_{AHX}$ entre as correntes de fluidos e o tamanho do trocador de calor de solução através do parâmetro $(UA)_{AHX}$.

Assumem-se condições de equilíbrio de fases entre as correntes de fluxo de líquido e de vapor na seção do *AHX* (VELAZQUEZ *et al*. 2002; GOMEZ *et al*. 2008; RAMESHKUMAR *et al*. 2009).

$$T_{15}^l = T_{15}^v = T_{sat}(p_{15}, x_{15}) \tag{5.151}$$

$$y_{15} = y_{sat}(p_{15}, x_{15}) \tag{5.152}$$

Se $T_{15}^l < T_{sat}(p_{15}, x_{15})$, então:

$$x_{15} = x_{sat}\left(p_{15}, T_{15}^{l}\right) \tag{5.153}$$

$$y_{15} = y_{sat}\left(p_{15}, T_{15}^{l}\right) \tag{5.154}$$

As entalpias dos pontos principais são calculadas por:

$$h_{9}^{l} = h^{l}\left(p_{9}, T_{9}^{l}, x_{9}\right) \tag{5.155}$$

$$h_{15}^{l} = h^{l}\left(p_{15}, T_{15}^{l}, x_{15}\right) \tag{5.156}$$

$$h_{15}^{v} = h^{v}\left(p_{15}, T_{15}^{v}, y_{15}\right) \tag{5.157}$$

5.3.2 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do absorvedor – *GAXA*

O trocador de calor *GAXA* está incorporado na seção superior do absorvedor onde apresenta a temperatura mais elevada. A configuração e o funcionamento deste trocador já foram discutidos na seção 5.2.2 e desta forma, esta análise é realizada de maneira mais objetiva. As variáveis efetivas foram as temperaturas T_{18}^{l} e T_{17}^{l}. A figura 5.18 mostra os volumes de controle empregados para o trocador GAXA.

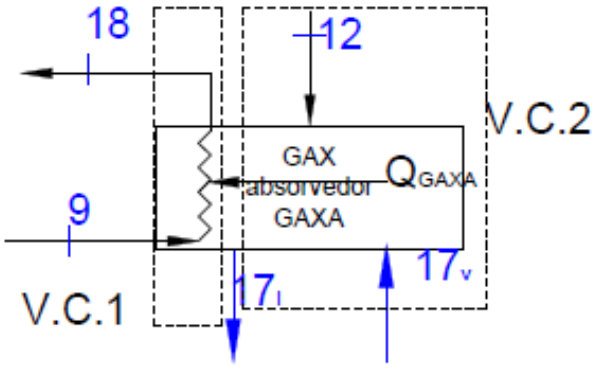


Figura 5. 18 - Volume de controle para o GAXA no absorvedor de três estágios.

As equações da conservação de massa total, de amônia e da energia aplicadas em cada lado do fluxo de solução no volume de controle mostrado na figura 5.18:

Para V.C.1:

$$l_9 = l_{18} \tag{5.158}$$

$$x_9 = x_{18} \tag{5.159}$$

$$\dot{Q}_{GAXA} = l_{18} h_{18}^{l} - l_9 h_9^{l} \tag{5.160}$$

Para V.C.2:

$$l_{12} + v_{17} = l_{17} \tag{5.161}$$

$$l_{12} x_{12} + v_{17} y_{17} = l_{17} x_{17} \tag{5.162}$$

$$\dot{Q}_{GAXA} = l_{12} h_{12}^{l} + v_{17} h_{17}^{v} - l_{17} h_{17}^{l} \tag{5.163}$$

As equações 5.158, 159, 161 e 162 são utilizadas como equações de substituição, enquanto que as equações 5.160 e 5.163 foram empregadas como equações de resíduos.

As equações de substituição 5.164 e 5.165 foram utilizadas para projeto e simulação do sistema aplicando o método da diferença de temperatura média logarítmica:

$$\dot{Q}_{GAXA} = (UA)_{GAXA} \Delta T_{LM\ GAXA} \tag{5.164}$$

$$\Delta T_{LM\ GAXA} = \frac{\left[\left(T_{18}^{l} - T_{12}^{l}\right) - \left(T_{17}^{l} - T_{9}^{l}\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_{18}^{l} - T_{12}^{l}\right)}{\left(T_{17}^{l} - T_{9}^{l}\right)}\right]} \tag{5.165}$$

As equações 5.164 e 5.165 calculam a transferência de calor $\dot{Q}_{GAXA}$ entre as correntes de fluidos e o tamanho do trocador de calor de solução através do parâmetro $(UA)_{GAXA}$.

Assumem-se condições de equilíbrio entre as correntes de fluxo de líquido e de vapor na seção do *GAXA* (VELAZQUEZ *et al*. 2002; GOMEZ *et al*. 2008; Rameshkumar *et al*. 2009). Logo, se $T_{17}^{l} < T_{sat}(p_{17}, x_{17})$:

$$T_{17}^{l} = T_{17}^{v} = T_{sat}(p_{17}, x_{17}) \tag{5.167}$$

$$y_{17} = y_{sat}(p_{17}, x_{17}) \tag{5.168}$$

Se $T_{17}^{l} < T_{sat}(p_{17}, x_{17})$, então:

$$x_{17} = x_{sat}(p_{17}, T_{17}^{l}) \tag{5.169}$$

$$y_{17} = y_{sat}(p_{17}, T_{17}^{l}) \tag{5.170}$$

As entalpias dos pontos principais são calculadas por:

$$h_{18}^{l} = h^{l}(p_{18}, T_{18}^{l}, x_{18}) \tag{5.171}$$

$$h_{17}^{l} = h^{l}(p_{17}, T_{17}^{l}, x_{17}) \tag{5.172}$$

$$h_{17}^{v} = h^{v}(p_{17}, T_{17}^{v}, y_{17}) \tag{5.173}$$

5.3.3 Trocador de calor gerador-absorvedor na seção do gerador- *GAXD*

A configuração e o funcionamento deste trocador *GAXD* no ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios é análogo ao sistema *GAX* com absorvedor de dois estágios. A figura 5.19 mostra os volumes de controle do *GAXD*.

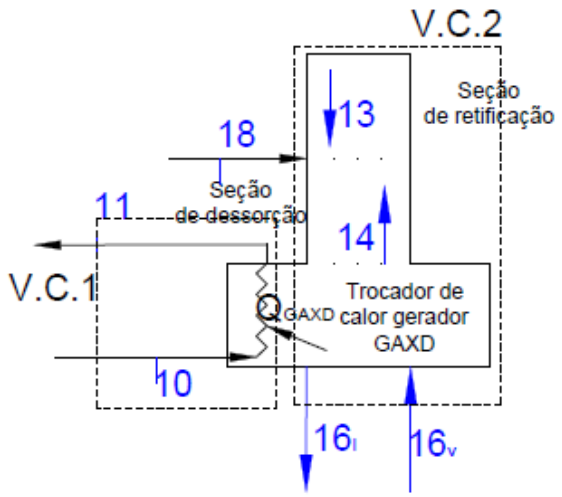


Figura 5. 19 - Volumes de controle para o GAXD no gerador de dois estágios.

As equações da conservação de massa total, de amônia e da energia aplicadas em cada lado do fluxo de solução no volume de controle mostrado na figura 5.19:

Para V.C.1:

$$l_{10} = l_{11} \tag{5.174}$$

$$x_{10} = x_{11} \tag{5.175}$$

Para V.C.2:

$$l_{18} + l_{13} + v_{16} = l_{16} + v_{14} \tag{5.176}$$

$$l_{18}x_{18} + l_{16}x_{16} + v_{16}y_{16} = l_{16}x_{16} + v_{14}y_{14} \tag{5.177}$$

As equações 574 e 5.175 foram utilizadas como equações de substituição no código.

O balanço de energia aplicado em cada volume de controle da figura 5.19 resulta em:

Para V.C.1:

$$\dot{Q}_{GAXD} = l_{10}h_{10}^{l} - l_{11}h_{11}^{l} \tag{5.178}$$

Para V.C.2:

$$\dot{Q}_{GAXD} = l_{16}h_{16}^{l} + v_{14}h_{14}^{v} - l_{18}h_{18}^{l} - l_{13}h_{13}^{l} - v_{16}h_{16}^{v} \tag{5.179}$$

As equações 5.178 e 5.179 foram empregadas como equações de resíduos.

Para projeto e simulação do sistema foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica com as seguintes equações de substituição:

$$\dot{Q}_{GAXD} = (UA)_{GAXD}\,\Delta T_{LM\ GAXD} \tag{5.180}$$

$$\Delta T_{LM\ GAXD} = \frac{\left[\left(T_{10}^{l} - T_{16}^{l}\right) - \left(T_{11}^{l} - T_{18}^{l}\right)\right]}{\ln\left[\dfrac{\left(T_{10}^{l} - T_{16}^{l}\right)}{\left(T_{11}^{l} - T_{18}^{l}\right)}\right]} \tag{5.181}$$

As equações 5.180 e 5.181 calculam a transferência de calor $\dot{Q}_{GAXD}$ entre as correntes de fluidos e o tamanho do trocador de calor de solução através do parâmetro $(UA)_{GAXD}$.

Assumem-se condições de equilíbrio de fases entre as correntes de fluxo de líquido e de vapor na seção do *GAXD* (VELAZQUEZ *et al*. 2002; GOMEZ *et al*. 2008; RAMESHKUMAR *et al*. 2009).

$$T_{16}^{l} = T_{16}^{v} = T_{sat}(p_{16}, x_{16}) \tag{5.182}$$

$$y_{16} = y_{sat}(p_{16}, x_{16}) \tag{5.183}$$

Se $T_{16}^{l} < T_{sat}(p_{16}, x_{16})$, então:

$$x_{16} = x_{sat}\left(p_{16}, T_{16}^{l}\right) \tag{5.184}$$

$$y_{16} = y_{sat}\left(p_{16}, T_{16}^{l}\right) \tag{5.185}$$

As entalpias dos pontos principais são calculadas por:

$$h_{10}^{l} = h^{l}\left(p_{10}, T_{10}^{l}, x_{10}\right) \tag{5.186}$$

$$h_{11}^{l} = h^{l}\left(p_{11}, T_{11}^{l}, x_{11}\right) \tag{5.187}$$

$$h_{13}^{l} = h^{l}\left(p_{13}, T_{13}^{l}, x_{13}\right) \tag{5.188}$$

$$h_{14}^{v} = h^{v}\left(p_{14}, T_{14}^{v}, y_{14}\right) \tag{5.189}$$

$$h_{16}^{l} = h^{l}\left(p_{16}, T_{16}^{l}, x_{16}\right) \tag{5.190}$$

$$h_{16}^{v} = h^{v}\left(p_{16}, T_{16}^{v}, y_{16}\right) \tag{5.191}$$

A solução fraca deixa o gerador nas condições de saturação, logo:

$$T_{10}^{l} = T_{sat}\left(p_{10}, x_{10}\right) \tag{5.192}$$

O refluxo deixando a seção de retificação e o vapor atravessando a seção de dessorção (*stripping*) está em condições de saturação na coluna de retificação, impondo que:

$$T_{13}^{l} = T_{sat}\left(p_{13}, x_{13}\right) \tag{5.193}$$

$$T_{14}^{v} = T_{sat}\left(p_{14}, x_{9}\right) \tag{5.194}$$

$$y_{14} = y_{sat}\left(p_{14}, x_{9}\right) \tag{5.195}$$

A eficiência de retificação η_{ret} é definida pela equação 5.196:

$$\eta_{ret} = \frac{y_1 - x_{13}}{y_1 - x_{18}} \tag{5.196}$$

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão mostrados e discutidos os resultados das simulações computacionais realizadas para as configurações de ciclos de absorção de simples estágio com subresfriador, trocador de calor de solução e condensador de refluxo, ciclo *GAX* com absorvedor de dois estágios e gerador de dois estágios e ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios. A convalidação do modelo teórico para a análise termodinâmica e de transferência de calor do ciclo *GAX* é mostrada na seção 6.1 e foi realizada utilizando os dados operacionais de GÓMEZ *et al*. (2008) como condições de projeto dos sistemas de refrigeração, apresentado boa concordância após a sua comparação com os resultados experimentais de transferência de calor dos trocadores de calor, de concentrações e vazão em massa de amônia, temperatura e COP do sistema.

No apêndice A (tabela A.1) são apresentados os resultados da comparação entre o número de iterações das sub-rotinas de propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia as quais foram implementadas no código computacional com derivadas analíticas para substituição das sub-rotinas com derivadas numéricas pré-existentes no programa inicial. Estas derivadas calculam as temperaturas e concentrações da água e amônia nas fases de líquido e vapor pela igualdade entre os potenciais químicos desses componentes entre as fases.

Para resolver as equações de equilíbrio da mistura água-amônia no código principal, foi empregado o método de Newton-Raphson, através de um código mais simples e de baixo custo computacional quando comparado com o código utilizado para projeto e simulação dos três ciclos de absorção estudados neste trabalho, uma vez que o sistema é executado com sub-rotinas para condições de equilíbrio entre os potenciais químicos que possuem duas equações e duas incógnitas e as derivadas parciais são obtidas de forma analítica. Os resultados dos números de iterações para o cálculo das concentrações de cada componente a partir das sub-rotinas com derivadas analíticas foram comparados com os resultados das derivadas numéricas em diferentes condições de temperatura e de pressão.

O código computacional foi elaborado para ser executado em dois modos de operação: de projeto e simulação. O primeiro modo foi utilizado para calcular o porte de cada trocador de calor dos sistemas de refrigeração e o segundo empregado para prever o desempenho termodinâmico dos ciclos em condições de operação variadas dos sistemas. Para isso, o presente trabalho adota para comparação entre diferentes configurações o critério de manter o porte total do equipamento, representado pelo

produto UA (coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca do componente do ciclo). Assumindo que os custos dos vários trocadores sejam proporcionais a somatória dos produtos UA, os custos deverão ser equivalentes.

Para todas as configurações de ciclos de absorção modeladas neste trabalho, foram especificados os dados operacionais externos ao sistema, tais como, a temperatura do ambiente a ser resfriado, temperatura do ar para arrefecimento do condensador, absorvedor e condensador de refluxo, temperatura de entrada do fluido de aquecimento no gerador e temperatura nos trocadores de calor interno, de solução e subresfriador, baseados nas condições de projeto de GÓMEZ *et al*. (2008).

Assumiram-se diferenças moderadas de temperatura nos trocadores de calor interno, de solução e subresfriador. Dessa forma, a simulação computacional consistiu em executar o código inicialmente no modo de projeto inserindo esses dados de temperaturas adicionados aos dados operacionais de outros componentes, tais como, eficiência da bomba de solução e de retificação, fração de vapor de amônia na saída do condensador de refluxo e pressão de sucção para a bomba. Portanto, através de um modelo meramente termodinâmico e de equações de transferência de calor, obteve-se os resultados do porte de cada trocador de calor (para o ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios) representados pelos parâmetros globais de transferência de calor multiplicados pelas áreas de cada componente. Uma vez calculados esses valores dos parâmetros globais de transferência de calor para o ciclo *GAX* absorvedor três estágios, os mesmos foram utilizados para os trocadores de calor dos ciclos de simples estágio e *GAX* com absorvedor de dois estágios para validar as comparações entre as configurações.

Nas etapas posteriores, o código foi executado no modo simulação, o qual fornece as condições de operação dos sistemas de refrigeração baseadas nos dados operacionais externos e construtivos dos componentes. Para as três configurações de ciclos de absorção, foram desenvolvidas sub-rotinas, as quais foram utilizadas inicialmente para atingir uma configuração próxima à do projeto termodinâmico, para cálculo dos parâmetros globais de transferência de calor com base no aspecto construtivo de cada componente.

As equações de transferência de calor para cada componente dos três sistemas de refrigeração por absorção foram inseridas visando o cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor multiplicados pelas áreas de cada equipamento. Concomitantemente, foram calculados e comparados os seguintes parâmetros: as temperaturas, as transferências de calor de cada componente e o COP dos

ciclos através da variação de parâmetros, tais como: temperatura do ambiente a ser resfriado, temperatura do ar para arrefecimento e temperatura de entrada do fluido de aquecimento no gerador.

A etapa final deste trabalho consistiu em uma proposta para otimização do sistema de refrigeração por absorção *GAX* com absorvedor de três estágios através da variação dos parâmetros globais de transferência de calor para cada trocador de calor do ciclo.

6.1 Convalidação do modelo teórico para análise do ciclo *GAX*

Os resultados da simulação numérica do modelo teórico desenvolvido neste trabalho para a análise termodinâmica e de transferência de calor do ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios foram convalidados com os resultados experimentais e de simulação obtidos por GÓMEZ *et al*. (2008) utilizando o modelo de VELÁZQUEZ *et al*. (2002), através de comparações entre as temperaturas, transferências de calor de cada equipamento, fluxos, concentrações e COP do sistema. A unidade de absorção foi projetada para ser utilizada em climas extremamente quentes, por isso, que foi estabelecido como condições ambientais de projeto, para o resfriamento a ar em temperatura ambiente até 40°C e com 24% de umidade relativa. A tabela 6.1 apresenta as condições de operação especificadas no sistema de refrigeração experimental desenvolvido por GÓMEZ *et al*. (2008) e que foram utilizadas como parâmetros de entrada para projeto do modelo desenvolvido neste trabalho.

Tabela 6. 1 - Parâmetros utilizados para condições de operação para projeto.

Condições de Operação	GÓMEZ *et al.* (2008) *Experimental*	Presente trabalho *Projeto*
Efeito frigorífico $Q_{EV}\,(kW)$	7,10	7,10
Temperatura do ambiente resfriado $T_{AR}\,(°C)$	15,33	15,33
Temperatura de entrada do fluido quente $T_{fq}\,(°C)$	192,55	192,55
Temperatura de entrada do ar arrefecimento $T_a\,(°C)$	40	40
Eficiência da bomba de solução η_B	0,80	0,80
Diferença de temperatura no condensador $(°C)$	10	10
Diferença de temperatura no gerador $(°C)$	30	30
Pressão de sucção no absorvedor (Pa)	NA*	25000
Eficiência de retificação η_{ret}	NA*	0,28

Fonte: GÓMEZ *et al*. (2008).
NA* = Não avaliado ou informado.

A diferença de temperatura entre a entrada e saída da solução líquida nos demais trocadores de calor foi especificada em 10°C, o qual foi inserido como dado de entrada para projeto.

Conforme pode ser observado na tabela 6.1, os valores referentes à pressão de sucção no absorvedor e eficiência de retificação foram ajustados de acordo com as condições de operação do protótipo experimental.

Para calcular o parâmetro UA de cada trocador de calor dos ciclos de refrigeração por absorção modelados no presente trabalho, foi arbitrado o valor da efetividade (ε) de 0,5.

No equipamento experimental, a fonte de calor externa para o gerador é proveniente de um aquecimento indireto utilizando óleo térmico que foi aquecido através de uma resistência elétrica de 24kW. Entretanto, em fases posteriores, esta unidade experimental poderá ser impulsionada por uma

fonte de energia híbrida (gás LP-solar) utilizando um queimador de gás indireto e coletores solares de alta eficiência (GÓMEZ *et al.*, 2008).

Outros valores para temperaturas de operação em estado estacionário referentes aos trocadores de calor interno no absorvedor e gerador são apresentados conforme tabela 6.2.

Tabela 6. 2 - Dados de temperaturas de operação para os trocadores de calor interno no absorvedor e gerador.

Temperaturas de Operação dos trocadores de calor interno no absorvedor e gerador	GÓMEZ *et al.* (2008) *Experimental*	Presente trabalho *Projeto*
Temperatura de entrada da solução forte na bomba $(°C)$	57	57
Temperatura de saída da solução forte no AHX $(°C)$	77	77
Temperatura de saída da solução forte no GAXA $(°C)$	92	92
Temperatura de entrada da solução fraca no GAXD $(°C)$	162	162
Temperatura de saída da solução fraca no GAXD $(°C)$	107	107

Fonte: GÓMEZ *et al*. (2008).

Com base nessas condições de projeto, foram calculados e ajustados os portes de cada componente do sistema de refrigeração em termos de parâmetros globais representados pelo produto UA (nos casos onde se aplica o método da DMLT) ou pelo produto $\varepsilon \dot{m} c_p$ (nos casos em que se aplica o método da efetividade). A tabela 6.4 apresenta os valores obtidos pelas condições de projeto para a efetividade multiplicada pela capacidade térmica horária mínima ($c_{\min}$) e para os parâmetros globais de transferência de calor que são representados em função do coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área do equipamento.

Tabela 6. 3 - Resultados obtidos do código de simulação a partir de dados iniciais de projeto.

Trocador de calor (método)	UA ou $\varepsilon \dot{m} c_p$ (W/K)
Condensador (efetividade)	828,68
Subresfriador (DMLT)	357,08
Evaporador (efetividade)	752,05
Absorvedor (efetividade)	531,63
AHX (DMLT)	51,92
GAXA (DMLT)	119,29
Gerador (efetividade)	393,26
GAXD (DMLT)	68,96
Condensador de refluxo (efetividade)	137,05

A razão de circulação para o ciclo GAX é um parâmetro adimensional que relaciona a vazão em massa da solução forte que sai do absorvedor e a vazão em massa de vapor de refrigerante que sai da coluna gerador-*GAX*-retificador. Este parâmetro indica a necessidade de um aumento da vazão em massa de refrigerante em função do aumento da elevação de temperatura. A elevação da temperatura é definida como sendo a diferença entre a temperatura do condensador e evaporador. A razão de circulação (CR) e a razão de fluxo (FR) adimensionais são definidas matematicamente pelas equações 6.1 e 6.2, respectivamente.

$$CR = \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_1} \tag{6.1}$$

$$FR = CR + 1 \tag{6.2}$$

A figura 6.1 apresenta a comparação entre o efeito da diferença de temperatura entre o condensador e evaporador (denominada elevação de temperatura do ciclo *GAX*) sobre a razão de fluxos

obtidos através de resultados experimentais e por simulação numérica. Como pode ser observado, com o aumento da diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador, o gerador necessita de uma maior vazão em massa da solução forte com maior concentração de amônia para produzir o mesmo aumento de vazão de vapor de amônia requerido pelo ciclo. Os resultados da simulação numérica apresentaram boa concordância com os resultados experimentais.

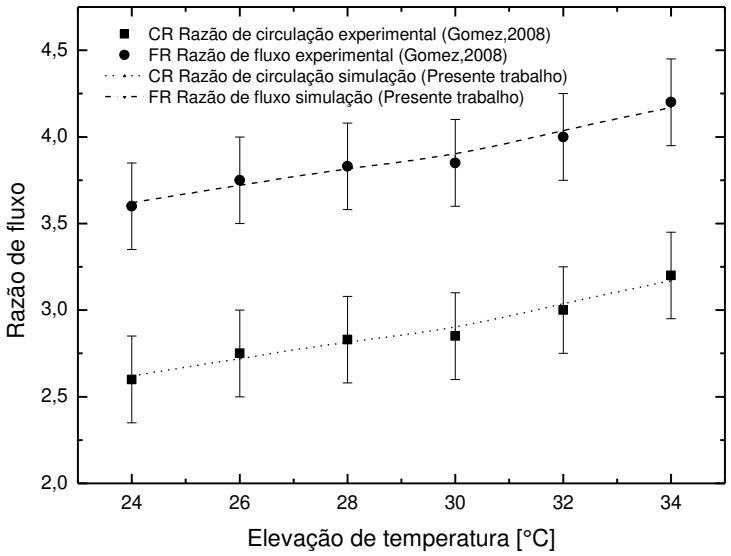


Figura 6. 1 - Comparação entre o efeito da elevação de temperatura sobre as razões de fluxo experimental e simulação.

A tabela 6.4 apresenta a comparação dos resultados do ciclo de resfriamento por absorção *GAX*, obtidos numericamente e experimentalmente. Os resultados experimentais apresentados por GÓMEZ *et al*. (2008) foram realizados em condições de estado estacionário após a estabilização do sistema. A diferença encontrada nos valores de simulação para as concentrações de amônia na solução fraca e forte em comparação com os resultados experimentais pode ser atribuída ao baixo valor empírico ajustado da eficiência de retificação para o modo de simulação. De acordo com os valores obtidos através de simulação numérica deste trabalho em comparação aos resultados experimentais, conclui-se que o modelo empregado neste trabalho representa as condições de projeto para o sistema experimental e pode ser utilizado como uma importante ferramenta para projeto e estudos de otimização de unidades de absorção *GAX*.

Tabela 6. 4 - Comparação entre os resultados experimentais e simulação do sistema de refrigeração *GAX*.

Parâmetros (ponto)	Unidade	GÓMEZ *et al*. (2008) *Experimental*	Presente tese *Simulação*	MODELO VELAZQUEZ *et al*. (2002) *Simulação*	% Erro relativo *(Gómez x Presente Tese)*	% Erro relativo *(Gómez x Modelo Velázquez)*
Pressão de alta	*bar*	19,95	19,80	20,00*	0,75	0,25
Pressão de baixa	*bar*	6,20	6,24	6,00*	0,65	3,23
Fluxo de vapor de amônia (1)	kg/min	0,35	0,36	0,36	2,86	2,86
Concentração de amônia na solução fraca (10)	%	17,15	18,42	17,00	7,40	0,87
Concentração de amônia na solução forte (7)	%	42,22	43,57	43,50	3,20	3,03
Concentração de amônia no vapor (1)	%	99,10	99,15	99,21	0,05	0,11
Temperatura de saída no condensador de refluxo (1)	$°C$	82,20	81,08	81,00	1,36	1,46
COP = Qev/Qge		0,58	0,58	0,61	0,0	5,17
Razão de circulação		2,63	2,61	2,51	0,76	4,56
Razão de fluxo		3,63	3,61	3,51	0,55	3,31

*Dados de entrada

A tabela 6.5 compara as transferências de calor experimental e por simulação numérica obtida para cada equipamento do ciclo *GAX*. Os resultados experimentais apresentados são valores médios resultantes de uma série de experimentos realizados por GÓMEZ *et al*. (2008), após o estabelecimento do estado estacionário, onde a capacidade de resfriamento permaneceu constante.

Conforme pode ser observado na tabela 6.5, a transferência de calor do gerador calculada pela simulação computacional de 12,07kW foi próxima do valor experimental de 11,81kW. A capacidade de resfriamento obtida por simulação neste trabalho de 7,04kW foi praticamente semelhante aos 7,10kK obtidos experimentalmente. O calor rejeitado no condensador obtido por simulação de 7,02kW

foi próximo do valor experimental de 6,60kW, entretanto, a diferença encontrada entre eles foi principalmente devido aos 2°C de subresfriamento encontrados no trabalho experimental contra as condições de saturação que foram consideradas na simulação. O calor extraído do ar de arrefecimento durante o processo de absorção apresentou valor de simulação de 9,58kW próximo ao experimental de 9,21kW. Estes resultados podem ser atribuídos ao mau funcionamento do sistema experimental do absorvedor ocasionado pela acumulação do vapor de amônia na coluna absorvedor-GAX e uma distribuição deficiente da queda de filme da solução fraca que afetou o processo de absorção.

Como pode ser observado pela tabela 6.5, os valores de transferências de calor obtidos por simulação numérica são validados após apresentarem boa concordância com os resultados experimentais. A recuperação de calor interno obtido para as colunas do absorvedor-*GAX* ($Q_{(GAXA+AHX)}$) e gerador-*GAX* (Q_{GAXD}) é consistente com os valores experimentais.

Tabela 6. 5 - Comparação entre os valores de transferência de calor experimental e simulação numérica de cada equipamento.

Parâmetros	Unidades	GÓMEZ *et al*. (2008) *Experimental*	Presente tese *Simulação*	MODELO VELÁZQUEZ *et al*. (2002) *Simulação*	% Erro relativo *(Gómez x Presente Tese)*	% Erro relativo *(Gómez x modelo Velazquez)*
Q_{EV}	kW	7,10	7,04	7,30*	0,80	2,82
Q_{GE}	kW	11,81	12,07	11,81*	2,20	---
Q_{AB}	kW	9,21	9,58	9,23	4,02	0,22
Q_{CO}	kW	6,60	7,02	6,65	6,36	0,76
Q_{CR}	kW	2,40	2,32	2,30	3,33	4,17
Q_{SB}	kW	0,87	0,89	0,90	2,30	3,45
$Q_{(GAXA+AHX)}$	kW	4,26	4,46	4,10	4,69	3,76
Q_{GAXD}	kW	2,32	2,34	2,25	0,86	3,02

*Dado de entrada

6.2 Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado

A faixa para a temperatura do ambiente a ser resfriado são definidas para aplicações em sistemas de ar condicionado residencial. A influência da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as temperaturas, transferências de calor para cada equipamento e COP dos sistemas de refrigeração por absorção de simples estágio, *GAX* com absorvedor de dois estágios e *GAX* com absorvedor de três estágios, pode ser vista nas figuras 6.2 a 6.9.

Para o ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios, o absorvedor e gerador são trocadores de calor em que ocorre a queda de filme, em que o líquido e vapor são postos em contato num fluxo em contracorrente, resultando em perfis de temperatura e de composição diferentes ao longo dos tubos da coluna. Alguns pontos destes perfis de temperaturas podem ser observados nas figuras 6.2, 6.3 e 6.4.

No interior dos tubos, os gradientes de concentração, temperatura e pressão estão presentes, os quais tendem naturalmente ao equilíbrio. Esses gradientes podem ser observados entre a maior parte da corrente de vapor e a sua interface com o líquido, e entre a maior parte da corrente de líquido e a sua interface com o vapor.

No absorvedor, a temperatura da película de líquido que cai (solução absorvente) é maior do que a temperatura do vapor ascendente, devido às condições de entrada e de liberação de energia térmica na interface durante o processo de absorção. Conforme pode ser observado na figura 6.2, a solução absorvente transfere calor a partir da película de líquido em direção ao vapor, aumentando a temperatura deste último, portanto, o vapor entra no absorvedor a uma temperatura de 45°C, aumenta a sua temperatura entre 90 a 96°C (T_{15}) e atinge valores na faixa de 97 a 106°C (T_{17}) na 3º seção de absorção (última seção *GAX* denominada de *GAXA*). Na coluna gerador-*GAX*, a temperatura da película de líquido aumenta à medida que desce através dos tubos, como por exemplo, a solução forte entra na coluna com temperatura T_{18} na faixa de 103 a 107°C, na seção intermediária do gerador T_{16} aumenta para entre 114 a 108°C e sai na seção inferior do gerador T_{10} com valores entre 161,86 a 162,40°C. Por outro lado, a temperatura do vapor que ascende ao longo da coluna gerador-*GAX* diminui. Pode-se observar que para temperaturas do ambiente a ser resfriado acima de 29°C, as temperatura T_{18} tende a ser superior ao valor de T_{16}.

No caso para o ciclo *GAX* com absorvedor de dois estágios (conforme mostra a figura 6.3), o vapor entra no absorvedor a 45°C e atinge valores entre 90 a 98°C (T_{15}) na última seção da coluna absorvedor-*GAX*.

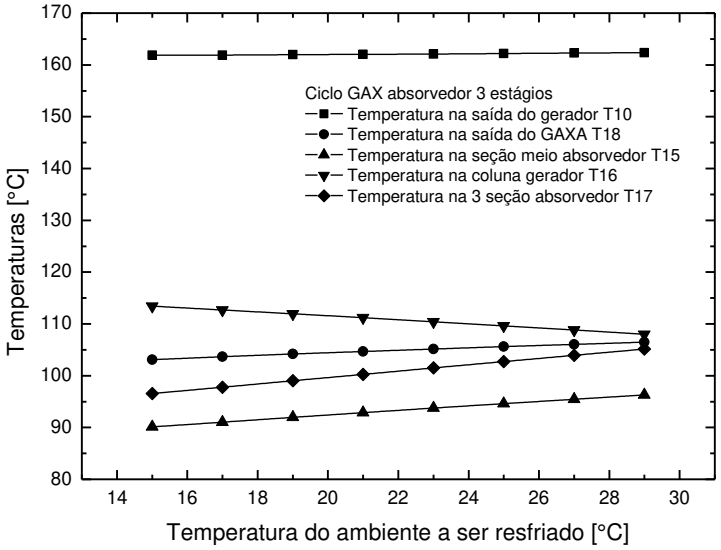


Figura 6. 2 - Efeito da temperatura do ambiente resfriado sobre as temperaturas internas nos trocadores de calor absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de três estágios).

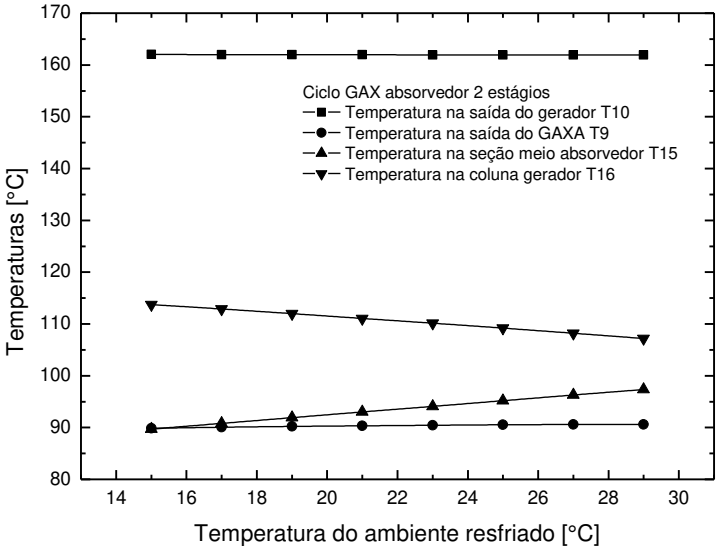
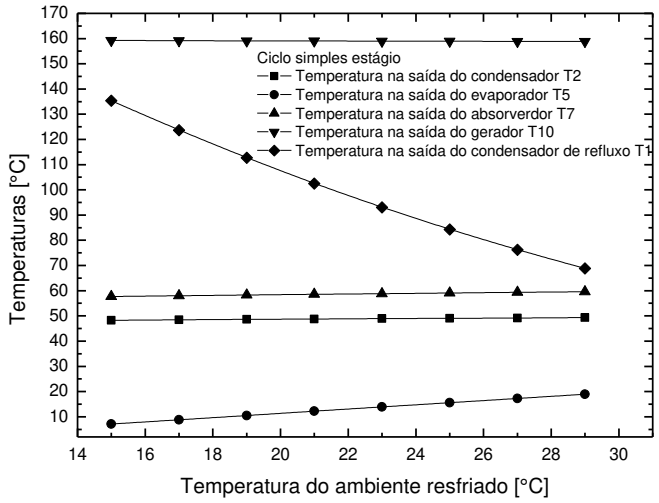


Figura 6. 3 - Efeito da temperatura do ambiente resfriado sobre as temperaturas internas nos trocadores de calor absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de dois estágios).

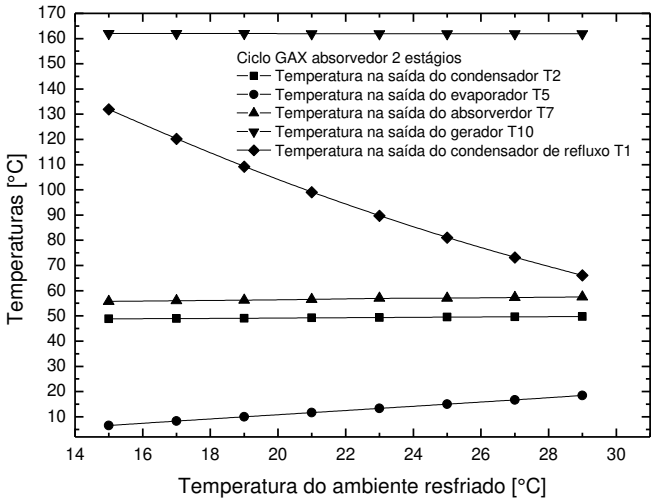
Na coluna gerador-*GAX*, conforme pode ser visto na figura 6.3, a temperatura da película de líquido aumenta à medida que desce através dos tubos, como por exemplo, a solução forte entra na coluna com temperatura T_9 de 90°C, na seção intermediária do gerador T_{16} aumenta para entre 114 a 107,2°C e sai na seção inferior do gerador T_{10} com valor de 162,03°C. Por outro lado, a temperatura do vapor que ascende ao longo da coluna gerador-*GAX* diminui para faixas de 114 a 107,2°C (T_{16}) para 113 a 102°C (T_{14}).

As composições de vapor e líquido na coluna de absorção-*GAX* estão inicialmente num estado de não equilíbrio químico, tanto pelo teor de amônia como também pelo teor de água presentes nas duas fases. Depois de um determinado tempo em contato entre as fases de líquido e vapor, elas naturalmente tendem ao equilíbrio devido ao processo de absorção de amônia e de dessorção de água, ocasionando uma diminuição da concentração do vapor de amônia, uma vez que ascende através dos tubos, entrando na coluna com percentual em torno de 99,4% de amônia e diminui em torno de 75% em massa de amônia.

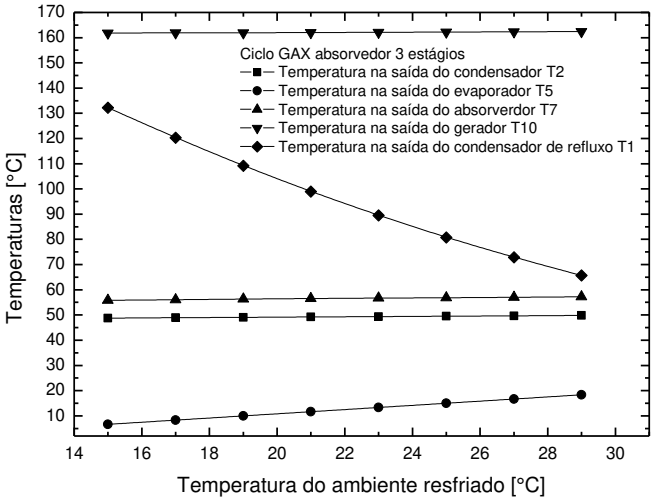
Como pode ser observado na figura 6.4, para todas as configurações, o aumento da temperatura do ambiente a ser resfriado causa um aumento nas temperaturas T_5 e T_{10}, porém uma redução acentuada para a temperatura T_1. As demais temperaturas permanecem com a tendência de função constante. Há um aumento mais significativo para a temperatura T_{10} para as configurações *GAX* quando comparada com o valor obtido para a configuração de simples estágio. Isto pode ser atribuído ao fato de que o aumento da temperatura do ambiente a ser resfriado aumenta a capacidade de desempenho de refrigeração ocasionando na elevação da temperatura T_5 e, consequentemente, aumenta a temperatura de geração. Porém, a elevação de T_5 impõe uma maior exigência de recuperação térmica e isto pode ser alcançado de forma eficiente para as configurações *GAX*.



(a)



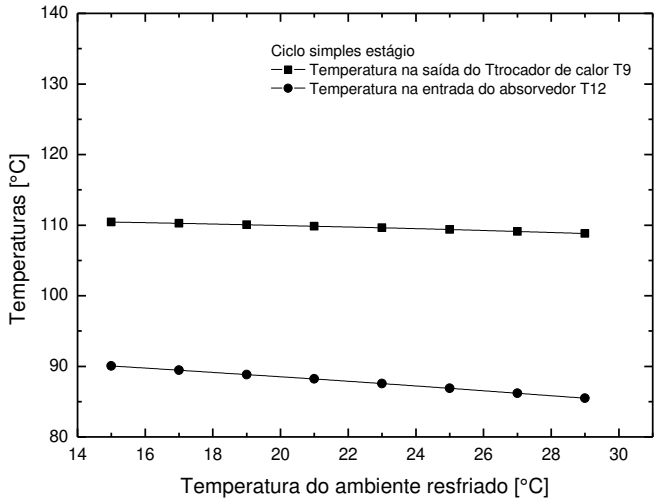
(b)



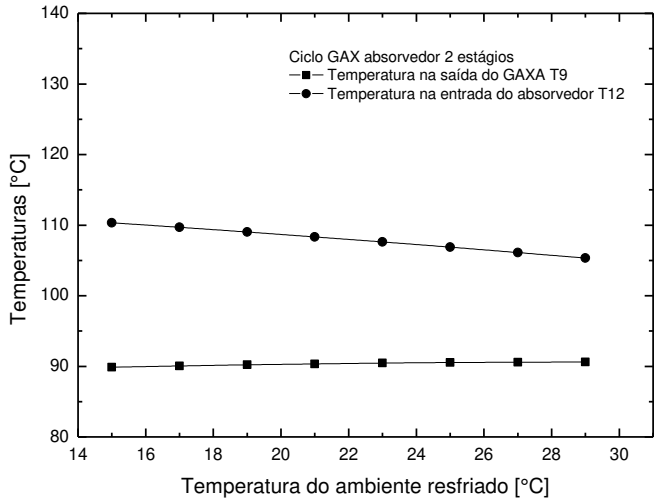
(c)

Figura 6. 4 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as temperaturas de equipamentos das configurações de ciclos de simples estágio (a) *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c).

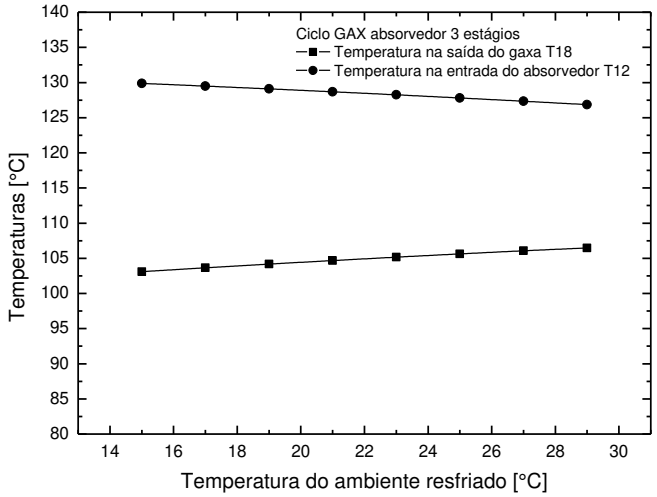
O efeito *GAX* é reduzido com o aumento da diferença de temperatura entre o condensador e evaporador, principalmente devido a uma diminuição da sobreposição de temperatura entre o absorvedor e gerador que é ocasionada pela redução da pressão e temperatura do absorvedor.



(a)



(b)

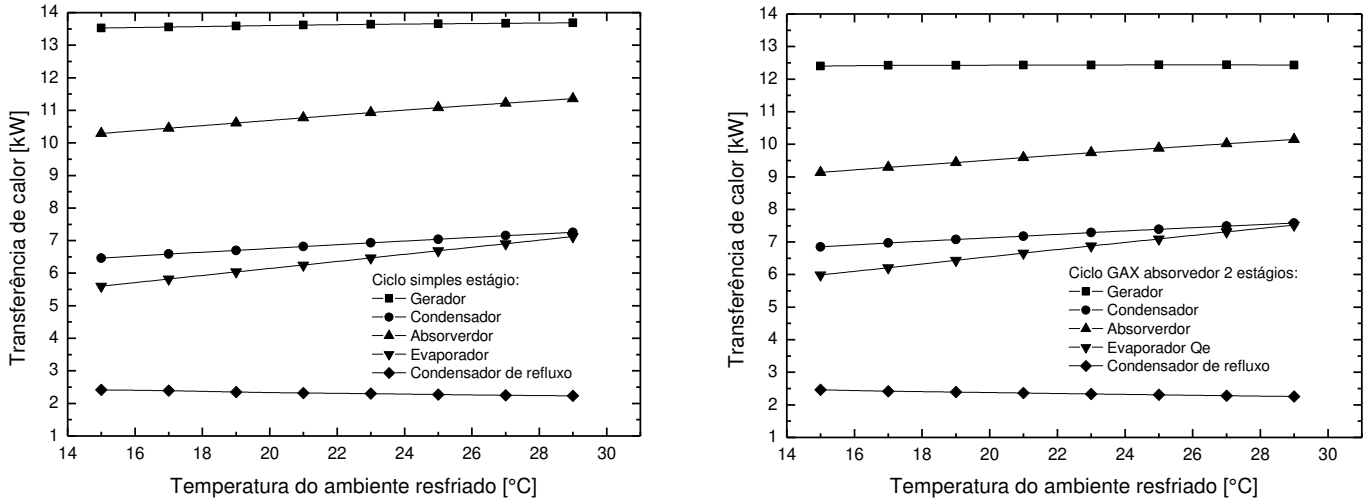


(c)

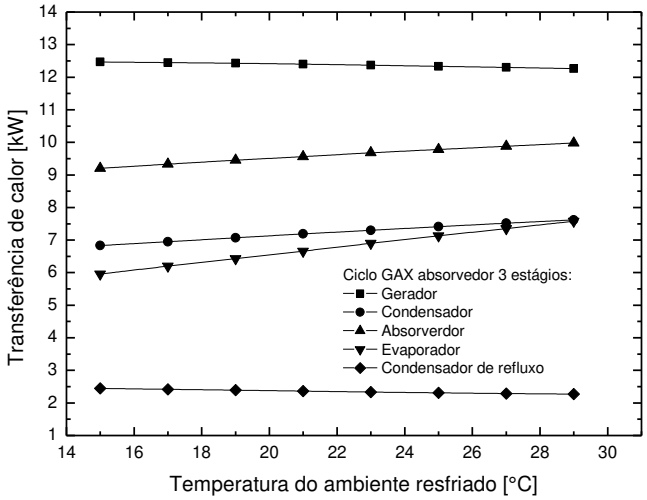
Figura 6. 5 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as temperaturas dos trocadores de calor de solução (a), *GAXA* no absorvedor dois estágios (b) e *GAXA* no absorvedor três estágios (c).

A figura 6.5 apresenta o efeito da variação da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as temperaturas de saída nos trocadores de calor de solução (no caso do ciclo de simples estágio) e *GAXA* (no caso de ciclos *GAX*). Pode-se observar que os ciclos GAX possuem maior recuperação de energia térmica do que o ciclo de simples estágio, uma vez que a temperatura T_{12} é maior no *GAX* permitirá uma maior recuperação de calor nos trocadores de calor internos *GAXA e GAXD*. A

temperatura na saída do *GAXA* é maior para a configuração com absorvedor de três estágios, pois este possibilita uma maior integração de energia interna. A integração de energia interna é definida pela soma das transferências de calor dos trocadores de calor que utilizam a própria solução para realizar a troca térmica no ciclo e pelo número de estágios divididos para absorção e geração do vapor de refrigerante.



(a) (b)



(c)

Figura 6. 6 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as transferências de calor dos trocadores de calor no ciclo de simples estágio (a), *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c).

A figura 6.6 mostra o efeito do aumento da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as transferências de calor para os ciclos de simples estágio (figura 6.6a), *GAX* absorvedor dois estágios (figura 6.6b), *GAX* absorvedor três estágios (figura 6.6c). Analisando a figura 6.6, pode-se observar que as transferências de calor para o gerador e absorvedor são menores para os sistemas *GAX* do que quando comparados com o ciclo de simples estágio, e isto, como mencionado anteriormente, pode ser atribuído principalmente devido ao fato da inserção dos trocadores de calor interno que permite a divisão em seções do gerador e do absorvedor no sistema de absorção *GAX*, ocasionando em maior integração de energia interna e deste modo reduzindo as exigências de aquecimento externo no gerador e às necessidades de resfriamento externo no absorvedor. Consequentemente, menos aquecimento e resfriamento externos serão necessários para o sistema de absorção, ocasionando no aumento significativo do coeficiente de desempenho do ciclo, conforme pode ser observado na figura 6.7. Inicialmente, para temperaturas do ambiente a ser resfriado de 15 a 20°C, os sistemas de refrigeração por absorção GAX com absorvedor de dois estágios e de três estágios apresentam praticamente o mesmo valor de COP mantendo o mesmo porte total entre os ciclos. No entanto, devido a divisão em maior estágios de absorção, o que ocasiona em maior integração de energia interna, o ciclo GAX com absorvedor de três estágios apresenta maior desempenho.

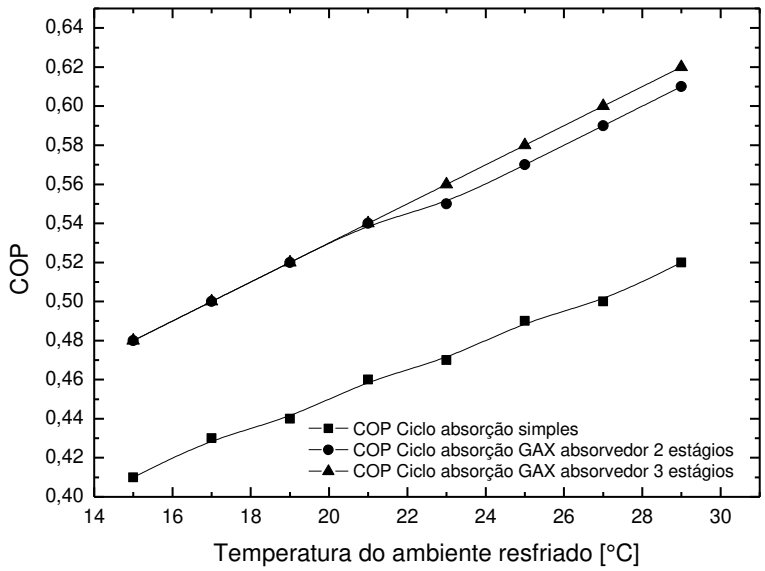
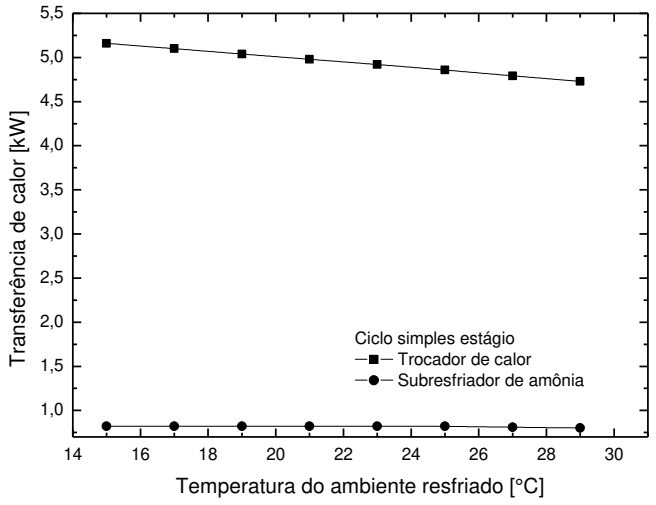
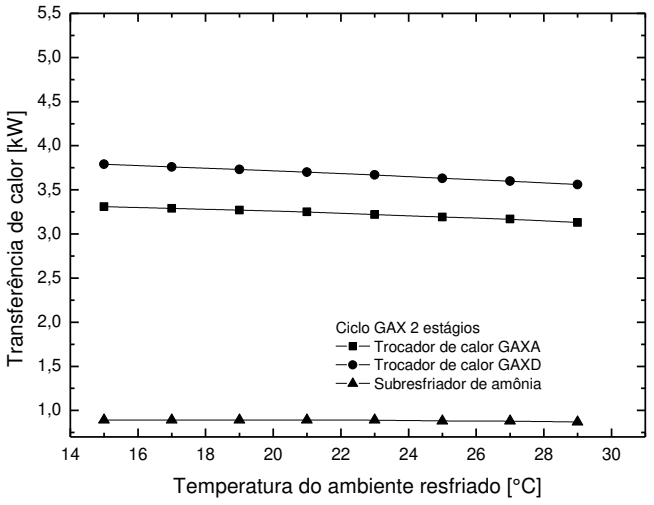


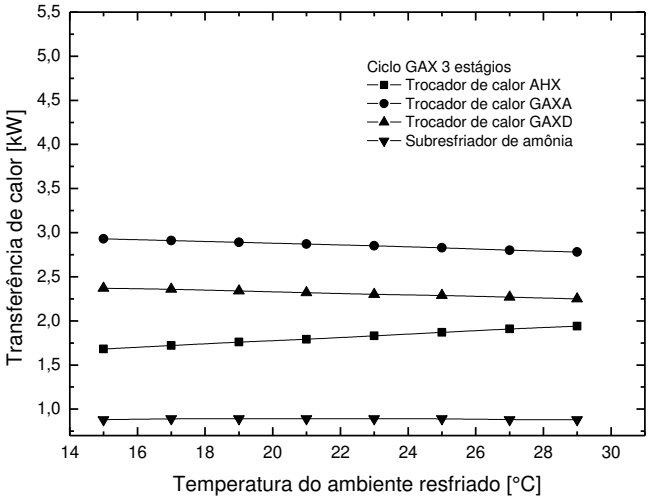
Figura 6. 7 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre o COP das configurações de sistemas por absorção simulados.



(a)



(b)



(c)

Figura 6. 8 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre as transferências de calor no trocador de solução e subresfriador para o ciclo de simples estágio (a), *GAXA, GAXD* e subresfriador no absorvedor dois estágios (b), AHX, *GAXA*, *GAXD* e subresfriador no absorvedor três estágios (c).

Conforme pode ser observado na figura 6.8, as configurações de ciclo GAX fornecem maior integração de energia interna quando comparada com o ciclo de simples estágio. Essa integração é caracterizada pela soma das transferências de calor dos trocadores de calor que utilizam a própria solução para realizar a troca térmica no ciclo e pelas seções que foram divididas no absorvedor e no gerador, as quais permitem um maior aproveitamento do calor de absorção para o pré-aquecimento da solução forte que sai do absorvedor e o pré-resfriamento da solução fraca que deixa o gerador. A figura 6.9 mostra os perfis de calor para a integração de energia interna em função do aumento da temperatura do ambiente a ser resfriado para as três configurações de ciclos simuladas neste trabalho. Como pode ser observado na figura 6.9, a configuração *GAX* com absorvedor de três estágios fornece a maior integração de energia interna.

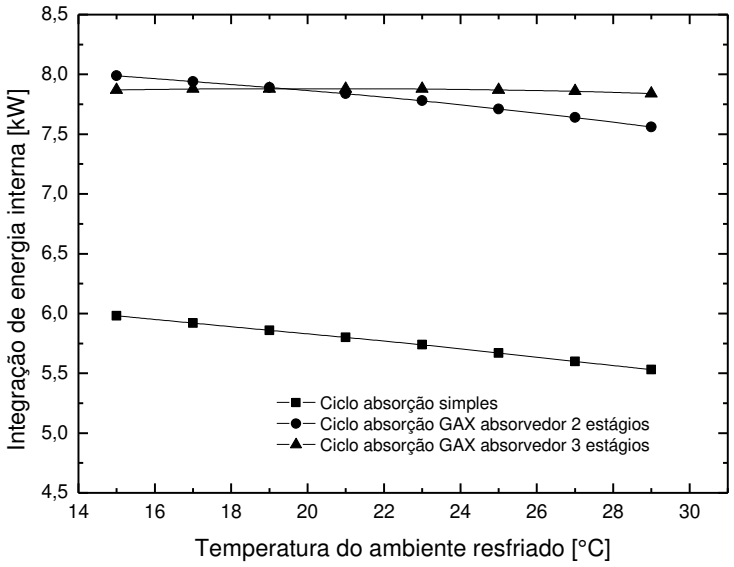


Figura 6. 9 - Efeito da temperatura do ambiente a ser resfriado sobre a integração de energia interna para as configurações de ciclos por absorção simulados.

6.3 Efeito da temperatura do ar de arrefecimento

As figuras 6.10 a 6.17 mostram o efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas, transferências de calor e COP dos sistemas de refrigeração por absorção de simples estágio, GAX com absorvedor de dois estágios e GAX com absorvedor de três estágios.

Para o ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios, conforme pode ser observado na figura 6.10, com o aumento de 2°C sobre a temperatura do ar de arrefecimento, as temperaturas do vapor que sobe através da coluna absorvedor-*GAX*, tais como, T_{15} na seção intermediária cresce de 0,4°C e apresenta valores na faixa entre 91,92 a 94,61°C, enquanto que a T_{17} na seção superior *GAXA* (terceira seção) decresce de 0,2°C e possui valores entre 104 a 102,73°C. A temperatura da solução forte na saída do absorvedor T_{18} apresenta incremento de 0,8°C. Na coluna gerador-*GAX*, a temperatura da solução forte entra na coluna com temperatura T_{18} na faixa de 100 a 106°C, na seção intermediária do gerador T_{16} aumenta entre 95 a 110°C e sai na seção inferior do gerador T_{10} com valores entre 160 a 162,2°C. Portanto, o estado térmico do absorvedor é fortemente influenciado pelo aumento da temperatura do ar de arrefecimento, uma vez que o aumento da temperatura de rejeição de calor aumenta a pressão do condensador e evaporador e, consequentemente, aumenta a razão de circulação e diminui ligeiramente a taxa de escoamento de massa de amônia. Isto deve aumentar as exigências de fornecimento de calor no gerador provocando uma diminuição no COP do sistema.

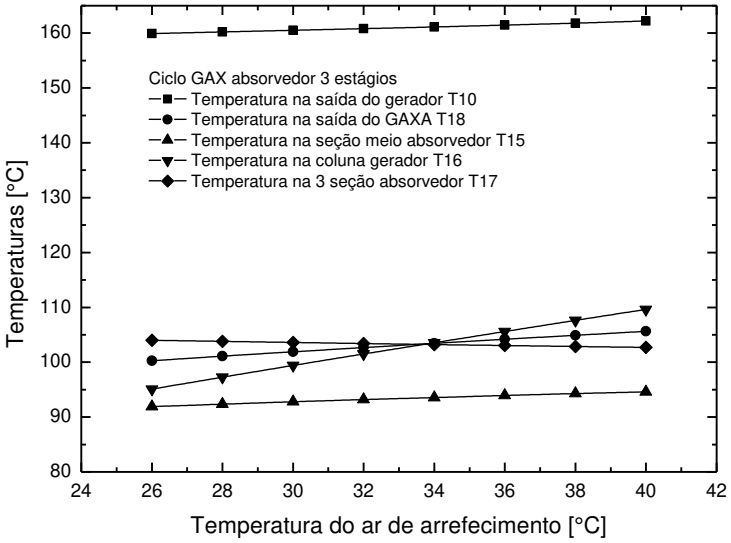


Figura 6. 10 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (GAX absorvedor de três estágios).

Conforme apresentado pela figura 6.11, para o ciclo *GAX* com absorvedor de dois estágios, a temperatura na seção intermediária do absorvedor T_{15} apresenta valores praticamente constantes, enquanto que a temperatura T_{16} na seção do gerador-*GAX* cresce de 2,3°C apresentando valores na faixa de 93,2 a 109,2°C. A temperatura na saída do absorvedor aumenta de 1,4°C e possui valores entre 80,8 a 90,5°C, enquanto que T_{10} aumenta de 0,4°C com valores entre 158,9 a 162°C.

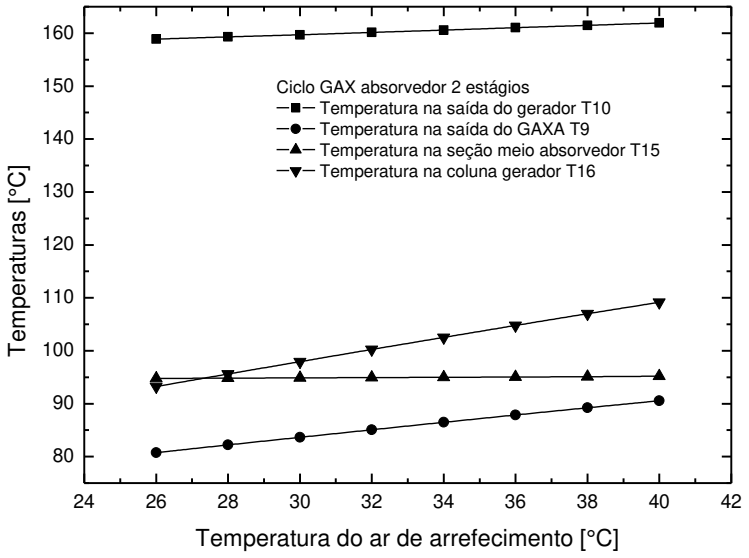
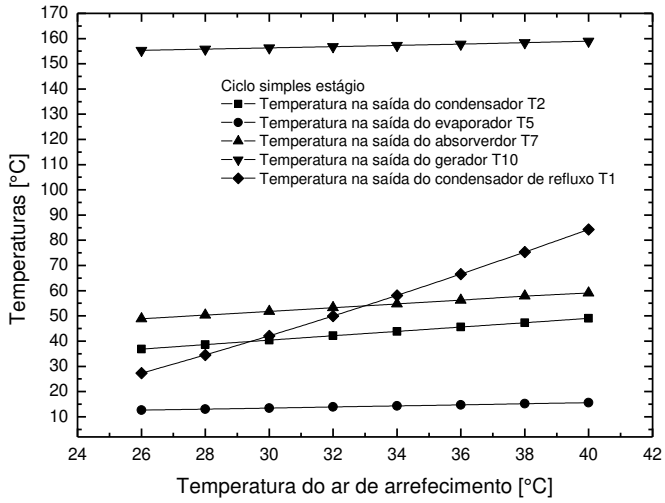
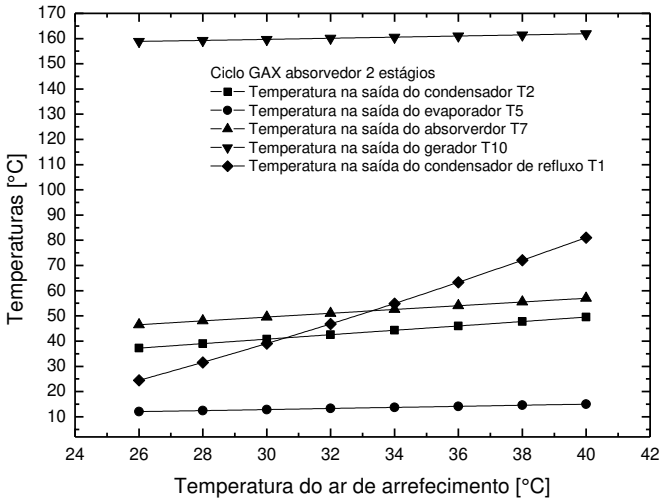


Figura 6. 11 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (GAX absorvedor de dois estágios).

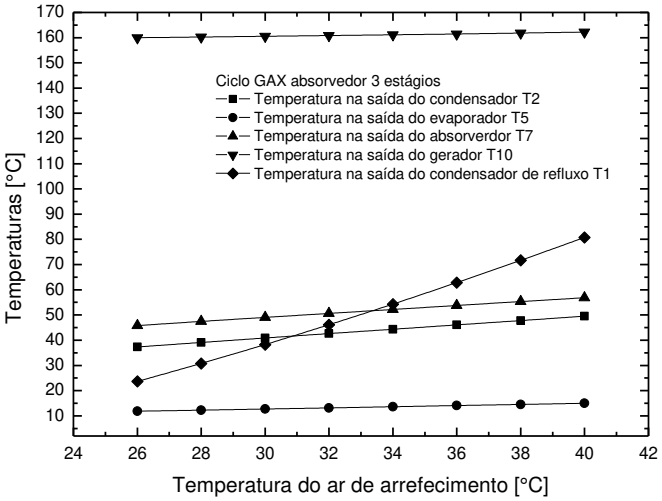
As figuras 6.12 mostram o efeito do aumento da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas de saída no condensador, evaporador, absorvedor, gerador e condensador de refluxo. Como pode ser observado na figura 6.12, a variação da temperatura do ar de arrefecimento tem mais influência sobre o condensador de refluxo quando comparado ao absorvedor e o condensador. As temperaturas T_1, T_2 e T_7 aumentam e, consequentemente a temperatura T_{10} também cresce com o aumento da temperatura do ar.



(a)



(b)

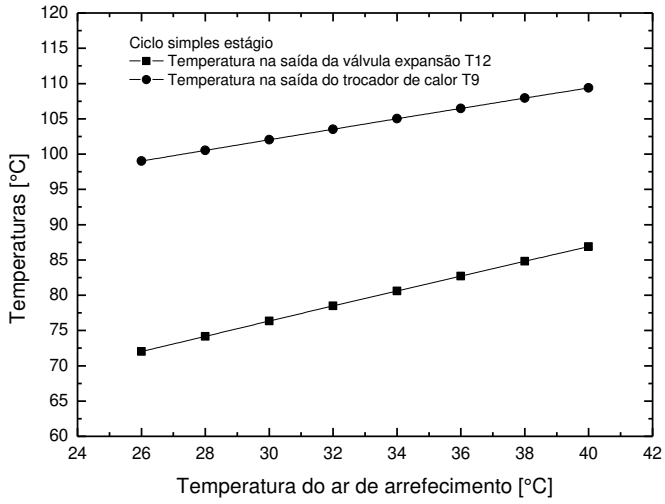


(c)

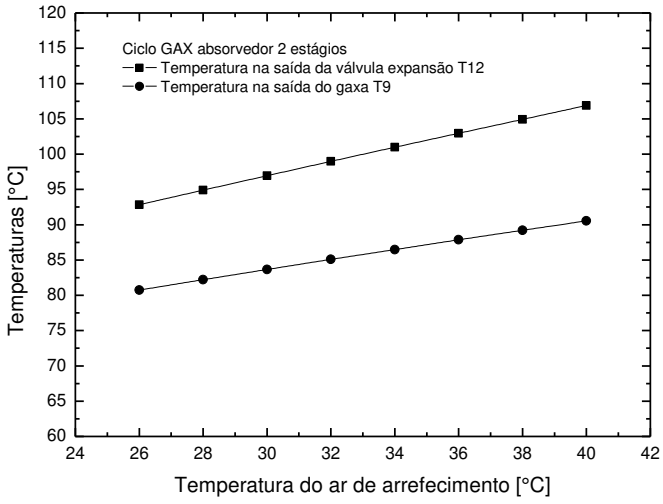
Figura 6. 12 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas de equipamentos das configurações de ciclos de simples estágio (a) *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c).

As figuras 6.13 mostram o efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas de saída nos trocadores de calor de solução (no caso do ciclo de simples estágio) e *GAXA* (no caso de ciclos *GAX*). A temperatura na saída do absorvedor T_9 e T_{18} é maior para os ciclos *GAX* quando comparada com a do ciclo de simples estágio. No entanto, as temperaturas

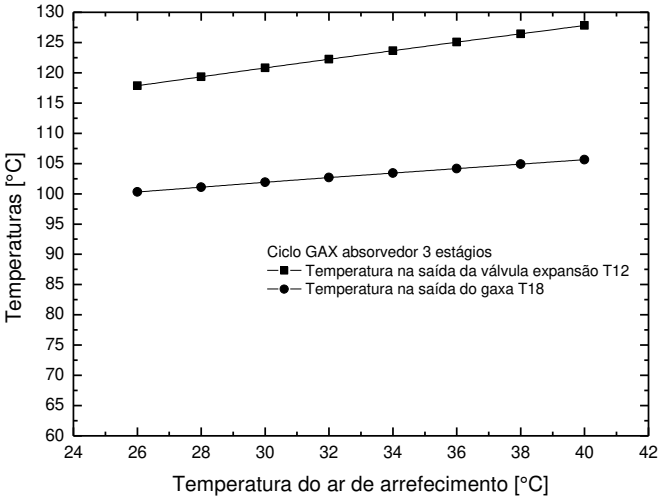
T_{18} e T_{12} é maior para a configuração GAX com absorvedor de três estágios, uma vez que esta fornece maior recuperação de energia interna.



(a)

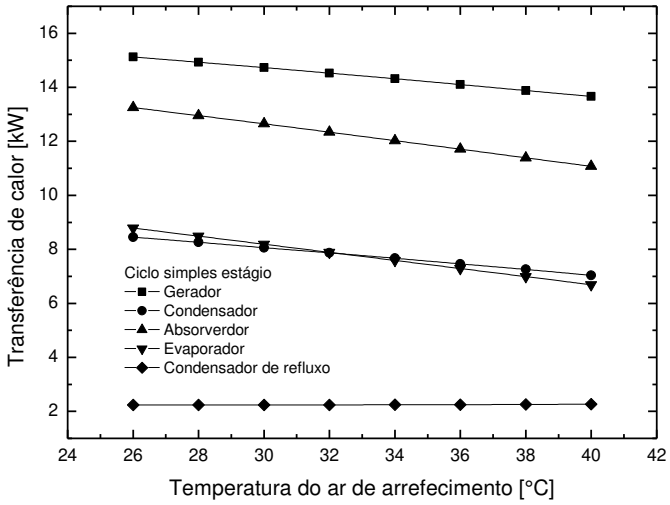


(b)

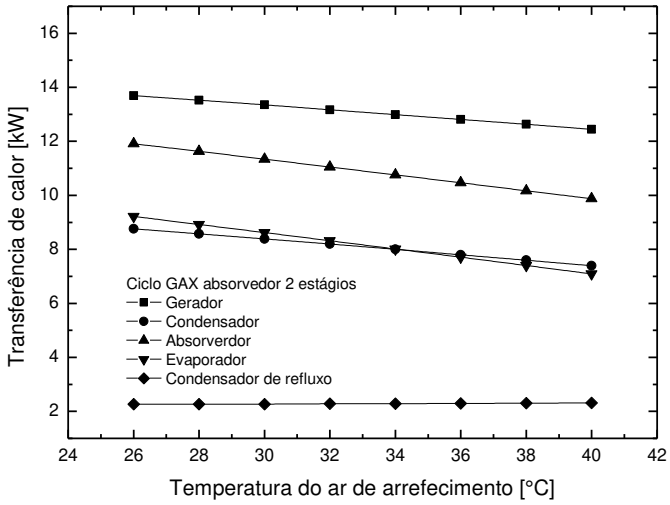


(c)

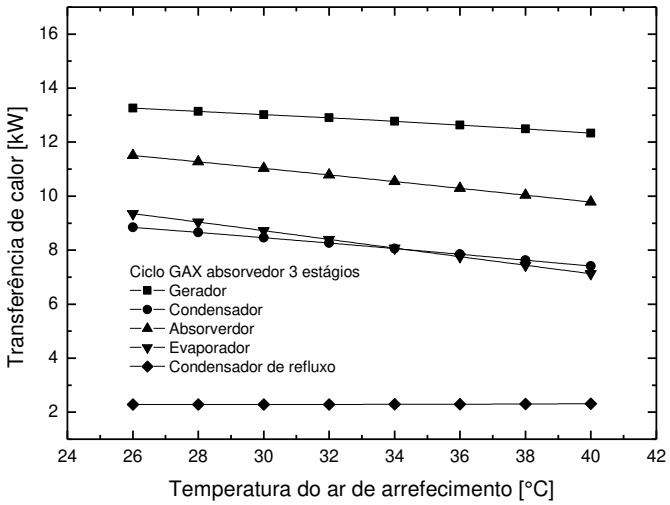
Figura 6. 13 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as temperaturas dos trocadores de calor de solução (a) , *GAXA* no absorvedor dois estágios (b) e *GAXA* no absorvedor três estágios (c).



(a)



(b)



(c)

Figura 6. 14 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as transferências de calor dos trocadores de calor no ciclo de simples estágio (a), *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c).

A figura 6.14 apresenta o efeito do aumento da temperatura do ar de arrefecimento sobre as transferências de calor para os ciclos de simples estágio (figura 6.14a), *GAX* com absorvedor de dois estágios (figura 6.15b) e *GAX* com absorvedor de três estágios (figura 6.14c). Pode ser observado que as transferências de calor para o gerador, absorvedor, condensador e evaporador diminuem com o aumento da temperatura de rejeição de calor para as três configurações de ciclos

simuladas. Para o absorvedor, esta diminuição da transferência de calor é mais significativa do que quando comparado com a do condensador. As exigências de calor para o gerador e para o absorvedor são menores para o sistema *GAX* com absorvedor de três estágios do que quando comparadas com os valores para os ciclos de simples estágios e *GAX* com absorvedor de dois estágios.

A figura 6.15 mostra o efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre o COP dos sistemas de refrigeração por absorção. Como pode ser observado, o aumento da temperatura de rejeição de calor resulta na diminuição do desempenho para as três configurações de ciclos de absorção simuladas. A redução do COP é mais significativa para a configuração *GAX* absorvedor três estágios e para valores de temperatura do ar de 40°C, os valores de desempenho para as duas configurações de *GA*X, são bem próximos. Conforme mencionado anteriormente, o aumento da temperatura de rejeição de calor aumenta a pressão do condensador e evaporador e, consequentemente, aumenta a razão de circulação do ciclo e reduz a taxa de escoamento de massa de refrigerante (amônia). Isto deve aumentar as necessidades de calor a partir da fonte externa para o gerador provocando uma diminuição no COP e redução mais acentuada do efeito frigorífico dos sistemas.

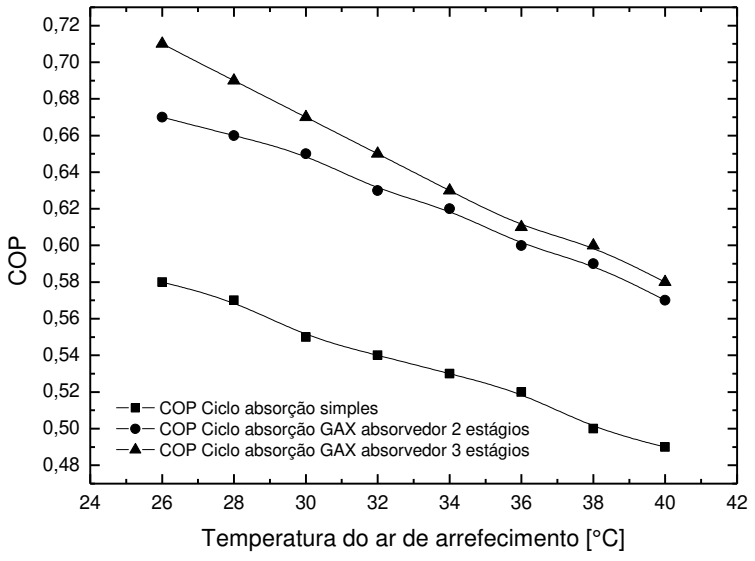
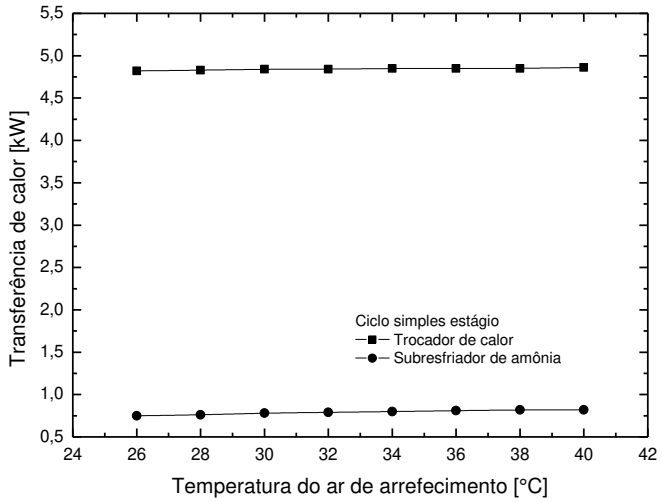
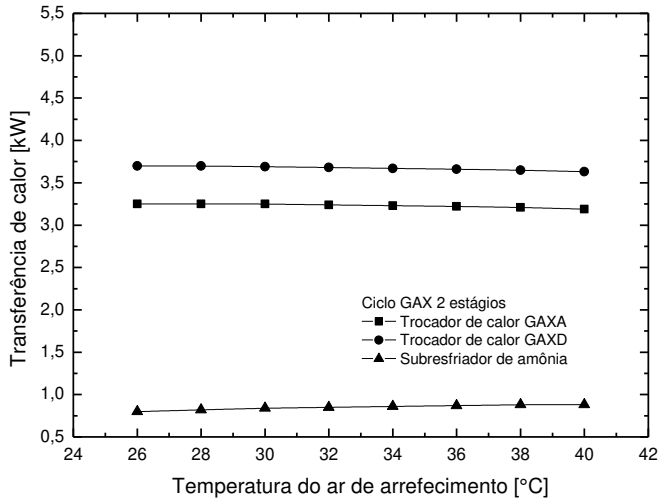


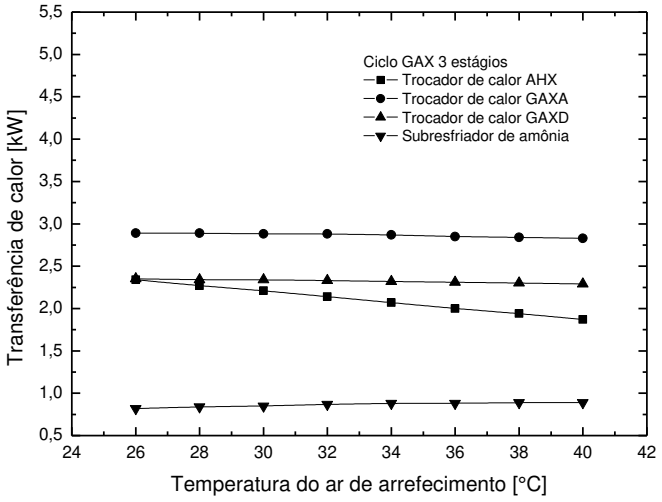
Figura 6. 15 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre o COP das configurações de sistemas por absorção modeladas.



(a)



(b)



(c)

Figura 6. 16 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre as transferências de calor no trocador de solução e subresfriador para o ciclo de simples estágio (a), *GAXA, GAXD* e subresfriador no absorvedor dois estágios (b), AHX, *GAXA*, *GAXD* e subresfriador no absorvedor três estágios (c).

A figura 6.16 mostra o efeito do aumento da temperatura do ar de arrefecimento sobre as transferências de calor para os trocadores de calor que utilizam a solução que circula no ciclo para transferir calor para o sistema. Pode-se observar que o calor para os trocadores de calor de

solução e subresfriador se mantém constante para o ciclo de simples estágio. Por outro lado, o calor fornecido pelos trocadores *GAXA* e *GAXD* para o ciclo *GAX* absorvedor dois estágios diminui suavemente com o aumento da temperatura de rejeição de calor. Do mesmo modo, as transferências de calor para os componentes *AHX*, *GAXA* e *GAXD* diminuem com o aumento da temperatura do ar de arrefecimento. A figura 6.17 mostra que a configuração *GAX* absorvedor três estágios fornece a maior integração de energia interna quando comparada com o ciclo de simples estágio e *GAX* absorvedor dois estágios, no entanto, a influência do aumento da temperatura do ar de arrefecimento sobre a diminuição das transferências de calor é mais significativa para a seção intermediária do ciclo *GAX* (seção do trocador *AHX*).

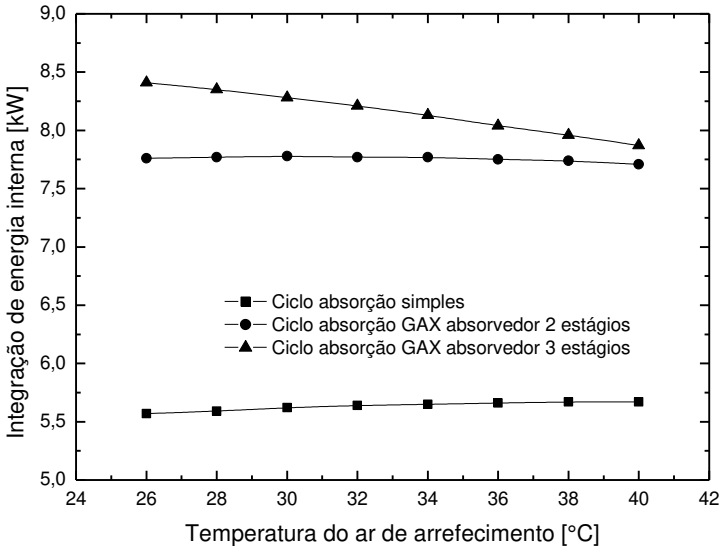


Figura 6. 17 - Efeito da temperatura do ar de arrefecimento sobre a integração de energia interna para as configurações de ciclos por absorção simuladas.

6.4 Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento

O efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento no gerador sobre as temperaturas, transferências de calor e COP dos ciclos de refrigeração por absorção de simples estágio, *GAX* absorvedor dois estágios e *GAX* absorvedor três estágios é mostrado nas figuras 6.18 a 6.25.

Pode ser observado nas figuras 6.18 e 6.19, que as temperaturas para os trocadores de calor interno nas colunas absorvedor-*GAX* e gerador-*GAX* aumentam com a elevação da temperatura de entrada do fluido de aquecimento no gerador. Isto pode ser atribuído ao fato de que o aumento na temperatura de entrada do fluido de aquecimento aumenta o gradiente térmico no gerador e, consequentemente, a temperatura da solução de saída do gerador e as taxas de calor dos demais componentes dos sistemas *GAX* aumentam. Isto por sua vez aumenta a pressão do condensador e diminui a pressão do evaporador e, consequentemente, eleva a concentração da solução forte e diminui a concentração da solução fraca.

Como pode ser observado na figura 6.18, com uma variação de 8°C para elevar a temperatura do fluido de aquecimento, obtém-se: para a coluna gerador-*GAX*, a temperatura T_{10} na entrada da coluna absorvedor-*GAX* apresenta incrementos de 4°C e variação de 111,72 a 139°C, enquanto que a temperatura T_{16} referente ao fluxo em contracorrente do vapor e da solução na seção do *GAXD* aumenta de 2,5°C com valores entre 100 a 116°C. Para a coluna absorvedor-*GAX*, a temperatura de saída da solução forte T_{18} possui incremento de 3,2°C com valores entre 92,31°C a 115°C. As temperaturas internas referentes ao fluxo em contracorrente do vapor e líquido no absorvedor são T_{15} e T_{17}, aumentam, respectivamente, 3°C e 3,5°C com valores entre 82,44 a 103°C e 87,83 a 114°C.

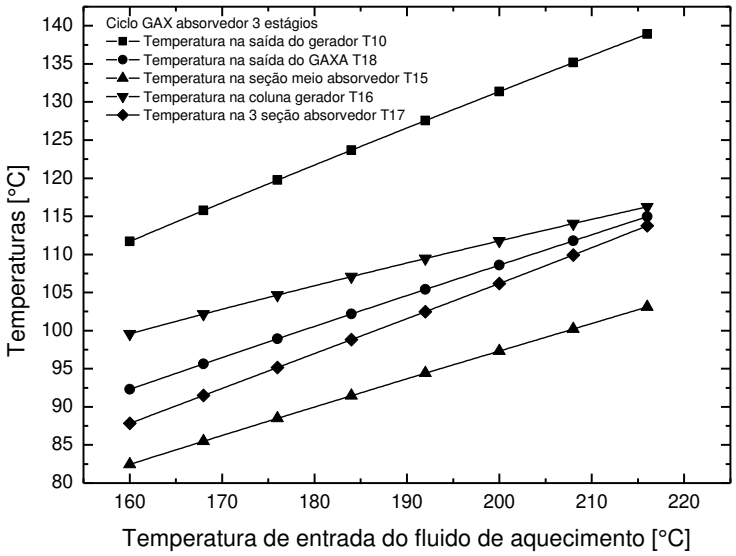


Figura 6. 18 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de três estágios).

No caso do ciclo *GAX* com absorvedor de dois estágios, conforme apresentado pela figura 6.19, a temperatura na seção do trocador *GAXA* T_{15} aumenta de 3,1°C com valores entre 82,33 a 104,5°C, enquanto que a temperatura na seção do *GAXD* na coluna gerador-*GAX* T_{16} incrementa 2°C variando de 100 a 115°C. Na saída do absorvedor, a temperatura T_9 aumenta de 2°C com valores entre 81,6 a 97°C, enquanto que a temperatura de entrada na coluna absorvedor-*GAX* aumenta 2,5°C e varia de 97 a 114°C.

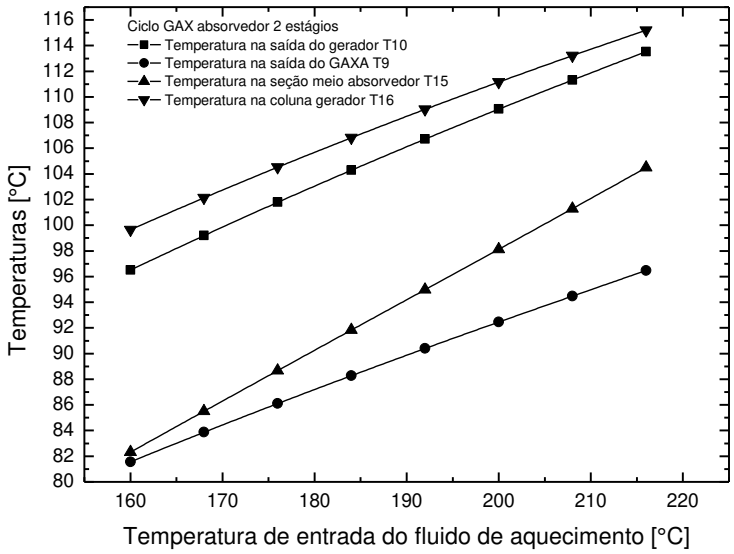
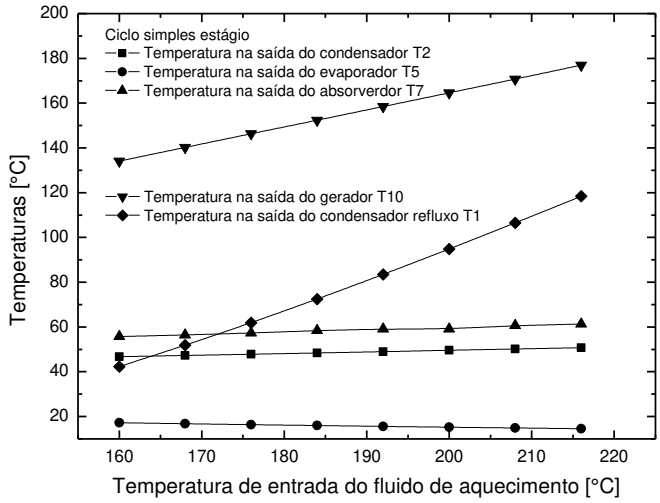
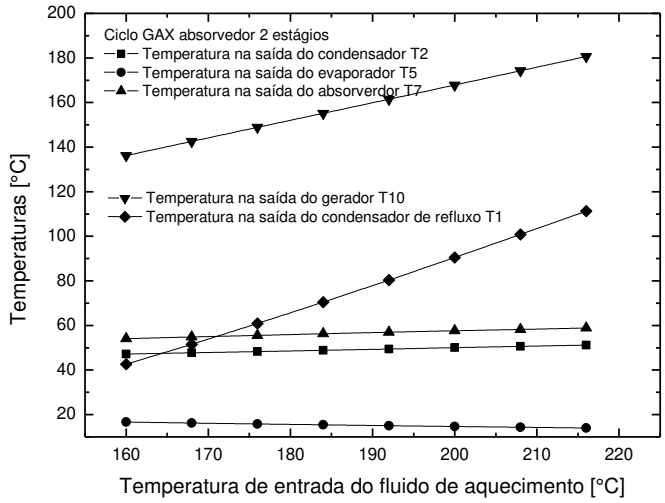


Figura 6. 19 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas internas nos trocadores absorvedor e gerador (*GAX* absorvedor de dois estágios).

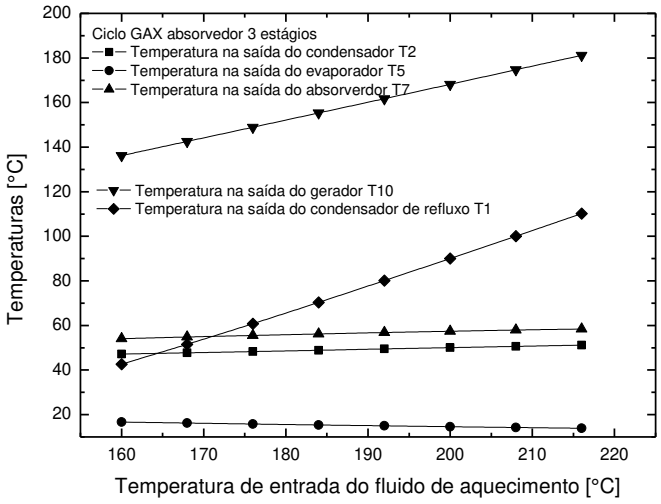
A figura 6.20 mostra o efeito do aumento da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas de saída do condensador, evaporador, absorvedor, gerador e condensador de refluxo. Pode-se observar que a elevação da temperatura do fluido de aquecimento provoca um aumento mais significativo nas temperaturas da solução que sai do gerador T_{10} e do vapor que sai do condensador de refluxo T_1 quando comparadas às temperaturas referentes aos trocadores de calor condensador T_2 e absorvedor T_7. O aumento da temperatura T_1 indica em aumento da transferência de calor no condensador de refluxo o que deve aumentar o fluxo de vapor de amônia. Entretanto, a elevação da temperatura do fluido quente ocasiona a diminuição da temperatura na saída do evaporador T_5, e isto, como mencionado anteriormente, aumenta a pressão do condensador e diminui a pressão do evaporador.



(a)



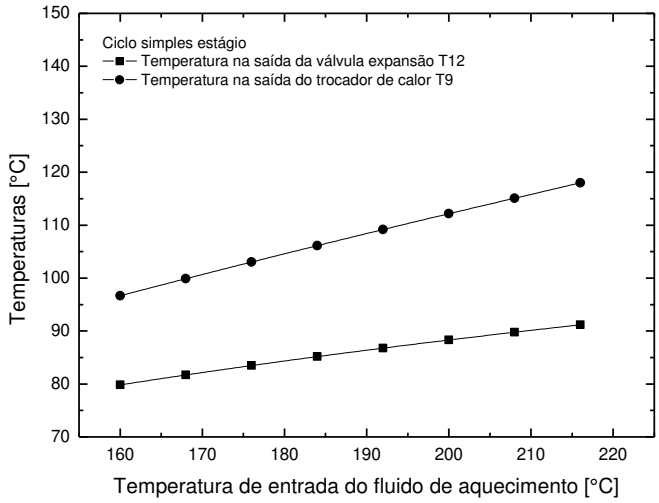
(b)



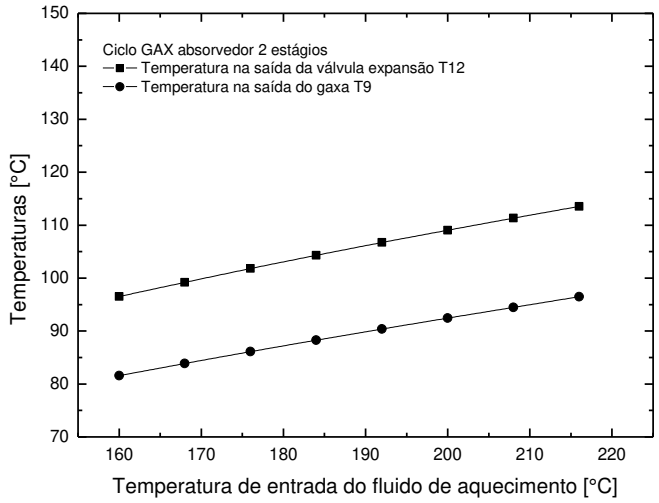
(c)

Figura 6. 20 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas de trocadores de calor das configurações de ciclos de simples estágio (a) *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c).

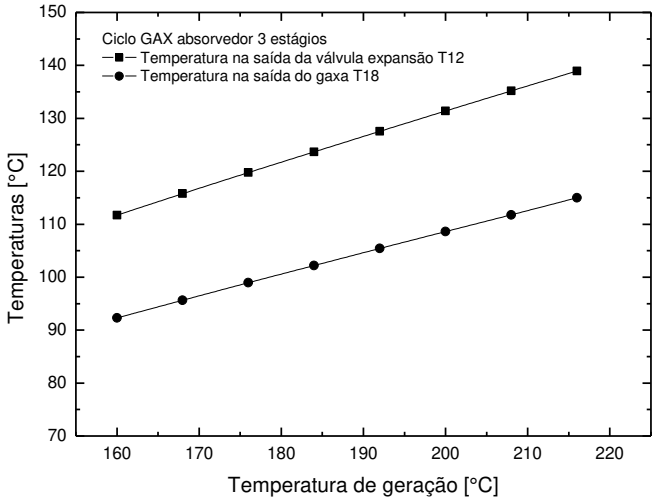
A figura 6.21 apresenta o efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento no gerador sobre as temperaturas de saída nos trocadores de calor de solução (para ciclo de simples estágio) e *GAXA* (para ciclos *GAX*). Como podem ser observadas, as temperaturas T_9, T_{12} e T_{18} aumentam com a elevação da temperatura do fluido quente na entrada do gerador.



(a)



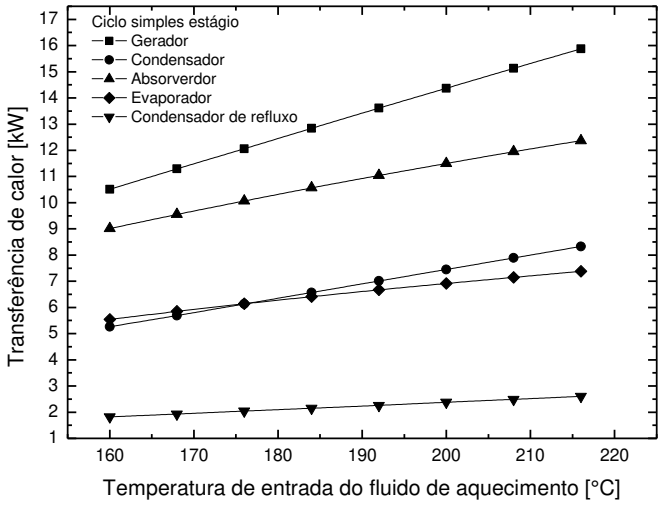
(b)



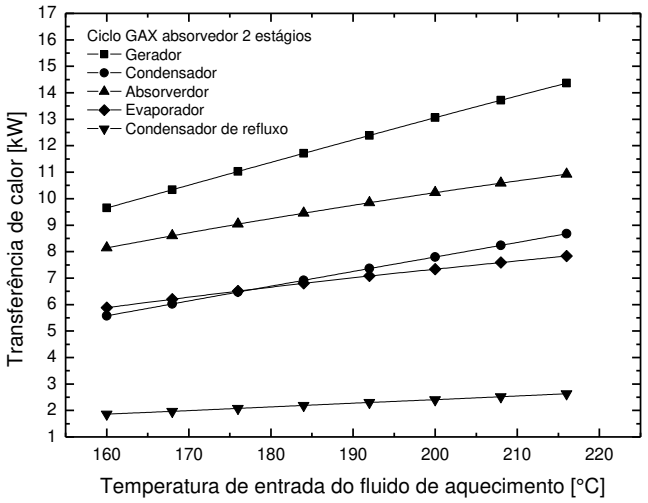
(c)

Figura 6. 21 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as temperaturas dos trocadores de calor de solução (a), *GAXA* no absorvedor dois estágios (b) e *GAXA* no absorvedor três estágios (c).

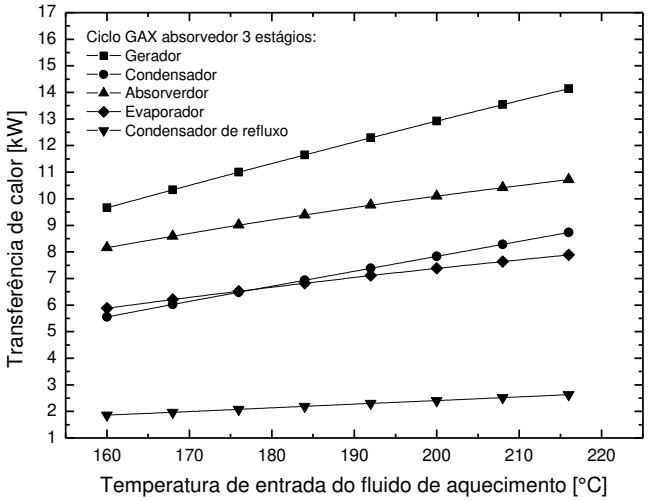
A figura 6.22 mostra o efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as transferências de calor para os ciclos de simples estágios (figura 6.22a), *GAX* com absorvedor de dois estágios (figura 6.22b) e *GAX* com absorvedor de três estágios (figura 6.22c). Pode ser observado que as taxas de calor para o gerador, absorvedor, condensador e evaporador aumentam com o aumento da temperatura de entrada do fluido quente.



(a)



(b)



(c)

Figura 6. 22 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as transferências de calor dos trocadores de calor no ciclo de simples estágio (a), *GAX* absorvedor dois estágios (b) e *GAX* absorvedor três estágios (c).

Conforme mencionado anteriormente, o aumento da temperatura de saída no gerador ocasiona o aumento da capacidade dos três sistemas de refrigeração por absorção modelados neste trabalho, e isto, é devido ao aumenta nas taxas de calor dos outros componentes do ciclo. Isto por sua vez, aumenta a concentração da solução forte e diminui a concentração da solução

fraca e, consequentemente, aumenta a taxa de fluxo de massa do refrigerante e provoca o aumento da capacidade de refrigeração do evaporador.

As transferências de calor para o gerador e absorvedor são menores para os sistemas *GAX* do que quando comparados com o ciclo de simples estágio. Devido a divisão em seções do gerador e do absorvedor, os sistemas *GAX* fornecem maior integração de energia interna e desde modo reduz as necessidades de aquecimento e resfriamento externos no gerador e absorvedor, respectivamente. Dessa forma, menos aquecimento e resfriamento externos serão necessários para o sistema de absorção *GAX* em comparação ao ciclo de simples estágio. Pode-se observar na figura 6.22 que a configuração *GAX* com absorvedor de três estágios é a mais eficiente dentre as configurações simuladas.

Conforme mencionado anteriormente, o efeito frigorífico dos sistemas de refrigeração aumenta quase linearmente com o aumento da temperatura de entrada do fluido de aquecimento no gerador, e isto, é devido ao aumento das transferências de calor dos demais componentes dos ciclos. De acordo com RAMESHKUMAR *et al*. (2009), isto por sua vez, aumenta a irreversibilidade de transferências de calor e, portanto, ocasiona numa diminuição do COP conforme mostra a figura 6.23.

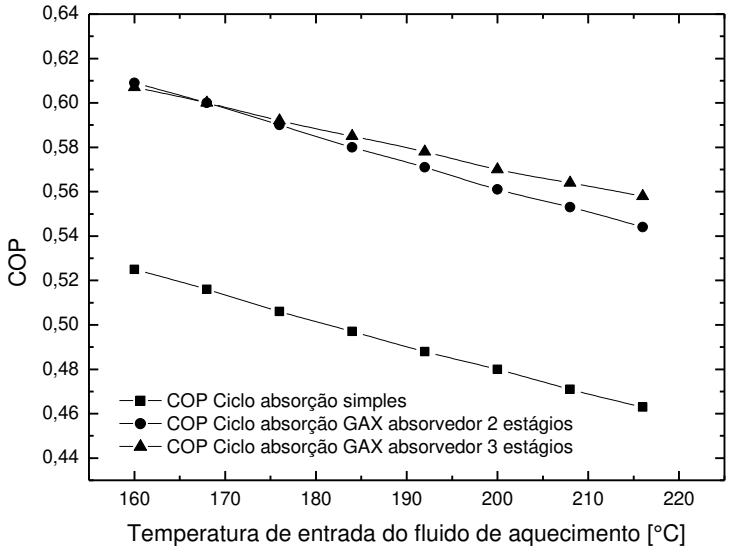
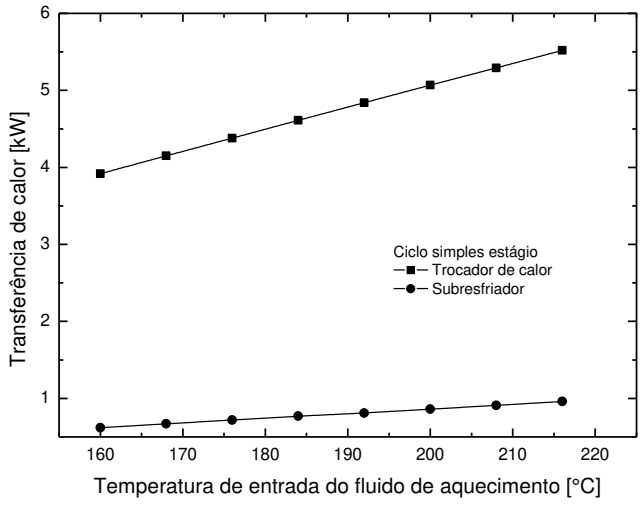
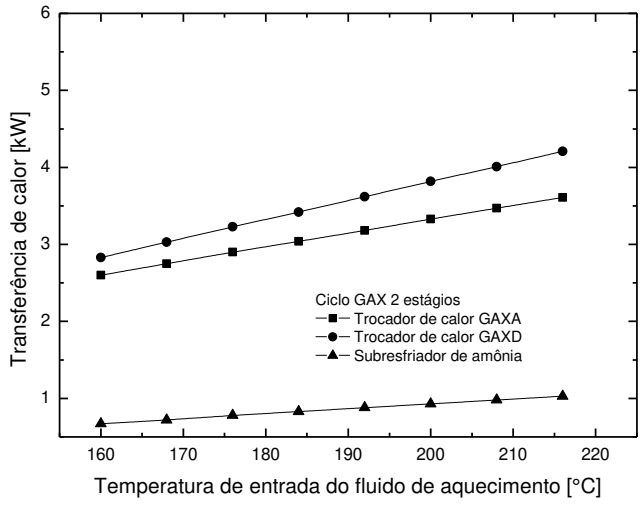


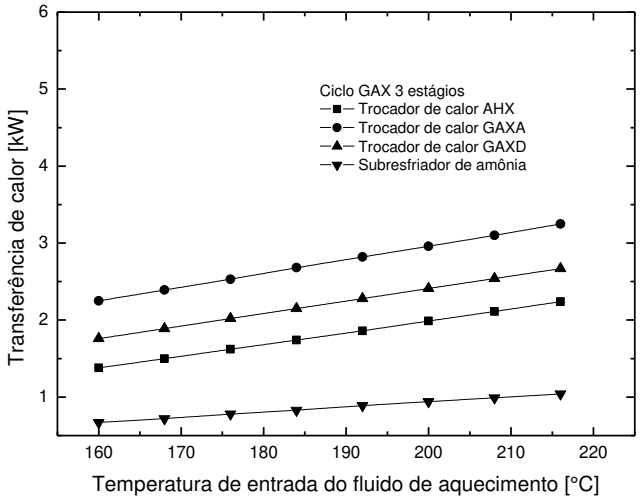
Figura 6. 23 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre o COP das configurações de sistemas por absorção simuladas.



(a)



(b)



(c)

Figura 6. 24 - Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre as transferências de calor no trocador de solução e subresfriador para o ciclo de simples estágio (a), *GAXA, GAXD* e subresfriador no absorvedor dois estágios (b), AHX, *GAXA*, *GAXD* e subresfriador no absorvedor três estágios (c).

As figuras 6.24 e 6.25 mostram que com o aumento da temperatura de entrada do fluido de aquecimento na coluna gerador-*GAX*, a maior integração de energia interna ocorre nos sistemas de refrigeração por absorção *GAX*, uma vez que as seções do gerador e absorvedor são divididas

internamente para incorporação de trocadores de calor visando um maior aproveitamento do calor de absorção para os processos de pré-aquecimento da solução forte e pré-resfriamento da solução fraca. A figura 6.25 mostra os perfis de taxas de calor para as três configurações de ciclos de absorção simuladas neste trabalho e como pode ser observada, a configuração *GAX* com absorvedor de três estágios fornece a maior integração de energia interna para temperaturas de entrada do fluido quente acima de 175°C.

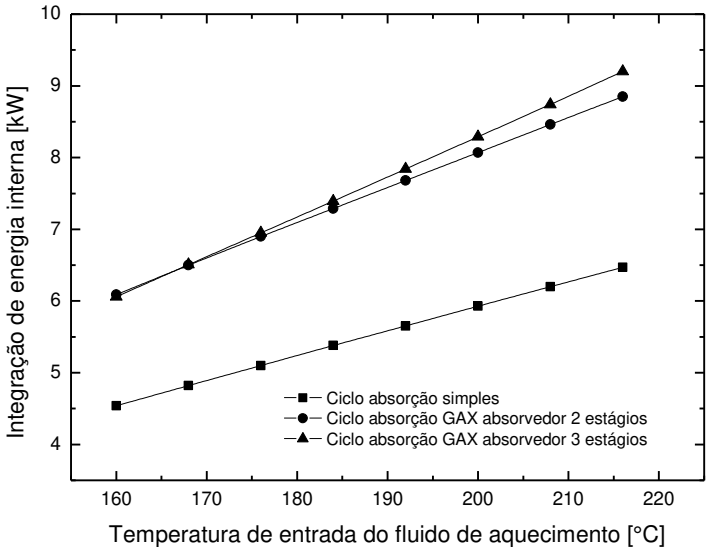


Figura 6. 25 Efeito da temperatura de entrada do fluido de aquecimento sobre a integração de energia interna para as configurações de ciclos por absorção simuladas.

.

Os resultados apresentados nas seções 6.2, 6.3 e 6.4 mostraram que o ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de três estágios obteve maior coeficiente de desempenho nas condições operacionais simuladas. Dessa forma, uma análise de sensibilidade e estudo de otimização (descritos na seção 6.5) foram realizados visando melhorar o efeito frigorífico e desempenho do sistema de refrigeração por absorção *GAX* com absorvedor de três estágios através da variação do produto UA de cada componente do ciclo obedecendo ao critério de manter o porte total do equipamento.

6.5 Estudo de otimização do sistema de refrigeração por absorção GAX com absorvedor de três estágios

Nesta seção serão apresentados a metodologia e os resultados provenientes da análise de sensibilidade e estudo de otimização, que estudaram a influência dos parâmetros globais de transferência de calor de cada componente do ciclo UA (representados pelo produto entre o coeficiente global de transferência de calor e área de troca do componente do ciclo) sobre o aumento no efeito frigorífico e no coeficiente de desempenho do ciclo de absorção *GAX* com absorvedor de três estágios com o critério de manter o porte total do equipamento. Como o sistema de refrigeração *GAX* possui equipamentos resfriados a ar e líquido, foi realizada uma divisão em dois grupos contendo: componentes resfriados por líquido (trocadores *AHX, GAXA, GAXD*, Gerador, Subresfriador e Evaporador) e componentes resfriador por ar (Absorvedor, Condensador e Condensador e Refluxo). Assumindo que os custos dos vários trocadores de calor sejam proporcionais a somatória dos produtos UA, os custos deverão ser equivalentes.

A configuração obtida no projeto inicial, apresentado na tabela 6.3, foi baseada em condições operacionais do protótipo experimental de GÓMEZ *et al* (2008), em parâmetros ambientais razoavelmente bem definidos e na especificação arbitrária de diferenças de temperaturas moderadas. A etapa seguinte procura melhorar o efeito frigorífico para aumentar o COP do sistema de refrigeração *GAX* com absorvedor de três estágios através da proposta de estudos de sensibilidade e de otimização da configuração inicial.

Para o estudo de sensibilidade, cada componente do ciclo de refrigeração por absorção *GAX* com absorvedor de três estágios, foi avaliado individualmente. A sistemática utilizada para todos os componentes foi à mesma, ou seja, variou-se o produto UA do componente do ciclo com o incremento fixado em $\Delta UA = 10 W/K$ e avaliou-se a sua influência no efeito frigorífico do sistema. No estudo de sensibilidade de determinado componente, mantiveram-se fixas o produto UA dos outros componentes nas dimensões iniciais (conforme apresentado na tabela 6.3). Dessa forma, os resultados do efeito frigorífico provenientes da análise de sensibilidade permitiram calcular um fator proporcional referente ao produto UA (fator UA) para cada componente do ciclo a fim de realizar posterior variação do porte do componente de maneira mais adequada para uso durante a otimização do sistema.

6.5.1 Estudo de otimização para melhorar o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$

A equação 6.3 e as tabelas 6.6 e 6.7 mostram a metodologia utilizada para a análise de sensibilidade para calcular o fator UA de cada componente para ser utilizado no estudo de otimização visando melhorar o efeito frigorífico do ciclo *GAX*.

$$\text{Fator UA}_{\text{componente}} = \frac{\text{Fator proporcional}}{(\text{Qevf} - \text{Qev*}) - \text{Média}_{(\text{Qevf}-\text{Qev*})\text{componente}}} \tag{6.3}$$

Onde Qev* e Qevf são valores do efeito frigorífico anterior e calculado (final), respectivamente. A $\text{Média}_{(\text{Qevf}-\text{Qev*})\text{componente}}$ é a média aritmética entre a diferença de Qev calculado e anterior para cada componente do ciclo *GAX*. O fator proporcional é obtido pela soma do denominador da equação 6.3.

As tabelas 6.6 e 6.7 mostram a metodologia e os resultados da primeira análise de sensibilidade para melhorar o efeito frigorífico e, consequentemente, aumentar o desempenho do ciclo *GAX*. Conforme pode ser observado na tabela 6.6, os resultados indicam valores positivos para fator UA dos trocadores de calor *AHX, GAXA* e *GAXD* o que implica que o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ deve aumentar com o aumento do produto UA desses componentes. Por outro lado, o gerador, subresfriador e evaporador apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor do $\dot{Q}_{ev}$ para o ciclo *GAX*.

Tabela 6. 6 - Resultados da primeira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UAi+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	51,918	7,043	10	61,918	7,063	0,0200		0,00533		0,254
GAXA	119,293	7,043	10	129,293	7,069	0,0260		0,01133		0,540
GAXD	68,959	7,043	10	78,959	7,062	0,0190		0,00433		0,206
Gerador	540,829	7,043	10	550,829	7,057	0,0140		-0,00067		-0,032
Subresfriador	357,082	7,043	10	367,082	7,045	0,0020		-0,01267		-0,603
Evaporador	1058,269	7,043	10	1068,269	7,050	0,0070	0,01467	-0,00767	0,0210	-0,365
Total	2196,350									

Conforme pode ser observado na tabela 6.7, os resultados indicam valor positivo para fator UA do absorvedor o que ocasiona o aumento do $\dot{Q}_{ev}$ à medida que aumenta o produto UA desse componente. Por outro lado, o condensador e condensador de refluxo apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX*.

Tabela 6. 7 – Resultados da primeira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UAi+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	716,580	7,043	10	726,580	7,060	0,017		0,008333333		1,000
Condensador	1139,635	7,043	10	1149,635	7,046	0,003		-0,005666667		-0,680
Condensador de refluxo	189,722	7,043	10	199,722	7,049	0,006	0,0086667	-0,002666667	0,0083	-0,320
Total	2045,937									

Com o fator UA calculado (determinado pelo estudo de sensibilidade), iniciou-se o estudo de otimização do efeito frigorífico. No estudo de otimização, foram calculados novos produtos UA para cada componente do ciclo através do uso de seu respectivo fator UA com o critério de manter o porte total da configuração inicial do sistema *GAX*. Para isso, foi utilizado um procedimento iterativo o qual através do emprego de determinados incrementos ΔUA, permitiu calcular o ponto ótimo do efeito frigorífico. Portanto, um novo produto UA (não cumulativo) calculado para cada componente foi inserido no código computacional para o ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios com posterior execução do programa no modo simulação para avaliar a sua influência sobre o aumento de $\dot{Q}_{ev}$ no sistema. Os incrementos de ΔUA foram utilizados até atingir o ponto ótimo para o valor de $\dot{Q}_{ev}$.

A tabela 6.8 mostra o valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$ calculado pela primeira etapa de otimização que foi concluída após obtenção do ponto ótimo de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração de $\Delta UA = 280\ W/K$. Nessa etapa, foi utilizado valor inicial de $\Delta UA = 10\ W/K$ e após isso, incrementos de valor igual a 10 no

parâmetro ΔUA anterior (conforme mostra o apêndice B que apresenta os resultados complementares da primeira etapa de otimização). Como pode ser observado na tabela 6.8, o valor de $\dot{Q}_{ev}$ igual a 7,043 ($\dot{Q}_{ev}$ i = $\dot{Q}_{ev}$ inicial) referente à configuração inicial aumentou para 7,409kW ($\dot{Q}_{ev}$ f = $\dot{Q}_{ev}$ final), isto é, aumentou em 5,20% mantendo o porte total do equipamento em 4242,287 W/K. Nesta primeira etapa de otimização, o COP aumentou 15,5%, conservando todos os componentes do ciclo *GAX* do protótipo experimental.

Tabela 6. 8 – Resultados da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios.

Componentes	UAi [W/K]	Qevi [kW]	COPi	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	COPf	Qevf-Qev* [kW]	% aumento Qev	% aumento COP
AHX	51,918					0,254	71,120	123,038					
GAXA	119,293					0,540	151,200	270,493					
GAXD	68,959					0,206	57,680	126,639					
Gerador	540,829					-0,032	-8,960	531,869					
Subresfriador	357,082	7,043	0,58	7,409	280	-0,603	-168,840	188,242	7,409	0,67	0,000	5,20	15,5
Evaporador	1058,269					-0,365	-102,200	956,069					
Absorvedor	716,580					1,000	280,000	996,580					
Condensador	1139,635					-0,680	-190,400	949,235					
Condensador de refluxo	189,722					-0,320	-89,600	100,122					
Total	4242,287							4242,287					

As tabelas 6.9 e 6.10 mostram os resultados da segunda etapa da análise de sensibilidade visando à continuidade de otimização do efeito frigorífico**.** Conforme pode ser observado na tabela 6.9, os resultados indicam valores positivos para fator UA dos trocadores de calor *GAXA,* gerador e evaporador o que implica que o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ deve aumentar com o aumento do produto UA desses componentes. Por outro lado, *AHX, GAXD* e subresfriador apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX*.

Tabela 6. 9 - Resultados da segunda análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	123,038	7,409	10	133,038	7,413	0,0040		-0,00233		-0,212
GAXA	270,493	7,409	10	280,493	7,417	0,0080		0,00167		0,152
GAXD	126,639	7,409	10	136,639	7,408	-0,0010		-0,00733		-0,667
Gerador	531,869	7,409	10	541,869	7,422	0,0130		0,00667		0,606
Subresfriador	188,242	7,409	10	198,242	7,414	0,0050		-0,00133		-0,121
Evaporador	956,069	7,409	10	966,069	7,418	0,0090	0,00633	0,00267	0,0110	0,242
Total	2196,350									

Conforme pode ser observado na tabela 6.10, os resultados indicam valores positivos para fator UA do absorvedor e condensador de refluxo o que ocasiona o aumento do $\dot{Q}_{ev}$ à medida que aumenta o produto UA desses componentes. Por outro lado, o condensador apresenta valor negativo do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA desse componente deve melhorar o valor do $\dot{Q}_{ev}$ para o ciclo *GAX*.

Tabela 6. 10 - Resultados da segunda análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	996,58	7,409	10	1006,580	7,417	0,0080		0,000333333		0,125
Condensador	949,235	7,409	10	959,235	7,414	0,0050		-0,002666667		-1,000
Condensador de refluxo	100,122	7,409	10	110,122	7,419	0,0100	0,0077	0,002333333	0,00267	0,875
Total	2045,937									

A tabela 6.11 mostra o valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$ calculado através da segunda etapa de otimização que foi concluída após obtenção do ponto ótimo de $\dot{Q}_{ev}$ para uma iteração de $\Delta UA = 190\,{}^{W}\!/_{K}$. Nessa segunda etapa, foi utilizado valor inicial de $\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$ e após isso, incrementos de valor igual a 10 no parâmetro ΔUA anterior (conforme apresenta o apêndice B que mostra os resultados complementares da segunda etapa de otimização). Como pode ser

observado na tabela 6.11, comparando 7,623kW (valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$) com o valor inicial de $\dot{Q}_{ev}$ igual a 7,043kW ($\dot{Q}_{ev}$ i) referente à configuração inicial, o efeito frigorífico aumentou em 8,24% e o COP permaneceu com aumento de 15,5% mantendo o porte total do equipamento em 4242,287 W/K. No entanto, para que ocorra esse aumento do efeito frigorífico, o estudo de otimização indicou a eliminação do trocador *GAXD* no ciclo *GAX*.

Tabela 6. 11 - Resultados da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios.

Componentes	UA* [W/K]	Qevi [kW]	COPi	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	COPf	Qevf-Qev* [kW]	% aumento Qev	% aumento COP
AHX	123,038					-0,212	-40,280	82,667					
GAXA	270,493					0,152	28,880	299,373					
GAXD	126,639					-0,667	-126,730	0,000					
Gerador	531,869					0,606	115,140	647,009					
Subresfriador	188,242	7,043	0,58	7,616	190	-0,121	-22,990	165,252	7,623	0,67	0,007	8,24	15,5
Evaporador	956,069					0,242	45,980	1002,049					
Absorvedor	996,58					0,125	23,750	1020,330					
Condensador	949,235					-1,000	-190,000	759,235					
Condensador de refluxo	100,122					0,875	166,250	266,372					
Total	4242,287							4242,287					

As tabelas 6.12 e 6.13 mostram os resultados da terceira etapa da análise de sensibilidade para continuidade de otimização do $\dot{Q}_{ev}$. Conforme pode ser observado na tabela 6.12, os resultados indicam valores positivos de fator UA dos trocadores de calor *GAXA,* gerador e evaporador o que implica que o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ deve aumentar com o aumento do produto UA desses componentes. Por outro lado, *AHX, GAXD* e subresfriador apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX*. Devido à indicação, pela terceira etapa de sensibilidade, da continuidade de diminuição do produto UA do *GAXD*, adotou-se valor zero para o produto UA desse componente durante a terceira etapa de otimização.

Tabela 6. 12 - Resultados da terceira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	82,667	7,623	10	92,667	7,624	0,0010		-0,00667		-0,513
GAXA	299,373	7,623	10	309,373	7,640	0,0170		0,00933		0,718
GAXD	0,000	7,623	10	10	7,626	0,0030		-0,00467		-0,359
Gerador	647,009	7,623	10	657,009	7,633	0,0100		0,00233		0,179
Subresfriador	165,252	7,623	10	175,252	7,629	0,0060		-0,00167		-0,128
Evaporador	1002,049	7,623	10	1012,049	7,632	0,0090	0,00767	0,00133	0,013	0,103
Total	2196,350									

Conforme pode ser observado na tabela 6.13, os resultados indicam valores negativos do fator UA do condensador e condensador de refluxo o que ocasiona o aumento do $\dot{Q}_{ev}$ à medida que diminui o produto UA desses componentes. Por outro lado, o absorvedor apresenta valor positivo do fator UA e, consequentemente, o aumento do produto UA desse componente deve melhorar o valor do $\dot{Q}_{ev}$ para o ciclo *GAX*.

Tabela 6. 13 - Resultados da terceira análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	1020,33	7,623	10	1030,330	7,631	0,0080		0,0013		1,000
Condensador	759,235	7,623	10	769,235	7,629	0,0060		-0,0007		-0,500
Condensador de refluxo	266,372	7,623	10	276,372	7,629	0,0060	0,0067	-0,0007	0,00133	-0,500
Total	2045,937									

A tabela 6.14 mostra o valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$ calculado pela terceira etapa de otimização que foi concluída após obtenção de seu valor ótimo para iteração de $\Delta UA = 110\,{}^{W}\!/_{K}$. Nessa terceira etapa, foi utilizado valor inicial de $\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$ e após isso, incrementos de valor igual a 10 no parâmetro ΔUA anterior (conforme mostra o apêndice B os resultados complementares da terceira etapa de otimização). Como pode ser observado na tabela 6.14,

comparando 7,754kW com o valor inicial de $\dot{Q}_{ev}$ igual a 7,043kW ($\dot{Q}_{ev}$i) referente à configuração inicial, o efeito frigorífico aumentou em 10,1% mantendo o porte total do equipamento em 4242,287 W/K. O valor de COP calculado foi de 0,71, aumento de 22,4% em relação ao COP inicial de 0,58. No entanto, para que ocorra esse aumento de desempenho do ciclo, o estudo de otimização indicou a eliminação dos trocadores *AHX* e *GAXD* do ciclo *GAX*.

Tabela 6. 14 - Resultados da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios.

Componentes	UA* [W/K]	Qevi [kW]	COPi	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	COPf	Qevf-Qev* [kW]	% aumento Qev	% aumento COP
AHX	82,667					-0,752	-82,720	0,000					
GAXA	299,373					0,718	78,980	378,353					
GAXD	0,000					0,000	0,000	0,000					
Gerador	647,009					0,179	19,690	666,699					
Subresfriador	165,252	7,043	0,58	7,744	110	-0,248	-27,280	137,919	7,754	0,71	0,010	10,1	22,4
Evaporador	1002,049					0,103	11,330	1013,379					
Absorvedor	1020,33					1,000	110,000	1130,330					
Condensador	759,235					-0,500	-55,000	704,235					
Condensador de refluxo	266,372					-0,500	-55,000	211,372					
Total	4242,287							4242,287					

As tabelas 6.15 e 6.16 mostram os resultados da quarta etapa da análise de sensibilidade para continuidade de otimização de $\dot{Q}_{ev}$. Conforme pode ser observado na tabela 6.15, os resultados indicam valores positivos do fator UA dos trocadores de calor *GAXA,* gerador, subresfriador e evaporador o que implica que o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ deve aumentar com o aumento do produto UA desses componentes. Por outro lado, *AHX* e *GAXD* apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX*. Devido à indicação, pela quarta etapa de sensibilidade, da diminuição do produto UA para os trocadores *AHX* e *GAXD*, adotou-se valor zero para o produto UA desses componentes durante a quarta etapa de otimização.

Tabela 6. 15 - Resultados da quarta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	0,000	7,754	10	10	7,753	-0,0010		-0,00600		-0,375
GAXA	378,353	7,754	10	388,353	7,769	0,0150		0,01000		0,625
GAXD	0,000	7,754	10	10	7,745	-0,0090		-0,01400		-0,875
Gerador	666,699	7,754	10	676,699	7,762	0,0080		0,00300		0,187
Subresfriador	137,919	7,754	10	147,919	7,763	0,0090		0,00400		0,250
Evaporador	1013,379	7,754	10	1023,379	7,762	0,0080	0,00500	0,00300	0,016	0,187
Total	2196,350									

Conforme pode ser observado na tabela 6.16, os resultados indica valor positivo do fator UA do condensador de refluxo que ocasiona o aumento do $\dot{Q}_{ev}$ à medida que aumenta o produto UA desse componente. Por outro lado, o absorvedor apresenta valor negativo do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA desse componente deve melhorar o valor do $\dot{Q}_{ev}$ para o ciclo *GAX*. Para o condensador o valor do fator UA calculado foi zero o que implica que o valor do produto UA desse componente está otimizado para esta etapa.

Tabela 6. 16 - Resultados da quarta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	1130,330	7,754	10	1140,330	7,760	0,0060		-0,0010		-1,000
Condensador	704,235	7,754	10	714,235	7,761	0,0070		0,0000		0,000
Condensador de refluxo	211,372	7,754	10	221,372	7,762	0,0080	0,0070	0,0010	0,00100	1,000
Total	2045,937									

A tabela 6.17 apresenta o valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$ calculado pela quarta etapa de otimização que foi concluída após obtenção do valor ótimo de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração de $\Delta UA = 80\,{}^{W}\!/_{K}$. Nessa quarta etapa, foi utilizado valor inicial de $\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$ e após isso, incrementos de valor igual a 10 no parâmetro ΔUA anterior (conforme mostra o apêndice B os resultados complementares

da quarta etapa de otimização). Como pode ser observado na tabela 6.17, comparando 7,794kW com o valor inicial de $\dot{Q}_{ev}$ igual a 7,043kW ($\dot{Q}_{ev}$i) referente à configuração inicial, o efeito frigorífico aumentou em 10,7% mantendo o porte total do equipamento em 4242,287W/K. O valor de COP calculado foi de 0,75, aumento de 29,3% em relação ao COP inicial de 0,58.

Tabela 6. 17 - Resultados da quarta etapa de otimização do $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	COPi	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	COPf	Qevf-Qev* [kW]	% aumento Qev	% aumento COP
AHX	0,000					0,000	0,000	0,000					
GAXA	378,353					1,250	100,000	478,353					
GAXD	0,000					0,000	0,000	0,000					
Gerador	666,699					-0,500	-40,000	626,699					
Subresfriador	137,919	7,043	0,58	7,793	80	-0,250	-20,000	117,919	7,794	0,75	0,001	10,7	29,3
Evaporador	1013,379					-0,500	-40,000	973,379					
Absorvedor	1130,330					-1,000	-80,000	1050,330					
Condensador	704,235					0,000	0,000	704,235					
Condensador de refluxo	211,372					1,000	80,000	291,372					
Total	4242,287							4242,287					

As tabelas 6.18 e 6.19 mostram os resultados da quinta etapa da análise de sensibilidade para continuidade de otimização de $\dot{Q}_{ev}$. Conforme pode ser observado na tabela 6.18, os resultados indicam valores positivos do fator UA dos trocadores de calor *GAXA* e subresfriador o que implica que o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ deve aumentar com o aumento do produto UA desses componentes. Por outro lado, os trocadores *AHX, GAXD,* gerador e evaporador apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX*. Devido à indicação, pela quinta etapa de sensibilidade, da diminuição do produto UA para os trocadores *AHX* e *GAXD*, continuou-se a adotar valor zero para o produto UA desses componentes durante a quinta etapa de otimização.

Tabela 6. 18 - Resultados da quinta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	0,000	7,794	10	10	7,790	-0,0040		-0,01375		-9,167
GAXA	478,353	7,794	10	488,353	7,804	0,0100		0,00025		0,167
GAXD	0,000	7,794	10	10	7,779	-0,0150		-0,02475		-16,500
Gerador	626,699	7,794	10	636,699	7,803	0,0090		-0,00075		-0,500
Subresfriador	117,919	7,794	10	127,919	7,805	0,0110		0,00125		0,833
Evaporador	973,379	7,794	10	983,379	7,803	0,0090	0,00975	-0,00075	0,002	-0,500
Total	2196,350									

Conforme pode ser observado na tabela 6.19, os resultados indicam valores positivos do fator UA do absorvedor e condensador que ocasiona o aumento do $\dot{Q}_{ev}$ à medida que aumenta o produto UA desses componentes. Por outro lado, o condensador de refluxo apresenta valor negativo do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA desse componente deve melhorar o valor do $\dot{Q}_{ev}$ para o ciclo *GAX*.

Tabela 6. 19 - Resultados da quinta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	1050,330	7,794	10	1060,330	7,800	0,0060		0,0003		0,500
Condensador	704,235	7,794	10	714,235	7,800	0,0060		0,0003		0,500
Condensador de refluxo	291,372	7,794	10	301,372	7,799	0,0050	0,0057	-0,0007	0,00067	-1,000
Total	2045,937									

A tabela 6.20 apresenta o valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$ calculado pela quinta etapa de otimização que foi concluída após obtenção do valor ótimo de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração de $\Delta UA = 30\,{}^{W}\!/_{K}$. Nessa quinta etapa, foi utilizado valor inicial de $\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$ e após isso, incrementos de valor igual a 10 no parâmetro ΔUA anterior (conforme mostra o apêndice B os resultados complementares da quinta etapa de otimização). Como pode ser observado na tabela 6.20, comparando 7,799kW

com o valor inicial de $\dot{Q}_{ev}$ igual a 7,043kW ($\dot{Q}_{ev}$i) referente à configuração inicial, o efeito frigorífico aumentou em 10,73% mantendo o porte total do equipamento em 4242,287W/K. O valor de COP permaneceu 0,75, mantendo o aumento de 29,3% em relação ao COP inicial de 0,58.

Tabela 6. 20 - Resultados da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios.

Componentes	UA* [W/K]	Qevi [kW]	COPi	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	COPf	Qevf-Qev* [kW]	% aumento Qev	% aumento COP
AHX	0,000					0,000	0,000	0,000					
GAXA	478,353					0,167	5,010	483,363					
GAXD	0,000					0,000	0,000	0,000					
Gerador	626,699					-0,500	-15,000	611,699					
Subresfriador	117,919	7,043	0,58	7,798	30	0,833	24,990	142,909	7,799	0,75	0,001	10,73	29,3
Evaporador	973,379					-0,500	-15,000	958,379					
Absorvedor	1050,330					0,500	15,000	1065,330					
Condensador	704,235					0,500	15,000	719,235					
Condensador de refluxo	291,372					-1,000	-30,000	261,372					
Total	4242,287							4242,287					

As tabelas 6.21 e 6.22 mostram os resultados da sexta etapa da análise de sensibilidade para continuidade de otimização de $\dot{Q}_{ev}$. Conforme pode ser observado na tabela 6.21, os resultados indica valor positivo do fator UA do trocadores de calor *GAXA* o que implica que o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ deve aumentar com o aumento do produto UA desse componente. Por outro lado, os trocadores *AHX, GAXD* e subresfriador apresentaram valores negativos do fator UA e, consequentemente, a diminuição do produto UA de cada um desses componentes, deve melhorar o valor de $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX*. Devido à indicação, pela sexta análise de sensibilidade, da diminuição do produto UA para os trocadores *AHX* e *GAXD*, continuou a adotar valor zero para o produto UA desses componentes durante a sexta etapa de otimização. Para o gerador e evaporador, o valor do fator UA calculado foi zero o que implica que o valor do produto UA desses componentes está otimizado para esta etapa.

Tabela 6. 21 - Resultados da sexta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	0,000	7,799	10	10	7,795	-0,0040		-0,01300		-13,000
GAXA	483,363	7,799	10	493,363	7,809	0,0100		0,00100		1,000
GAXD	0,000	7,799	10	10	7,784	-0,0150		-0,02400		-24,000
Gerador	611,699	7,799	10	621,699	7,808	0,0090		0,00000		0,000
Subresfriador	142,909	7,799	10	152,909	7,807	0,0080		-0,00100		-1,000
Evaporador	958,379	7,799	10	968,379	7,808	0,0090	0,00900	0,00000	0,00100	0,000
Total	2196,350									

Conforme pode ser observado na tabela 6.22, os resultados indicam valor zero do fator UA do absorvedor, condensador e condensador de refluxo mostrando que os valores do produto UA desses componentes estão otimizados para esta etapa.

Tabela 6. 22 - Resultados da sexta análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	1065,330	7,799	10	1075,330	7,805	0,0060		0,0000		0,000
Condensador	719,235	7,799	10	729,235	7,805	0,0060		0,0000		0,000
Condensador de refluxo	261,372	7,799	10	271,372	7,805	0,0060	0,0060	0,0000	0,00000	0,000
Total	2045,937									

A tabela 6.23 apresenta o valor otimizado de $\dot{Q}_{ev}$ calculado pela sexta etapa de otimização que foi concluída após obtenção do valor ótimo de $\dot{Q}_{ev}$ para apenas uma iteração de $\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$. Nessa sexta etapa, foi utilizado valor inicial de $\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$ e após isso, incrementos de valor igual a 10 no parâmetro ΔUA anterior (conforme mostra o apêndice B os resultados complementares da sexta etapa de otimização), porém apenas uma iteração foi suficiente para calcular o valor otimizado do efeito frigorífico. A tabela 6.23 apresenta o porte dos trocadores de calor e indica um desenho que deve gerar um valor otimizado do efeito frigorífico de 7,800kW e COP de 0,76. Como pode ser observado na tabela 6.23, comparando

7,800kW com o valor inicial de $\dot{Q}_{ev}$ igual a 7,043kW ($\dot{Q}_{ev}$ i) referente à configuração inicial, o efeito frigorífico aumentou em 10,75% mantendo o porte total do equipamento em 4242,287W/K. O valor de COP foi de 0,76, aumentou 31,0% em relação ao COP inicial de 0,58.

Tabela 6. 23 - Resultados da sexta etapa de otimização do $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* absorvedor três estágios.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	COPi	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	COPf	Qevf-Qev* [kW]	% aumento Qev	% aumento COP
AHX	0,000					0,000	0,000	0,000					
GAXA	483,363					1,000	10,000	493,363					
GAXD	0,000					0,000	0,000	0,000					
Gerador	611,699					0,000	0,000	611,699					
Subresfriador	142,909	7,043	0,58	7,799	10	-1,000	-10,000	132,909	7,800	0,76	0,001	10,75	31,0
Evaporador	958,379					0,000	0,000	958,379					
Absorvedor	1065,330					0,000	0,000	1065,330					
Condensador	719,235					0,000	0,000	719,235					
Condensador de refluxo	261,372					0,000	0,000	261,372					
Total	4242,287							4242,287					

A análise de sensibilidade prosseguiu para a sétima etapa para continuidade de otimização do efeito frigorífico, conforme apresentada pelas tabelas 6.24 e 6.25. Como pode ser observado nas tabelas 6.24 e 6.25, a sétima análise de sensibilidade indicou que o valor do efeito frigorífico calculado pela sexta etapa de otimização foi o valor otimizado do mesmo, uma vez que a variação do produto UA dos componentes do ciclo, nesta sétima análise de sensibilidade, não aumentou o efeito frigorífico. As tabelas 6.24 e 6.25 mostram o valor zero do fator UA de todos os componentes do ciclo e, isso significa, que o produto UA de todos os componentes, calculado pela sexta etapa de otimização, estão com seus valores otimizados.

Tabela 6. 24 - Resultados da sétima análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados por líquido.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
AHX	0,000	7,800	10	10	7,796	-0,0040		-0,01300		0,000
GAXA	493,363	7,800	10	503,363	7,809	0,0090		0,00000		0,000
GAXD	0,000	7,800	10	10	7,784	-0,0160		-0,02500		0,000
Gerador	611,699	7,800	10	621,699	7,809	0,0090		0,00000		0,000
Subresfriador	132,909	7,800	10	142,909	7,809	0,0090		0,00000		0,000
Evaporador	958,379	7,800	10	968,379	7,809	0,0090	0,00900	0,00000	0,00000	0,000
Total	2196,350									

Tabela 6. 25 - Resultados da sétima análise de sensibilidade do $\dot{Q}_{ev}$ para o grupo de componentes resfriados a ar.

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	UA*+ΔUA [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]	Média Qevf-Qev* [kW]	(Qevf-Qev*)-Média[kW]	Fator proporcional	Fator UA
Absorvedor	1065,330	7,800	10	1075,330	7,806	0,0060		0,0000		0,000
Condensador	719,235	7,800	10	729,235	7,806	0,0060		0,0000		0,000
Condensador de refluxo	261,372	7,800	10	271,372	7,806	0,0060	0,0060	0,0000	0,00000	0,000
Total	2045,937									

O estudo de otimização indicou duas propostas de desenho de ciclo de absorção para aumentar o efeito frigorífico e COP do sistema de refrigeração inicial: O primeiro apresentado pela tabela 6.8 que conserva todos os componentes da configuração de ciclo *GAX* do protótipo experimental com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios. Para este desenho, os valores obtidos do efeito frigorífico e COP foram 7,409 kW e 0,67, respectivamente. O segundo mostrado pela tabela 6.23 que maximiza o produto UA do trocador *GAXA* e elimina a necessidade dos trocadores de calor *AHX* na seção do meio do absorvedor e *GAXD* na região de dessorção do gerador. Neste tipo de desenho, os valores obtidos do efeito frigorífico e COP foram 7,800kW e 0,76, respectivamente.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

7.1 Conclusão

O presente trabalho está incluído em uma linha de pesquisa e de desenvolvimento de um código computacional para simulação de sistema de refrigeração por absorção água-amônia, que se desenvolve na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP.

Foi proposta a adaptação de um programa computacional para projeto e simulação numérica de diferentes configurações de ciclos de refrigeração por absorção água-amônia para sistemas de ar condicionado residencial e comercial. Foram simulados os ciclos de simples efeito e duas configurações avançadas de modelos com trocador de calor gerador-absorvedor (*GAX*-Generator-Absorber heat eXchanger) , uma com absorvedor de dois estágios e gerador de dois estágios e outra com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios. Os sistemas de absorção propostos apresentam uma capacidade de resfriamento de 7,1kW.

Foram utilizadas equações de conservação de massa total da matéria, do número de moles de amônia e de energia para cada componente relevante da máquina, relações de estado termodinâmico para cada ponto do sistema, bem como, equações de transferência de calor em termos de parâmetros globais, para relacionar a transferência de calor às diferenças efetivas de temperatura, empregando os métodos da Diferença de Temperaturas Média Logarítmica e da Efetividade. O sistema resultante de equações não lineares foi resolvido pelo método de Substituição-*Newton-Raphson*.

As relações de estado termodinâmico da mistura água-amônia são derivadas analiticamente de duas equações representando a energia livre de Gibbs em termos de pressão, temperatura e concentração para as fases de líquido e de vapor. Dessa forma, para as condições de saturação, as sub-rotinas de Newton-Raphson com derivadas numéricas pré-existentes no código computacional desenvolvido por FIGUEIREDO *et al.* (2006) foram substituídas por sub-rotinas com derivadas analíticas das funções de Gibbs com valores arbitrados iniciais adequados que impõem a igualdade entre os potenciais químicos de cada componente nas fases líquida e vapor.

A simulação computacional foi realizada mantendo o mesmo porte total para os três ciclos estudados. Os resultados do coeficiente de desempenho, perfis de temperaturas e de transferências de calor nos componentes que compõem os ciclos foram obtidos a partir da variação de parâmetros operacionais tais como: temperatura do ambiente a ser resfriado, temperatura do ar externo e temperatura do fluido quente de entrada no gerador. Após isso, foi realizada uma análise de sensibilidade visando à otimização efeito frigorífico para aumentar o desempenho do ciclo *GAX* a partir da variação do produto UA dos componentes do ciclo com o critério de manter o porte total do equipamento.

Após extensa revisão bibliográfica em que se pesquisou e estudou as diversas configurações de ciclos de absorção *GAX*, foi adotado na presente tese, o objetivo de realizar a simulação computacional do protótipo experimental apresentado por GÓMEZ *et al.* (2008), uma vez que este mostra os dados operacionais relevantes os quais permitiram convalidar os resultados do código computacional. Os resultados experimentais e numéricos do protótipo experimentais foram utilizados para convalidar os resultados de simulação do programa desenvolvido. De acordo com os valores obtidos através de simulação numérica deste trabalho em comparação aos resultados experimentais, conclui-se que o modelo empregado na presente tese representa as condições de projeto para o sistema experimental e pode ser utilizado como uma importante ferramenta para projeto e estudos de otimização de unidades de absorção *GAX*.

O objetivo deste trabalho não foi definir as dimensões de um sistema de refrigeração por absorção *GAX*, mas apresentar a potencialidade e viabilidade de se utilizar um código computacional de simulação para calcular o porte do sistema a partir de condições operacionais ou ambientais e avaliar o seu coeficiente de desempenho e efeito frigorífico antes de definir e/ou modificar suas características construtivas de maneira aleatória.

Baseado nos comentários e resultados numéricos apresentados no capítulo 6 pode-se concluir que:

1) Conforme apresentado no apêndice A (tabela A.1), as sub-rotinas com derivadas analíticas que impõe a igualdade entre os potenciais químicos exigiram menor número de iterações e, consequentemente, convergem mais eficazmente para valores de concentrações e de temperaturas quando comparadas com as sub-rotinas com derivadas numéricas.

2) Os valores obtidos através de simulação computacional deste trabalho em comparação aos resultados experimentais do protótipo de refrigeração *GAX* apresentaram boa concordância. Assim convalida-se o modelo e a técnica numérica utilizada, assegurando a viabilidade de utilizar o modelo para projeto e estudos de otimização de sistemas de refrigeração por absorção *GAX*, conforme é mostrado na seção 6.1.

3) Conforme apresentado na seção 6.2, o aumento da temperatura do ambiente resfriado ocasiona o aumento do valor de COP para as três configurações de ciclo de absorção simuladas. No entanto, as transferências de calor para o gerador e absorvedor são menores para o ciclo *GAX* quando comparadas com os valores do ciclo de simples estágio, e isto, reduz as exigências de aquecimento externo no gerador e as necessidades de resfriamento externo no absorvedor ocasionando no aumento significativo do COP.

4) O aumento da temperatura do ar de arrefecimento ocasiona a redução do valor de COP para as três configurações de ciclo de absorção simuladas. Entretanto, a redução de COP é mais significativa para a configuração *GAX* com absorvedor de três estágios. A redução do COP pode ser atribuída ao fato de que o aumento da temperatura de rejeição de calor aumenta a pressão do condensador e evaporador e, consequentemente, aumenta a vazão de circulação do ciclo, reduzindo a taxa de escoamento de massa de amônia. Isto deve aumentar as necessidades de calor a partir da fonte externa para o gerador diminuindo o COP conforme mostra a seção 6.3.

5) O aumento da temperatura do fluido quente de entrada no gerador ocasiona o aumento quase linearmente do efeito frigorífico dos sistemas de refrigeração simulados, e isto, é devido ao aumento das transferências de calor dos demais componentes dos ciclos. Isto por sua vez, aumenta a irreversibilidade de transferências de calor e, portanto, diminui o COP dos sistemas conforme mostra a seção 6.4.

6) Conforme resultados apresentados nas seções 6.2, 6.3 e 6.4, os sistemas *GAX* com absorvedor de três estágios e *GAX* com absorvedor de dois estágios obtiveram

valores de COP, respectivamente, na faixa entre 23-26% e 20-23% maiores quando comparados com o sistema de simples estágio.

7) A configuração *GAX* com absorvedor de três estágios fornece maior integração de energia interna. Os resultados apresentados nas seções 6.2, 6.3 e 6.4, mostraram que valores para a integração de energia interna do ciclo GAX com absorvedor de três estágios são 50 a 60% maiores quando comparados com os valores para o ciclo de simples estágio e 1,5 a 5,0% maiores quando comparados com os valores para o *GAX* com absorvedor de dois estágios.

8) Conforme resultados apresentados na seção 6.5, o estudo de otimização indicou duas propostas de desenho para ciclo de absorção: O primeiro apresentado pela tabela 6.8 que conserva todos os componentes da configuração de ciclo *GAX* do protótipo experimental com absorvedor de três estágios e gerador de dois estágios com valor de COP igual a 0,67 e efeito frigorífico de 7,409kW. Através do estudo de otimização, obteve-se um aumento percentual do COP de 15,5% e efeito frigorífico de 5,20% para o primeiro desenho. O segundo mostrado pela tabela 6.23 que maximiza o produto UA para o trocador *GAXA* e elimina a necessidade dos trocadores de calor *AHX* na seção do meio do absorvedor e *GAXD* na região de dessorção do gerador. Nesse tipo de configuração, o valor obtido de COP foi 0,76 e efeito frigorífico de 7,800kW e, consequentemente, obteve-se aumentos percentuais de 31,0% e 10,75%, respectivamente.

7.2 Sugestões para próximos trabalhos

- Desenvolvimento de algoritmos de otimização com o objetivo de calcular dados construtivos de protótipos.
- Modelos com novas correlações para determinar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e de transferência de calor e massa.

- Dimensionamento físico por completo de todos os componentes do ciclo *GAX*, a fim de se obter valores de custo reais de mercado, e então, utilização da metodologia de custo para avaliar a sua viabilidade econômica de implantação.
- Implementação de metodologia para estudo das irreversibilidades do sistema a fim de apresentar resultados mais consistentes para a otimização de sistemas *GAX*.
- Desenvolvimento de protótipo experimental de sistema de refrigeração *GAX* visando aprofundamento de pesquisas, aperfeiçoamento do código computacional para futura produção na área de refrigeração.

Referências

ABDELMESSIH AN, ABBAS M, AL-HASHEM A, MUNSON J (2007) Ethylene glycol/water as working fluids for an experimental absorption cycle. **Experimental Heat Transfer** 20(2):p.87–102.

ABDULATEEF JM, SOPIAN K, ALGHOUL MA. Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. **Int J Mech Mater Engg** 3(1):p.17–24, 2008.

ABRAHAMSSON, K., JERNQVIST, A., ALY, G. Thermodynamic analisys of absorptionheat cycles. **Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, ASME** AES, Vol. 31, pág. 375-384, New Orleans, 1994.

ABREU, A. F. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas.** 1999. 199p. Tese (Doutorado). Universidade de são Paulo, São Paulo.

ALEFELD, G., RADERMACHER, R. **Heat Conversion Systems**. CRC Press, 1994.

ARAÚJO, J. *ET AL*, **Refrigeração por absorção – revisão sobre as tecnologias disponíveis**. X Congresso Brasileiro De Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento de Ar, 2007.

ARONSON D. **Absorption refrigeration system**. US Patent 3,478,530, 1969.

BALAMURU V. G. *ET AL.* **Simulation of ternary ammonia-water-salt absorption refrigeration cycles.** International journal of refrigeration 23, p. 31 - 42, 2000.

BENITO, Y. R., PARISE, J. A. R., VARGAS, J. V. C. **Análise paramétrica de um refrigerador de absorção com combustão de gás natural como fonte de calor.** 4o PDPETRO, Campinas, SP. 2007.

BORGNAKKE C., SONNTAQ, E. R. **Fundamentos da Termodinâmica**. Volume básico. Tradução da 7° edição americana, Ed. Edgar Blucher, 2009.

BRANDÃO, Poliana. Removal of petroleum hydrocarbons from aqueous solution using sugarcane bagasse as adsorbent. **Journal of Hazardous Materials**, Uberlandia, 24 dez. 2009, p. 1106 – 1112.

BRANDÃO, P. C. **Avaliação do uso do Bagaço de Cana como Adsorvente para a Remoção de Contaminantes, Derivados do Petróleo, de Efluentes**. Uberlândia, Universidade Federal de Uberlândia – UFU, Dissertação (Mestrado), 2006.

CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. Estudo de custos para comercialização de energia elétrica. **Relatório técnico**, São Paulo, 2014.

CHEKIR N, MEJBRI K, BELLAGI A. Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures**. Int J Refrig** 29(3):p.469–475, 2006.

CHUA, H. T.; NG, K. C.; MALEK, A.; KASHIWAGI, T.; AKISAWA, A. e SAHA, A. A. Multi bed regenerative adsorption chiller - improving the utilization of waste heat and reducing the chilled water outlet temperature fluctuation. **International Journal of Refrigeration**, v.24, p.124-136, 2001.

CORTEZ, L. A. B., MUHLE I. N., SILVA A. Refrigeração por absorção com o par água-amônia e seu potencial no caso brasileiro. **Revista Abrava**, p.33-38, jan./fev., 1994.

CREMASCO, M. A. **Fundamentos de Transferência de Massa**. 2º ed. Revista, editora da Unicamp, Campinas – SP, 2002.

CRITOPH, R. E. e METCALF, S. J. Specific cooling power intensification limits in ammonia carbon adsorption refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v.24, p.661-678, 2004.

CRITOPH, R. E.; TAMAINOT-TELTO, Z. e MUNYBVU, E. Solar sorption refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v.12, n.4, p.409-417, 1997.

CRITOPH, R. E. Simulation of a continuous multiple-bed regenerative absorption cycle. **International Journal of Refrigeration**, v.24, p.428-437, 2001.

CUNHA, M. C. C. **Métodos Numéricos**. 2º edicção ver. e ampliada, Editora da Unicamp, Campinas – SP, 2000.

DABROWSKI, A. Adsorption - from theory to practice. **Advances in Colloid and interface Science**, v. 93, p. 135-224, 2001.

DE LUCAS A, DONATE M, RODRÍGUEZ JF. **Absorption of water vapor into new working fluids for absorption refrigeration systems**. Ind Eng Chem Res 46(1):345–350, 2007.

DEVAULT RC, MARSALA J. Ammonia-water triple effect absorption cycle. **ASHRAE Trans** 96:676–82, 1990.

DUEÑAS I, PILATOWSKY I, ROMERO RJ *ET AL.* **A dynamic study of the thermal behaviour of solar thermochemical refrigerator: barium chloride-ammonia for ice production**. Sol Ener Mat Sol C 70:p.401–413, 2001.

E. ALTENKIRCH, REVERSIBLE ABSORPTIONSMASCHINEN, **Zeitschrift for die gesamte Kalte-Industrie**, XX. Jahrgang, 1913. Heft 1: 1–9, Heft 6: p.114–119.

ENGLER M, GROSSMAN G, HELLMANN HM. Comparative simulation and investigation of ammonia water absorption cycles for heat pump applications. **International Journal of Refrigeration.** 20(7):p.504–16, 1997.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Balanço Energético Nacional. **Relatório final**, EPE, Rio de janeiro, 2013.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Projeção da Demanda de Energia Elétrica para os Próximos Dez Anos. **Relatório técnico**, EPE, Rio de janeiro, 2011.

ERCAN. Ö.A., GÓGÜS, Y. Comparative study of irreversibilities in an aquaammonia absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 14, pág. 86-92,1991.

ERICKSON DC, TANG J. **Semi GAX cycles for waste heat powered refrigeration**. In: Proceedings of the intersociety energy conversion engineering conference; 1996.

ERICKSON DC, ANAND G, PAPAR RA. **Branched GAX cycle gas fired heat pump**. In: Proceedings of the intersociety energy conversion engineering conference; 1996.

FAVARO, C. **Analysis of off-design operation of compression refrigeration systems.** Scientific Initiation Report, FEM/UNICAMP, Campinas, 1998.

FELLI, M. Absorption refrigeration thermodynamics. **ASHRAE Transactions**, Part 1a, pág. 189-204, 1983.

FELLI, M. Y GALLI, G. **The degrees of freedom of absorption systems**. Proceedings of the XVI International Congress of Refrigeration, París, Tomo 2, pág. 245-249, 1983.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J.; RODRÍGUEZ, C. e VÁZQUEZ, M. Ammonia-water absorption in vertical tubular absorbers. **International Journal of Thermal Sciences**, v.44, p.277-288, November, 2005.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J. e VÁZQUEZ, M. Distillation column configuration in ammonia-water absorption refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v.26, p.28-34, 2003.

FIGUEIREDO, J. R. Projeto e modelagem de um Sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar. **Dissertação de Mestrado**, FEM, UNICAMP, Campinas, 1980.

FIGUEIREDO, J. R.; FERNANDES, B. L. e SILVERIO, R. J. R. Nonequilibrium modeling of an ammonia-water rectifying column via fundamental thermodynamic and transport relations. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v.23, n.4, p.539-553, 2006.

FIGUEIREDO, J. R.; SANTOS, R. G.; FAVARO, C.; SILVA, A. F. S. e SBRAVATI, A. Substitution-Newton-Raphson Method Applied to the Modeling of a Vapour Compression Refrigeration System Using Different Representations of th Thermodynamic Properties of R-134A. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, v.XXIV, p.158-168, 2002.

FONSECA JR., J. A., PIMENTA, J. M. D., CARVALHO, E. N. **Refrigeração por absorção – revisão sobre as tecnologias disponíveis.** Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica. LAAR, Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração. Brasília, DF. 2007.

GARCÍA-ARELLANO, C. GARCÍA-VALLADARES, O. GÓMEZ, V. H. Experimental analysis of a transfer function for the transiente response of na evaporator in an absorption refrigeration GAX system. **Applied Thermal Engineering**, 2010 (30). P. 2026-2033.

GARIMELLA S, CHRISTENSEN RN, LACY D. Performance evaluation of a generator–absorber heat exchange heat pump. **Applied Thermal Engineering** 1996;16(7): p.591–604.

GARIMELLA S, CHRISTENSEN R. N. **Cycle description and performance simulation of a gas-fired hydronically coupled double-effect absorption heat pump system**. ASE 28, Recent research in heat pump design. ASME 7–14, 1992.

GOMEZ VH, VIDAL A, BEST R, GARCIA-VALLADARES O, VELA´ZQUEZ N. Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. **Applied Thermal Engineering**, 2008;28(8–9):p.975–87.

GLEBOV D, SETTERWALL F. Experimental study of heat transfer additive influence on the absorption chiller performance. **Int J Refrig** 25(5):538–545, 2002.

GROSSMAN G, DEVAULT R, CRESWICK F. Simulation and performance analysis of an ammonia water absorption heat pump based on the generator absorber heat exchange (GAX) cycle. **ASHRAE Transactions** 1995;101(1):p.1313–23.

HÄBERLE A, LUGINSLAND F, ZAHLER C, BERGER M, ROMMEL M, HENNING HM, GUERRA M, DE PAOLI F, MOTTA M, APRILE M. **Alinear concentrating Fresnel collector driving a NH3-H2O absorption chiller**. In: 2nd Int. Conference on Solar Air-Conditioning, Tarragona, p. 662–667, 2007.

HANNA WT, WILKINSON WH, SAUNDERS JH, PHILIPS DB. Pinch-point analysis: an aid to understanding the GAX absorption cycle. **ASHRAE Transactions** 1995;101(1):p.1189–98.

HE Y, CHEN G. **Experimental study on a new type absorption refrigeration system**. Taiyangneng Xuebao/Acta Energiae Solaris Sinica 28(2):p.137–140, 2007.

HENSEL WE, HARLOWE IW. **Compositions for absorption refrigeration system**. US Patent 3,643,455, 1972.

HEROLD, K. E., RADERMACHER, R., KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton: Crc Press, 1996.

HEROLD KE, HE X, ERICKSON DC, RANE MV. **The branched GAX absorption heat pump cycle**. In: Proceedings of the international absorption heat pump conference; 1991.

IBRAHIM, O.M., BARNETT, S.M. Y BALAMURU, V.G., "Improving the performance of ammonia-water absorption cycles using salt additives and membranes", **ASHRAE Transactions**, Philadelphia Meeting, Enero, 1997.

INCROPERA, F. P. e DEWITT, D. P. BERGMAN, T. L. LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de calor e de Massa**. 6.ed. LTC, 2008.

ISMAIL, I.M. Upgrading of heat through absorption heat transformers. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 18, Nº 7, pág. 439-446, 1995.

JAKOB U, PINK W. **Development and investigation of an ammonia/water absorption chiller – chillii® PSC – for solar cooling system**. In 2nd Int Conference on Solar Air-Conditioning, Tarragona, p. 440–445, 2007.

JAWAHAR, C.P. and SARAVANAN, R. Generator absorber heat exchange based absorption cycle – a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviwes**, 2010;14 p.2372-2382.

KAITA, Y. Simulation results of triple-effect absorption cycles. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 999-1007, 2002.

KANDLIKAR SG. A new absorber heat recovery cycle to improve COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system. **ASHRAE Trans** 88:141–158, 1982.

KANG Y. T, KASHIWAGI T. An environmentally friendly GAX cycle for panel heating, PGAX cycle**. International Journal of Refrigeration** 2000;23(5):p.378– 87.

KANG Y. T, HONG H, PARK KS. Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles, HGAX. **International Journal of Refrigeration** 2004;27(4):p.442–8.

KANG Y. T, KUNUGI Y, KASHIWAGI T. **Advanced absorption systems for low temperature applications**. In: Proceedings of the international absorption heat pump conference; 1999.

KANG Y. T, KUNUGI Y, KASHIWAGI T. Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. **International Journal of Refrigeration**. 2000. 23: . 388-401.

KAUSHIK S. C, CHANDRA S. **Computer modelling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle**. Energy Conversion. Manag 25(1):9–14, 1985.

KAUSHIK SC, KUMAR R. A. **A comparative study of an absorber heat recovery cycle for solar refrigeration using NH3-refrigerant with liquid/solid absorbents**. Energy Res 11:123–132, 1987.

KEIZER, C. **Absorption refrigeration machines**. Tesis Doctoral, Delft University of Technology, Delft, Holanda, 1982.

KLEIN, E.H. **Absorption Chillers and heat pumps**. CRC, 1998.

KUEHN, T.H., RAMSEY, J.W., AND THRELKELD, J.L. **Thermal Environmental Engineering**, third edition. Upper Saddle River, New Jersey:Prentice Hall. 1998.

IEDEMA, P.D., "The absorption heat pump", **Tesis Doctoral**, Delft University of Techology, Delft, Holanda, 1984.

LE PIERRÈS N, MAZET N, STITOU D. Experimental results of a solar powered cooling system at low temperature. **Int J Refrig** 30(6):p.1050–1058, 2007.

MAKIYAMA, PATRÍCIA AKEMI. **Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de escape de motor diesel**. Tese (Doutorado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

MASHIMO, K. **Overview of heat transformer in Japan.** Heat Pumps: Prospects in Heat Pump Technology and Marking, Florida, USA, pág. 271-285, 1987.

MCGAHEY KR, CHRISTENSEN RN. **The modeling and optimization of a Generator absorber heat exchange (GAX) heat pump using the ORNL absorption system simulation**. In: Proceedings of the ASME winter annual meeting, vol. 29; 1993. p. 57 63.

MEHR, A. S. YARI, M. MAHMOUDI, S. M. S. SOROUREDDIN, A. A comparative study on the GAX based absorption refrigeration systems: SGAX, GAXH and GAX-E. **Applied Thermal Engineering**, 2012, 44. p. 29-38.

MEYER J. **What solar cooling costs**. Sun and Wind Energy 1:p.82–84, 2008.

MILLER, R. MILLER, M. R. **Refrigeração e Ar condicionado**. LTC, 1ª ed. LTC, 2008.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. Programa Brasileiro de Eliminação de HCFC´s. **Relatório final: revisão**, MMA, Rio de Janeiro, 2013.
MORAN, M. J. e SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6.ed. LTC, 2009.

MOREIRA, VICENTE RODRIGUES. **Simulação computacional de um sistema de refrigeração de adsorção acionado por gases quentes de exaustão.** Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

MOREIRA, H. B. C., A**valiação energética do ciclo de refrigeração por absorção utilizando biogás de aterros sanitários e gás natural.** 2007. 106p. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Bauru.

MOSER H, RIEBERER R. **Small-capacity ammonia/water absorption heat pump for heating and cooling used for solar cooling**. In: 2nd Int Conference on Solar Air conditioning. Tarragona, p. 56–61, 2007.

MUGNIER D, HAMADI M, LE DENN A. **Water chillers-closed systems for chilled water production (small and large capacities)**. Int Seminar on Solar Air Conditioning, Munich, p. 31–37, 2008.

MUTHU V, SARAVANAN R, RENGANARAYANAN S. Experimental studies on R134a-DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems. **Int J Therm Sci** 47(2):p.175–181, 2008.

NG KC, TU K, CHUA HT, GORDON JM, KASHIWAGI T, AKISAWAS A, *ET AL.* Thermodynamic analysis of absorption chillers: internal dissipation and process average temperature. **Applied Thermal Engineering** 1997;18(8):p.671–82.

OLIVEIRA, R. G. D. **Avaliação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, operando diferentes tipos de ciclo com baixas temperaturas de geração**. Campinas, 2004. 153p. Tese (Doutorado). FEA, UNICAMP.

OZAKI E, YUMIKURA T, TSUJIMORI A. **Performance of residential ammonia water absorption heat pump**. In: ASME/JSME thermal engineering joint conference, vol. 4. 1995. p. 607–12.

OZAKI E, IKUMI Y, MINATO K, SUGIYAMA T, YAMAGISHI K, HASHIMOTO I, *ET AL.* **Comparative COP evaluation on the advanced ammonia water absorption heat pump**. In: Proceedings of the international absorption heat pump conference; 1996.

PARK CW, KOO J, KANG YT. Performance analysis of ammonia absorption GAX cycle for combined cooling and hot water supplymodes. **International Journal of Refrigeration** 2008;31(4):p.727–33.

PILATOWSKY, I. ROMERO, R. J. ISAZA, C. A. GAMBOA, S. A. SEBASTIAN, P. J. RIVERA, W. Cogeneration fuel cell-sorption air conditioning systems. **Green Energy and Technology**. Springer London Dordrechr Heidelberg New York, 2011.

PONS, M. e POYELLE, F. Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications. **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.27-37, 1999.

PONS, M.; MEUNIER, F.; CACCIOLA, G.; CRITOPH, R. E.; GROLL, M.; PUIGJANER, L.; SPINNER, B. e ZIEGLER, F. Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping. **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.5-17, 1999.

POTNIS SV, GOMEZ PLATA A, PAPAR RA, ANAND G, ERICKSON DC. GAX componente simulation and validation. **ASHRAE Transactions** 1997;103(1):p.454–9.

PRATTS MILANÉS, R. L. **Melhoramento de um sistema de resfriamento por absorção agiaamônia para a fabricação de gelo.** 1997. 123p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

PRATTS MILANÉS, R. L. **Análise e simulação do absorvedor evaporativo de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas**. 2002. 223p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

PRIEDEMAN DK, CHRISTENSEN RN. GAX absorption cycle design process. **ASHRAE Transactions** 1999;105(1):p.769–79.

PRIEDEMAN DK, GARRABRANT MA, MATHIAS JA, STOUT RE, CHRISTENSEN RN. Performance of a residential sized GAX absorption chiller. **Transactions of the ASME** 2001;123(3):p.236–41.

PUNWANI D. V., RYAN, W. A., KALENSKY, D.C., **natural gas-fired cooling technologies and economics**. Gas Technology Institute, 2005.

RAMESH KUMAR A, UDAYA KUMAR M. **Simulation studies on GAX absorption compression cooler**. Energy Conversion and Management 2009;48(9): p.2604–10.

RIVERA CO, RIVERA W. **Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture**. Sol Energ Mat Sol C 76(3):p.417–427, 2003.

ROMERO RJ, GUILLEN L, PILATOWSKY I. Monomethylamine-water vapour absorption refrigerationsystem. **Appl Therm Eng** 25(5-6):p.867–876, 2005.

RUITER, J. P. Thermodynamic Description of Mixtures and Solutions. **Kema Scientific & Techical Report**, v.4, n. 9 (1986).

SAGHIRUDDIN, ALTAMUSH SIDDIQUI M. Economic analyses and performance study of three ammonia absorption cycles using heat recovery absorber. **Energy Conversion and Management** 1996;37(4):p.421–32.

SANTOS R. G. **Efeitos energéticos da substituição do R-12 pelo R-134a em sistemas de refrigeração por compressão de vapor**. Relatório de iniciação científica, FEM / UNICAMP, Campinas, 1998.

SANTOS R. G. **Desenvolvimento do estudo dos efeitos energéticos da substituição do R-12 pelo R-134a em sistemas de refrigeração por compressão**. Relatório de iniciação científica, FEM / UNICAMP, Campinas, 1999.

SANTOS R. G e FIGUEIREDO, F. R. **Desenvolvimento de estudos dos efeitos energéticos da substituição do R-12 pelo R-134a em sistemas de refrigeração por compressão de vapor**. Anais do XV COBEM, Lindoia, 1999.

SARAVANAN R, MAIYA MP. Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. **Appl Therm Eng** 18(7):p.553–568, 1988.

SARAVANAN R, RENGASAMY G, ARIVAZHAGAN S, SIVAKUMAR K, NARENDRAN C. **Renewable based 40 TR ammonia water GAX absorption cooling system**. In: Proceedings of the international sorption heat pump conference; 2008.

SCHULTZ, S. C. G. **Equations of state for the system ammonia-water for use with computer.** Proc. XIII Cong. Refrigeration. Washington, 143. 1972.

SILVÉRIO, R. J. R. Análise e simulação de um sistema de absorção água-amônia para a produção de gelo em escamas. **Tese de doutorado**, FEM / UNICAMP, Campinas, 1999.

SRIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 5, p. 343-372, 2001.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. Mc-Graw-Hill, New York, 1985.

STOECKER W. F. **A generalized program for steady-state system simulation**. ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, 1970.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial**. Edgar Blucher, New York, 1994.

STOECKER, W. F. **Projeto de sistemas térmicos**. Mc-Graw-Hill, New York, 1989.

STOECKER, W.F., REED, L.D. Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of aqua-ammonia refrigeranting systems. **ASHRAE Transactions**, Vol. 77, pág. 163-170, 1971.

STOICOVICI MD. Polybranched regenerative GAX cooling cycles. **International Journal of Refrigeration** 1995;18(5):p.318–29.

TOZER, R.M., JAMES, R.W. Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 20, pág. 120-135, 1997.

THRELKELD, J. L., **Thermal environmental engineering**. 2. ed. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1970. 495 p.

TROI A, NAPOLITANO A, SPARBER W. Overview of solar cooling systems for commercial buildings. Int. Seminar on Solar Air-Conditioning, Munich, p. 81–91, 2008.

VAES, G., SMIDT, B. Y BERGHMANS, J.**Simulation of a heat transformer including heat and mass transfer**. International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps, Graz, 1986.

VELAZQUEZ N, BEST R. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. **Applied Thermal Engineering** 2002;22(10):p.1089–103.

VELAZQUEZ N, GARCIA VALLADARES O, SAUCEDA D, BELTRAN R. Numerical simulation of a linear fresnel reflector concentrator used as direct generator in a solar GAX cycle. **Energy Conversion and Management** 2010;51(3):p.434–45.

VEMURI, S.; KIM, K. J.; KANG, Y. T. A study of effective use of heat transfer additives in the process of steam condensation. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 724-734, 2006.

VILELA E ALVES, **Refrigeração industrial por amônia**: Riscos, Segurança e Auditoria Fiscal, 2004.

WEIL SA. **Thermodynamic properties of lithium chloride, lithium bromide–water system**. Report IGT, Project No. S/153, Institute of Gas Technology, 1960.

WEIL SA, ELLINGTON RT. **Corrosion inhibition of lithium bromide–water cooling systems**. Project ZB-29, Institute of Gas Technology, 1956.

WESTRA, J.J.W. **Development of an advanced absorption heat transformer**. Tesis Doctoral, Delft University of Techology, Delft, Holanda, 1990.

YARI, M. ZARIN, A. MAHMOUDI, S. M. S. Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. **Renewable Energy**, 2011 (36), p. 2011-2020.

YOON JI, KWON OK. Cycle analysis of air-cooled absorption chiller using a new working solution. **Energy 24**(9):795–809, 1999.

YONG L, WANG RZ. **Desorption refrigeration: a survey of novel technologies**. Recent Patents on Engineering 1:1–21, 2007.

ZALTASH A, GROSSMAN G. **Simulation and performance analysis of basic GAX and advanced GAX cycles with ammonia water and ammonia water LiBr absorption fluids**. In: Proceedings of the international absorption heat pump conference; 1996.

ZETZSCHE M, KOLLER T, BRENDEL T, MULLER-STEINHAGEN H. Solar cooling with an ammonia/ water absorption chiller. In: 2nd Int Conference on Solar Air Conditioning, Tarragona, p. 536–541, 2007.

ZHENG D, DENG W, JIN H, JI J. a–h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle. **Applied Thermal Engineering** 2007;27(11–12):1771–8.

ZHOU Q, RADERMACHER R. Development of a vapor compression cycle with a solution circuit and desorber/absorber heat exchange. **International Journal of Refrigeration** 1997;20(2):85–95.

Zhuo, C. **Absorption heat transformer wity TFE-Pyr as the working pair**. Tesis Doctoral, Delft University of Techology, Delft, Holanda, 1995.

ZIEGLER, B. e TREPP, CH. Equation of State for ammonia-water mixtures. **Int. Journal of Refrigeration** 1984; 7 (2). 101-106.

ZIEGLER, F. State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies. **International Journal of Refrigeration**, v.25, p.450-459, 2002.

ZOHAR, A. *et al*. Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 515-525, 2005.

ZUKOWSKI, J. C. **Estudo da sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia.** 1999. 259p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

APÊNDICE A – Números de iterações para convergência das sub-rotinas de propriedades termodinâmicas com derivada analítica

Os resultados referentes aos números de iterações necessárias para a convergência de sub-rotinas empregadas com derivadas analítica (SDA) e numérica (SDN) para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia foram obtidos a partir da variação da pressão e da temperatura e são mostrados na tabela A.1. Os valores de pressão e temperatura foram definidos baseados em algumas condições de operações para sistemas de refrigeração e ar condicionado que obtiveram desvios em relação ao resultado de número de iterações. Como pode ser observado na tabela A.1, para uma pressão de 0,6 bar e temperatura de -40°C (pontos extremos da curva entalpia versus concentração), por exemplo, as sub-rotinas que impõe a igualdade entre os potenciais químicos que resultam nas temperaturas e concentrações calculadas com derivadas analíticas empregando o método de Newton-Raphson, exigem menor número de iterações e, consequentemente, convergem mais rapidamente para valores em função da pressão e da temperatura no diagrama entalpia versus concentração da mistura água-amônia quando comparadas com as sub-rotinas com derivadas numéricas. Portanto, a SDA apresenta melhores resultados de convergência e caracteriza-se como ferramenta eficiente para emprego na determinação das propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia para as três configurações de ciclos de absorção modeladas neste trabalho.

Tabela A. 1 - Número de iterações para convergência com sub-rotinas derivada analítica (SDA) versus numérica (SDN).

		Número de iterações					
		Sub-rotina vapor saturado		Sub-rotina líquido saturado		Sub-rotina saturação	
p [bar]	T [°C]	SDA	SDN	SDA	SDN	SDA	SDN
0,2	-30	5	5	5	5	*4*	*5*
0,2	-35	5	5	5	5	4	4
0,2	-40	5	5	5	5	4	4
0,3	-20	5	5	5	5	5	5
0,3	-40	*6*	*7*	5	5	*4*	*5*
0,4	10	4	4	5	5	5	5
0,4	15	4	4	5	5	5	5
0,6	-20	5	5	5	5	4	4
0,6	-40	*8*	*12*	6	6	*5*	*13*
0,6	10	4	4	4	4	5	5
0,6	15	4	4	4	4	5	5
0,6	20	4	4	4	4	5	5
2	-10	6	6	5	5	*4*	*5*
2	5	4	4	4	4	4	4
2	10	4	4	4	4	4	4
2	15	4	4	4	4	*4*	*5*
20	50	*6*	*7*	7	7	*6*	*7*
20	55	6	6	4	4	5	5
20	70	5	5	4	4	*4*	*5*
20	192	5	5	5	5	8	8

A energia libre de Gibbs para as condições de equilíbrio de fases líquido e vapor foi determinada a partir das equações desenvolvidas por ZIEGLER e TREPP (1984). As equações são a soma das contribuições dos componentes puros, a energia livre ideal de mistura e do excesso de energia livre. Dessa forma, os coeficientes utilizados para as equações dos componentes puros são mostrados na tabela A.2.

Tabela A. 2 – Coeficientes para as equações dos componentes puros da mistura água-amônia.

Coeficiente	Amônia	Água
A_1	$3{,}971423.10^{-2}$	$2{,}748796.10^{-2}$
A_2	$-1{,}790557.10^{-5}$	$-1{,}016665.10^{-5}$
A_3	$-1{,}308905.10^{-2}$	$-4{,}452025.10^{-3}$
A_4	$3{,}752836.10^{-3}$	$8{,}389246.10^{-4}$
B_1	$1{,}634519.10^{1}$	$1{,}214557.10^{1}$
B_2	-6,508119	-1,898065
B_3	1,448937	$2{,}911966.10^{-1}$
C_1	$-1{,}049377.10^{-2}$	$2{,}136131.10^{-2}$
C_2	-8,288224	$-3{,}169291.10^{1}$
C_3	$-6{,}647257.10^{2}$	$-4{,}634611.10^{4}$
C_4	$-3{,}045352.10^{3}$	0,0
D_1	3,673647	4,019170
D_2	$9{,}989629.10^{-2}$	$-5{,}175550.10^{-2}$
D_3	$3{,}617622.10^{-2}$	$1{,}951939.10^{-2}$
h_{0R}^{l}	4,878573	21,821141
h_{0R}^{v}	26,468879	60,965058
s_{0R}^{l}	1,644773	5,766498
s_{0R}^{v}	8,339026	13,453430
T_{0R}	3,2252	5,0705
p_{0R}	2,0000	3,0000

Fonte: ZIEGLER e TREPP (1984)

Os coeficientes utilizados para as funções de excesso de energia livre de Gibbs são apresentados na tabela A.3.

Tabela A. 3 – Coeficientes para as funções de excesso de energia livre de Gibbs

E_1	$-4{,}626129.10^{1}$	E_9	$-1{,}475383$
E_2	$2{,}060225.10^{-2}$	E_{10}	$-5{,}038107.10^{-3}$
E_3	$7{,}292369$	E_{11}	$-9{,}640398.10^{1}$
E_4	$-1{,}032613.10^{-2}$	E_{12}	$1{,}226973.10^{2}$
E_5	$8{,}074824.10^{1}$	E_{13}	$-7{,}582637$
E_6	$-8{,}461214.10^{1}$	E_{14}	$6{,}012445.10^{-4}$
E_7	$2{,}452882.10^{1}$	E_{15}	$5{,}487018.10^{1}$
E_8	$8{,}598767.10^{-3}$	E_{16}	$-7{,}667596.10^{1}$

Fonte: ZIEGLER e TREPP (1984)

APÊNDICE B – Resultados complementares de otimização do efeito frigorífico para o ciclo GAX absorvedor três estágios

Neste apêndice são apresentados alguns resultados complementares da otimização realizada para melhorar o efeito frigorífico $\dot{Q}_{ev}$ do ciclo *GAX* com absorvedor de três estágios. Os resultados estão divididos em seis seções B.1, B.2, B.3, B.4, B.5 e B.6 e podem ser observados pelas tabelas abaixo.

B.1 Resultados complementares da primeira etapa de otimização do efeito frigorífico

Tabela B. 1 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 10\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	51,918			0,254	2,540	54,458		
GAXA	119,293			0,540	5,400	124,693		
GAXD	68,959			0,206	2,060	71,019		
Gerador	540,829			-0,032	-0,320	540,509		
Subresfriador	357,082	7,043	10	-0,603	-6,030	351,052	7,075	0,032
Evaporador	1058,269			-0,365	-3,650	1054,619		
Absorvedor	716,580			1,000	10,000	726,580		
Condensador	1139,635			-0,680	-6,800	1132,835		
Condensador de refluxo	189,722			-0,320	-3,200	186,522		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 2 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 20\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	51,918			0,254	5,080	56,998		
GAXA	119,293			0,540	10,800	130,093		
GAXD	68,959			0,206	4,120	73,079		
Gerador	540,829			-0,032	-0,640	540,189		
Subresfriador	357,082	7,075	20	-0,603	-12,060	345,022	7,104	0,029
Evaporador	1058,269			-0,365	-7,300	1050,969		
Absorvedor	716,580			1,000	20,000	736,580		
Condensador	1139,635			-0,680	-13,600	1126,035		
Condensador de refluxo	189,722			-0,320	-6,400	183,322		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 3 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 110\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	51,918			0,254	27,940	79,858		
GAXA	119,293			0,540	59,400	178,693		
GAXD	68,959			0,206	22,660	91,619		
Gerador	540,829			-0,032	-3,520	537,309		
Subresfriador	357,082	7,279	110	-0,603	-66,330	290,752	7,295	0,016
Evaporador	1058,269			-0,365	-40,150	1018,119		
Absorvedor	716,580			1,000	110,000	826,580		
Condensador	1139,635			-0,680	-74,800	1064,835		
Condensador de refluxo	189,722			-0,320	-35,200	154,522		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 4 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 120\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	51,918			0,254	30,480	82,398		
GAXA	119,293			0,540	64,800	184,093		
GAXD	68,959			0,206	24,720	93,679		
Gerador	540,829			-0,032	-3,840	536,989		
Subresfriador	357,082	7,295	120	-0,603	-72,360	284,722	7,309	0,014
Evaporador	1058,269			-0,365	-43,800	1014,469		
Absorvedor	716,580			1,000	120,000	836,580		
Condensador	1139,635			-0,680	-81,600	1058,035		
Condensador de refluxo	189,722			-0,320	-38,400	151,322		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 5 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 270\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	51,918			0,254	68,580	120,498		
GAXA	119,293			0,540	145,800	265,093		
GAXD	68,959			0,206	55,620	124,579		
Gerador	540,829			-0,032	-8,640	532,189		
Subresfriador	357,082	7,408	270	-0,603	-162,810	194,272	7,409	0,001
Evaporador	1058,269			-0,365	-98,550	959,719		
Absorvedor	716,580			1,000	270,000	986,580		
Condensador	1139,635			-0,680	-183,600	956,035		
Condensador de refluxo	189,722			-0,320	-86,400	103,322		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 6 - Resultados complementares da primeira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 290\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UAi [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UAi+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	51,918			0,254	73,660	125,578		
GAXA	119,293			0,540	156,600	275,893		
GAXD	68,959			0,206	59,740	128,699		
Gerador	540,829			-0,032	-9,280	531,549		
Subresfriador	357,082	7,409	290	-0,603	-174,870	182,212	7,408	(-)0,001
Evaporador	1058,269			-0,365	-105,850	952,419		
Absorvedor	716,580			1,000	290,000	1006,580		
Condensador	1139,635			-0,680	-197,200	942,435		
Condensador de refluxo	189,722			-0,320	-92,800	96,922		
Total	4242,287					4242,287		

B.2 Resultados complementares da segunda etapa de otimização do efeito frigorífico

Tabela B. 7 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 10\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	123,038			-0,212	-2,120	120,918		
GAXA	270,493			0,152	1,520	272,013		
GAXD	126,639			-0,667	-6,670	119,969		
Gerador	531,869			0,606	6,060	537,929		
Subresfriador	188,242	7,409	10	-0,121	-1,210	187,032	7,424	0,015
Evaporador	956,069			0,242	2,420	958,489		
Absorvedor	996,58			0,125	1,250	997,830		
Condensador	949,235			-1,000	-10,000	939,235		
Condensador de refluxo	100,122			0,875	8,750	108,872		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 8 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 20\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	123,038			-0,212	-4,240	118,798		
GAXA	270,493			0,152	3,040	273,533		
GAXD	126,639			-0,667	-13,340	113,299		
Gerador	531,869			0,606	12,120	543,989		
Subresfriador	188,242	7,424	20	-0,121	-2,420	185,822	7,439	0,015
Evaporador	956,069			0,242	4,840	960,909		
Absorvedor	996,58			0,125	2,500	999,080		
Condensador	949,235			-1,000	-20,000	929,235		
Condensador de refluxo	100,122			0,875	17,500	117,622		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 9 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 70\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	123,038			-0,212	-14,840	108,198		
GAXA	270,493			0,152	10,640	281,133		
GAXD	126,639			-0,667	-46,690	79,949		
Gerador	531,869			0,606	42,420	574,289		
Subresfriador	188,242	7,493	70	-0,121	-8,470	179,772	7,505	0,012
Evaporador	956,069			0,242	16,940	973,009		
Absorvedor	996,58			0,125	8,750	1005,330		
Condensador	949,235			-1,000	-70,000	879,235		
Condensador de refluxo	100,122			0,875	61,250	161,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 10 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 80\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	123,038			-0,212	-16,960	106,078		
GAXA	270,493			0,152	12,160	282,653		
GAXD	126,639			-0,667	-53,360	73,279		
Gerador	531,869			0,606	48,480	580,349		
Subresfriador	188,242	7,505	80	-0,121	-9,680	178,562	7,518	0,013
Evaporador	956,069			0,242	19,360	975,429		
Absorvedor	996,58			0,125	10,000	1006,580		
Condensador	949,235			-1,000	-80,000	869,235		
Condensador de refluxo	100,122			0,875	70,000	170,122		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 11 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 170\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	123,038			-0,212	-36,040	86,998		
GAXA	270,493			0,152	25,840	296,333		
GAXD	126,639			-0,667	-113,390	13,249		
Gerador	531,869			0,606	103,020	634,889		
Subresfriador	188,242	7,600	170	-0,121	-20,570	167,672	7,608	0,008
Evaporador	956,069			0,242	41,140	997,209		
Absorvedor	996,58			0,125	21,250	1017,830		
Condensador	949,235			-1,000	-170,000	779,235		
Condensador de refluxo	100,122			0,875	148,750	248,872		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 12 - Resultados complementares da segunda etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 180\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	123,038			-0,212	-38,160	84,878		
GAXA	270,493			0,152	27,360	297,853		
GAXD	126,639			-0,667	-120,060	6,579		
Gerador	531,869			0,606	109,080	640,949		
Subresfriador	188,242	7,608	180	-0,121	-21,780	166,462	7,616	0,008
Evaporador	956,069			0,242	43,560	999,629		
Absorvedor	996,58			0,125	22,500	1019,080		
Condensador	949,235			-1,000	-180,000	769,235		
Condensador de refluxo	100,122			0,875	157,500	257,622		
Total	4242,287					4242,287		

B.3 Resultados complementares da terceira etapa de otimização do efeito frigorífico

Tabela B. 13 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 10\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	82,667			-0,752	-7,520	75,147		
GAXA	299,373			0,718	7,180	306,553		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	647,009			0,179	1,790	648,799		
Subresfriador	165,252	7,623	10	-0,248	-2,480	162,772	7,637	0,014
Evaporador	1002,049			0,103	1,030	1003,079		
Absorvedor	1020,33			1,000	10,000	1030,330		
Condensador	759,235			-0,500	-5,000	754,235		
Condensador de refluxo	266,372			-0,500	-5,000	261,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 14 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 20\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	82,667			-0,752	-15,040	67,627		
GAXA	299,373			0,718	14,360	313,733		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	647,009			0,179	3,580	650,589		
Subresfriador	165,252	7,637	20	-0,248	-4,960	160,292	7,651	0,014
Evaporador	1002,049			0,103	2,060	1004,109		
Absorvedor	1020,33			1,000	20,000	1040,330		
Condensador	759,235			-0,500	-10,000	749,235		
Condensador de refluxo	266,372			-0,500	-10,000	256,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 15 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 80\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	82,667			-0,752	-60,160	22,507		
GAXA	299,373			0,718	57,440	356,813		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	647,009			0,179	14,320	661,329		
Subresfriador	165,252	7,712	80	-0,248	-19,840	145,412	7,723	0,011
Evaporador	1002,049			0,103	8,240	1010,289		
Absorvedor	1020,33			1,000	80,000	1100,330		
Condensador	759,235			-0,500	-40,000	719,235		
Condensador de refluxo	266,372			-0,500	-40,000	226,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 16 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 90\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	82,667			-0,752	-67,680	14,987		
GAXA	299,373			0,718	64,620	363,993		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	647,009			0,179	16,110	663,119		
Subresfriador	165,252	7,723	90	-0,248	-22,320	142,932	7,734	0,011
Evaporador	1002,049			0,103	9,270	1011,319		
Absorvedor	1020,33			1,000	90,000	1110,330		
Condensador	759,235			-0,500	-45,000	714,235		
Condensador de refluxo	266,372			-0,500	-45,000	221,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 17 - Resultados complementares da terceira etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 100\ {}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	82,667			-0,752	-75,200	7,467		
GAXA	299,373			0,718	71,800	371,173		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	647,009			0,179	17,900	664,909		
Subresfriador	165,252	7,734	100	-0,248	-24,800	140,452	7,744	0,010
Evaporador	1002,049			0,103	10,300	1012,349		
Absorvedor	1020,33			1,000	100,000	1120,330		
Condensador	759,235			-0,500	-50,000	709,235		
Condensador de refluxo	266,372			-0,500	-50,000	216,372		
Total	4242,287					4242,287		

B.4 Resultados complementares da quarta etapa de otimização do efeito frigorífico

Tabela B. 18 - Resultados complementares da quarta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	378,353			1,250	12,500	390,853		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	666,699			-0,500	-5,000	661,699		
Subresfriador	137,919	7,754	10	-0,250	-2,500	135,419	7,763	0,009
Evaporador	1013,379			-0,500	-5,000	1008,379		
Absorvedor	1130,330			-1,000	-10,000	1120,330		
Condensador	704,235			0,000	0,000	704,235		
Condensador de refluxo	211,372			1,000	10,000	221,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 19 - Resultados complementares da quarta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 70\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	378,353			1,250	87,500	465,853		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	666,699			-0,500	-35,000	631,699		
Subresfriador	137,919	7,791	70	-0,250	-17,500	120,419	7,793	0,002
Evaporador	1013,379			-0,500	-35,000	978,379		
Absorvedor	1130,330			-1,000	-70,000	1060,330		
Condensador	704,235			0,000	0,000	704,235		
Condensador de refluxo	211,372			1,000	70,000	281,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 20 - Resultados complementares da quarta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 90\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	378,353			1,250	112,500	490,853		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	666,699			-0,500	-45,000	621,699		
Subresfriador	137,919	7,794	90	-0,250	-22,500	115,419	7,793	(-)0,001
Evaporador	1013,379			-0,500	-45,000	968,379		
Absorvedor	1130,330			-1,000	-90,000	1040,330		
Condensador	704,235			0,000	0,000	704,235		
Condensador de refluxo	211,372			1,000	90,000	301,372		
Total	4242,287					4242,287		

B.5 Resultados complementares da quinta etapa de otimização do efeito frigorífico

Tabela B. 21 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 10\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	478,353			0,167	1,670	480,023		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	626,699			-0,500	-5,000	621,699		
Subresfriador	117,919	7,794	10	0,833	8,330	126,249	7,796	0,002
Evaporador	973,379			-0,500	-5,000	968,379		
Absorvedor	1050,330			0,500	5,000	1055,330		
Condensador	704,235			0,500	5,000	709,235		
Condensador de refluxo	291,372			-1,000	-10,000	281,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 22 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 20\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	478,353			0,167	3,340	481,693		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	626,699			-0,500	-10,000	616,699		
Subresfriador	117,919	7,796	20	0,833	16,660	134,579	7,798	0,002
Evaporador	973,379			-0,500	-10,000	963,379		
Absorvedor	1050,330			0,500	10,000	1060,330		
Condensador	704,235			0,500	10,000	714,235		
Condensador de refluxo	291,372			-1,000	-20,000	271,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 23 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 40\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	478,353			0,167	6,680	485,033		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	626,699			-0,500	-20,000	606,699		
Subresfriador	117,919	7,799	40	0,833	33,320	151,239	7,798	(-)0,001
Evaporador	973,379			-0,500	-20,000	953,379		
Absorvedor	1050,330			0,500	20,000	1070,330		
Condensador	704,235			0,500	20,000	724,235		
Condensador de refluxo	291,372			-1,000	-40,000	251,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 24 - Resultados complementares da quinta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 50\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	478,353			0,167	8,350	486,703		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	626,699			-0,500	-25,000	601,699		
Subresfriador	117,919	7,798	50	0,833	41,650	159,569	7,796	(-)0,002
Evaporador	973,379			-0,500	-25,000	948,379		
Absorvedor	1050,330			0,500	25,000	1075,330		
Condensador	704,235			0,500	25,000	729,235		
Condensador de refluxo	291,372			-1,000	-50,000	241,372		
Total	4242,287					4242,287		

B.6 Resultados complementares da sexta etapa de otimização do efeito frigorífico

Tabela B. 25 - Resultados complementares da sexta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 20\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	483,363			1,000	20,000	503,363		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	611,699			0,000	0,000	611,699		
Subresfriador	142,909	7,800	20	-1,000	-20,000	122,909	7,799	(-)0,001
Evaporador	958,379			0,000	0,000	958,379		
Absorvedor	1065,330			0,000	0,000	1065,330		
Condensador	719,235			0,000	0,000	719,235		
Condensador de refluxo	261,372			0,000	0,000	261,372		
Total	4242,287					4242,287		

Tabela B. 26 - Resultados complementares da sexta etapa de otimização de $\dot{Q}_{ev}$ para iteração

$$\Delta UA = 30\,{}^{W}\!/_{K}$$

Componentes	UA* [W/K]	Qev* [kW]	ΔUA [W/K]	Fator UA	ΔUA x Fator UA	UA*+(ΔUA x Fator UA) [W/K]	Qevf	Qevf-Qev* [kW]
AHX	0,000			0,000	0,000	0,000		
GAXA	483,363			1,000	30,000	513,363		
GAXD	0,000			0,000	0,000	0,000		
Gerador	611,699			0,000	0,000	611,699		
Subresfriador	142,909	7,799	30	-1,000	-30,000	112,909	7,797	(-)0,002
Evaporador	958,379			0,000	0,000	958,379		
Absorvedor	1065,330			0,000	0,000	1065,330		
Condensador	719,235			0,000	0,000	719,235		
Condensador de refluxo	261,372			0,000	0,000	261,372		
Total	4242,287					4242,287		