



HUGO VALENÇA DE ARAÚJO

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO DESEMPENHO
TERMODINÂMICO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES**

CAMPINAS

2013



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

HUGO VALENÇA DE ARAÚJO

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO DESEMPENHO
TERMODINÂMICO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO COM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES**

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Química da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DEFENDIDA PELO ALUNO HUGO VALENÇA DE ARAÚJO E ORIENTADA PELO PROF. DR. JOSÉ VICENTE HALLAK D'ANGELO.

Assinatura do orientador:

Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

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

Araújo, Hugo Valença, 1988-
Ar15s Simulação e análise do desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração por absorção com diferentes configurações / Hugo Valença de Araújo. – Campinas, SP: [s.n.], 2013.

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

1. Simulação por computador. 2. Sistemas de refrigeração. 3. Absorção. 4. Cristalização. 5. Termodinâmica. I. D'Angelo, José Vicente Hallak, 1967-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Simulation and analysis of the thermodynamic performance of absorption refrigeration systems with different configurations

Palavras-chave em inglês:

Computer simulation

Refrigeration systems

Absorption

Crystallization

Thermodynamics

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora:

José Vicente Hallak d'Angelo [Orientador]

Roger Josef Zemp

Antonio José de Almeida Meirelles

Data de defesa: 01-08-2013

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

Dissertação de mestrado defendida por Hugo Valença de Araújo e aprovada em 01 de agosto de 2013 pela banca examinadora constituída pelos professores doutores:



Prof. Dr. Antonio José de Almeida Meirelles
FEA/UNICAMP



Prof. Dr. Roger Josef Zemp
FEQ/UNICAMP



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo (orientador)
FEQ/UNICAMP

Dedico este trabalho a Flávia, Gineton, Ygor, Darcy e Maria Teresinha (em memória).

AGRADECIMENTOS

Primeiramente aos meus pais, Flávia e Gineton, por todo amor e dedicação que tenho recebido deles desde sempre. Obrigado por me darem a certeza de que posso contar com vocês a qualquer hora! À minha bisavó, Darcy, que sempre me recebe carinhosa e alegremente em todas as minhas voltas a Maceió. À minha avó, Maria Teresinha (em memória), por sua participação fundamental na minha formação pessoal. Ao meu irmão, Ygor, pelas ajudas e momentos de diversão compartilhados.

A todos os meus tios(as), primos(as) e demais familiares que, de Maceió, têm torcido por mim. Aqui também devo agradecer ao *seu* Muniz e à dona Piedade, que já considero como meus sogros, além da dona Sebastiana e do tio Michel. Todos esses foram, há mais de três anos, incluídos à minha família.

Em especial à minha namorada e melhor amiga, Juliana Martins, que eu tanto amo. Para resumir, posso dizer que ela tem me feito entender verdadeiramente a mensagem contida nos seguintes versos (1 Coríntios 13:4-7):

“O amor é sofredor, é benigno; o amor não é invejoso; o amor não trata com leviandade, não se ensoberbece.

Não se porta com indecência, não busca os seus interesses, não se irrita, não suspeita mal; Não folga com a injustiça, mas folga com a verdade;

Tudo sofre, tudo crê, tudo espera, tudo suporta.”

Aos amigos que fiz em Campinas (*grodes* e outros) e àqueles de Maceió: Bruno Aquiné, Raphael, Rodrigo Abreu, Rodolpho, Ricardo Valenzuela, Helder, Rodrigo Amaral “Chefe”, Carlos “Maranhão”, Vicente, Ivanei, Alex, Eriksen, Jean, Clairon, Bruno Guzzo, Filipe, Germano, Tarcisio, Victor e Bruno Valente. Obrigado a todos pelas contribuições, conversas, risadas e bons momentos.

Ao professor José Vicente Hallak d’Angelo, meu orientador, pelas contribuições para o trabalho e constantes retomadas de foco ao longo do período do mestrado. Obrigado pela paciência (principalmente nos meses que antecederam a defesa desta dissertação) e conselhos. Espero ter aprendido. Valeu, Zé!

Aos professores Roger e Antonio José, pela leitura cuidadosa do trabalho, correções e sugestões de melhorias apresentadas quando da ocasião da defesa. Agradeço também a todos os professores/pesquisadores com os quais me comuniquei e que, gentil e solicitamente, responderam aos meus e-mails de dúvidas.

À Faculdade de Engenharia Química da UNICAMP, pela oportunidade de realização do mestrado, e à CAPES, pelo suporte financeiro.

RESUMO

A refrigeração e o condicionamento de ar representam um campo tecnológico em potencial para a adoção de medidas de economia de eletricidade. Nesse sentido, Sistemas de Refrigeração por Absorção (SRAs) figuram como uma opção interessante por serem adequados à produção de frio mediante um gasto significativamente menor de energia elétrica em comparação a Sistemas de Refrigeração por Compressão Mecânica (SRCMs) de vapor. Com a finalidade de gerar o efeito de refrigeração, o SRCM realiza uma compressão mecânica de vapor à custa do consumo de trabalho elétrico em um compressor; em contrapartida, a compressão no SRA é de natureza termofísica/química e promovida por energia térmica. No segmento de açúcar e álcool brasileiro, a etapa determinante da produção de etanol a partir da cana consiste na fermentação alcoólica do mosto em dornas. Tal etapa é exotérmica e, uma vez que a elevação descontrolada da temperatura desfavorece a produção de álcool, há a necessidade de remover o calor gerado por meio do resfriamento do meio em fermentação. Dessa forma, o objetivo geral do presente trabalho foi simular e analisar o desempenho termodinâmico (energético, COP , e exergético, η_{ex}) de SRAs com diferentes configurações, trabalhando com o par água/brometo de lítio ($H_2O/LiBr$) e que satisfizessem a carga de refrigeração demandada por um processo fermentativo. Adicionalmente, um dos objetivos específicos foi investigar o risco de ocorrência da cristalização do $LiBr$, a qual resulta em depósitos, com o auxílio da curva de equilíbrio sólido-líquido (solubilidade) do par $H_2O/LiBr$. As análises dos efeitos de variáveis de projeto e operação (realizadas no *software Engineering Equation Solver – EES*) demonstraram que os valores de COP das configurações de SRAs de duplo efeito são significativamente maiores do que aquele da configuração de simples efeito; no entanto, as eficiências exergéticas de todas as configurações são equiparáveis, o que pode ser atribuído à quantidade e à qualidade da energia térmica consumida nos respectivos geradores de primeiro efeito. Baixos desempenhos de Segunda Lei são devidos principalmente ao absorvedor, pois esse equipamento apresenta os maiores defeitos de eficiência em todos os SRAs estudados. Adicionalmente, avaliou-se a dependência do desempenho termodinâmico quanto às efetividades de trocadores de calor intermediários, a diferenças de pressão operacional e à cessão direta de calor externo a geradores de segundo efeito. Entre outros resultados, observou-se a existência de máximos do COP e da η_{ex} em função da temperatura no gerador de primeiro efeito. No que se refere à possibilidade de precipitação do $LiBr$, verificou-se menor iminência no SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo. Em particular, observou-se que aumentos excessivos da temperatura no gerador de primeiro efeito, além de não favorecerem o desempenho termodinâmico, tornam o risco de cristalização do $LiBr$ mais significativo.

Palavras-chave: simulação, refrigeração por absorção, desempenho termodinâmico, cristalização, água/brometo de lítio.

ABSTRACT

Refrigeration and air conditioning represent a potential technological field for the adoption of measures to save electricity. In this way, Absorption Refrigeration Systems (ARSs) are an interesting option because they are suitable for the production of cold utilities with a significantly lower cost of electric power compared to Mechanical Compression Refrigeration Systems (MCRSs). In order to generate the cooling effect, the MCRS performs a mechanical vapor compression at the expense of the consumption of electrical work in a compressor. On the other side, the nature of the compression in ARSs is thermo physical/chemical and this process is promoted by thermal energy. In the Brazilian sugar and ethanol industry, the main stage of ethanol production from sugarcane is the alcoholic fermentation in vats. This stage is exothermic and since the uncontrolled elevation of temperature results in disadvantages to the ethanol production, it is necessary to remove the heat generated by the cooling of the fermentation medium. Thus, the general objective of this study was to simulate and analyze the thermodynamic performance (energy, COP , and exergy, η_{ex}) of ARSs with different configurations, working with the water/lithium bromide ($H_2O/LiBr$) mixture, and satisfying the cooling load demanded by a fermentation process. Additionally, one of the specific objectives was to investigate the risk of $LiBr$ crystallization, resulting in deposits, with the aid of the solid-liquid equilibrium (solubility) curve of the $H_2O/LiBr$ mixture. Analyses of the effects of design and operating variables (executed in the software Engineering Equation Solver – EES) have shown that the values of COP of the double effect configurations are significantly greater than that of the simple effect configuration; however, the exergetic efficiencies of all configurations are comparable, which can be attributed to the quantity and the quality of the energy consumed in the respective first effect generators. Low Second Law performances are mainly due to the absorber because this equipment has the highest efficiency defects in all ARSs studied. Additionally, it was evaluated the dependence of the thermodynamic performance regarding to the effectivenesses of intermediate heat exchangers, the differences in operating pressures and the direct supply of external heat to second effect generators. Among other findings, it was observed the existence of maximums of COP and η_{ex} as functions of the temperature in the first effect generator. With regard to the possibility of $LiBr$ precipitation, it was verified lower imminence in the double effect ARS with parallel flow. In particular, it was observed that excessive rises in the temperature in the first effect generator, besides not favor the thermodynamic performance, makes the risk of $LiBr$ crystallization more significant.

Keywords: simulation, absorption refrigeration, thermodynamic performance, crystallization, water/lithium bromide.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	ix
RESUMO.....	xi
ABSTRACT	xiii
SUMÁRIO.....	xv
LISTA DE FIGURAS.....	xvii
LISTA DE TABELAS.....	xx
NOMENCLATURA	xxi
CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Contextualização e justificativas	1
1.2 Objetivos	4
1.3 Organização do trabalho	5
CAPÍTULO 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	7
2.1 Comparação entre SRCM e SRA.....	7
2.2 Parâmetros de desempenho termodinâmico.....	9
2.2.1 Primeira Lei: energia	9
2.2.2 Segunda Lei: exergia	11
2.3 Princípio de funcionamento comum a todas as configurações de SRAs	14
2.4 Configuração de SRA de simples efeito	15
2.4.1 Operação com H ₂ O/LiBr	18
2.4.1.1 <i>Equações de modelagem e desempenho</i>	22
2.4.2 Operação com NH ₃ /H ₂ O.....	25
2.5 Configurações de SRAs de duplo efeito	29
2.5.1 Fluxo em série	31
2.5.2 Fluxo em paralelo	33
CAPÍTULO 3. REVISÃO DA LITERATURA	37
3.1 Análises de Primeira Lei de SRAs.....	37
3.1.1 Casos com H ₂ O/LiBr como referência	37
3.1.2 Casos com NH ₃ /H ₂ O como referência.....	42
3.1.3 Configurações de efeitos diferentes do simples	45
3.2 Análises de Segunda Lei de SRAs.....	49
3.2.1 Casos com H ₂ O/LiBr	49
3.2.2 Configurações de efeitos diferentes do simples com H ₂ O/LiBr.....	51

3.2.3	Casos com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	54
3.2.4	Casos com misturas alternativas.....	56
3.3	Análises termoeconômicas de SRAs	57
3.4	Fermentação alcoólica	59
3.4.1	Efeito da temperatura de condução	59
3.4.2	Resfriamento do processo fermentativo	61
3.5	Conclusões	63
CAPÍTULO 4. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE.....		65
4.1	Simulação de SRAs com diferentes configurações	65
4.1.1	Propriedades termofísicas do $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e da água pura.....	69
4.1.2	Hipóteses assumidas	71
4.1.3	Valores de referência e faixas de variação das variáveis especificadas	72
4.2	Validação das simulações e determinação de máximos e mínimos.....	77
4.3	Cálculo da exergia específica de fluxo	77
4.4	Análise de SRAs com diferentes configurações	79
4.4.1	Efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros de interesse	79
4.4.2	Risco de cristalização do LiBr	81
CAPÍTULO 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES		83
5.1	Validação das simulações	83
5.2	Temperatura mínima no gerador.....	87
5.3	Pressão alta vigente nos SRAs de duplo efeito.....	91
5.4	Desempenho energético dos SRAs de efeitos simples e duplo	93
5.4.1	Efeitos das temperaturas de operação.....	93
5.4.2	Efeito da taxa de transferência de calor externa em GER2	102
5.4.3	Efeitos das efetividades de TC1 e TC2 e diferenças de pressão	104
5.5	Desempenho exergético dos SRAs de efeitos simples e duplo	106
5.5.1	Efeitos das temperaturas de operação.....	106
5.5.2	Efeito da taxa de transferência de calor externa em GER2	114
5.5.3	Efeitos das efetividades de TC1 e TC2 e diferenças de pressão	115
5.6	Análise do risco de cristalização do LiBr nos SRAs de efeitos simples e duplo	117
CAPÍTULO 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS		125
CAPÍTULO 7. REFERÊNCIAS		129

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Evolução do consumo de eletricidade no Brasil.....	1
Figura 2.1: Configurações básicas dos sistemas de refrigeração por (a) compressão mecânica de vapor; e (b) absorção.	7
Figura 2.2: Princípio de funcionamento comum a todas as configurações de SRA: (a) processos de evaporação e absorção; (b) processos de dessorção e condensação.....	15
Figura 2.3: Configuração de SRA de simples efeito.....	16
Figura 2.4: Diagrama de fases com a curva de equilíbrio sólido-líquido do par H ₂ O/LiBr.	21
Figura 2.5: Configuração de SRA de simples efeito com NH ₃ /H ₂ O.....	25
Figura 2.6: <i>Glide</i> de temperatura da mistura NH ₃ /H ₂ O sob diferentes concentrações e pressões.....	27
Figura 2.7: Porcentagem do efeito de refrigeração específico em função da temperatura no evaporador para diferentes concentrações de amônia da corrente [12] (Figura 2.5).....	29
Figura 2.8: Acoplamento de dois SRAs de simples efeito para formar um SRA de duplo efeito.	30
Figura 2.9: Configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em série.	32
Figura 2.10: Configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo.	34
Figura 3.1: Efeito de ξ_{SHE} sobre o COP e a T_{GER} em que a cristalização é iminente em um SRA de simples efeito com H ₂ O/LiBr – $T_{COND} = T_{ABS} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{EVAP} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$	38
Figura 3.2: Curvas de solubilidade experimental das misturas H ₂ O/LiBr e H ₂ O/LiBr+LiNO ₃ (LiBr:LiNO ₃ = 4:1 molar).	40
Figura 3.3: COP de um SRA de simples efeito operando com H ₂ O/NaOH+KOH+CsOH (NaOH:KOH:CsOH = 40:36:24 mássica) ou H ₂ O/LiBr – $T_{EVAP} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\xi_{SHE} = 0,7$	41
Figura 3.4: Curvas de pressão de vapor experimental das misturas ternárias H ₂ O/LiBr+HCO ₂ K e H ₂ O/LiBr+HCO ₂ Na (LiBr:sal orgânico = 2:1 mássica) e da binária H ₂ O/LiBr ($X_{\text{absorvente}} = 0,6$).	42
Figura 3.5: COP em função da temperatura do meio de resfriamento em temperaturas no gerador de 90 °C, 120 °C e $T_{GER,ot}$ (mesmas condições do caso base de Fernández-Seara e Vázquez (2001)).	43
Figura 3.6: COP de SRAs de simples (1), um e meio (1,5) e duplo (2, fluxo em paralelo) efeitos com H ₂ O/LiBr – $T_{EVAP} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{ABS} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{COND} = 42\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\xi_{SHE} = 0,6$	45
Figura 3.7: Faixas de temperatura no gerador nas quais SRAs de simples (1), um e meio (1,5; configuração II) e duplo (2, fluxo em paralelo) efeitos operam com COP mais alto – $T_{EVAP} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{COND} = T_{ABS} + 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\xi_{TC1} = 0,6$	46
Figura 3.8: Curvas de calor de mistura das soluções aquosas de LiBr e LiCl em função do número de mols de H ₂ O.	50
Figura 3.9: Distribuição dos fluxos de exergia em um SRA de simples efeito com H ₂ O/LiBr (mesmas condições e ambiente de referência do caso base de Şencan <i>et al.</i> (2005)).	51
Figura 3.10: COP , η_{ex} e limite de cristalização ($T_{GER} \approx 99,5\text{ }^{\circ}\text{C}$) do LiBr em um SRA de simples efeito com H ₂ O/LiBr – $T_{COND} = T_{ABS} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{EVAP} = 7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\xi_{SHE} = 0,7$	53

Figura 3.11: COP e η_{ex} de um SRA de simples efeito com NH_3/H_2O , na ausência de retificador e em situações de presença ou ausência dos trocadores intermediários – $X_R = 0,999$; $\zeta_{SHE} = \zeta_{RHE} = 0,8$; $T_{EVAP} = 10\text{ }^{\circ}C$, $T_{COND} = 25\text{ }^{\circ}C$, $T_{ABS} = 27\text{ }^{\circ}C$, $\Delta P_{EVAP-ABS}/P_{ABS} = 0,075$; $\Delta P_{GER-COND}/P_{COND} = 0,050$.	55
Figura 3.12: Esquema de resfriamento da fermentação alcoólica industrial.	60
Figura 3.13: Perdas de etanol na vinhaça em função do teor alcoólico do vinho.	61
Figura 4.1: Etapas básicas da metodologia de análise aplicada no presente trabalho.	65
Figura 4.2: Etapas gerais da metodologia de simulação aplicada no presente trabalho.	67
Figura 4.3: Etapas específicas da metodologia de simulação do duplo efeito aplicada no presente trabalho.	68
Figura 4.4: Diagrama de Merkel (h - T - X) para o par $H_2O/LiBr$.	70
Figura 4.5: Diagrama de Dühring (P - T - X) para o par $H_2O/LiBr$.	71
Figura 4.6: Reapresentação da Figura 2.9 para conferência das variáveis listadas na Tabela 4.2.	74
Figura 4.7: Exemplo de análise do risco de cristalização do $LiBr$ em SRA de simples efeito (temperatura vs. fração mássica de $LiBr$, ambas da corrente [17]).	82
Figura 5.1: Comparação entre resultados de COP e RC obtidos neste trabalho e em Romero <i>et al.</i> (2001) – configuração de simples efeito com $H_2O/LiBr$, $T_{COND} = T_{ABS} = 25\text{ }^{\circ}C$, $\zeta_{SHE} = 0$, $\eta_{ise,B} = 1$.	84
Figura 5.2: Temperatura mínima no gerador de primeiro efeito em função da temperatura no condensador para diferentes temperaturas no absorvedor.	89
Figura 5.3: Temperatura mínima no gerador de primeiro efeito em função da temperatura no condensador para diferentes temperaturas no evaporador.	90
Figura 5.4: Temperatura mínima no gerador de segundo efeito (equivalente a $T_{GER,min}$ do simples efeito) em função da temperatura no condensador para diferentes temperaturas no absorvedor.	91
Figura 5.5: Pressão alta em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{ABS} = T_{COND}$) – configurações de duplo efeito.	92
Figura 5.6: Pressão alta em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador – configurações de duplo efeito.	93
Figura 5.7: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{ABS} = T_{COND}$).	94
Figura 5.8: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador.	96
Figura 5.9: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.	98
Figura 5.10: T_{GER1} associada a COP_{max} em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.	99
Figura 5.11: COP_{max} em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.	99
Figura 5.12: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes razões de distribuição – configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.	100

Figura 5.13: Valores de D associados a $COP_{\max}$ da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.	101
Figura 5.14: Pressão alta em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes valores de D – configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.	102
Figura 5.15: COP em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito ($\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$, a baixa temperatura e suposta disponível livremente) – configurações de duplo efeito.	103
Figura 5.16: COP em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito – configurações de duplo efeito.	104
Figura 5.17: Efeitos das efetividades dos trocadores de calor intermediários sobre o COP – configurações de duplo efeito.	105
Figura 5.18: Efeitos de diferenças de pressão operacional entre GER2 (GER) e COND e entre EVAP e ABS sobre o COP	106
Figura 5.19: Eficiência exergética em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$).	107
Figura 5.20: Eficiência exergética em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador.	108
Figura 5.21: T_{GER1} associada a $\eta_{\text{ex,max}}$ em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.	110
Figura 5.22: $\eta_{\text{ex,max}}$ em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.	111
Figura 5.23: Valores de D associados a $\eta_{\text{ex,max}}$ da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.	112
Figura 5.24: Defeitos de eficiência nos equipamentos da configuração de simples efeito.	112
Figura 5.25: Defeitos de eficiência nos equipamentos da configuração de duplo efeito com fluxo em série.	113
Figura 5.26: Defeitos de eficiência nos equipamentos da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.	113
Figura 5.27: η_{ex} em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito – configurações de duplo efeito.	114
Figura 5.28: Efeitos das efetividades dos trocadores de calor intermediários sobre a η_{ex} – configurações de duplo efeito.	116
Figura 5.29: Efeitos de diferenças de pressão operacional entre GER2 (GER) e COND e entre EVAP e ABS sobre a η_{ex}	116
Figura 5.30: Efeitos das temperaturas no gerador e no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configuração de simples efeito.	118
Figura 5.31: Efeitos das temperaturas no gerador e no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.	119
Figura 5.32: Efeitos das temperaturas no gerador e no evaporador sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.	120

Figura 5.33: Efeitos das efetividades de TC1 e TC2 sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.	122
Figura 5.34: Efeito da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Volumes específicos das correntes de entrada e saída do absorvedor.....	8
Tabela 2.2: Consumo energético e <i>COP</i> das configurações básicas de SRCM e SRA (Figura 2.1) – $T_{EVAP} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{COND} = T_{ABS} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GER} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\xi_{TC1} = 0,8$; $\eta_{ise,COMP} = 0,8$	10
Tabela 2.3: Comparação entre energia e exergia.....	12
Tabela 2.4: Exemplos de fenômenos e irreversibilidades em SRAs.	13
Tabela 2.5: Características desejáveis para pares de trabalho empregados em SRAs.	17
Tabela 3.1: Diferenças máximas entre valores de entalpia e entropia do $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ calculados pelas formulações de Pátek e Klomfar (2006) e por formulações de outros autores.....	53
Tabela 4.1: Valores fixados para os critérios de parada (padrões do EES).....	66
Tabela 4.2: Valores de referência (caso base) e faixas de variação das variáveis de projeto e operação especificadas.....	73
Tabela 4.3: Cargas térmicas que devem ser removidas do meio em fermentação a fim de que a temperatura do processo fermentativo seja controlada em diferentes valores.....	74
Tabela 5.1: Desvios (%) * obtidos por comparação entre resultados de <i>COP</i> e <i>RC</i> gerados no presente trabalho e em Romero <i>et al.</i> (2001) (exibidos na Figura 5.1) – configuração de simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $T_{COND} = T_{ABS} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\xi_{TC1} = 0$, $\eta_{ise,B} = 1$	84
Tabela 5.2: Comparação entre resultados de parâmetros operacionais e de desempenho obtidos no presente trabalho e em Somers <i>et al.</i> (2011) – configuração de simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $\dot{Q}_{EVAP} = 10,772\text{ kW}$, $T_{15} = 89,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{14} = 78,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (vide Figura 2.3), $T_{EVAP} = 1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{COND} = 40,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{ABS} = 37,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\xi_{TC1} = 0,64$; $\eta_{ise,B} = 1$	85
Tabela 5.3: Comparação entre resultados gerados pelo presente trabalho e por Gomri e Hakimi (2008) para as diversas correntes – configuração de duplo efeito com fluxo em série, $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $\dot{Q}_{EVAP} = 300\text{ kW}$, $\dot{Q}_{GER2,ext} = 10^{-4}\text{ kW}$, $\xi_{TC1} = 0,7$; $\xi_{TC2} = 0,7$; $\eta_{ise,B} = 0,95$	86
Tabela 5.4: Comparação entre os desempenhos e os fluxos energéticos obtidos pelo presente trabalho e por Gomri e Hakimi (2008) (mesmas especificações citadas na Tabela 5.2).....	87
Tabela 5.5: Efeito da temperatura no gerador de primeiro efeito sobre a razão $\dot{m}_7/\dot{m}_{11}$ e o fluxo de calor nesse equipamento – configurações de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo.	95
Tabela 5.6: Comparação entre valores de <i>COP</i> da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo para diferentes valores de <i>D</i>	102

NOMENCLATURA

Siglas:

ABSIM	<i>Absorption Simulation</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BC	Bomba de calor
CFC	Clorofluorcarbono
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
SRA	Sistema de Refrigeração por Absorção (<i>chiller</i> de absorção)
SRCM	Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica
VE	Válvula de expansão

Variáveis com letras latinas e gregas:

COP	Coeficiente de desempenho	—
D	Razão de distribuição	—
ex	Exergia específica de fluxo	kJ kg^{-1}
$\dot{E}x$	Taxa de transferência de exergia	kW
h	Entalpia específica	kJ kg^{-1}
$\dot{m}$	Vazão mássica	kg s^{-1}
P	Pressão	kPa
$\dot{Q}$	Taxa de transferência (fluxo) de calor	kW
RC	Razão de circulação	—
s	Entropia específica	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$\dot{W}$	Taxa de transferência (fluxo) de trabalho	kW
X	Fração mássica (concentração)	—
δ	Defeito de eficiência	—
Δ	Variação	—
ζ	Qualidade (título) do vapor	—
η	Eficiência	—
ξ	Efetividade de troca térmica	—
ρ	Massa específica	kg m^{-3}
v	Volume específico	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$

ψ Destruição de exergia adimensional

Abreviaturas e subscritos:

i	Índice da corrente (= 1, 2, 3 ... <i>n</i>)
k	Índice do equipamento do SRA (= ABS, COND, EVAP, GER, ...)
ABS	Absorvedor
B	Bomba
cin	Parcela cinética da exergia específica de fluxo
comb	Exergia combustível
COMP	Compressor
COND	Condensador
D	Exergia destruída
ent	Entrada
EVAP	Evaporador
EVAP-ABS	Entre o evaporador e o absorvedor
ex	Exergética
ext	Externo
fis	Parcela física da exergia específica de fluxo
GER	Gerador (SRA de simples efeito)
GER-COND	Entre o gerador e o condensador
GER1	Gerador de primeiro efeito
GER2	Gerador de segundo efeito
GER2-COND	Entre o gerador de segundo efeito e o condensador
int	Interno
ise	Isentrópica
o	Relativo ao ambiente de referência da exergia
TC	Trocador de calor
TC1	Trocador de calor da solução sob alta temperatura
TC2	Trocador de calor da solução sob baixa temperatura
max	Máximo(a)
min	Mínimo(a)
pot	Parcela potencial da exergia específica de fluxo
prod	Exergia produto
qui	Parcela química da exergia específica de fluxo
sai	Saída

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização e justificativas

A geração de energia elétrica tem impactos econômicos e socioambientais significativos. Por essa razão, o consumo racional e eficiente desse insumo tem sido fortemente incentivado. Entretanto, em decorrência da inevitável alta demanda de energia em muitos processos produtivos, a eletricidade é consumida em grandes quantidades pelo setor industrial. Nessa conjuntura, tecnologias alternativas, capazes de usar menos energia elétrica a fim de produzir um determinado efeito desejado, são destacáveis.

A Figura 1.1 exibe a evolução do consumo nacional de eletricidade entre 1997 e 2007. De acordo com a ANEEL (2008), a energia elétrica foi a modalidade mais consumida no Brasil em 2007, tendo respondido por 17,6 % do total do consumo final energético naquele ano. Dessa porcentagem, quase metade foi gasta apenas na indústria (EPE, 2008), o que evidencia a dependência desse setor quanto à disponibilidade de eletricidade. A queda constatada em 2001 foi provocada pelo racionamento de energia devido à concentração de chuvas na região sul (e não por uma redução de demanda), o que ocasionou o abaixamento dos níveis dos reservatórios de hidrelétricas de outras regiões brasileiras (SCHMIDT e LIMA, 2004).

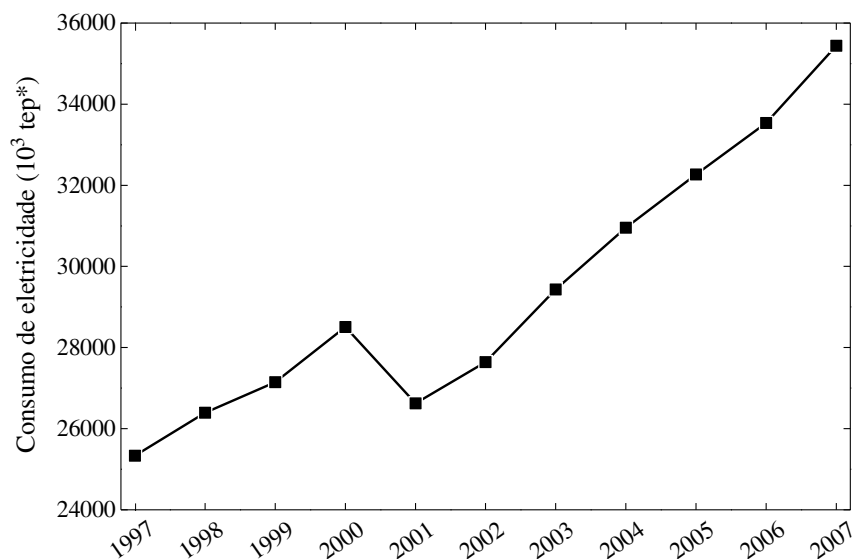


Figura 1.1: Evolução do consumo de eletricidade no Brasil.

Fonte: curva construída com dados de ANEEL (2008).

*tep = tonelada equivalente de petróleo, 1 tep = 10000 Mcal.

Em particular, a refrigeração e o condicionamento de ar representam um campo tecnológico em potencial para a adoção de medidas de economia de eletricidade. Nesse sentido, Sistemas de Refrigeração por Absorção (SRAs) figuram como uma opção interessante por serem adequados à produção de frio mediante um gasto significativamente menor de energia elétrica em comparação a Sistemas de Refrigeração por Compressão Mecânica (SRCMs) de vapor. Portanto, SRAs podem ser atrativos para indústrias que demandem utilidade fria e, ao mesmo tempo, busquem diminuir seus gastos de eletricidade.

Estima-se que, em média, o consumo de eletricidade somente pelas tecnologias de refrigeração e condicionamento de ar em países desenvolvidos esteja entre 10 e 20 % do consumo total desse insumo (LUCAS, 1998; PEIXOTO, 2008). Esse fato é devido, sobretudo, aos compressores elétricos usados em SRCMs. Embora apresentem esse ponto negativo, tais sistemas dominam todos os setores de mercado provavelmente por causa de seu baixo custo inicial (SRIKHIRIN *et al.*, 2001) e, em certas regiões, da fácil disponibilidade de eletricidade. Dessa forma, reforça-se a importância de estudos que visem a elucidar o comportamento e o desempenho de SRAs de modo a contribuir para a consolidação desses sistemas.

De acordo com Dinçer e Kanoglu (2010), como consequência do aumento dos preços da energia elétrica e do impacto dos refrigerantes, SRAs receberam atenção crescente durante a década passada, tendo sido empregados nos segmentos industriais alimentício (conservação e congelamento de alimentos), químico e petroquímico (liquefação de gases e resfriamento em etapas de separação). No Brasil esses segmentos estão entre aqueles mais importantes nos quais existe grande necessidade por energia sob as modalidades elétrica e térmica (EPE, 2011). Além desses três, sobressai-se o segmento de açúcar e álcool derivados da cana (sucroenergético), o qual apresenta destaque econômico devido às suas altas eficiência e competitividade. Tal segmento é energeticamente autossuficiente e vende excedentes de eletricidade, o que implica que esse insumo também é um produto de interesse comercial juntamente com o açúcar e o álcool.

SRAs são tecnologias ativadas termicamente e, por isso, podem ser acoplados a sistemas de produção simultânea de calor e eletricidade, i.e., plantas de cogeração, as quais são onipresentes nas indústrias sucroenergéticas brasileiras (PELLEGRINI, 2009). Sendo assim, SRAs são tidos como componentes relevantes em sistemas de conversão energética

(FERNÁNDEZ-SEARA e SIERES, 2006a), haja vista os benefícios da geração de uma terceira utilidade (frio) a partir de uma única queima de combustível e sem aumento excessivo do gasto de potência elétrica. O sistema obtido do acoplamento entre planta de cogeração e SRA é comumente denominado planta de trigeração, cuja aplicação tem sido motivada pelos altos preços de combustíveis e implicações ecológicas prejudiciais de outros sistemas com igual finalidade (COLONNA e GABRIELLI, 2003).

Adicionalmente, a possibilidade de acionamento por fontes energéticas de baixa qualidade (e, portanto, baixo custo) é um dos pontos positivos mais pronunciados de SRAs. Exemplos clássicos dessas fontes são a energia solar e o calor industrial residual. Sobre a energia solar, Kim e Infante Ferreira (2008) afirmaram que a refrigeração produzida por essa modalidade é uma solução lógica para o aumento da exigência de frio resultante da intensificação da radiação solar. Em processos industriais, a utilização do calor de correntes térmicas residuais (condensados, subprodutos a alta temperatura, etc., comuns nas indústrias de açúcar e álcool nacionais) na ativação de SRAs pode representar uma opção efetiva de redução do desperdício de energia concomitante à produção de utilidade fria.

No segmento de açúcar e álcool brasileiro, a etapa determinante da produção de etanol a partir da cana consiste na fermentação alcoólica do mosto (mistura de caldo de cana e/ou melaço com água) em dornas. Tal etapa é usualmente realizada por leveduras da espécie *Saccharomyces cerevisiae*, cujas reações metabólicas consomem os açúcares presentes no mosto e fornecem etanol e CO₂ como produtos básicos. A fermentação alcoólica é exotérmica e, uma vez que a elevação descontrolada da temperatura desfavorece essa etapa, há a necessidade de remover o calor gerado através do resfriamento do meio em fermentação.

Atualmente a maioria das indústrias do segmento de açúcar e álcool do Brasil usa torres de resfriamento como sistemas geradores de utilidade fria. Entretanto, a água de resfriamento suprida por essas torres (cujo desempenho depende das condições climáticas) nem sempre apresenta temperatura baixa o suficiente para manter a temperatura do meio em fermentação entre 30 e 32 °C, faixa tida como ótima para um melhor desempenho fermentativo (MAGAZONI, 2011; CARDEMIL, 2009). Além disso, temperaturas entre 28 e 30 °C podem elevar o teor alcoólico do vinho fermentado, o que acarreta algumas vantagens para o processo produtivo de etanol (OLIVÉRIO *et al.*, 2010; DIAS, 2008).

Nesse contexto, tendo em vista as características descritas de SRAs e particularidades do segmento sucroenergético nacional, tais como o consumo de eletricidade por equipamentos de processo (esteiras, moendas, centrífugas, etc.), a existência de planta de cogeração (autossuficiência energética), o comércio de excedentes de energia elétrica e a disponibilidade de fontes de calor (vapor de escape, condensados, vapores vegetais, vinhaça, entre outras), SRAs constituem uma alternativa conveniente de fornecimento de utilidade fria destinada a resfriar o meio em fermentação alcoólica até o intervalo de temperatura considerado ideal. Nesse sentido, possíveis ganhos decorrentes do uso de um sistema por absorção foram comprovados por Dias *et al.* (2012).

1.2 Objetivos

Tendo em vista a contextualização e as justificativas apresentadas, o objetivo geral do presente trabalho foi simular e analisar o desempenho termodinâmico de SRAs com diferentes configurações e que satisfaçam a carga de refrigeração demandada por um processo de fermentação alcoólica (processo de referência). Para tanto, os modelos das configurações escolhidas foram desenvolvidos e solucionados para diferentes condições de projeto e operação. No que diz respeito ao acionamento térmico dessas configurações (que trabalham com o par $H_2O/LiBr$), considerou-se a possibilidade de emprego de correntes quentes existentes no próprio processo industrial sucroalcooleiro como fontes de calor motriz.

Portanto, os objetivos específicos deste trabalho foram:

- Simular os SRAs com diferentes configurações (trabalhando com o par $H_2O/LiBr$) e validar as simulações por meio da comparação entre resultados gerados e resultados reportados na literatura técnica;
- Analisar os desempenhos termodinâmicos de Primeira e Segunda Leis das configurações em função de diversas condições de projeto e operação (temperaturas nos equipamentos, efetividades de trocadores de calor intermediários, diferenças de pressão operacional, fornecimento direto de calor externo a geradores de segundo efeito, entre outras), apresentando em detalhes as justificativas teóricas para os comportamentos observados;
- Uma vez que todas as configurações usam o par $H_2O/LiBr$ como mistura de trabalho, investigar, em função de diferentes variáveis de projeto e operação, o risco

de ocorrência do fenômeno de cristalização do LiBr com o auxílio da curva de equilíbrio sólido-líquido (solubilidade) do referido par;

- Verificar condições de projeto e operação associadas a desempenhos termodinâmicos máximos dos SRAs com diferentes configurações.
- Comparar os efeitos devidos a diversas variáveis de projeto e operação sobre as diferentes perspectivas escolhidas (desempenhos energético e exergético e possibilidade de cristalização do LiBr) a fim de avaliar os SRAs estudados.

1.3 Organização do trabalho

Deste ponto em diante, o presente trabalho está organizado nos seguintes capítulos:

- **CAPÍTULO 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA:** apresenta um embasamento teórico cujos focos são as ferramentas de análise (Primeira e Segunda Leis da termodinâmica e aspectos operacionais de SRAs), as características das principais misturas de trabalho e os SRAs com diferentes configurações investigados (incluindo a diferenciação entre SRA e SRCM);
- **CAPÍTULO 3. REVISÃO DE LITERATURA:** apresenta uma revisão da literatura técnica que trata de SRAs e da fermentação alcoólica. Atenção especial é dada ao resfriamento do processo fermentativo e a temas específicos associados a SRAs com diferentes configurações;
- **CAPÍTULO 4. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE:** apresenta detalhes acerca da metodologia de simulação e análise aplicada. Discutem-se algumas particularidades do *software* de simulação usado, as hipóteses assumidas nas simulações, o cálculo da exergia específica de fluxo, entre outros assuntos;
- **CAPÍTULO 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES:** apresenta e discute os resultados alcançados por aplicação da metodologia explanada no Capítulo 4;
- **CAPÍTULO 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS:** apresenta as conclusões decorrentes dos resultados e sugestões para desenvolvimento de trabalhos futuros;
- **CAPÍTULO 7. REFERÊNCIAS:** lista todas as referências citadas ao longo do texto.

CAPÍTULO 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta uma fundamentação teórica concisa sobre SRAs, a qual serve de base para o presente trabalho. Os principais temas abordados são: (1) as diferenças mais importantes entre SRCM e SRA; e (2) os princípios de funcionamento e particularidades operacionais de SRAs com diferentes configurações. Adicionalmente, são fornecidas as equações gerais de modelagem das configurações de SRAs analisadas no presente trabalho, bem como detalhes acerca dos parâmetros de desempenho termodinâmico avaliados.

2.1 Comparação entre SRCM e SRA

Segundo Dinçer e Kanoglu (2010), SRAs foram, no século 19, os precursores dos SRCMs, os quais são baseados em ciclo de compressão mecânica, ao passo que SRAs são baseados em ciclo de absorção. As diferenças essenciais entre ambos os sistemas residem na natureza do processo de compressão (MORAN e SHAPIRO, 2006) e no tipo de energia majoritariamente consumida nesse processo. Tais diferenças são ilustradas nas áreas hachuradas em (a) e (b) da Figura 2.1, as quais destacam os processos de compressão executados nos dois sistemas. Ambos os sistemas são idênticos fora dessas áreas.

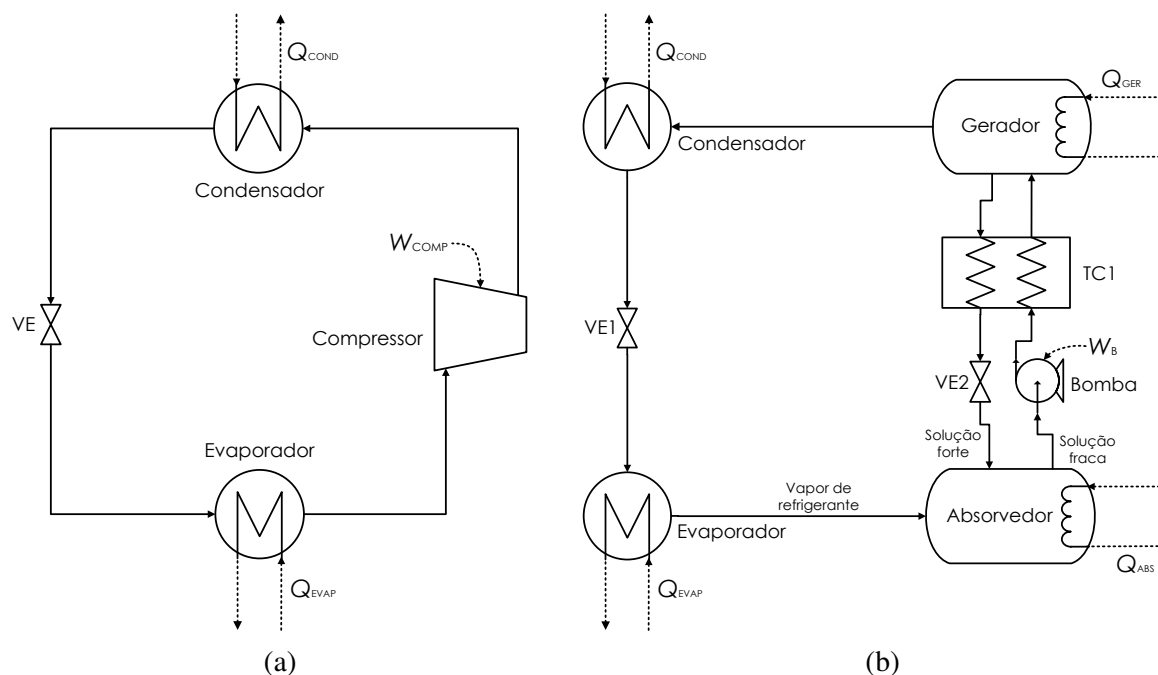


Figura 2.1: Configurações básicas dos sistemas de refrigeração por (a) compressão mecânica de vapor; e (b) absorção.

Por um lado, o SRCM realiza uma compressão mecânica de vapor mediante o consumo de trabalho elétrico em um compressor ($\dot{W}_{\text{COMP}}$); por outro, a compressão no SRA acontece em um conjunto formado por gerador e absorvedor ligados através de uma bomba, um trocador de calor e uma válvula de expansão. O gerador recebe calor de uma fonte externa ($\dot{Q}_{\text{GER}}$) e o gasto de eletricidade na bomba ($\dot{W}_{\text{B}}$) é bastante menor em comparação àquele no compressor do SRCM, pois a bomba impulsiona uma corrente líquida. Sendo assim, o processo de compressão no SRA é de natureza termofísica/química, o que acarreta a necessidade de emprego de um par de substâncias (refrigerante/absorvente) como mistura de trabalho nesse sistema. Em contraste, geralmente o SRCM usa substâncias puras.

Mais precisamente, o processo de compressão no SRA ocorre quando, no absorvedor, o vapor de refrigerante oriundo do evaporador é absorvido pela solução forte em absorvente vinda do gerador (vide Figura 2.1 (b)). Consequentemente, a solução fraca em absorvente que sai do absorvedor tem menor volume específico em comparação ao vapor de refrigerante. No caso de um SRA que opera com o par água/brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) e sob pressões alta e baixa definidas, a diminuição de volume específico é mostrada na Tabela 2.1. Dessa forma, a modalidade energética consumida em maior quantidade em SRAs é a térmica em vez da elétrica. Em oposição àquela, esta é considerada de alta qualidade e, portanto, de elevado custo.

Tabela 2.1: Volumes específicos das correntes de entrada e saída do absorvedor.

Corrente	Composição	T (°C)	P (kPa)	X (LiBr)	v ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$)
Solução forte	$\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$	40,01	0,706	0,6338	$5,715 \cdot 10^{-4}$
Solução fraca	$\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$	30,00	0,706	0,5483	$6,304 \cdot 10^{-4}$
Vapor de refrigerante	H_2O	2,00	0,706	0	179,776

Os primeiros SRAs empregavam a mistura amônia/água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) como par de trabalho, i.e., como par refrigerante/absorvente. Tal mistura foi proposta pelo engenheiro francês Ferdinand Carré em 1859 (SRIKHIRIN *et al.*, 2001) e ainda é bastante usada no presente; entretanto, por conta da toxicidade da amônia, SRAs que operam com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ são, em geral, restritos ao uso em áreas abertas para permitir a dissipação de eventuais vazamentos (LIAO, 2004). Por outro lado, sob os pontos de vista do aquecimento global e

da degradação da camada de ozônio, a amônia é considerada uma substância ambientalmente amigável (SILVA, 2011).

Outro par de trabalho comumente usado em SRAs é o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (refrigerante/absovente), o qual, em razão de suas propriedades termofísicas, é uma das melhores escolhas entre centenas de opções de pares disponíveis (HEROLD *et al.*, 1996). De acordo com Liao (2004), esse par caiu em uso generalizado após 1945, ano em que o LiBr aquoso foi introduzido em aplicações de condicionamento de ar em edifícios. A água é neutra e não exibe a toxicidade da amônia, porém SRAs com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ apresentam um inconveniente operacional: o risco de cristalização do LiBr nas tubulações e, caso esse risco se concretize, a necessidade de restabelecimento da operação normal do sistema, o que consome tempo e esforço consideráveis.

Atualmente a operação com fluidos naturais em lugar de sintéticos é fator determinante da viabilidade de SRAs e SRCMs graças às exigências dos protocolos de Montreal e Kyoto, cujas metas são a redução do uso de substâncias, respectivamente, destruidoras do ozônio estratosférico e causadoras do efeito estufa. A esse respeito, Hassan e Mohamad (2012) aludem ao emprego de CFCs e HCFCs (sintéticos ocasionadores do aquecimento global e nocivos ao ozônio) em SRCMs como um fato que tem efeitos ambientais danosos. A eliminação completa desses clorofluorados está prevista para 2040 (ASSAD, 2011), o que indica que prejuízos resultantes de seu uso como refrigerantes ainda podem ocorrer por mais de 25 anos. Nesse âmbito, SRAs levam vantagem sobre SRCMs por usarem mais frequentemente pares de trabalho constituídos por fluidos naturais inertes. Exemplos desses pares são o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e o $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, os dois mais comuns em SRAs (SOMERS *et al.*, 2011; KARAMANGIL *et al.*, 2010; SRIKHIRIN *et al.*, 2001).

2.2 Parâmetros de desempenho termodinâmico

2.2.1 Primeira Lei: energia

Neste trabalho, avaliou-se o desempenho termodinâmico de Primeira Lei (energético) de SRAs por meio do *COP* (do inglês “*Coefficient of Performance*”), o qual é definido como a razão do efeito de refrigeração pela quantidade de energia motriz consumida para acionar o sistema (e, portanto, produzir o referido efeito), conforme a Eq. (2.1). O *COP* é adimensional. Para um SRA, o efeito de refrigeração e a energia motriz

correspondem a $\dot{Q}_{\text{EVAP}}$ (taxa de transferência de calor no evaporador) e à soma de $\dot{Q}_{\text{GER}}$ e $\dot{W}_B$ (taxas de transferência de calor e trabalho no gerador e na bomba, respectivamente). No caso de um SRCM, a energia motriz equivale à taxa de transferência de trabalho elétrico no compressor ($\dot{W}_{\text{COMP}}$).

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Energia motriz consumida}} \quad (2.1)$$

No contexto da refrigeração, o desempenho energético mais alto de SRCMs em comparação ao de SRAs é um dos fatores que favorece o uso de SRCMs. Esse fator é devido à própria definição do COP (Eq. (2.1)), a qual, no caso de SRCMs, considera somente o trabalho elétrico como energia total consumida nesses sistemas. Em razão disso, conforme mostra a Tabela 2.2, uma determinada demanda de refrigeração é satisfeita à custa de um gasto energético menor em SRCMs, pois SRAs consomem calor em uma quantidade maior para separar o refrigerante do absorvente do que aquela de trabalho elétrico gasta para comprimir o vapor de refrigerante em SRCMs.

Tabela 2.2: Consumo energético e COP das configurações básicas de SRCM e SRA (Figura 2.1) – $T_{\text{EVAP}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{COND}} = T_{\text{ABS}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{GER}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, $\zeta_{\text{TC1}} = 0,8$; $\eta_{\text{ise,COMP}} = 0,8$.

Sistema	Substância de trabalho	$\dot{W}_{\text{COMP}}$ (kW)	$\dot{Q}_{\text{GER}}$ (kW)	COP
SRCM*	R707 (NH ₃)	42,809	–	7,008
	R134a	44,053	–	6,810
	RC318	46,173	–	6,497
SRA	H ₂ O/LiBr	–	376,11	0,797
	NH ₃ /H ₂ O**	–	565,93	0,527

*Sistema calculado através do software SISREF 1.1.8 (SIERES e FERNÁNDEZ-SEARA, 2006).

**Supôs-se fração mássica de amônia de 0,9999 na corrente de vapor produzida no gerador.

Entretanto, se a origem da eletricidade motriz consumida em SRCMs for térmica, o gasto energético global (que leva em conta a quantidade de energia primária consumida) pode não diferir tanto entre SRCMs e SRAs, de modo que a diferença nos valores de COP desses sistemas diminui caso esse gasto global seja considerado. Tal afirmação é sustentada pelo fato de que a geração termelétrica pode atingir conversões em eletricidade que variam

de 20 a 40 % da energia total da fonte submetida à combustão (WU e WANG, 2006). Além disso, a eletricidade, por ser de alta qualidade e elevado custo em comparação ao calor, deve ser economizada.

2.2.2 Segunda Lei: exergia

A Primeira Lei da termodinâmica é uma ferramenta bastante útil no projeto e na análise de sistemas energéticos. Em suma, esse princípio clássico estabelece que a energia deve ser conservada em quaisquer processos, pois é possível apenas transformá-la (e não destruí-la). Embora tal observação tenha validade universal, a Primeira Lei não distingue entre diferentes formas de energia sob o ponto de vista qualitativo. Consequentemente, de acordo com essa lei, 1 kJ de eletricidade é perfeitamente equivalente a 1 kJ de água aquecida. Essa equivalência é quantitativamente coerente; entretanto, sabe-se que 1 kJ de eletricidade tem maior qualidade e, portanto, maior valor econômico (BEJAN *et al.*, 1996).

Por outro lado, a Segunda Lei da termodinâmica considera a degradação da energia nos processos, de modo que é possível diferenciar qualitativamente (e não somente quantitativamente), com o auxílio dessa lei, entre diferentes modalidades energéticas. Na prática, a degradação mencionada é onipresente devido a irreversibilidades inerentes a todas as transformações. Tais irreversibilidades são fatores que prejudicam o desempenho termodinâmico de um sistema; por conseguinte, sua identificação precisa indica onde e como as ineficiências não detectáveis por meio de Primeira Lei podem ser reduzidas. Nesse sentido, o estrangulamento em uma válvula de expansão é um exemplo clássico de processo irreversível no qual a ineficiência termodinâmica existe e não é perceptível à Primeira Lei, haja vista que, em teoria, não há perdas de calor durante a expansão (BEJAN *et al.*, 1996).

Em geral, as ineficiências de Primeira Lei são caracterizadas por maior consumo ou desperdício de energia. Dessa forma, por considerar a perda de qualidade da energia, a análise de Segunda Lei pode ser elucidativa e complementar à análise de Primeira Lei. A quantificação das irreversibilidades existentes em um sistema é realizada por meio da combinação de balanços de energia e entropia decorrentes dessas duas leis, o que resulta na definição de exergia. Conceitualmente, segundo Moran e Shapiro (2006), a exergia é o máximo trabalho teórico obtível a partir de um sistema global (composto por um sistema e um ambiente) quando o mesmo entra em equilíbrio com o ambiente. A Tabela 2.3 apresenta uma comparação entre energia e exergia.

Tabela 2.3: Comparação entre energia e exergia.

Energia	Exergia
É conservada (Primeira Lei da termodinâmica)	É destruída por irreversibilidades
É uma função de estado	É uma função de estado
Pode ser calculada com base em qualquer estado de referência	O estado de referência é imposto pelo ambiente
Pode ser transferida	Pode ser transferida
Aumenta com a temperatura	Para processos isobáricos, atinge o mínimo na temperatura do ambiente
No caso de gás ideal, não depende da pressão	Sempre depende da pressão

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

Em outras palavras, a exergia ocorre quando existe um desequilíbrio entre um sistema e o ambiente de referência: se a interação entre esses dois meios for permitida através de transferências de calor, massa e trabalho, o sistema é deslocado de sua condição inicial até a condição de equilíbrio com o ambiente. Esse deslocamento pode gerar trabalho útil caso meios auxiliares de geração de potência sejam acoplados ao sistema global. Nesse caso, na ausência de irreversibilidades, o trabalho útil produzido corresponde à exergia. A irreversibilidade total acontece quando a referida produção de trabalho não é aproveitada, pois não é possível trazer o sistema de volta à sua condição inicial espontaneamente, i.e., sem recorrer a dispositivos auxiliares.

O ambiente define o estado de referência para o cálculo da exergia e é normalmente assumido: (1) isento de irreversibilidades; (2) grande em extensão; e (3) uniforme em temperatura e pressão (MORAN e SHAPIRO, 2006). Segundo Bejan *et al.* (1996), pressões, temperaturas e concentrações condizentes com o mundo físico real devem ser atribuídas a esse ambiente. Ainda conforme esses autores, a composição ambiental deve ser considerada a mais próxima possível daquela vigente na atmosfera, hidrosfera e litosfera terrestres, sendo expressa em termos das espécies mais comumente encontradas nessas esferas.

Em SRAs práticos, invariavelmente, o desempenho termodinâmico alcançado é inferior ao máximo desempenho termodinâmico teórico (limite ideal) em razão de

irreversibilidades ocorrentes nesses sistemas. Exemplos de fenômenos que geram irreversibilidades em SRAs são apresentados na Tabela 2.4. Tais irreversibilidades estão presentes sempre que há fenômenos de transferência provocados por uma diferença finita de força motriz. Em um SRA típico, as maiores irreversibilidades estão associadas às trocas de calor, haja vista que irreversibilidades devidas a outros tipos de troca acontecem mediante fluxos e gradientes de força motriz tão pequenos a ponto de serem pouco significativas (HEROLD *et al.*, 1996).

Tabela 2.4: Exemplos de fenômenos e irreversibilidades em SRAs.

Fenômeno	Irreversibilidade
Atrito viscoso	Fluxos de vapor e líquido
Transferência de massa	Absorção do refrigerante pela mistura binária
Transferência de calor	Todos os equipamentos
Expansão irrestrita	Válvulas de expansão

Fonte: adaptada de Herold *et al.* (1996).

Neste trabalho, o desempenho de Segunda Lei foi medido através de três parâmetros exergéticos: a destruição de exergia, a eficiência exergética e o defeito de eficiência. A taxa de destruição de exergia ($\dot{E}x_D$) é computada a partir do balanço de exergia em regime estacionário (Eq. (2.2)). A eficiência exergética (η_{ex}) e o defeito de eficiência (δ_{ex}), por sua vez, são definidos pelas Eqs. (2.3) e (2.4). Esses dois parâmetros exergéticos são determinados pelas taxas de transferência de exergia dos produtos ($\dot{E}x_{prod}$), dos combustíveis (ou insumos, $\dot{E}x_{comb}$) e destruídas em cada componente k ($\dot{E}x_{D,k}$). Em um SRA, $\dot{E}x_{prod}$ e $\dot{E}x_{comb}$ equivalem, respectivamente, à taxa de transferência de exergia no evaporador e à soma das taxas de transferência de exergia nos geradores e na bomba.

$$\dot{E}x_{D,k} = \sum_k \dot{m}_{ent} ex_{ent} - \sum_k \dot{m}_{sai} ex_{sai} + \sum_k \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) + \sum_k \dot{W} \quad (2.2)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{prod}}{\dot{E}x_{comb}} \quad (2.3)$$

$$\delta_{ex,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{comb}} \quad (2.4)$$

Nas equações (2.2) a (2.4), os termos que figuram são a vazão mássica ($\dot{m}$), a exergia específica de fluxo (ex), a taxa de transferência de calor ($\dot{Q}$), a temperatura (T), a taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) e a taxa de transferência de exergia ($\dot{E}x$). Os subscritos *ent*, *sai* e *D* designam entrada, saída e destruída, respectivamente, ao passo que *o* indica o estado de referência da exergia. Por fim, T_k é a temperatura na fronteira através da qual ocorre a transferência de calor no componente *k* (MORAN e SHAPIRO, 2006).

2.3 Princípio de funcionamento comum a todas as configurações de SRAs

Todas as configurações de SRAs compartilham de um mesmo princípio de funcionamento, o qual é ilustrado em (a) e (b) da Figura 2.2. Em (a), os vasos à esquerda e à direita estão conectados e contêm, respectivamente, o refrigerante puro e a mistura refrigerante/absorvente. Calor proveniente do meio a ser refrigerado ($\dot{Q}_L$) é cedido ao vaso à esquerda, o que produz a evaporação do refrigerante e o consequente efeito de refrigeração. Simultaneamente, o vapor de refrigerante gerado é transferido para o vaso à direita, onde é absorvido pela mistura refrigerante/absorvente e condensado. Desse modo, no vaso à direita ocorre um processo de absorção que resulta na diluição da mistura contida no mesmo. Tal processo é exotérmico e deve rejeitar calor para as vizinhanças ($\dot{Q}_I$) a fim de que a capacidade absorviva da mistura seja mantida.

Em (b), os vasos à esquerda e à direita também estão conectados e contêm o refrigerante puro e a mistura refrigerante/absorvente, respectivamente, porém os processos ocorrentes são opostos aos de (a). Durante o processo de absorção em (a), a capacidade absorviva é esgotada quando a quantidade de refrigerante absorvida é tão alta a ponto de saturar a mistura. Sendo assim, a fim de que o processo de absorção continue a acontecer, é necessário dessorver o refrigerante da mistura para restaurar a capacidade absorviva. Essa dessorção é realizada pelo fornecimento de energia térmica oriunda de uma fonte externa ($\dot{Q}_H$) ao vaso à direita em (b). Em seguida, o vapor de refrigerante dessorvido é condensado ao liberar calor para as vizinhanças ($\dot{Q}_I$) no vaso à esquerda.

As transferências de calor $\dot{Q}_I$, $\dot{Q}_L$ e $\dot{Q}_H$ mostradas em (a) e (b) da Figura 2.2 ocorrem a temperaturas intermediária, baixa e alta, respectivamente. Além disso, ressalta-se que os vasos à esquerda em (a) e (b) somente contêm refrigerante puro na situação em que a pressão de vapor do absorvente é desprezível frente àquela do refrigerante. Esse é o caso de

pares como o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e outros que têm absorventes não voláteis. Para o $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, contudo, os conteúdos nos vasos à esquerda em (a) e (b) são misturas $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ fortemente concentradas em NH_3 , já que a dessorção da amônia também faz desprender água. Apesar dessa diferença, todos os processos descritos acontecem de modo essencialmente similar para pares com absorventes cuja pressão de vapor é desprezível ou não.

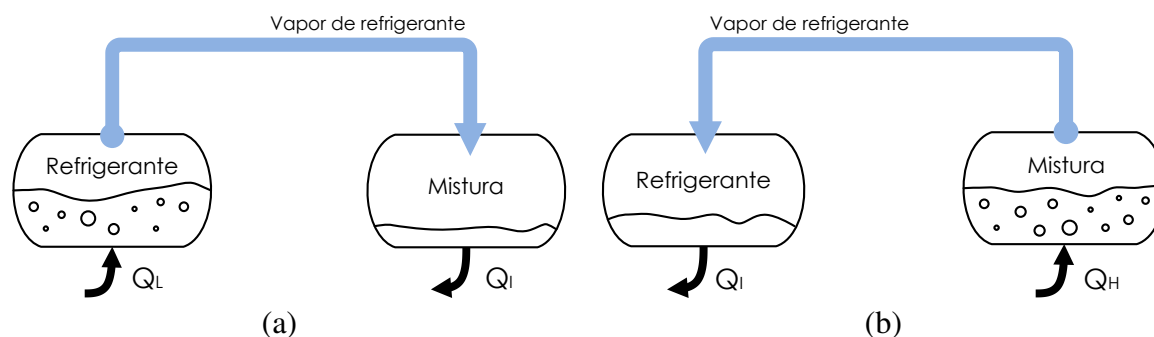


Figura 2.2: Princípio de funcionamento comum a todas as configurações de SRA: (a) processos de evaporação e absorção; (b) processos de dessorção e condensação.

Fonte: adaptada de Srihirin *et al.* (2001).

Para que o efeito de refrigeração seja produzido a partir do consumo de energia térmica, os processos em (a) e (b) da Figura 2.2 são acoplados e passam a funcionar como o sistema mostrado na Figura 2.1 (b). Portanto, o princípio de funcionamento comum a todas as configurações de SRA deriva da combinação de processos de dessorção (geração), condensação, evaporação e absorção (SRIKHIRIN *et al.*, 2001) com um par refrigerante/absorvente. Haja vista que o processo de dessorção ocorre a uma pressão superior àquela do processo de absorção, uma bomba e duas válvulas de expansão efetuam as transições de pressão nas correntes de refrigerante e mistura. O trocador de calor intermediário TC1 (referido em inglês como *SHE*, de “*Solution Heat Exchanger*”) contribui para elevar o *COP* do sistema.

2.4 Configuração de SRA de simples efeito

Sob o ponto de vista operacional, a configuração de simples efeito é a menos complexa entre todas as configurações de SRA disponíveis. A configuração convencional de simples efeito é idêntica àquela mostrada na Figura 2.1 (b), a qual é rerepresentada com a identificação das correntes (numeração e estilo das linhas) na Figura 2.3. Nessa configuração, a energia térmica motriz é empregada apenas uma vez a fim de separar o

refrigerante do absorvente. Dessa forma, tendo em vista que o número de efeitos indica quantas vezes o calor externo é usado para gerar vapor de refrigerante (diretamente ou por aproveitamento interno), o termo “simples efeito” é equivalente a “único efeito”.

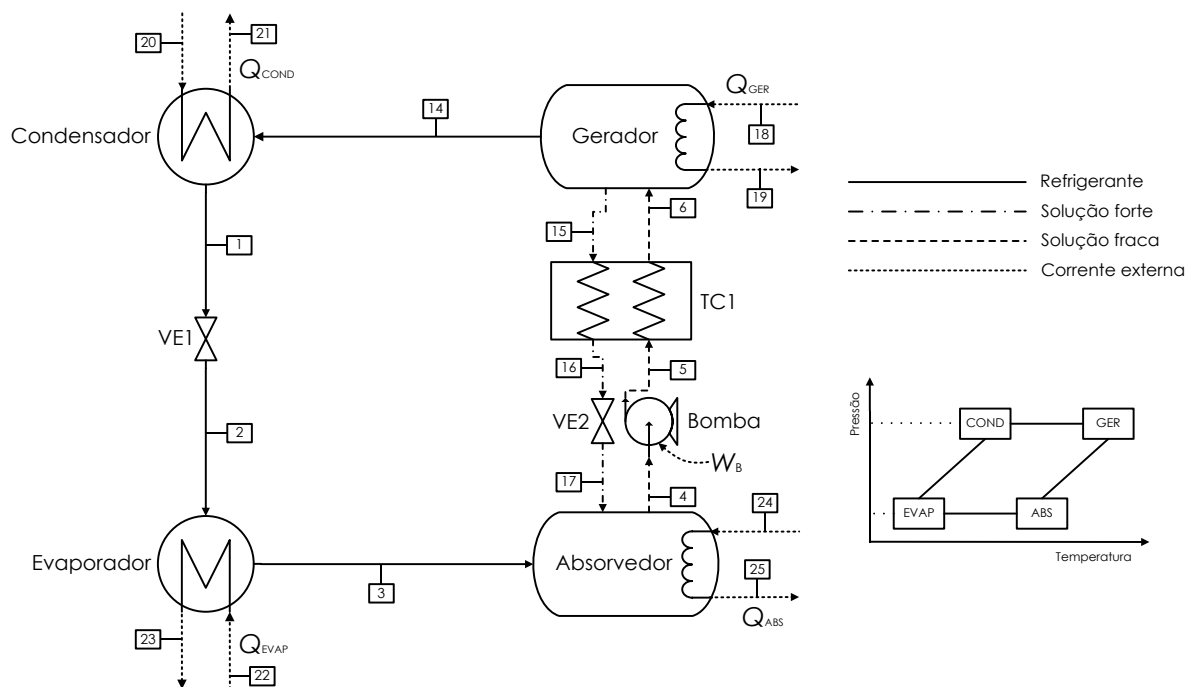


Figura 2.3: Configuração de SRA de simples efeito.

Mesmo contando com mais geradores, todas as configurações de efeitos superiores são formadas por circuitos de solução e refrigerante semelhantes àqueles presentes na configuração de simples efeito. Consequentemente, a despeito de particularidades operacionais, os fenômenos observados na prática em configurações de diversos efeitos que operam com um mesmo par de trabalho são similares. Neste trabalho, esses fenômenos (pureza do vapor produzido no gerador, cristalização em sistemas em que o absorvente é um eletrólito, corrosão, efeito de gases não absorvíveis, etc.) e atributos operacionais gerais são descritos para o simples efeito e ocorrem também nas configurações de efeitos maiores. Nesse sentido, algumas características desejáveis para pares de trabalho empregados em SRAs são descritas na Tabela 2.5.

O SRA de simples efeito convencional é frequentemente tratado como uma máquina que opera com duas pressões internas: uma alta e outra baixa. Desse modo, considera-se, em geral, que variações de pressão significativas acontecem somente nas válvulas de

expansão (restritores de fluxo) e na bomba. Em sistemas reais, contudo, existem quedas de pressão devidas à resistência ao fluxo através dos vários componentes (trocadores de calor e tubulações) e a variações na altura (HEROLD *et al.*, 1996). O mesmo é válido para SRAs de efeitos maiores. As operações do simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (baseada na Figura 2.3) e $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ são discutidas em detalhes nas seções a seguir.

Tabela 2.5: Características desejáveis para pares de trabalho empregados em SRAs.

Característica	Comentários
Ausência de fase sólida	Não deve haver formação de sólido nas faixas de temperatura e concentração às quais o par de trabalho é submetido no interior do sistema, pois essa formação pode ocasionar obstrução de fluxo das correntes
Diferença de volatilidade	O refrigerante deve ser mais volátil do que o absorvente, de modo que o primeiro seja facilmente separado do segundo por fornecimento de calor
Afinidade	O absorvente deve apresentar uma forte afinidade com o refrigerante nas condições em que o processo de absorção acontece. Dessa forma, menos absorvente é requerido para produzir o mesmo efeito de refrigeração e menos calor é rejeitado para o sumidouro de calor no absorvedor. Por outro lado, a forte afinidade entre absorvente e refrigerante implica a desvantagem de consumo extra de calor no gerador a fim de separar ambos
Pressão	As pressões vigentes no sistema devem ser moderadas a fim de evitar: (1) a necessidade de uso de equipamentos cujas paredes são feitas de materiais de elevada resistência mecânica; e (2) reduzir a potência elétrica consumida na bomba. Pressões muito baixas (operação a vácuo) demandam equipamentos grandes e meios especiais para reduzir a queda de pressão do fluxo de vapor
Estabilidade	Alta estabilidade química do par de trabalho é exigida a fim de prevenir a formação indesejada de gases, sólidos e substâncias corrosivas
Corrosão	As substâncias que constituem o par de trabalho devem ser não corrosivas. Do contrário, deve-se recorrer ao emprego de inibidores da corrosão, o que pode influenciar o desempenho termodinâmico do sistema
Segurança	O refrigerante e o absorvente devem ser substâncias não tóxicas e não inflamáveis
Calor latente	O calor latente do refrigerante deve ser alto a fim de manter as vazões mássicas do refrigerante e do absorvente em valores mínimos

Fonte: adaptada de Florides *et al.* (2003).

2.4.1 Operação com H₂O/LiBr

O circuito da solução compreende todas as correntes entre o gerador e o absorvedor (correntes [4] a [6] e [15] a [17] na Figura 2.3). O funcionamento cíclico do sistema inicia quando, no gerador, a mistura de trabalho líquida recebe calor de uma fonte externa (corrente [18]), o que provoca a separação do refrigerante (substância mais volátil). A temperatura exigida no gerador a fim de efetuar tal separação é definida pelas propriedades termofísicas da mistura de trabalho e condições operacionais nos outros componentes do sistema (HEROLD *et al.*, 1996). O processo que acontece no gerador é uma evaporação parcial que produz vapor de refrigerante (H₂O) praticamente isento de absorvente (LiBr), além de uma corrente de solução líquida fortemente concentrada em LiBr.

De acordo com Herold *et al.* (1996), a tendência de escape do LiBr no gerador é baixa em condições comuns verificadas em máquinas de absorção. Sendo assim, o vapor desprendido da mistura líquida durante a evaporação parcial é vapor d'água essencialmente puro (corrente [14]). Também conforme esses autores, a temperatura de ebulição normal do LiBr é 1282 °C, o que implica que a pressão de vapor desse sal é insignificante em comparação àquela da água. Apesar disso, em sistemas reais existe a possibilidade de arraste do LiBr dissolvido em gotículas de líquido que eventualmente são carregadas pelo vapor a alta velocidade produzido no gerador. Esse arraste para o circuito do refrigerante pode acarretar problemas de corrosão e é evitado com o uso de defletores.

A corrente líquida fortemente concentrada em LiBr oriunda do gerador (corrente [15]) segue para o absorvedor através de um trocador de calor intermediário (TC1) e uma válvula de expansão (VE2). A função de TC1 é promover a troca de calor entre a referida corrente e a corrente líquida fracamente concentrada em LiBr que vem do absorvedor e é bombeada para o gerador (corrente [5]). Por estar a uma temperatura mais baixa, a corrente fracamente concentrada recebe energia térmica daquela fortemente concentrada e, em razão disso, a quantidade de calor demandada no gerador passa a ser menor, pois a solução a ser parcialmente evaporada chega nesse componente pré-aquecida. A consequência desse pré-aquecimento é o aumento do *COP* do sistema. Na ausência de TC1, o calor disponível na corrente [15] seria rejeitado para o meio de resfriamento no absorvedor (corrente [24]).

O bombeamento da corrente [4] resulta na corrente [5], que apresenta temperatura ligeiramente maior do que a de [4]. O estrangulamento da corrente [16] em VE2 pode

ocasionar a evaporação de parte do refrigerante, o que resulta no aumento da concentração de LiBr da solução líquida. Portanto, a depender da condição da corrente [16], é possível que a corrente [17] seja uma mistura bifásica cuja fase líquida é mais concentrada em LiBr do que [16]. Em estudos teóricos, tal aumento de concentração através de VE2 é desprezado por motivos que não são mencionados explicitamente (GOMRI e HAKIMI, 2008; FARSHI *et al.*, 2011; FARSHI *et al.*, 2012b); entretanto, o mais provável é que esse aumento, por ser pequeno, seja pouco significativo.

Um problema comum associado à operação de SRA com H₂O/LiBr é a cristalização do brometo de lítio. Esse fenômeno ocorre quando, a uma dada concentração de LiBr, a solução binária é resfriada além da temperatura mínima em que esse sal se encontra totalmente dissolvido em água, i.e., da temperatura do limite de solubilidade do LiBr. Caso isso aconteça, cristais de brometo de lítio começam a precipitar. Uma vez formados os primeiros cristais, a precipitação é favorecida graças à presença de sítios de nucleação, de modo que a supersaturação da solução, antes possível, passa a não mais ocorrer (HEROLD *et al.*, 1996). Portanto, há a formação de duas fases: uma líquida (solução aquosa de LiBr) e outra sólida (hidratos de LiBr).

Inicialmente a fase sólida é úmida (apresentando-se na forma de uma lama) e tende a ficar depositada sobre as tubulações. Se as condições de cristalização persistirem, o precipitado pode provocar entupimento e interromper completamente o fluxo das correntes no sistema. Quando essa interrupção acontece, um resfriamento adicional das tubulações ocorre espontaneamente devido a perdas de calor para as vizinhanças, o que contribui para que a camada de sólido úmido aumente, enrijeça e, conseqüentemente, seja formada uma deposição ainda mais incrustada do precipitado (HEROLD *et al.*, 1996). O ponto em que a cristalização do LiBr é mais propensa a acontecer é a corrente [17] (vide Figura 2.3), pois essa é a que apresenta a maior concentração e a menor temperatura no circuito da solução (HEROLD *et al.*, 1996; FARSHI *et al.*, 2011; LIAO e RADERMACHER, 2007).

Na prática, o procedimento mais simples adotado a fim de evitar a cristalização do LiBr consiste em assegurar o resfriamento a uma temperatura suficientemente baixa no absorvedor. Tendo em vista as propriedades do LiBr aquoso, esse procedimento é justificado pelo fato de que temperaturas menores no absorvedor requerem soluções menos concentradas em LiBr na entrada desse equipamento, o que acarreta um risco de

precipitação menos significativo do referido sal nesse ponto. Nesse sentido, a capacidade absorviva do LiBr aquoso é maior a temperaturas inferiores, de modo que soluções menos concentradas desse sal são suficientes para efetuar uma absorção efetiva do vapor d'água. Em sistemas reais, a recirculação da lama sólida é efetuada por elevação da temperatura no local onde os cristais estão depositados (até reduzir a viscosidade da solução o bastante a fim de que as bombas façam recircular as correntes) seguida de diluição com água (HEROLD *et al.*, 1996).

O diagrama de fases com a curva de equilíbrio sólido-líquido do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ é apresentado na Figura 2.4. A formação de hidratos de LiBr (associados a quantidades diferentes de mols de água) ocorre nas regiões indicadas fora da área delimitada por essa curva de equilíbrio. A cristalização, portanto, acontece em situações em que a curva de equilíbrio sólido-líquido (i.e., de solubilidade) é atravessada da região monofásica em direção à bifásica. Para soluções água/sal, a dependência do equilíbrio sólido-líquido quanto à pressão é considerada, em geral, desprezível, de modo que o diagrama de fases da Figura 2.4 é assumido válido em toda a faixa de pressões factíveis em SRAs com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (HEROLD *et al.*, 1996; PÁTEK e KLOMFAR, 2006b).

Segundo Liao e Radermacher (2007), as seis principais causas práticas da cristalização em SRAs com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (resfriados a ar) são: (1) alta temperatura ambiente; (2) baixa temperatura ambiente em condição de carga total do sistema; (3) vazamento de ar para dentro da máquina (devido a pressões de operação subatmosféricas) ou presença de gases não-absorvíveis; (4) alta quantidade de energia térmica cedida ao gerador; (5) falha de diluição após a parada da máquina; e (6) temperatura demasiadamente baixa da água refrigerada. Em sistemas reais, a precipitação do LiBr é desencadeada quando uma dessas causas existe isoladamente ou em conjunto com outras. Nesse sentido, Dirksen *et al.* (2001) testaram vários aditivos organofosforados que podem atuar como inibidores da formação de cristais de LiBr em meio aquoso.

Outro problema de operação em SRAs com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ é a corrosão. Esta pode acontecer quando da presença de oxigênio dissolvido no LiBr aquoso, o que torna essa solução extremamente agressiva a muitos materiais, inclusive ao aço carbono e ao cobre. Contudo, é pequena a quantidade de oxigênio existente no interior do ambiente quase totalmente hermético de um SRA, o que implica taxas de corrosão instantâneas muito lentas

devidas à ação desse gás. Ao longo da vida útil de uma máquina de absorção, porém, corrosão significativa pode decorrer da infiltração de ar atmosférico. Por conseguinte, com o intuito de evitar esse fenômeno, duas medidas são normalmente tomadas: controle de pH e adição de inibidores da corrosão. Ressalta-se que o cobre e o aço carbono são materiais comuns em SRA de simples efeito; em aplicações a temperaturas mais elevadas (SRA de duplo efeito), entretanto, emprega-se ligas de cobre e níquel (HEROLD *et al.*, 1996).

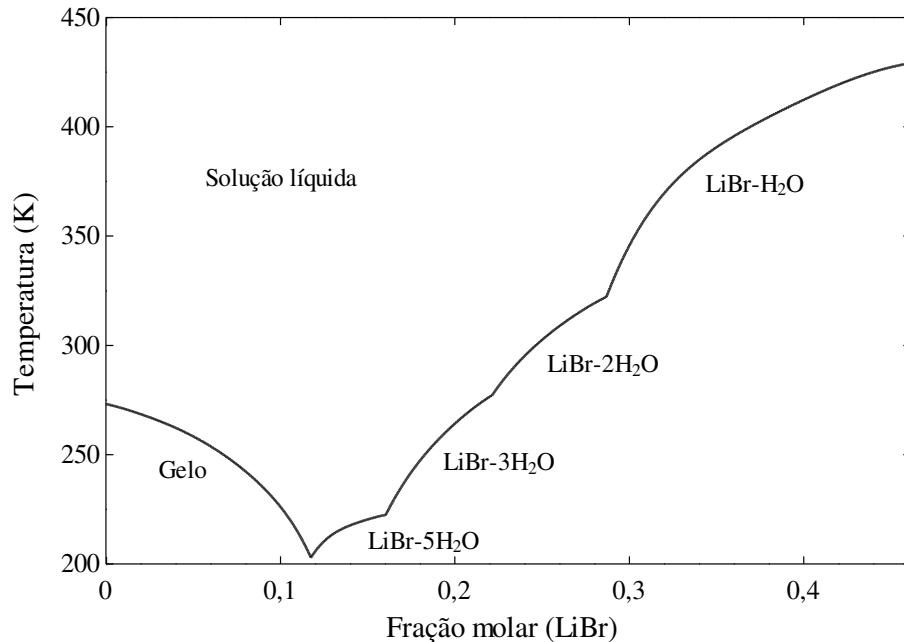


Figura 2.4: Diagrama de fases com a curva de equilíbrio sólido-líquido do par H₂O/LiBr.

Fonte: curva construída a partir de equações fornecidas por Pátek e Klomfar (2006b).

A corrosão do aço carbono ou cobre é uma reação de oxidação-redução que envolve a migração de íons ferro ou cobre da superfície de um equipamento para a solução de trabalho contendo oxigênio gasoso. O potencial de oxidação dessa solução é fortemente dependente do pH, o qual deve ser mantido próximo da neutralidade e cujo controle é realizado por meio da adição de HBr ou LiOH. Uma vez que os íons resultantes da dissociação desses dois compostos já existem na solução de trabalho, ambos não alteram significativamente as propriedades do LiBr aquoso (HEROLD *et al.*, 1996). No pH correto, inibidores como o cromato de lítio, o nitrato de lítio e o molibdato de lítio formam um recobrimento óxido estável que protege as superfícies dos equipamentos dos efeitos corrosivos em presença de ar (HEROLD *et al.*, 1996; ASHRAE, 2002).

Por reação química, a corrosão em máquinas de absorção com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ gera hidrogênio gasoso, o qual é inerte e tem baixa solubilidade em água e no LiBr aquoso (i.e., é um gás não absorvível). Mesmo nas pequenas quantidades produzidas, a presença desse gás pode afetar negativamente o desempenho do sistema e induzir a cristalização. Sendo assim, faz-se necessária a presença de válvulas de purga que removam continuamente o hidrogênio gasoso gerado e também o ar atmosférico indesejado do sistema (HEROLD *et al.*, 1996; ASHRAE, 2002). Em SRAs mais modernos, membranas de paládio são usadas a fim de retirar seletivamente o gás hidrogênio resultante da corrosão (ASHRAE, 2002).

Além dos aditivos que visam a minimizar os prejuízos advindos da ocorrência de cristalização e corrosão em SRAs com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, há aqueles cujo objetivo é melhorar o desempenho desses sistemas por meio da intensificação dos processos de transferência de calor e massa simultâneos ocorrentes no absorvedor. O álcool octílico é um exemplo de aditivo típico usado a fim de aumentar os coeficientes de trocas térmica e mássica, o que favorece: (1) a absorção do vapor de refrigerante pela solução; e (2) o resfriamento da solução resultante mediante a rejeição do calor de absorção (ASHRAE, 2002).

O circuito do refrigerante inclui todas as correntes de água pura que passam pelo condensador e evaporador (correntes [14] e [1] a [3] na Figura 2.3). O vapor de refrigerante superaquecido que deixa o gerador (corrente [14]) muda de fase no condensador devido à cessão de calor para a corrente [20], o que resulta na corrente [1]. Esta é um líquido que, ao ser submetido a um estrangulamento em EV1, pode evaporar parcialmente. Portanto, a corrente [2] geralmente é uma mistura bifásica. No evaporador, o meio a ser refrigerado rejeita calor para [2], o que acarreta a evaporação dessa corrente e, ao mesmo tempo, produz-se o efeito de refrigeração desejado ($\dot{Q}_{\text{EVAP}}$). O vapor vindo do evaporador (corrente [3]) é absorvido pela corrente [17] no absorvedor. O funcionamento cíclico do sistema é finalizado quando a corrente [4], depois de ser bombeada e pré-aquecida, entra no gerador como corrente [6].

2.4.1.1 Equações de modelagem e desempenho

As equações de modelagem do SRA de simples efeito mostrado na Figura 2.3 são, basicamente, balanços de massa, energia e exergia em torno de cada componente do sistema, além de equações de propriedades termodinâmicas dos vários pontos de estado identificados. Diversas hipóteses específicas são assumidas nas simulações das

configurações de SRA investigadas neste trabalho. A presente seção se limita à apresentação das equações de modelagem e hipóteses gerais, ao passo que as hipóteses específicas são discutidas de modo mais detalhado na metodologia explanada no Capítulo 4.

Em regime estacionário e desprezando-se os termos relativos às energias cinética e potencial, os balanços de massa (global e por substância), energia e exergia em redor de um componente k são dados, respectivamente, pelas Eqs. (2.5) a (2.7) e (2.2). O cálculo dos trocadores de calor intermediários foi realizado por meio da definição de efetividade de troca térmica (ζ_{TC}), conforme a Eq. (2.8), porém sem uso do método da efetividade-NUT completo (e, conseqüentemente, sem o projeto rigoroso desses trocadores).

$$\sum_k \dot{m}_{ent} = \sum_k \dot{m}_{sai} \quad (2.5)$$

$$\sum_k \dot{m}_{ent} X_{sol,ent} = \sum_k \dot{m}_{sai} X_{sol,sai} \quad (2.6)$$

$$\sum_k \dot{Q} + \sum_k \dot{W} = \sum_k \dot{m}_{sai} h_{sai} - \sum_k \dot{m}_{ent} h_{ent} \quad (2.7)$$

$$\zeta_{TC} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{\dot{Q}_{TC,max}} \quad (2.8)$$

Nas Eqs. (2.5) a (2.7), os termos que aparecem pela primeira vez são a entalpia (h) e a fração mássica da solução em termos do soluto (X_{sol}). Assume-se que as válvulas de expansão executam processos de estrangulamento isentálpicos (i.e., adiabáticos). Ademais, considera-se que a massa específica do líquido bombeado independe da pressão, o que acarreta um trabalho consumido pela bomba ($\dot{W}_B$) dado pela Eq. (2.9) (MORAN e SHAPIRO, 2006). Nesta, $\eta_{ise,B}$ é a eficiência isentrópica da bomba (que trabalha de modo irreversível), ρ é a massa específica e ΔP é a diferença entre as pressões alta e baixa vigentes no sistema. Vale ressaltar que $\dot{W}_B$ é algumas ordens de magnitude inferior a $\dot{Q}_{GER}$ (taxa de transferência de calor no gerador) (SRIKHIRIN *et al.*, 2001).

$$\dot{W}_B = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta_{ise,B}} \quad (2.9)$$

Também são empregadas na simulação equações que determinam as propriedades termofísicas dos vários pontos de estado, as quais são definidas como funções de outras propriedades especificadas ou conhecidas de antemão. O COP , a η_{ex} e a razão de circulação (RC) do SRA de simples efeito da Figura 2.3 são computados por meio das Eqs. (2.10) a (2.12). Em particular, a RC é um parâmetro de avaliação diretamente associado aos tamanhos e custos dos componentes do circuito da solução, i.e., do absorvedor, do gerador, da bomba e do trocador de calor TC1 (ROMERO *et al.*, 2001). O aumento dessa razão pode decorrer de maiores vazões mássicas que circulam no circuito da solução e, portanto, implicam maiores custos dos equipamentos mencionados.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_{GER} + \dot{W}_B} \quad (2.10)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{sai,EVAP}}{\dot{E}x_{ent,GER} + \dot{W}_B} \quad (2.11)$$

$$RC = \frac{\dot{m}_{solução\ fraca}}{\dot{m}_{refrigerante}} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_{14}} = \frac{X_{15}}{X_{15} - X_4} \quad (2.12)$$

Em um SRA de simples efeito real, segundo Joudi e Lafta (2001), acréscimos em RC levam a menores temperaturas requeridas no gerador e, em contrapartida, desempenhos energéticos mais baixos. Ademais, as propriedades termofísicas das correntes de mistura aquosa de LiBr são definidas a partir de três outras propriedades previamente conhecidas, ao passo que as correntes de água pura são determinadas mediante o conhecimento prévio de somente duas outras propriedades. Tal fato é explicado pela presença de uma substância a mais no LiBr aquoso, o que gera um grau de liberdade adicional. Variações de concentração acontecem apenas no gerador e no absorvedor, o que acarreta duas frações mássicas no simples efeito: X_4 e X_{15} . As demais frações mássicas vigentes nessa configuração são correspondentes àquelas de [4] e [6] (por exemplo, $X_4 = X_5 = X_6$).

Ademais, no estrangulamento isentálpico que leva da corrente [16] à [17] (em VE2), desconsidera-se o aumento de concentração devido ao possível desprendimento de vapor d'água de [16] por razões que são detalhadas no Capítulo 4, o que implica que as concentrações de [16] e [17] são iguais. Finalmente, as pressões baixa e alta (P_3 e P_1) vigentes no SRA de simples efeito com $H_2O/LiBr$ são subatmosféricas e estabelecidas pelas

temperaturas de operação no evaporador e no condensador (HEROLD *et al.*, 1996). Se não há quedas de pressão, as duas pressões mencionadas são as únicas vigentes internamente na configuração de simples efeito.

2.4.2 Operação com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

O funcionamento cíclico do SRA de simples efeito com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ é similar ao do SRA de mesmo efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Particularmente, as diferenças constatadas são devidas às propriedades da mistura $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Para ilustrar tais diferenças, o SRA de simples efeito com a referida mistura é mostrado na Figura 2.5. Nesta, por comparação à Figura 2.3, nota-se a presença de dois componentes adicionais: o TC2 (referido em inglês como *RHE*, de “*Refrigerant Heat Exchanger*”) e uma coluna de retificação cuja finalidade é purificar, em amônia, o vapor rico em refrigerante desservido no gerador. À parte esses dois componentes, os demais são equivalentes aos existentes no SRA com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

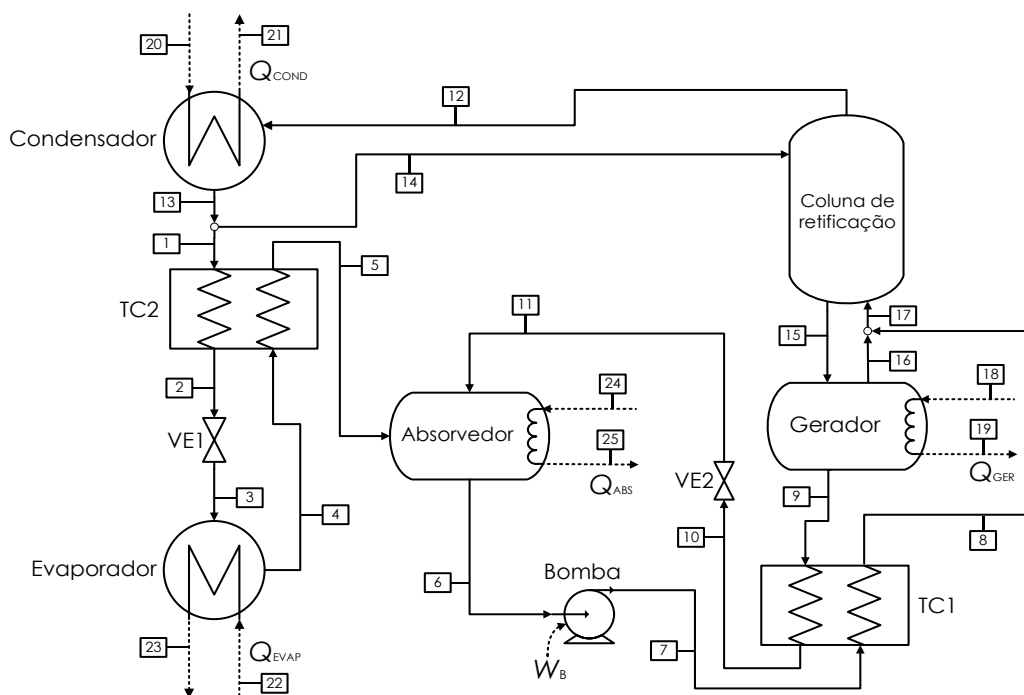


Figura 2.5: Configuração de SRA de simples efeito com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Um dos fatores que desfavorece o uso de SRAs com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ é a toxicidade da amônia. Nesse sentido, embora a amônia seja um fluido natural, a exposição a altas doses dessa substância (eventualmente liberadas em situações de vazamento em SRAs com o par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) pode ser letal. Além disso, a amônia é inflamável e explosiva (HEROLD *et al.*,

1996). Ademais, no que se refere à corrosividade, a amônia ataca o cobre e suas ligas e, por esse motivo, os componentes de SRAs com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ são confeccionados em aço ou aço inoxidável. Entretanto, mesmo quando do uso desses dois materiais, sais que inibem a corrosão são acrescentados à mistura em 1 % em massa a fim de formar uma camada de óxido que protege as superfícies dos componentes do sistema (HEROLD *et al.*, 1996).

Uma das diferenças importantes proporcionadas pelo $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ em comparação ao $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ reside nas pressões de operação do SRA. No caso da primeira mistura, a amônia é o refrigerante e, segundo Herold *et al.* (1996), sua temperatura de ebulição normal é $-33,35\text{ }^\circ\text{C}$, o que implica que a amônia é mais volátil do que a água. Portanto, sob temperaturas comumente encontradas na prática, a pressão verificada no gerador de SRA com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ é mais elevada em comparação àquela no gerador de SRA com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. A maior volatilidade (pressão) da amônia também acarreta tubulações de menor diâmetro e trocadores de calor mais compactos em SRAs com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, além de inibir o efeito degradante de gases não absorvíveis sobre o desempenho (HEROLD *et al.*, 1996).

Outra diferença significativa entre o $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ está na pressão de vapor do absorvente. Conforme já discutido, a pressão de vapor do LiBr é desprezível diante daquela da água; contudo, o mesmo não acontece para o $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, de modo que o vapor produzido no gerador de um SRA com esse par apresenta alguma quantidade de H_2O (absorvente). A migração de água para o circuito do refrigerante tem consequências prejudiciais para o desempenho do sistema (HEROLD *et al.*, 1996; FERNÁNDEZ-SEARA e SIERES, 2006a). Com o intuito de minimizar essas consequências, pode-se empregar uma coluna de retificação que purifica a corrente [17] a fim de tornar [12] mais rica em amônia. A razão de refluxo dessa coluna é dada por $r = \dot{m}_{14}/\dot{m}_{13}$ (vide Figura 2.5).

A fração mássica da corrente [12] tem efeito pronunciado sobre vários parâmetros operacionais do sistema da Figura 2.5. Para uma temperatura fixa no evaporador (definida pelo processo a ser refrigerado), a pressão de evaporação/absorção depende da quantidade de água presente no vapor que segue para o circuito do refrigerante (corrente [12]). Tal pressão, por sua vez, determina a concentração da corrente [6], a qual também é função da temperatura no absorvedor. Além disso, a concentração de [12] determina a pressão de condensação/dessorção, a qual define, juntamente com a temperatura no gerador, a concentração da corrente [9] (FERNÁNDEZ-SEARA e SIERES, 2006b). Por conseguinte,

a fração mássica de [12] também afeta significativamente o desempenho termodinâmico do sistema.

Na prática, uma das dificuldades operacionais que surgem quando da passagem de água para o circuito do refrigerante é o acúmulo dessa água caso o evaporador do SRA seja do tipo inundado. Nesse tipo de evaporador, tal acúmulo é devido ao *glide* de temperatura do par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (Figura 2.6), o qual é dado pela diferença entre as temperaturas do vapor e do líquido saturados a uma concentração e uma pressão determinadas. Particularmente, essa diferença ocorre para misturas cujas temperaturas de ebulição variam em função do fluxo de calor cedido a fim de realizar essa mudança de fase (GADALLA *et al.*, 2013).

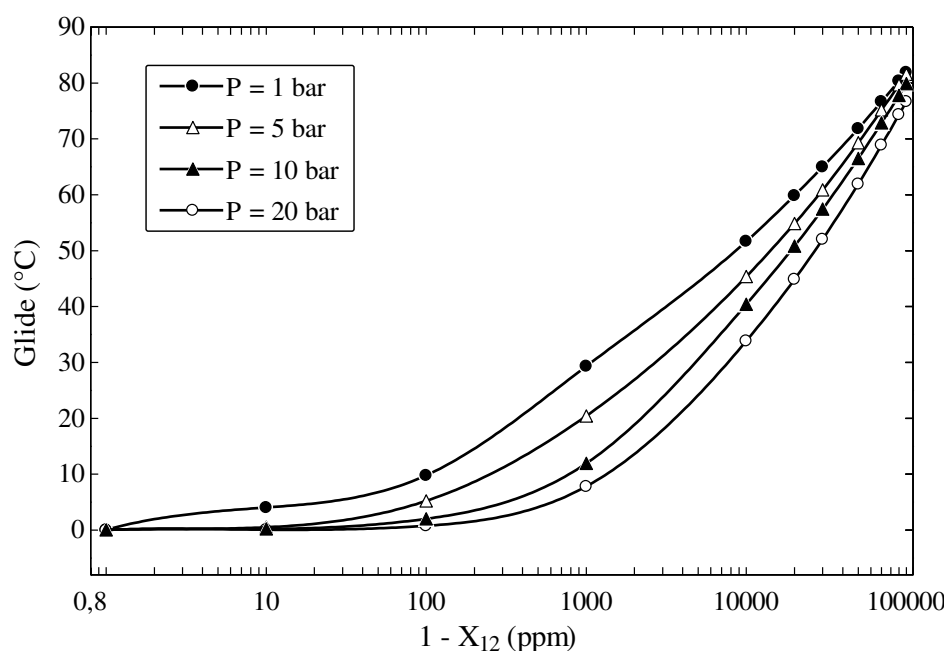


Figura 2.6: *Glide* de temperatura da mistura $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sob diferentes concentrações e pressões.

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Fernández-Seara e Sieres (2006b).

Na Figura 2.6, observa-se que o *glide* de temperatura na concentração de 1000 ppm de água (99,9 % de amônia) e pressão de 1 bar vale aproximadamente 29 °C, o que implica que a evaporação total da corrente que entra no evaporador ([3] na Figura 2.5) nessas condições somente pode acontecer mediante uma elevação de temperatura de 29 °C. Na mesma pressão, os *glides* de temperatura verificados a concentrações mais altas de água são ainda maiores. Tal tendência também é constatada nas outras pressões consideradas; logo, a menos que a concentração da corrente rica em refrigerante esteja muito próxima à pureza

em amônia, é difícil obter vapor com título unitário na saída do evaporador (corrente [4]) (FERNÁNDEZ-SEARA e SIERES, 2006a).

Portanto, se o *glide* de temperatura na pressão e concentração dadas não for atingido, ocorre acúmulo de água líquida no evaporador devido à geração, nesse componente, de vapor de amônia praticamente puro (FERNÁNDEZ-SEARA e SIERES, 2006a). Esse acúmulo é constatado em evaporadores inundados, os quais são o tipo mais comum em SRAs com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (HEROLD *et al.*, 1996). Nesse sentido, tendo em vista que o evaporador de um SRA trabalha a fim de produzir frio a uma temperatura definida, a coluna de destilação visa a aumentar a concentração de amônia da corrente que atravessa esse componente e, como consequência disso, reduzir o *glide* de temperatura (vide Figura 2.6) e a acumulação indesejada de água. Em sistemas com evaporadores inundados, a retirada de água acumulada é realizada por arraste com o vapor e purga de líquido para o absorvedor (FERNÁNDEZ-SEARA e SIERES, 2006a).

Além da coluna de retificação, evaporadores do tipo seco auxiliados por válvula termostática de controle podem ser empregados a fim de evitar o acúmulo de água. O *glide* de temperatura não deixa de existir nesse caso, porém o fluxo através do referido tipo de evaporador é regulado termostaticamente de modo a não permitir a acumulação de água líquida. Para um SRA com evaporador do tipo seco e válvula termostática que mantém a diferença de temperatura através desse componente em 10 °C, a Figura 2.7 mostra as porcentagens atingidas do efeito de refrigeração específico em função da temperatura no evaporador, o qual, no presente caso, recebe líquido saturado a -10 °C.

Na Figura 2.7, observa-se que cerca de 90 % do efeito de refrigeração específico é obtido por meio de uma elevação de temperatura ligeiramente menor do que 2 °C na concentração de 99 %. Nas concentrações de 99,9 % e 99,99 %, a mesma porcentagem do efeito de refrigeração específico é alcançada mediante um aumento de temperatura inferior a 0,5 °C. Tais observações evidenciam que, para concentrações de amônia sucessivamente mais altas da corrente que segue para o circuito do refrigerante, o efeito de refrigeração é satisfeito à custa de elevações de temperatura cada vez menores através do evaporador, o que constitui uma vantagem significativa.

Conforme já discutido, o vapor que deixa o evaporador (corrente [4] na Figura 2.5) dificilmente tem título unitário. Dessa forma, para compensar o efeito de refrigeração não

produzido no evaporador devido à evaporação total da corrente [4] não acontecer, o trocador de calor intermediário TC2 é adicionado ao SRA com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a fim de subresfriar o líquido que deixa o condensador (corrente [1]) por meio da condensação do vapor remanescente na corrente [4]. Do mesmo modo que no simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, ambos os trocadores intermediários objetivam melhorar o desempenho energético do simples efeito com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ por recuperação interna de calor.

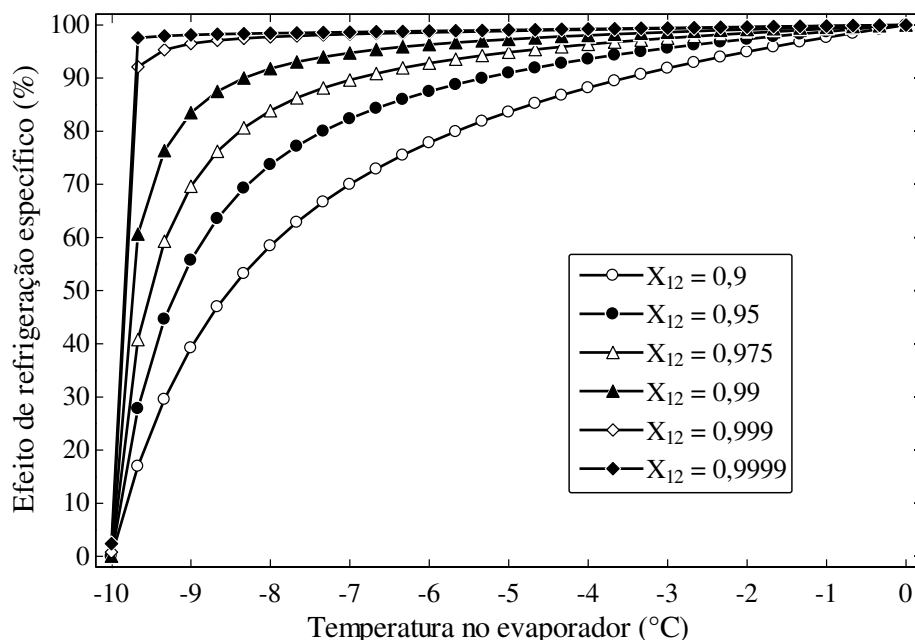


Figura 2.7: Porcentagem do efeito de refrigeração específico em função da temperatura no evaporador para diferentes concentrações de amônia da corrente [12] (Figura 2.5).

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Fernández-Seara e Sieres (2006b)

2.5 Configurações de SRAs de duplo efeito

As configurações de SRAs de duplo efeito são assim denominadas graças ao fato de a energia térmica externa que aciona essas configurações ser usada duas vezes (uma vez por aproveitamento interno) a fim de separar o refrigerante do absorvente. A primeira separação acontece no gerador de primeiro efeito por meio da transferência de calor direta da fonte para a mistura de trabalho; a segunda, por sua vez, ocorre no gerador de segundo efeito mediante a troca térmica entre o vapor superaquecido produzido no gerador de primeiro efeito (corrente que transporta parte do calor de origem externa) e a mistura de trabalho. Portanto, uma vazão mássica extra de refrigerante é dessorvida no segundo gerador sem necessidade de consumo adicional de calor motriz proveniente da fonte.

A Figura 2.8 mostra o SRA de duplo efeito em um sistema de eixos de pressão *versus* temperatura nos componentes desse sistema. Por exame dessa figura, percebe-se que o SRA de duplo efeito deriva do acoplamento (cascata) de dois SRAs de simples efeito cujas sequências cíclicas são $GER1 \rightarrow COND2 \rightarrow EVAP \rightarrow ABS \rightarrow GER1$ e $GER2 \rightarrow COND \rightarrow EVAP \rightarrow ABS \rightarrow GER2$. A principal característica do duplo efeito é o aproveitamento, em GER2, do calor rejeitado em COND2 ($\dot{Q}_{int}$). Tal efeito é discutido neste trabalho somente para o caso de operação com $H_2O/LiBr$ (ou outro par com absorvente não volátil).

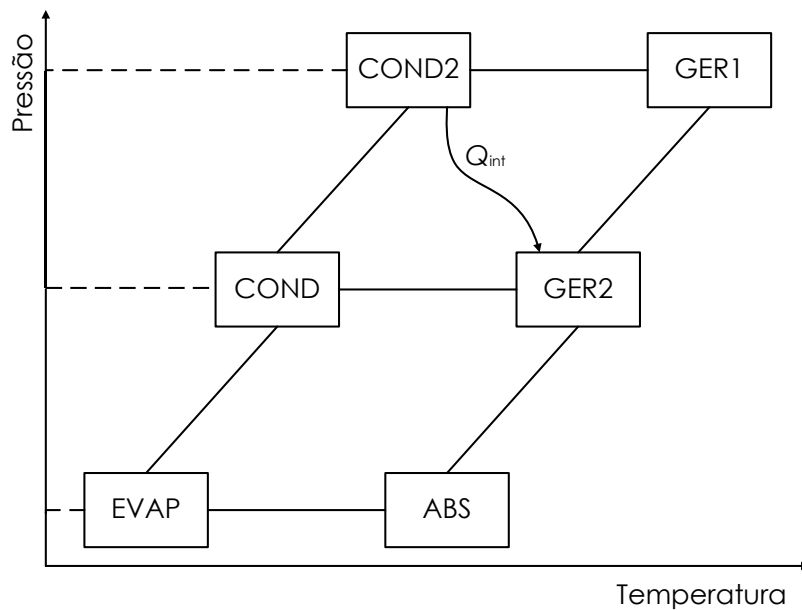


Figura 2.8: Acoplamento de dois SRAs de simples efeito para formar um SRA de duplo efeito.

O *COP* da configuração de simples efeito comumente atinge um máximo a uma temperatura específica no gerador. Nesse sentido, as configurações de duplo efeito visam a aproveitar mais eficientemente fontes de calor a temperaturas mais elevadas. A presença do gerador de segundo efeito implica uma pressão e uma concentração adicionais vigentes no sistema. Sendo assim, em comparação ao simples efeito, válvulas de expansão e/ou bombas existem em maior quantidade no duplo efeito. Neste também há, em geral, mais um trocador de calor da solução. Ademais, de acordo com Herold *et al.* (1996), a configuração de duplo efeito também pode ser referida como configuração de dois estágios.

O número de efeitos é uma aproximação que indica de quantas vezes o *COP* aumenta ou diminui teoricamente em comparação ao *COP* do único efeito.

Consequentemente, o *COP* do duplo efeito é, em teoria, cerca de duas vezes maior do que o *COP* do simples efeito. Essa lógica também é válida para SRAs de efeitos diferentes do simples que não o duplo. Em sistemas reais de mais de um efeito, porém, o aumento verificado no *COP* é inferior ao previsto por teoria devido a perdas de calor ocorrentes no arranjo de uso em cascata da energia térmica motriz (HEROLD *et al.*, 1996). O funcionamento cíclico das configurações de duplo efeito é análogo àquele da configuração de simples efeito.

Uma questão importante no projeto de configurações de SRA de duplo efeito é a escolha do modo de fluxo da solução fraca em absorvente que deixa o absorvedor, i.e., do acoplamento entre os dois circuitos de solução (HEROLD *et al.*, 1996). Essa escolha pode acarretar melhorias de desempenho termodinâmico à custa de uma maior complexidade operacional. Em suma, a vazão mássica da solução oriunda do absorvedor pode seguir três caminhos: (1) ir totalmente para o gerador de primeiro efeito; (2) ser dividida entre os geradores de primeiro e segundo efeitos; e (3) ir totalmente para o gerador de segundo efeito. Esses três caminhos definem, respectivamente, as configurações de duplo efeito com modos de fluxo em série, em paralelo e em reverso paralelo. As duas primeiras, que foram exploradas no presente trabalho, são discutidas em detalhes nas seções seguintes.

2.5.1 Fluxo em série

A configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em série é mostrada na Figura 2.9. Nesta, diferentemente da Figura 2.3, correntes de solução e refrigerante são identificadas apenas pela numeração para melhorar a clareza. Nesse modo de fluxo, toda a solução que sai do absorvedor (corrente [4]) é impulsionada pela bomba e atravessa, sequencialmente, o trocador de calor da solução a baixa temperatura (TC2), o trocador de calor da solução a alta temperatura (TC1), o gerador de primeiro efeito (GER1), o gerador de segundo efeito (GER2), o TC2 novamente e, por fim, retorna ao absorvedor (ASHRAE, 2002).

O vapor d'água superaquecido vindo de GER1 (corrente [11], cuja temperatura é superior à temperatura de saturação na pressão fixada) passa pelo condensador interno de GER2 e cede energia térmica para aquecer o conteúdo de solução desse segundo gerador (corrente [10]). Essa transferência de calor envolve parcelas sensível e latente e provoca a condensação de [11], o que resulta em uma corrente [12] líquida. Em sistemas práticos,

segundo Arun *et al.* (2000), a condensação completa da corrente [11] é forçada a ocorrer pela instalação, na saída do condensador interno de GER2, de um orifício (provavelmente um purgador) que permite a passagem de líquido e impede o escape de vapor para o condensador. Além da troca térmica interna, calor pode ser suprido a GER2 externamente ($\dot{Q}_{GER2,ext}$) por meio do fornecimento direto da fonte à mistura de trabalho nesse gerador.

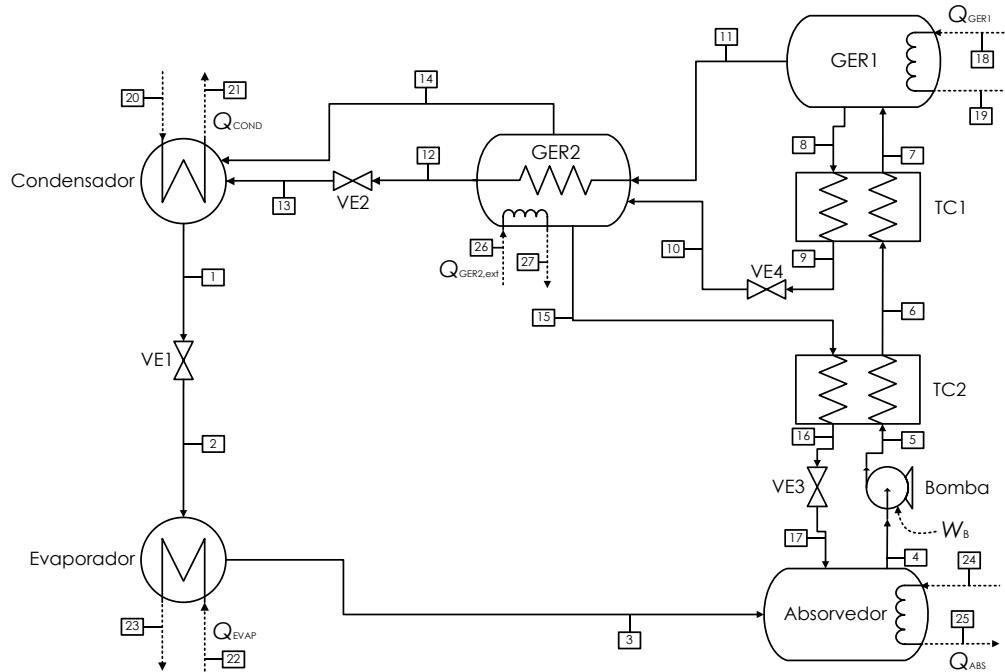


Figura 2.9: Configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em série.

Considerando-se que variações significativas de pressão ocorrem apenas nas válvulas de expansão e bomba, a configuração de duplo efeito com fluxo em série opera com três pressões internas: baixa, intermediária e alta (vide Figura 2.8). Analogamente ao SRA de simples efeito, as pressões intermediária e baixa são determinadas pelas temperaturas operacionais no evaporador e no condensador, respectivamente. A pressão alta, por sua vez, é definida pelo estado da corrente [12], a qual deixa o condensador interno de GER2. Desse modo, GER1 e TC1 estão submetidos à pressão alta. Por outro lado, COND, GER2 e TC2 estão sob a pressão intermediária, ao passo que EVAP e ABS estão na pressão baixa.

Assumindo-se que os únicos equipamentos que promovem mudança de concentração são o absorvedor e os geradores de primeiro e segundo efeitos, o duplo efeito

com fluxo em série opera com três concentrações que, similarmente às pressões, são designadas por baixa, intermediária e alta. Tais concentrações ocorrem nas correntes [15], [8] e [4], respectivamente, e também naquelas resultantes de estrangulamento, bombeamento e troca térmica a partir de [15], [8] ou [4]. No fluxo em série, verifica-se que $X_{15} > X_8 > X_4$, pois [15] é obtida da evaporação parcial de [10] ($X_{10} = X_{18}$) e [8] da evaporação parcial de [7] ($X_7 = X_4$).

As equações usadas na simulação da configuração de duplo efeito com fluxo em série são derivadas das Eqs. (2.5) a (2.9) e (2.2). Caso calor externo não disponível livremente seja fornecido diretamente da fonte à solução de trabalho em GER2, as definições do COP e da η_{ex} devem levar em conta $\dot{Q}_{GER2,ext}$ e $\dot{E}x_{ent,GER2}$, conforme as Eqs. (2.13) e (2.14). Uma vez que há dois geradores, duas razões de fluxo (RC_1 em GER1 e RC_2 em GER2), dadas pelas Eqs. (2.15) e (2.16), podem ser avaliadas.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_{GER1} + \dot{Q}_{GER2,ext} + \dot{W}_B} \quad (2.13)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{sai,EVAP}}{\dot{E}x_{ent,GER1} + \dot{E}x_{ent,GER2} + \dot{W}_B} \quad (2.14)$$

$$RC_1 = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}} = \frac{X_8}{X_8 - X_7} \quad (2.15)$$

$$RC_2 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{14}} = \frac{X_{15}}{X_{15} - X_{10}} \quad (2.16)$$

2.5.2 Fluxo em paralelo

A configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo é apresentada na Figura 2.10. Esse modo de fluxo difere do fluxo em série devido à divisão da corrente de solução fraca em absorvente vinda do absorvedor (corrente [4]), a qual, depois de ser pré-aquecida em TC2, segue em parte para GER1 e, em outra parte, para GER2. Mais precisamente, essa divisão acontece no ponto S da Figura 2.10, no qual a corrente [6] é separada nas correntes [6a] e [6b]. Outra distinção entre os modos de fluxo em série e em paralelo é o processo de mistura, ocorrente no ponto M , das correntes de solução que deixam GER2 e GER1 ([15] e [10], esta última obtida de [8] após passar por TC1 e EV4). Por outro lado, semelhantemente ao modo de fluxo em série, a evaporação parcial da

corrente [6c] em GER2 é promovida pelo calor cedido pela corrente [11] nesse equipamento.

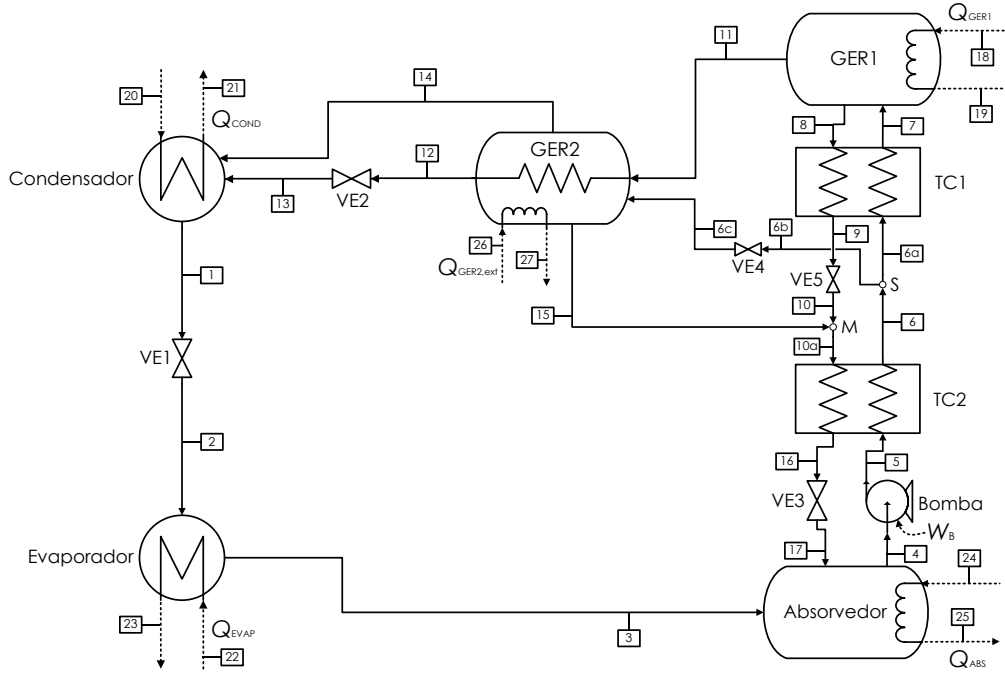


Figura 2.10: Configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo.

No fluxo em paralelo, o processo de mistura no ponto M resulta em uma concentração a mais vigente no sistema. Tal concentração é intermediária entre as concentrações das soluções que deixam GER1 e GER2; logo, uma vez que GER1 funciona sob uma temperatura maior do que a de operação de GER2, as concentrações no sistema são tais que $X_8 > X_{10a} > X_{15} > X_4$. O fluxo em paralelo opera com três pressões internas (vide Figura 2.8) determinadas da mesma forma que no fluxo em série. A divisão de vazão mássica no ponto S é definida pela razão de distribuição D , conforme a Eq. (2.17). O valor de D afeta significativamente o desempenho termodinâmico do SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo.

$$D = \frac{\dot{m}_{6a}}{\dot{m}_6} \quad (2.17)$$

Na prática, de acordo com Marcos (2008), o modo de fluxo em paralelo diminui as quedas de pressão e favorece o processo de geração do vapor de refrigerante na

configuração de duplo efeito. Por outro lado, segundo Herold *et al.* (1996), sistemas desse tipo têm maior complexidade de controle em decorrência da divisão de vazão mássica. Particularmente, tal controle busca a manutenção de D em um valor tal que o desempenho termodinâmico do sistema seja maximizado. Além disso, a diluição da solução forte em absorvente vinda de GER1 no ponto M pode trazer a operação do sistema para mais longe da curva de cristalização.

A medida adotada para prevenir o escape de vapor do condensador interno de GER2 no SRA da Figura 2.10 é a mesma que no fluxo em série (i.e., instalação de um purgador). As equações de modelagem usadas na simulação do SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo resultam da aplicação das Eqs. (2.2) e (2.5) a (2.9) a cada equipamento do sistema. As definições do COP , da η_{ex} e das RCs são análogas às daquelas do fluxo em série (Eqs. (2.13) a (2.16)). Ademais, no fluxo em paralelo também é possível transferir calor diretamente da fonte para a solução contida no gerador de segundo efeito.

Por conseguinte, uma vez apresentada a fundamentação teórica na qual o presente trabalho está baseado, o capítulo a seguir fornece uma revisão a respeito de trabalhos que analisaram, por simulação e sob os pontos de vista energético e exergético, SRAs de diversas configurações e operando com diferentes misturas de trabalho.

CAPÍTULO 3. REVISÃO DA LITERATURA

SRAs podem ser alvos de estudos de diferentes naturezas. Temas recorrentes na literatura técnica que trata desses sistemas são: análise e otimização de diferentes configurações por meio de Primeira e Segunda Leis da termodinâmica; misturas de trabalho alternativas; análise e otimização de diferentes configurações sob a perspectiva da termoeconomia; etc. Sendo assim, o presente capítulo apresenta uma discussão sobre trabalhos consultados que abordaram tais temas e, adicionalmente, informações sobre o efeito da temperatura na fermentação alcoólica e o resfriamento do processo fermentativo.

Investigações teóricas baseadas em simulação computacional de SRAs são bastante úteis, pois permitem que os comportamentos desses sistemas sejam avaliados de modo rápido, preciso e sem grandes custos. Dado o expressivo número de investigações desse tipo, Anand *et al.* (2013) apresentaram uma extensa revisão sobre estudos que objetivaram simular e analisar termodinamicamente (por meio de Primeira e Segunda Leis) sistemas de produção de frio, incluindo SRAs. Esses autores comentaram em detalhes os principais resultados e as conclusões gerais dos diversos trabalhos revisados.

3.1 Análises de Primeira Lei de SRAs

3.1.1 Casos com H₂O/LiBr como referência

Karamangil *et al.* (2010) forneceram uma revisão a respeito de estudos que trataram de SRAs operando com pares refrigerante/absorvente convencionais ou alternativos. Além disso, esses autores efetuaram, através de um programa computacional de elaboração própria, simulações de um SRA de simples efeito trabalhando com os seguintes pares: H₂O/LiBr, NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ ou CH₃(CO)CH₃/ZnBr₂, estes dois últimos considerados alternativos. Os resultados obtidos indicam vantagens particulares de cada par em função de diversas variáveis de projeto e operação do sistema; no entanto, para os pares cujos absorventes são sais, à exceção de menções não muito precisas quanto ao par H₂O/LiBr, não houve definição clara de restrições que visem a evitar a cristalização.

O efeito de trocadores de calor intermediários sobre o *COP* também foi avaliado por Karamangil *et al.* (2010) em um SRA de simples efeito. Tais autores verificaram que o trocador intermediário situado no circuito da solução (i.e., entre o gerador e o absorvedor), denominado *SHE* (TC1), é o que contribui de modo mais pronunciado para aumentar o

COP. Constatação similar foi reportada em Kaynakli e Kilic (2007), que obtiveram razões máximas de aumento do *COP* de 44 % com o *SHE* e de somente 2,8 % com o *RHE* (TC2), este último localizado no circuito do refrigerante (i.e., entre o condensador e o evaporador).

Além da avaliação relativa aos trocadores intermediários, Kaynakli e Kilic (2007) estudaram, por simulação, o efeito de diversas variáveis operacionais sobre as cargas térmicas nos componentes e o *COP* de um SRA de simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Esses autores computaram o *COP* de Carnot (COP_C) a fim de definir um limite superior de desempenho do SRA, bem como uma razão de eficiência (η) dada por COP/COP_C . No que se refere à cristalização do LiBr, apresentou-se uma análise que mostra os valores da temperatura no gerador (T_{GER}) nos quais esse fenômeno é iminente (vide Figura 3.1). Particularmente, observou-se que tais valores de T_{GER} decrescem com o aumento da efetividade do *SHE* (TC1, ξ_{SHE}). Contudo, os autores não mencionaram a fonte da qual foram extraídos os dados da curva de cristalização usada.

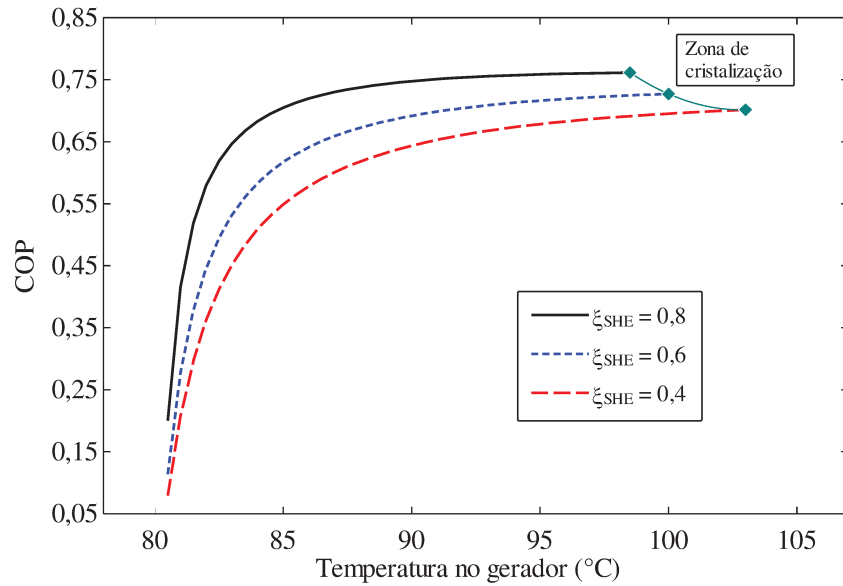


Figura 3.1: Efeito de $\xi_{\text{SHE (TC1)}}$ sobre o *COP* e a T_{GER} em que a cristalização é iminente em um SRA de simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ – $T_{\text{COND}} = T_{\text{ABS}} = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{EVAP}} = 5^\circ\text{C}$.

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Kaynakli e Kilic (2007).

Através de simulação computacional, Saravanan e Maiya (1998) realizaram a análise termodinâmica de um SRA de simples efeito operando com diversas misturas baseadas em água como refrigerante. Esses autores avaliaram soluções em que o absorvente é constituído por uma, duas ou três substâncias, principalmente sais e hidróxidos.

Correlações de parâmetros de desempenho do SRA (COP , $T_{GER,min}$, RC e η) foram obtidas a partir de uma análise de regressão dos resultados gerados por simulação. Não fossem as incoerências verificadas (termos trocados e confusões quanto às unidades de temperaturas e efetividade, confirmadas através de comunicação pessoal com os referidos autores), essas correlações poderiam ser convenientes na validação de simulações de SRA de igual configuração e operando com as mesmas misturas consideradas. Ademais, informações fornecidas sobre a cristalização nas misturas contendo eletrólitos são meramente textuais.

Baseados no argumento de que a avaliação de propriedades termofísicas de pares de trabalho pode demandar tempo e esforço computacionais consideráveis (especialmente quando essas propriedades são calculadas por meio de equações complexas), Şencan *et al.* (2006) efetuaram a simulação e a análise termodinâmica de um SRA de simples efeito com $H_2O/LiBr$ ou $H_2O/LiCl$ através de modelos baseados em Redes Neurais Artificiais (RNAs) para calcular as entalpias desses pares. Tais modelos mostraram alta precisão, comprovada por coeficientes de determinação de 0,999 e erro absoluto máximo de $5,62 \text{ kJ kg}^{-1}$ (diferença entre valores preditos por RNAs e calculados por correlação da entalpia) no caso do par $H_2O/LiCl$. Formulações relativamente simples foram derivadas dos modelos de RNAs para cálculo das entalpias. Entretanto, os resultados da análise termodinâmica foram apresentados sem deixar evidentes todas as condições de operação e projeto necessárias e as restrições quanto à cristalização dos sais.

Jian *et al.* (2010) simularam uma Bomba de Calor (BC) por absorção de simples efeito operando com as misturas $H_2O/LiBr$ ou $H_2O/LiBr+LiNO_3$ (razão molar $LiBr:LiNO_3 = 4:1$). Além da vantagem de redução da corrosão (também mencionada por Herold *et al.* (1996)), esses autores ressaltaram que a adição do $LiNO_3$ ao $H_2O/LiBr$ desloca a curva de cristalização desse par, conforme mostra a Figura 3.2, de modo que o risco de formação de cristais passa a ser menos significativo. Os resultados obtidos evidenciam que a mistura ternária $H_2O/LiBr+LiNO_3$ fornece desempenhos (COP) cerca de até 3 % maiores em comparação à binária $H_2O/LiBr$. Em particular, verificou-se que a mistura $H_2O/LiBr+LiNO_3$ garante uma operação mais distante da cristalização para temperaturas mais baixas no evaporador e mais altas no condensador.

Outra mistura de trabalho alternativa foi estudada por Dong *et al.* (2012), que, através de simulação, analisaram o desempenho (COP e RC) de um SRA de simples efeito

operando com o par $\text{H}_2\text{O}/[\text{DMIM}]\text{DMP}$, cujo absorvente é um líquido iônico. Entre as vantagens desse par, Dong *et al.* (2012) destacaram a inexistência do risco de cristalização e a menor corrosividade em comparação ao par convencional $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Considerando-se condições de projeto e operacionais definidas, observou-se que o COP com $\text{H}_2\text{O}/[\text{DMIM}]\text{DMP}$ é aproximadamente 0,7 % menor em comparação ao COP com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, ao passo que a RC é cerca de 25 % menor com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Variando-se somente a temperatura no gerador, verificou-se que a diferença constatada no COP ($\sim 0,7$ %) não muda significativamente.

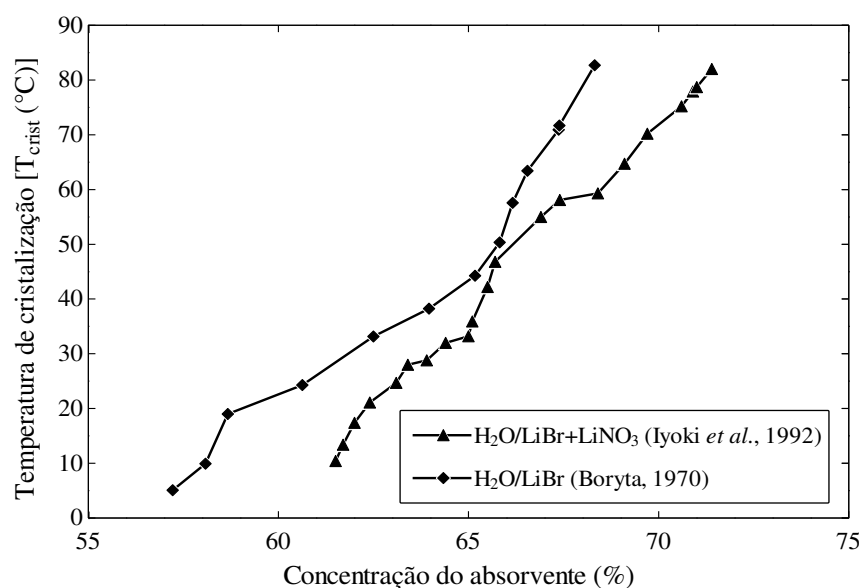


Figura 3.2: Curvas de solubilidade experimental das misturas $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr} + \text{LiNO}_3$ ($\text{LiBr}:\text{LiNO}_3 = 4:1$ molar).

Uma BC de simples efeito operando com a mistura aquosa de NaOH , KOH e CsOH (absorvente ternário na proporção mássica 40:36:24) foi avaliada por Romero *et al.* (2001) por comparação ao $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Apesar de não apresentarem dados comprobatórios, Herold *et al.* (1991) afirmaram que cada um desses hidróxidos, quando sozinho em água, apresenta problemas de cristalização similares aos do LiBr aquoso; contudo, tais problemas passam a ser menos significativos se os três coexistirem em água. Exemplos de resultados alcançados por Romero *et al.* (2001) para a solução $\text{H}_2\text{O}/\text{NaOH} + \text{KOH} + \text{CsOH}$ são exibidos na Figura 3.3. Verificou-se que os valores de COP proporcionados pelas soluções de trabalho comparadas são próximos. Ademais, demonstraram-se particularidades da solução aquosa dos três hidróxidos, a qual pode ser usada quando $T_{\text{COND}} = T_{\text{ABS}} = 50 \text{ °C}$ e $T_{\text{EVAP}} = 2 \text{ °C}$.

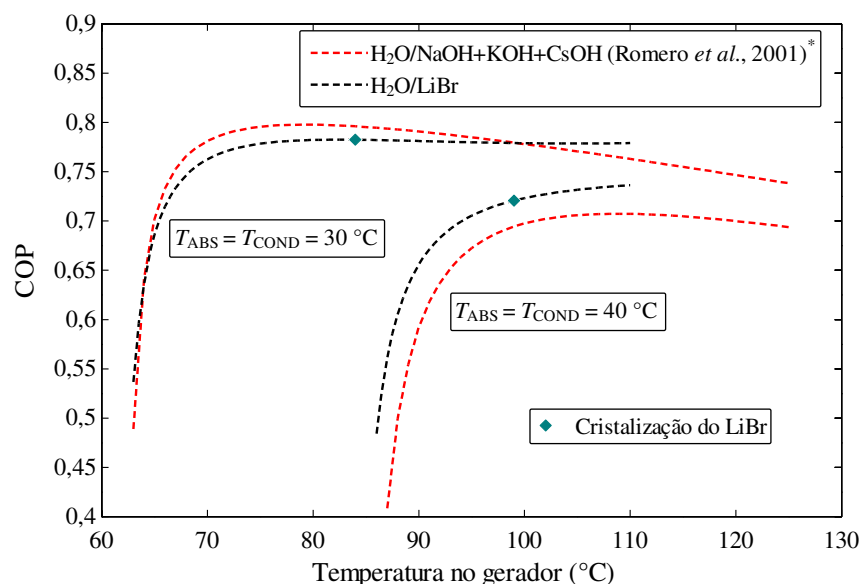


Figura 3.3: *COP* de um SRA de simples efeito operando com $\text{H}_2\text{O}/\text{NaOH}+\text{KOH}+\text{CsOH}$ ($\text{NaOH}:\text{KOH}:\text{CsOH} = 40:36:24$ mássica) ou $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ – $T_{\text{EVAP}} = 2^\circ\text{C}$, $\xi_{\text{SHE (TC1)}} = 0,7$.

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Romero *et al.* (2001).

Os dados usados na construção das curvas assinaladas com * foram gerados pelo programa computacional TT-CIE.EXE, obtido através de comunicação pessoal com o autor R. J. Romero.

Com o intuito de examinar possíveis vantagens da adição de sais orgânicos ao par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, Donate *et al.* (2006) avaliaram, via simulação, um SRA de simples efeito operando com misturas aquosas dos seguintes absorventes: LiBr, LiBr+ HCO_2Na , LiBr+ HCO_2K , LiBr+ $\text{CH}_3\text{CO}_2\text{Na}$ ou LiBr+ $\text{CH}_3\text{CH}(\text{OH})\text{CO}_2\text{Na}$. Como consequência do intenso efeito ebulioscópico produzido sob alta concentração do LiBr sozinho em água, o que acarreta menor pressão de vapor (conforme ilustra a Figura 3.4), observou-se que o SRA com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ requer temperaturas mais altas no gerador. Ademais, verificaram-se valores até 25 % maiores para o *COP* do SRA com as misturas aquosas dos absorventes binários (na razão mássica LiBr:sal orgânico = 2:1). Quanto à formação de cristais, embora não tenham fornecido dados concretos, Donate *et al.* (2006) asseguraram que a mistura $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}+\text{HCO}_2\text{K}$ cristaliza a temperaturas mais baixas em comparação ao $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Um SRA de simples efeito operando com diversos pares refrigerante/absorvente, incluindo vários do tipo CFC ou HFC/orgânico (um por vez), foi simulado por Yokozeki (2005). Propriedades necessárias aos cálculos de desempenho do sistema (indicado por *COP* e *RC*) foram computadas de modo termodinamicamente consistente por meio da equação de estado cúbica de Redlich-Kwong aplicada a cada par (à exceção do $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$,

cujas propriedades foram calculadas através de uma correlação empírica). Para condições de projeto e operação fixas, os resultados das simulações mostraram que o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ é o par que apresenta maior COP , seguido do $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, o qual tem menor RC . Além disso, constatou-se que, entre todos os pares com refrigerantes fluorados e absorventes orgânicos testados, o $\text{R22}/\text{DMF}$ e o $\text{R22}/\text{NMP}$, nessa ordem, têm os valores de COP mais altos.

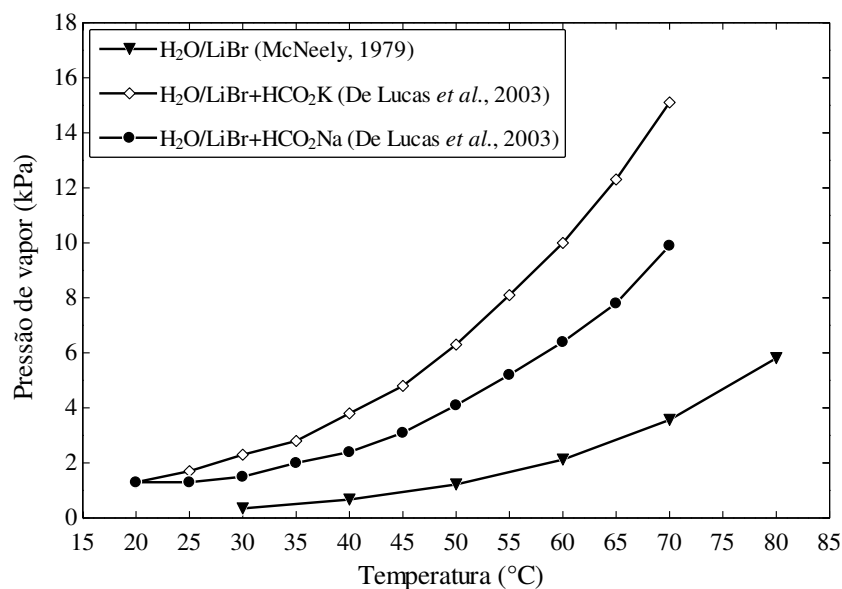


Figura 3.4: Curvas de pressão de vapor experimental das misturas ternárias $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}+\text{HCO}_2\text{K}$ e $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}+\text{HCO}_2\text{Na}$ ($\text{LiBr}:\text{sal orgânico} = 2:1$ mássica) e da binária $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ($X_{\text{absorvente}} = 0,6$).

3.1.2 Casos com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ como referência

Um estudo sobre a T_{GER} que maximiza o COP ($T_{\text{GER,ot}}$) em SRA de simples efeito com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ foi realizado por Fernández-Seara e Vázquez (2001) através de análise paramétrica. A configuração simulada por esses autores conta com um retificador que purifica o vapor rico em amônia produzido no gerador. A Figura 3.5 resume os resultados obtidos, evidenciando que, notadamente em temperaturas mais altas ou baixas do meio de resfriamento, a manutenção de $T_{\text{GER,ot}}$ conduz a valores de COP mais altos em comparação à manutenção de T_{GER} em um valor constante (como 90 ou 120 °C). Desse modo, propôs-se uma estratégia de controle com dois *loops* separados: um para controlar T_{EVAP} por manipulação dos fluxos mássicos de refrigerante e soluções, outro para controlar $T_{\text{GER,ot}}$ por manipulação de $\dot{Q}_{\text{GER}}$.

Balamuru *et al.* (2000) analisaram, por simulação no *software* ASPEN Plus, três configurações de SRA de simples efeito operando com a mistura ternária

$\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O} + \text{NaOH}$. Nesta, a amônia é o refrigerante, a água é o absorvente e o NaOH é um eletrólito acrescentado a fim de favorecer a separação da amônia no gerador. Segundo os autores, essa separação é facilitada graças ao efeito do íon comum OH^- produzido na reação da amônia com a água e na dissociação do NaOH (vide Eqs. (3.1) e (3.2)). Tal íon desloca o equilíbrio da reação entre NH_3 e H_2O no sentido de produzir mais NH_3 , provocando um efeito conhecido como *salting-out*, o qual faz desprender mais amônia da mistura. Esse mesmo efeito é verificado no absorvedor, o que dificulta a absorção da amônia pela água. Dessa forma, as três configurações simuladas diferem entre si quanto à presença de um retificador do vapor rico em refrigerante (produzido pelo gerador), um *SHE* (TC1) e um separador que mantém o NaOH somente no gerador.

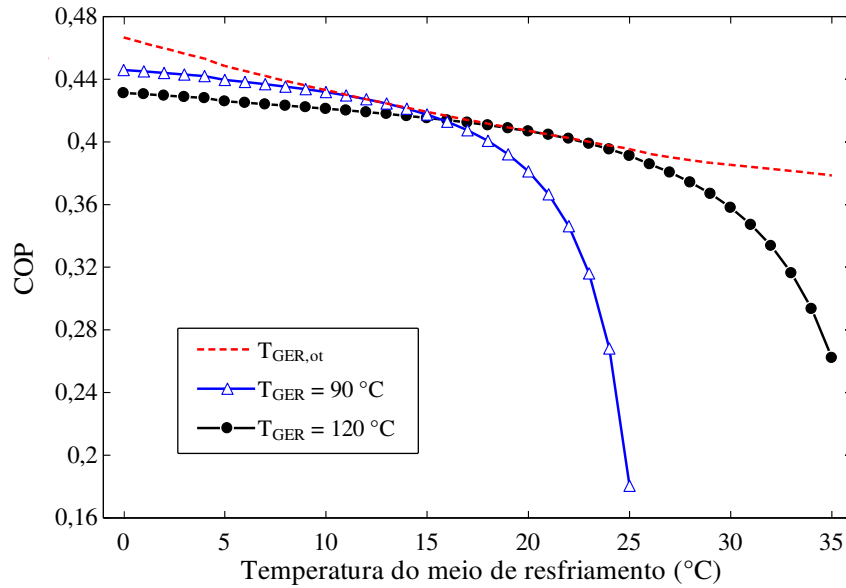


Figura 3.5: *COP* em função da temperatura do meio de resfriamento em temperaturas no gerador de 90 °C, 120 °C e $T_{\text{GER,ot}}$ (mesmas condições do caso base de Fernández-Seara e Vázquez (2001)).

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Fernández-Seara e Vázquez (2001).



Motivados pela mesma justificativa que Balamuru *et al.* (2000) (i.e., o efeito do íon comum OH^-), Steiu *et al.* (2011) avaliaram a melhoria de desempenho em SRA de simples efeito causada pela adição de NaOH ao par de trabalho $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Ambos os estudos apresentaram resultados de simulação condizentes quanto ao aumento do *COP* quando da

presença do hidróxido na mistura. Em particular, Steiu *et al.* (2011), que simularam um SRA com retificador do vapor rico em refrigerante e *SHE* (TC1), verificaram que o maior *COP* e a menor temperatura requerida no gerador ocorreram na maior concentração de hidróxido considerada (12 % de NaOH em H₂O). Por sua vez, Balamuru *et al.* (2000) simularam essa mesma configuração de sistema para diversas concentrações de NaOH na mistura e, em cada concentração (incluindo 0 %), constatarem valores de *COP* máximos em temperaturas específicas no gerador (que não as mais elevadas).

Arivazhagan *et al.* (2005) simularam um SRA de meio efeito convencional operando com R134a/DMAC e NH₃/H₂O a fim de comparar os desempenhos proporcionados por esses pares e verificar particularidades do primeiro. Variando-se as condições de operação e projeto do sistema (temperaturas nos diversos componentes e efetividade do *RHE* ou TC2, ξ_{RHE}), tais autores observaram que o *COP* do par R134a/DMAC é estritamente maior em comparação àquele do par NH₃/H₂O. Em resumo, comprovou-se que o *COP* e a temperatura no gerador estão entre 0,35-0,46 e 60-90 °C no caso do R134a/DMAC, ao passo que essas faixas são 0,30-0,34 e 70-90 °C para o NH₃/H₂O.

Duas configurações de meio efeito foram simuladas por Medrano *et al.* (2001), a saber: convencional e com fluxo em série. Esses autores analisaram os efeitos da pressão intermediária, da temperatura nos geradores e da diferença entre T_{COND} e T_{EVAP} sobre os valores de *COP* de ambas as configurações operando com TFE/TEGDME, CH₃OH/TEGDME ou NH₃/H₂O. Demonstrou-se que, para a configuração convencional, há um intervalo de pressões intermediárias maior ou menor (a depender do par de trabalho) no qual o *COP* máximo é alcançado. Ademais, verificou-se que, sob condições de operação e projeto constantes, o CH₃OH/TEGDME é o par de trabalho que apresenta o menor *COP* na configuração convencional e o maior na configuração com fluxo em série.

A configuração convencional de meio efeito também foi simulada por Gomri (2011), porém com o par H₂O/LiBr. Os resultados fornecidos por esse autor quanto ao efeito da pressão intermediária sobre o *COP* são similares aos obtidos por Medrano *et al.* (2001), exceto pelas faixas de pressões associadas a *COP* máximo serem determinadas em função de T_{GER} (e não do par de trabalho). Particularmente, observou-se que essas faixas são mais amplas em valores mais altos de T_{GER} . Em oposição à configuração analisada por

Medrano *et al.* (2001), as configurações de SRA de meio efeito estudadas por Gomri (2011) e Arivazhagan *et al.* (2005) são idênticas e não contêm retificadores.

3.1.3 Configurações de efeitos diferentes do simples

Wang e Zheng (2009) realizaram, por meio de simulação, análises paramétricas de três configurações de SRA de um efeito e meio (1,5-efeito) com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Tais autores enfatizaram o uso em cascata da energia térmica motriz a fim de melhorar o desempenho energético de SRAs, além de terem demonstrado a lacuna existente entre as temperaturas máxima no gerador de SRA de simples efeito (limitada também pela cristalização do LiBr) e mínima no gerador de SRA de duplo efeito. A despeito da complexidade das configurações de 1,5-efeito, as quais são formadas por subciclos de simples e meio efeitos cascadeados, verificou-se que, conforme mostra a Figura 3.6 para as três configurações analisadas, esse efeito preenche satisfatoriamente a lacuna de T_{GER} .

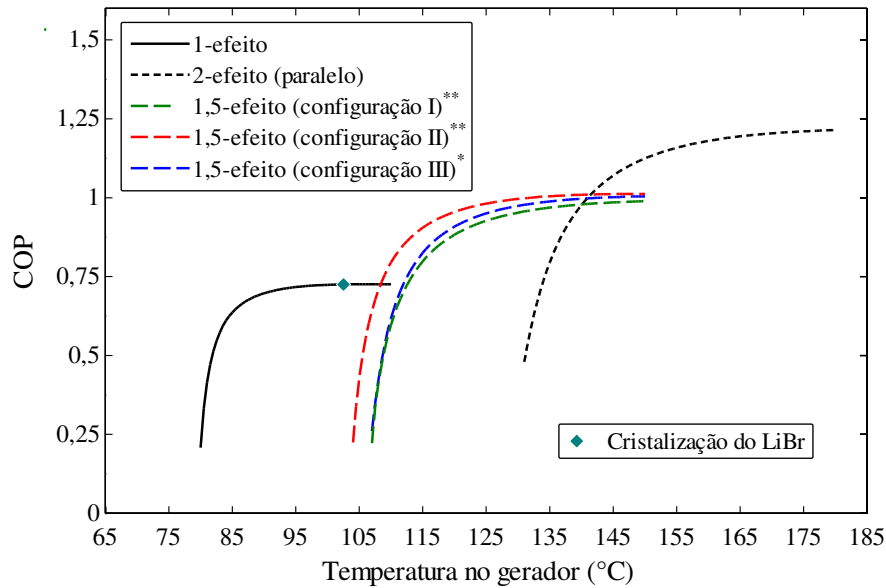


Figura 3.6: COP de SRAs de simples (1), um e meio (1,5) e duplo (2, fluxo em paralelo) efeitos com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ – $T_{\text{EVAP}} = 5\text{ °C}$, $T_{\text{ABS}} = 37\text{ °C}$, $T_{\text{COND}} = 42\text{ °C}$, $\xi_{\text{TC1}} = 0,6$.

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Wang e Zheng (2009).

As configurações assinaladas com * e ** foram originalmente propostas por Erickson (1991) e Wang e Zheng (2009), respectivamente, tendo as três sido simuladas por Wang e Zheng (2009), que as denominaram configurações I, II e III.

A Figura 3.6 é retratada para vários valores de T_{ABS} na Figura 3.7, a qual mostra as faixas de temperatura no gerador nas quais a operação com configurações de SRA de

efeitos simples, um e meio (configuração II) ou duplo (fluxo em paralelo) fornece maior COP . Observa-se que é ampla a faixa de T_{GER} na qual a operação com a configuração de 1,5-efeito é energeticamente mais vantajosa. Essa faixa cresce com o aumento de T_{ABS} e é limitada inferiormente pela T_{GER} em que: (1) o 1,5-efeito passa a fornecer COP maior do que aquele do simples efeito; ou (2) ocorre cristalização do LiBr no simples efeito. O limite superior é definido pela T_{GER} em que o COP do duplo efeito supera aquele do 1,5-efeito.

A existência da lacuna de T_{GER} ressaltada por Wang e Zheng (2009) é corroborada por Hong *et al.* (2011a). Estes aludiram ao fato de que algumas fontes de calor têm temperaturas que estão entre os limites máximo e mínimo de T_{GER} em SRAs de simples e duplo efeitos, respectivamente, de modo que esses efeitos (em suas configurações convencionais) não aproveitam eficientemente tais fontes. Com o intuito de melhorar esse aproveitamento, Hong *et al.* (2011a) propuseram uma nova configuração de SRA com $H_2O/LiBr$, denominada *Evaporator-Absorber-Exchange* (EAX), a qual foi avaliada por simulação. Os resultados alcançados demonstram que, em uma faixa intermediária de temperaturas da fonte de calor (cujos extremos são os limites citados acima), a configuração EAX apresenta valores de COP mais altos do que aqueles das configurações de simples e duplo (fluxo em paralelo) efeitos.

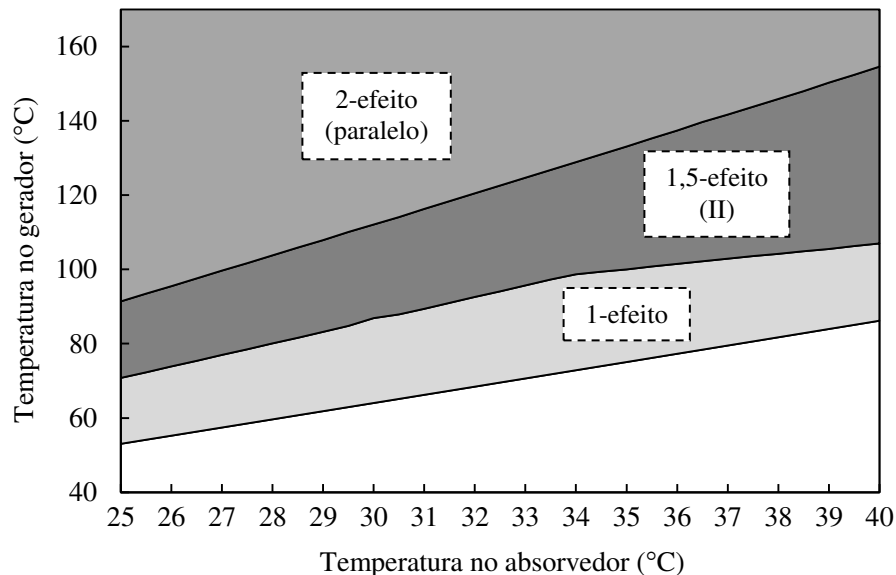


Figura 3.7: Faixas de temperatura no gerador nas quais SRAs de simples (1), um e meio (1,5; configuração II) e duplo (2, fluxo em paralelo) efeitos operam com COP mais alto – $T_{EVAP} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{COND} = T_{ABS} + 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\zeta_{TCI} = 0,6$.

Fonte: gráfico construído a partir de informações de Wang e Zheng (2009).

Procedimentos detalhados de simulação de SRAs de simples e duplo efeitos são apresentados por Somers *et al.* (2011), que empregaram o *software* ASPEN Plus com a finalidade de simular essas duas configurações com H₂O/LiBr. Os referidos autores mencionaram os *softwares* ABSIM (GROSSMAN e ZALTASH, 2001) e EES (KLEIN, 2010) como os dois mais usuais na modelagem moderna de SRAs. Destacou-se a desvantagem do EES na modelagem de processos complexos, a qual pode ser tediosa e susceptível a erros nesse *software*, pois no mesmo as equações devem ser prescritas pelo usuário. Os modelos descritos e implementados no ASPEN Plus produziram resultados coerentes (satisfazendo os balanços de massa e energia em pontos específicos de verificação em ambos os efeitos) e foram validados com resultados gerados no EES, o que revelou diferenças inferiores a 5 % para todos os parâmetros de interesse.

Um método de detecção do $COP_{\max}$ em SRAs de efeitos simples e duplo com fluxo em paralelo, ambos com H₂O/LiBr, foi proposto por Marcos *et al.* (2011). Esses dois sistemas foram simulados sob resfriamento com água ou ar no condensador e no absorvedor. A abordagem sugerida determina $COP_{\max}$ em função das diferenças entre as concentrações das soluções nos sistemas (ΔX) e de T_{COND} , esta última dependente do meio de resfriamento, considerando o risco de cristalização do LiBr. Para o SRA de simples efeito sob $T_{\text{COND}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, por exemplo, observou-se que $COP_{\max}$ ocorre em $\Delta X = 9,5\%$, a qual excede o limite de cristalização do LiBr nessa T_{COND} , situado em $\Delta X = 7\%$, de modo que tal limite define o $COP_{\max}$ do sistema em operação segura. Observou-se também que o problema da cristalização do LiBr restringe a temperatura no gerador de SRA de simples efeito a um máximo, o que concorda com a afirmação de Wang e Zheng (2009) nesse sentido.

Arun *et al.* (2000) simularam um SRA de duplo efeito com fluxo em série operando com H₂O/LiBr. O procedimento de cálculo aplicado por esses autores consiste de uma sequência de passos que visa à solução do conjunto formado por equações de propriedades termodinâmicas de cada ponto de estado do sistema e balanços de massa e energia relativos a cada equipamento. O critério de parada adotado nesse procedimento envolve a qualidade (título) do vapor de refrigerante na saída do condensador interno do gerador de segundo efeito (ζ_{GER2}), a qual deve satisfazer $|\zeta_{\text{GER2}}| \leq 0,0005$. Segundo os autores, os resultados obtidos são úteis no projeto da configuração de SRA simulada, além de poder auxiliar na

elaboração de uma malha de controle que atue em situações de operação fora das condições de projeto, o que condiz com a proposta de Fernández-Seara e Vázquez (2001).

Arun *et al.* (2001) empregaram um procedimento similar ao apresentado por Arun *et al.* (2000) para simular um SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo trabalhando com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Os resultados reportados nesses dois trabalhos foram comparados em Arun *et al.* (2001), evidenciando-se que, sob condições de projeto e operação idênticas, os valores de COP da configuração com fluxo em paralelo são estritamente superiores àqueles da configuração com fluxo em série. Em particular, Arun *et al.* (2000) efetuaram uma análise de regressão e obtiveram correlações para vários parâmetros de desempenho (T_{GER2} , $\dot{Q}_{\text{GER2,int}}$, RC , COP , etc.) em função de variáveis como ξ_{TC2} , T_{EVAP} , T_{COND} , $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$, etc. Por teste, verifica-se que há termos ou coeficientes trocados na correlação de RC . Além disso, Arun *et al.* (2000) deixaram claro que algumas temperaturas consideradas no gerador de primeiro efeito são tais que o sistema simulado opera na região de cristalização do LiBr .

O procedimento de cálculo aplicado por Arun *et al.* (2000) e Arun *et al.* (2001) foi primeiramente sugerido em Arun *et al.* (1998), que simularam um SRA de duplo efeito com fluxo em série operando com pares de trabalho em que o DMAC é o absorvente e os seguintes fluorados, um por vez, são os refrigerantes: R124, R134a ou R32. Em suma, esses três trabalhos enfocaram a existência da chamada temperatura de equilíbrio no gerador de segundo efeito ($T_{\text{GER2,eq}}$), determinada quando da condensação praticamente total do vapor de refrigerante oriundo do gerador de primeiro efeito (daí o critério de parada adotado ser $|\zeta_{\text{GER2}}| \leq 0,0005$). Particularmente, Arun *et al.* (1998) afirmaram explicitamente que o desempenho ótimo do sistema simulado é alcançado quando $T_{\text{GER2,eq}}$ ocorre.

Xu *et al.* (1996) simularam um SRA de duplo efeito com fluxo em série e operando com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Esse SRA contou com um trocador de calor de dreno usado para recuperar energia térmica do vapor externo (corrente que aciona o sistema) que deixa o gerador de primeiro efeito. A configuração análoga com fluxo em paralelo foi simulada por Xu e Dai (1997). Os procedimentos de cálculo empregados nos dois trabalhos referidos são similares. Em particular, resultados de Xu e Dai (1997) demonstraram que, sob condições específicas, a configuração com fluxo em série pode ter COP superior ao da configuração com fluxo em paralelo. Quanto à cristalização, Xu *et al.* (1996) e Xu e Dai (1997) determinaram, sob condições operacionais fixas, os valores de ξ_{TC2} e ξ_{TC1} (i.e., efetividades dos trocadores

intermediários) nos quais esse fenômeno é iminente, o que evidenciou que o risco de precipitação do LiBr aumenta quando essas efetividades crescem.

3.2 Análises de Segunda Lei de SRAs

3.2.1 Casos com H₂O/LiBr

Talbi e Agnew (2000) simularam um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr nas condições de um caso base. Os resultados obtidos foram reportados em tabelas para conferência dos balanços de massa, energia e exergia. Verificou-se que a soma das cargas térmicas no evaporador e no condensador é aproximadamente 28 % inferior à soma correspondente no gerador e no absorvedor. Conforme os autores, tal fato decorre principalmente dos efeitos do calor de mistura da solução aquosa de LiBr, os quais inexistem no caso da água pura que atravessa o circuito do refrigerante. Verificou-se também que as destruições de exergia mais altas ocorrem no absorvedor e no gerador, nessa ordem, e são devidas, sobretudo, às diferenças entre as temperaturas nesses componentes e das respectivas correntes externas (i.e., o meio de resfriamento e a fonte de calor).

Um sistema por absorção de simples efeito com H₂O/LiBr funcionando sob os modos de aquecimento (BC) ou resfriamento (SRA) foi simulado por Şencan *et al.* (2005). Análises desse sistema sob as perspectivas energética e exergética foram realizadas e, de acordo com os autores, entre todos os componentes que trocam energia térmica com correntes externas, o gerador e o absorvedor têm as cargas térmicas e as destruições de exergia mais elevadas em consequência da mesma razão apresentada por Talbi e Agnew (2000), i.e., o calor de mistura do LiBr aquoso. Comprovou-se que os efeitos da temperatura da fonte de calor sobre o COP e a η_{ex} (eficiência exergética) são qualitativamente equivalentes nos dois modos de funcionamento; entretanto, quando do aumento da temperatura da água a ser refrigerada, η_{ex} decresce no modo de resfriamento e cresce no modo de aquecimento. Lee e Sherif (2001) também constataram essas tendências.

As curvas de calor (entalpia) de mistura para o LiBr e o LiCl aquosos a 25 °C e 101,325 kPa (1 atm) são fornecidas na Figura 3.8. O valor dessa propriedade corresponde à diferença entre a entalpia da solução e a soma ponderada das entalpias dos componentes puros por suas respectivas concentrações (frações mássicas ou molares). Tal diferença resulta das distintas forças atuantes entre as moléculas presentes na solução (SMITH *et al.*,

2005). Em particular, os calores de mistura de ambos os eletrólitos referidos na Figura 3.8 são negativos, o que indica que, por exemplo, a entalpia de uma mistura com 1 mol de LiBr e 5 mols de água é cerca de 41 kJ menor do que aquela de 1 mol de LiBr puro mais 5 mols de água pura.

A Figura 3.9 mostra a distribuição dos fluxos de exergia em um SRA de simples efeito simulado em condições de operação e projeto idênticas às do caso base de Şencan *et al.* (2005). Consideraram-se os mesmos ambiente de referência ($T_o = 298,15$ K) e metodologia adotados por esses autores no cálculo da exergia de fluxo, a qual é constituída, nesse caso, somente pela parcela física. Observa-se que o componente em que ocorre a maior destruição de exergia é o trocador de calor da solução (SHE), o que contradiz a constatação apresentada por Şencan *et al.* (2005). Contudo, ressalta-se que as propriedades termofísicas do $H_2O/LiBr$ foram calculadas por meio de formulações de Sun (1997) em Şencan *et al.* (2005) e de Pátek e Klomfar (2006) a fim de gerar o diagrama da Figura 3.9.

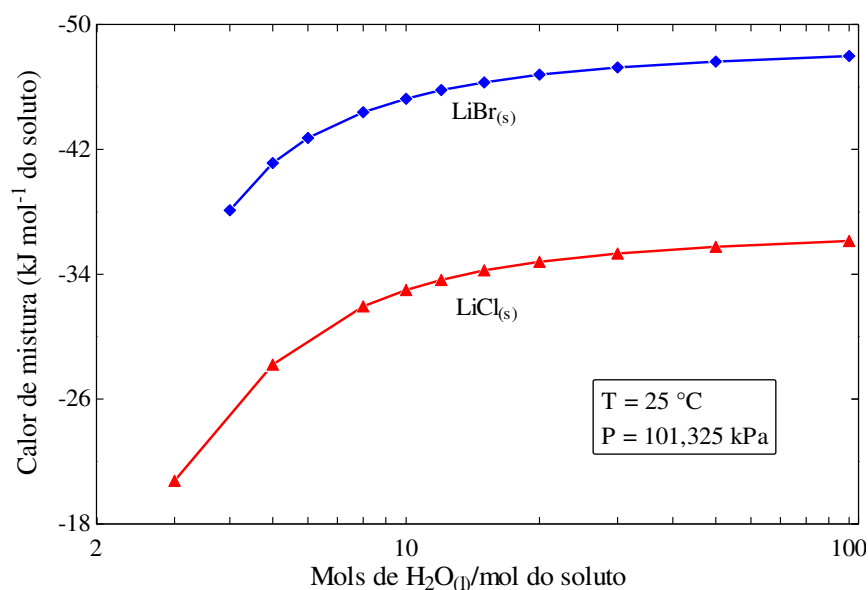


Figura 3.8: Curvas de calor de mistura das soluções aquosas de LiBr e LiCl em função do número de mols de H_2O .

Fonte: curvas calculadas a partir de dados de Wagman *et al.* (1981).

Dessa forma, o emprego de diferentes formulações explica conclusões distintas derivadas da análise exergética, pois os valores das propriedades termofísicas de interesse, i.e., entalpia e entropia (no cálculo da exergia física), variam. Essa variação é ilustrada mais adiante na Tabela 3.1. Em especial, a entropia específica, a qual aparece com s_0 em uma

diferença que em seguida é multiplicada por T_o (Eq. (4.2)), contribui consideravelmente para que sejam obtidos diferentes valores da exergia física quando do uso de formulações distintas para o cálculo de propriedades.

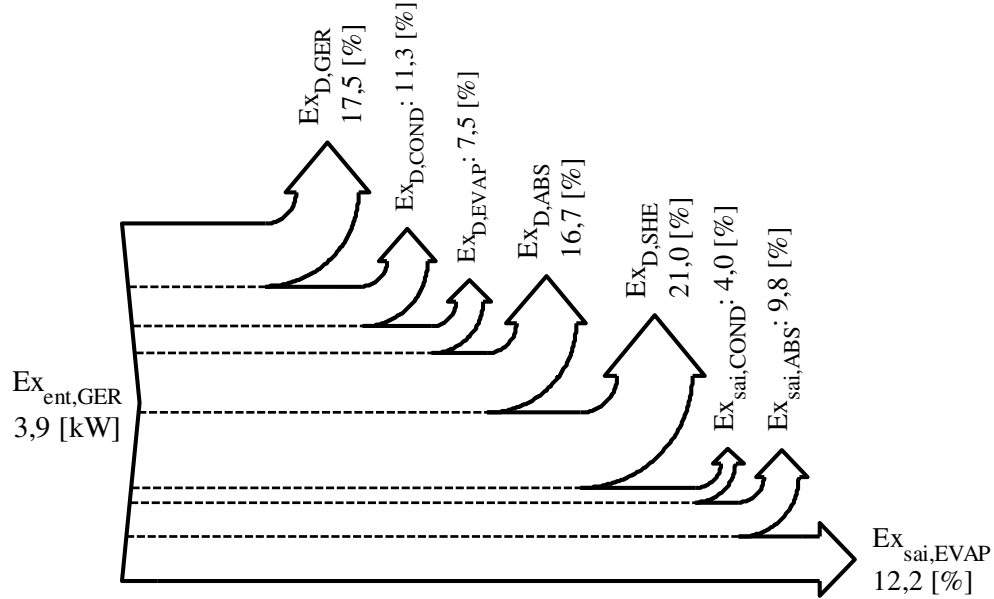


Figura 3.9: Distribuição dos fluxos de exergia em um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr (mesmas condições e ambiente de referência do caso base de Şencan *et al.* (2005)).

Fonte: diagrama construído a partir de informações de Şencan *et al.* (2005).

Kilic e Kaynakli (2007) simularam um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr munido de *RHE* e *SHE*. Esses autores efetuaram uma análise exergética que serve de complemento à análise energética do mesmo SRA realizada por Kaynakli e Kilic (2007). Em suma, Kilic e Kaynakli (2007) estudaram os efeitos de T_{GER} sobre η_{ex} e $\psi_{ex,k}$ (destruição de exergia adimensional no componente k) para diferentes pares de valores constantes de T_{EVAP} e T_{COND} ($= T_{ABS} - 5$ °C). O risco de cristalização do LiBr foi considerado de modo que os valores de T_{GER} nos quais esse fenômeno está prestes a ocorrer definem os limites superiores dos intervalos dessa temperatura. Verificou-se que os componentes que destroem mais exergia são o gerador e o absorvedor, pois as faixas de $\psi_{ex,GER}$ e $\psi_{ex,ABS}$ englobam valores mais altos do que as faixas de ψ_{ex} dos demais componentes.

3.2.2 Configurações de efeitos diferentes do simples com H₂O/LiBr

Gomri e Hakimi (2008) efetuaram as análises energética e exergética de um SRA de duplo efeito com fluxo em série operando com H₂O/LiBr. Tais autores aplicaram um

procedimento de cálculo que considera T_{GER2} fixa e, por variação de uma estimativa de $X_{\text{sai,GER1}}$ (concentração intermediária no sistema) inicialmente assumida, busca satisfazer o balanço de energia em torno do gerador de segundo efeito, de modo que $|Q_{\text{GER2,ext}}| \leq 10^{-4}$ kW. Os resultados de simulação reportados incluem dados do SRA nas condições de um caso base e de COP e η_{ex} em função de T_{GER1} e T_{GER2} . Observou-se que o COP e a η_{ex} decrescem quando do aumento de T_{GER1} sob T_{GER2} constante, pois, nessa situação, aumenta a quantidade de energia térmica consumida no gerador de primeiro efeito sem que o aproveitamento dessa quantidade no gerador de segundo efeito aumente concomitantemente.

Gomri (2010) estendeu as análises de Gomri e Hakimi (2008) e avaliou energética e exergeticamente, além da configuração de SRA de duplo efeito com fluxo em série, as configurações de efeitos simples e triplo com fluxo em série, todas com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. As simulações visaram a investigar os efeitos de T_{EVAP} , $T_{\text{COND}} (= T_{\text{ABS}})$ e T_{GER1} sobre COP e η_{ex} . Constatou-se que, sob T_{EVAP} e T_{COND} constantes, COP e η_{ex} atingem seus respectivos máximos em valores distintos de T_{GER} . Em particular, acima desses valores, a η_{ex} diminui mais acentuadamente do que o COP . Constatou-se também que, em oposição ao que ocorre com o COP , a η_{ex} decresce quando T_{EVAP} aumenta.

Um estudo semelhante ao de Gomri (2010) foi realizado por Kaushik e Arora (2009), que simularam configurações de efeitos simples e duplo com fluxo em série operando com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Particularmente, Kaushik e Arora (2009) computaram um parâmetro adicional denominado defeito de eficiência (δ_{ex}), o qual quantifica as irreversibilidades nos componentes como frações do influxo de exergia que alimenta o gerador do sistema (i.e., $\dot{E}_{\text{ext,GER}}$). Esses autores apresentaram uma comparação entre diferentes formulações propostas para cálculo de propriedades termofísicas do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, a qual é reproduzida na Tabela 3.1.

Em suma, Kaushik e Arora (2009) examinaram os efeitos de diversas variáveis de projeto e operação sobre três parâmetros de desempenho termodinâmico: COP , η_{ex} e δ_{ex} . Os efeitos de T_{GER} sobre o COP e a η_{ex} da configuração de simples efeito são mostrados na Figura 3.10, a qual também mostra o limite de cristalização do LiBr (desprezado pelos referidos autores). Constata-se que, nas condições simuladas (avaliadas também por Kaushik e Arora (2009), sendo η_{ex} na Figura 3.10 calculada conforme a metodologia desses

autores), esse limite está muito à frente da T_{GER} associada a $\eta_{\text{ex,max}}$, porém bastante próximo à T_{GER} que fornece COP_{max} (diferença de aproximadamente 1,5 °C). Se uma margem de segurança superior a essa diferença for considerada a fim de evitar a cristalização (MISRA *et al.*, 2005), a T_{GER} em que COP_{max} ocorre passa a ser inviável (MARCOS *et al.*, 2011).

Tabela 3.1: Diferenças máximas entre valores de entalpia e entropia do $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ calculados pelas formulações de Pátek e Klomfar (2006) e por formulações de outros autores.

Autores	$(\Delta h)_{\text{max}}$, kJ kg^{-1}	$(\Delta s)_{\text{max}}$, $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
McNeely (1979)	14	—
Herold e Moran (1997)*	16	—
Feurecker <i>et al.</i> (1993)*	4	0,016
Chua <i>et al.</i> (2000)	10	0,030
Kaita (2001)	8	0,012

Fonte: Kaushik e Arora (2009). * *apud* Kaushik e Arora (2009).

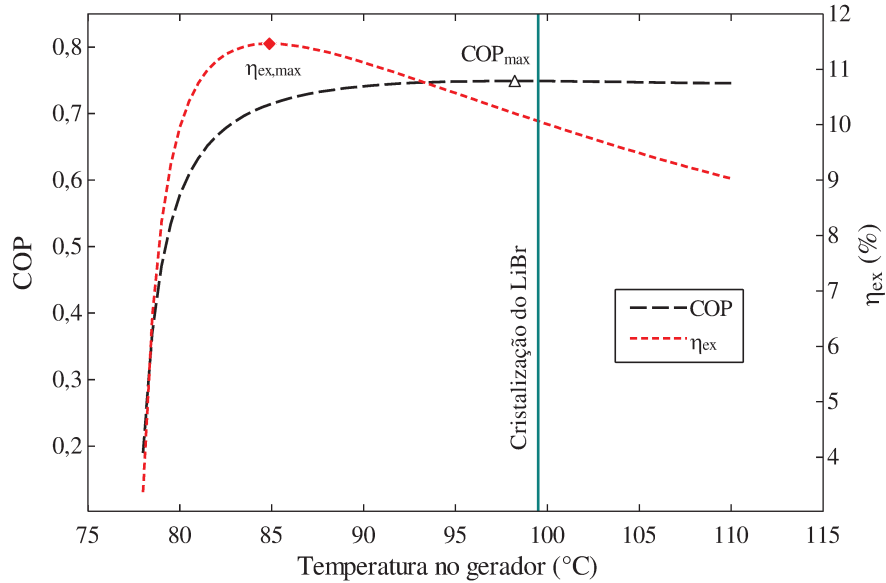


Figura 3.10: COP , η_{ex} e limite de cristalização ($T_{\text{GER}} \approx 99,5$ °C) do LiBr em um SRA de simples efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ – $T_{\text{COND}} = T_{\text{ABS}} = 40$ °C, $T_{\text{EVAP}} = 7,2$ °C; $\xi_{\text{SHE}} = 0,7$.

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Kaushik e Arora (2009).

Sob os pontos de vista energético e exergético, Farshi *et al.* (2012a) analisaram três configurações de SRA de duplo efeito com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ que diferem quanto ao modo de fluxo: série, paralelo e reverso paralelo. Esses autores realizaram simulações que

objetivaram investigar os efeitos de variáveis de projeto e operação sobre P_{GER1} (pressão vigente no gerador de primeiro efeito), COP , η_{ex} e δ_{ex} . Para as configurações com fluxos em paralelo e em reverso paralelo, os parâmetros de interesse foram calculados na razão de distribuição (D) que maximiza η_{ex} . Tal valor de D foi computado através do algoritmo de busca por seção áurea. Por comparação a Kaushik e Arora (2009), Farshi *et al.* (2012a) avaliaram, adicionalmente, os efeitos de $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$ e $\Delta P_{\text{GER2-COND}}$.

Farshi *et al.* (2012b) simularam um SRA de duplo efeito com fluxo em série operando com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e munido de um ejedor entre o gerador de primeiro efeito e o condensador. Os desempenhos energético e exegético desse sistema foram comparados àqueles de SRAs de efeitos simples e duplo com fluxo em série. Os autores endossaram a existência da lacuna de T_{GER} mencionada por Wang e Zheng (2009), sugerindo a configuração de duplo efeito com fluxo em série munida de ejedor como uma alternativa para preencher essa lacuna. De fato, verificou-se que tal configuração fornece COP e η_{ex} mais altos na lacuna referida. Para os diferentes valores de T_{EVAP} , $T_{\text{COND}} (= T_{\text{ABS}})$ e T_{GER1} considerados, demonstrou-se que o sistema com ejedor não opera na região em que há cristalização do LiBr . Uma configuração de duplo efeito com ejedor bastante similar, porém com fluxo em paralelo, foi simulada e avaliada energeticamente por Hong *et al.* (2011b).

Diversas configurações de SRA (do meio ao triplo efeito, incluindo aquelas que diferem quanto ao modo fluxo) com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ foram avaliadas energética e exergeticamente por Gebreslassie *et al.* (2010). Estes consideraram somente a destruição de exergia inevitável, i.e., a fatia da destruição de exergia total que não pode ser reduzida por melhorias de projeto. Para tanto, adotou-se $\Delta T_{\text{min}} = 0,2 \text{ K}$ e ΔP nula nos componentes de troca térmica. Especialmente em temperaturas mais elevadas da fonte de calor, as simulações comprovaram que, em todas as configurações, os absorvedores e os geradores, nessa ordem, apresentam as maiores destruições de exergia.

3.2.3 Casos com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Ataer e Göğüs (1991) investigaram, através de simulação e sob os pontos de vista energético e exergético, um SRA de simples efeito trabalhando com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, munido de TC1 e TC2 e sem retificador. Os parâmetros de desempenho termodinâmico computados por esses autores foram o COP , a η_{ex} e a $\psi_{\text{ex,k}}$. Consideraram-se quedas de pressão diferentes de zero nas tubulações que conectam o evaporador ao absorvedor e o gerador ao

condensador. Demonstrou-se que, na maioria das condições simuladas, o absorvedor e o evaporador são os componentes cujos valores de ψ_{ex} são mais altos, ao passo que o TC2 e a bomba são os que menos destroem exergia.

O SRA simulado por Ataer e Göğüs (1991) foi também simulado por Sözen (2001), porém em situações de presença ou ausência dos trocadores de calor intermediários (TC1 e TC2). Verificou-se que o TC1 tem efeitos mais pronunciados sobre o COP e a η_{ex} , de modo que os valores desses parâmetros são mais altos na presença desse trocador do que na presença do TC2. Nesse sentido, de acordo o referido autor, o TC2 não contribui tão significativamente quanto o TC1 para a melhoria dos desempenhos de Primeira e Segunda Leis, conforme ilustra a Figura 3.11. Esta apresenta COP e η_{ex} em condições também avaliadas por Sözen (2001) e calculados em conformidade com a metodologia empregada por esse autor.

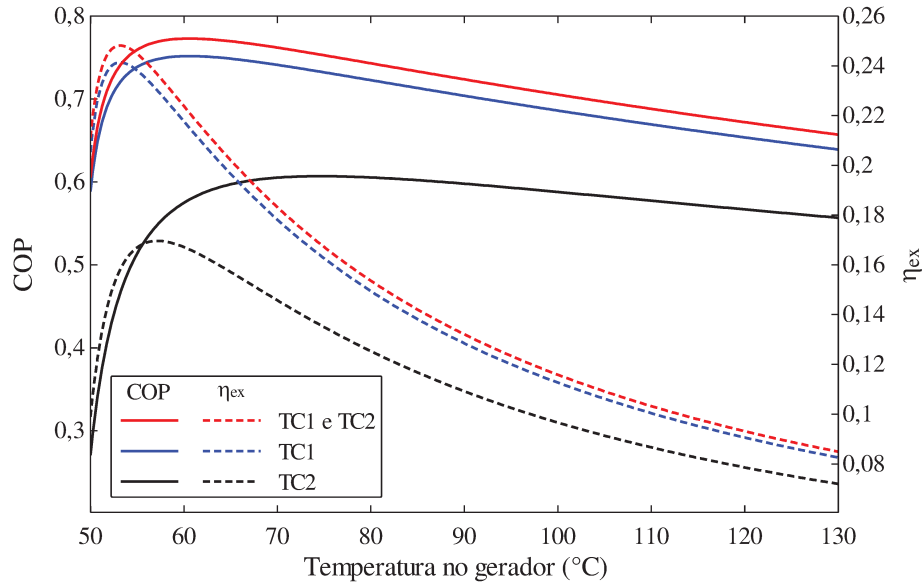


Figura 3.11: COP e η_{ex} de um SRA de simples efeito com NH_3/H_2O , na ausência de retificador e em situações de presença ou ausência dos trocadores intermediários – $X_R = 0,999$; $\xi_{TC1} = \xi_{TC2} = 0,8$; $T_{EVAP} = 10\text{ }^{\circ}C$, $T_{COND} = 25\text{ }^{\circ}C$, $T_{ABS} = 27\text{ }^{\circ}C$, $\Delta P_{EVAP-ABS}/P_{ABS} = 0,075$; $\Delta P_{GER-COND}/P_{COND} = 0,050$.

Fonte: curvas construídas a partir de informações de Sözen (2001).

Um SRA trabalhando com NH_3/H_2O , com retificador do vapor produzido no gerador e munido de TC1 e TC2 foi estudado, via simulação, por Best *et al.* (1993). A fração mássica em termos de amônia da corrente que deixa o retificador e segue para o circuito do refrigerante foi fixada em 0,993. Para as condições de operação e projeto

selecionadas, demonstrou-se que o COP e a η_{ex} máximos ocorrem em temperaturas específicas no gerador (mais baixa no caso de η_{ex}). Além disso, observou-se que esses dois parâmetros de desempenho crescem com o aumento da efetividade do TC1, enquanto o gerador e o absorvedor, nessa ordem, são os componentes cujas irreversibilidades são mais altas em praticamente toda a faixa testada de temperaturas no gerador. As menores irreversibilidades ocorreram no retificador.

Yari *et al.* (2011) efetuaram, por simulação, as análises energética e exergética de duas configurações avançadas de SRA com NH_3/H_2O : a GAX e a GAX híbrida (compressão-absorção). Esses autores constataram que o conjunto formado por gerador e absorvedor é o maior destruidor de exergia em ambas as configurações, ao passo que $\eta_{ex,max}$ ocorre a uma T_{GER} ligeiramente maior no caso da configuração GAX híbrida. Ademais, verificou-se que o efeito de T_{GER} é mais pronunciado sobre a η_{ex} do que sobre o COP , ambos parâmetros de desempenho cujos valores são maiores para a configuração GAX híbrida.

3.2.4 Casos com misturas alternativas

Estudos de Segunda Lei de SRAs que operam com pares de trabalho que não o $H_2O/LiBr$ e o NH_3/H_2O são menos frequentes. Entre esses estudos estão os de Zhu e Gu (2010) e Arivazhagan *et al.* (2006), ambos de simulação. O primeiro apresentou uma análise paramétrica dos desempenhos energético e exergético de um SRA de simples efeito operando com $NH_3/NaSCN$ (uma formulação para o cálculo da entropia desse par é proposta) e sob os modos de aquecimento ou resfriamento. O segundo, por sua vez, tratou do desempenho de Segunda Lei do SRA de meio efeito convencional com $R134a/DMAC$ em comparação àquele do SRA de simples efeito com esse mesmo par, o que evidenciou, sob o ponto de vista da eficiência exergética, vantagens do meio efeito a temperaturas mais baixas no evaporador e altas no condensador.

É importante ressaltar que todos os trabalhos discutidos até este ponto consideraram apenas a parcela física da exergia de fluxo nas análises de Segunda Lei, embora a parcela química, que não necessariamente está associada à ocorrência de reação química (BEJAN *et al.*, 1996), possa ser significativa principalmente nas correntes que deixam o gerador e o absorvedor (componentes que promovem mudança de concentração) e, por conseguinte, no cálculo de parâmetros exergéticos de um SRA. Nesse sentido, existem poucas metodologias

de cálculo da parcela química da exergia específica de fluxo para pares de trabalho comuns em SRAs, de modo que tais metodologias ainda não são consolidadas.

3.3 Análises termoeconômicas de SRAs

Misra *et al.* (2005) aplicaram o método estrutural a fim de otimizar termoeconomicamente um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr. Esse método é baseado na interdependência entre a irreversibilidade que acontece no componente k e a irreversibilidade total ocorrente no sistema. Essa interdependência, por sua vez, é quantificada pelo coeficiente estrutural de k , o qual revela o efeito de uma variável de projeto selecionada sobre as destruições exergéticas locais e global do sistema. Para trocadores de calor (como o são os principais componentes de SRAs), em geral, a variável selecionada é a área. Em suma, os autores mencionados empregaram um procedimento de otimização que busca minimizar o custo de operação de operação anual, o qual é formado por três subcustos: do influxo de exergia, capital e de manutenção.

Mais detalhadamente, por comparação a um caso base, Misra *et al.* (2005) obtiveram um caso otimizado no qual o custo capital (variável dependente a ser minimizada) é aproximadamente 33 % mais alto; por outro lado, o custo do influxo de exergia é menor em decorrência da redução de cerca de 47 % na irreversibilidade total no SRA em questão. A despeito disso, observou-se que o saldo resultante do aumento do custo capital e da diminuição do custo do influxo de exergia foi o aumento do custo de operação anual, o que contraria o objetivo da otimização.

Rubio-Maya *et al.* (2012) efetuaram a otimização de um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr visando à minimização de seu custo de operação anual. Para tanto, esses autores propuseram um modelo de Programação Não Linear (NLP, *Non Linear Programming*) constituído por função objetivo (custo de operação anual) e restrições de igualdade (modelo do SRA e equações de propriedades termodinâmicas dos vários pontos de estado) e desigualdade (limitações associadas à operação sem cristalização do LiBr). Por comparação à otimização termoeconômica via método estrutural realizada por Misra *et al.* (2005), observou-se que, do caso base (condições idênticas em ambos os trabalhos) para o caso otimizado, o custo capital diminuiu e a irreversibilidade total no sistema decresceu menos.

O método estrutural também foi aplicado por Kızılkın *et al.* (2007) na otimização termoeconômica de um SRA de simples efeito (20 kW e H₂O/LiBr) a fim de minimizar o

custo de operação anual. Empregando uma função de custo capital simples para todos os componentes de troca térmica (exceto o TC1, cuja participação nos cálculos de otimização foi desprezada), esses autores ressaltaram que a área ótima dos trocadores deve ser determinada por consideração dos aspectos termodinâmico e econômico (em lugar de somente um desses dois aspectos). Para um conjunto definido de variáveis de projeto, o caso ótimo e os parâmetros correspondentes (temperaturas, áreas, custos e irreversibilidades) foram determinados. Entretanto, os coeficientes globais de transferências de calor dos trocadores são considerados constantes e definidos segundo um critério arbitrário.

Gebreslassie *et al.* (2010) realizaram a otimização da área de troca térmica total de um SRA de simples efeito com $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (5 kW) através do método estrutural. As formulações básicas usadas por esses autores são idênticas àquelas empregadas por Kızılkın *et al.* (2007); entretanto, simplificações nos cálculos dos trocadores de calor foram adotadas por Gebreslassie *et al.* (2010) a fim de estimar as áreas de troca térmica ótimas por aplicação direta de uma equação. Os coeficientes globais de transferência de calor considerados foram medidos em um SRA experimental equivalente. Os efeitos das áreas e das irreversibilidades de cada componente de troca térmica sobre a irreversibilidade global do sistema foram ilustrados. Resultados obtidos com a equação proposta mostraram boa concordância com resultados gerados por aplicação de um algoritmo de otimização do EES, o que sugere que tal equação pode ser aplicada na estimativa inicial da área total ótima.

As configurações de SRA de duplo efeito analisadas por Farshi *et al.* (2012a) foram avaliadas de forma complementar, sob o ponto de vista da exergoeconomia, por Farshi *et al.* (2013a). Estes aplicaram equações de custo capital e balanços exergoeconômicos a cada componente das configurações. Em particular, os coeficientes globais de transferência de calor nos componentes de troca térmica foram tratados como funções das condições operacionais, de modo que os coeficientes convectivos (que determinam os coeficientes globais) foram calculados por meio de correlações que levam em conta os fenômenos ocorrentes e outros parâmetros de troca de calor nos componentes. Farshi *et al.* (2012b) e Farshi *et al.* (2013b) seguiram uma lógica idêntica, sendo os coeficientes globais de transferência de calor computados (em vez de considerados constantes) para um SRA de duplo efeito com fluxo em série munido de ejetor em Farshi *et al.* (2013b).

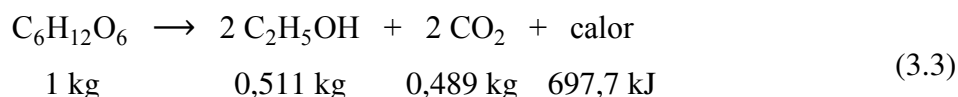
Misra *et al.* (2002) aplicaram a Teoria do Custo Exergético a fim de otimizar um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr visando à minimização do custo econômico do produto desejado (i.e., o efeito de refrigeração). Por comparação entre um caso base e um caso otimizado, esses autores verificaram que o custo do produto diminui de cerca de 3,5 % mediante um custo de investimento aproximadamente 12,6 % mais alto. Tal aumento resulta de custos capitais mais elevados, sobretudo, do condensador e do absorvedor.

3.4 Fermentação alcoólica

3.4.1 Efeito da temperatura de condução

A fermentação alcoólica é a etapa mais importante da produção do etanol derivado da cana-de-açúcar. Diversos fatores afetam o comportamento da levedura (fungo da espécie *Saccharomyces cerevisiae*) que realiza a conversão dos açúcares do mosto em etanol durante essa etapa. Dias (2008) menciona alguns desses fatores, a saber: pH, temperatura de condução, contaminação microbiana, limpeza e assepsia, qualidade do mosto, teores de substrato e etanol, etc. Entre esses, a temperatura de condução é certamente um dos mais críticos e exige controle em decorrência de a fermentação alcoólica ser exotérmica.

Embora seja composta por uma sequência complexa de reações bioquímicas, a fermentação alcoólica em condições anaeróbicas pode ser representada pela reação simplificada de Gay-Lussac dada na Eq. (3.3). De acordo com Albers *et al.* (2002), o calor liberado na conversão da glicose (C₆H₁₂O₆) em etanol (C₂H₅OH) e CO₂ (com formação simultânea de ácido acético e glicerol, os quais não são mostrados na Eq. (3.3)) vale 697,7 kJ por kg de glicose consumida. Por estequiometria, o rendimento teórico da fermentação alcoólica é 0,511 kg de etanol por kg de glicose e 0,489 kg de CO₂ por kg de glicose.



Vários trabalhos (ATALA *et al.*, 2001; TORIJA *et al.*, 2003; ALDIGUIER *et al.*, 2004; PHISALAPHONG *et al.*, 2006) investigaram o efeito da temperatura sobre o desempenho da fermentação alcoólica realizada por *Saccharomyces cerevisiae*. De um modo geral, os resultados obtidos corroboram o fato de que o comportamento da levedura é adversamente influenciado por elevações demasiadas de temperatura provocadas pelo calor

produzido durante a própria fermentação. As consequências desfavoráveis dessas elevações são menores rendimentos em etanol, maior mortalidade de células de levedura, maiores concentrações finais de açúcar remanescente, etc.

O resfriamento da fermentação alcoólica na maioria das indústrias sucroenergéticas brasileiras é realizado segundo o esquema da Figura 3.12 (VASCONCELOS, 2010). O meio reacional a alta temperatura e a utilidade fria gerada por um sistema de resfriamento trocam calor entre si em um trocador de calor a placas. O sistema de resfriamento é, em geral, composto por torres de resfriamento que suprem utilidade fria a uma temperatura dependente da temperatura de bulbo úmido (MAGAZONI, 2011), i.e., das condições climáticas local.

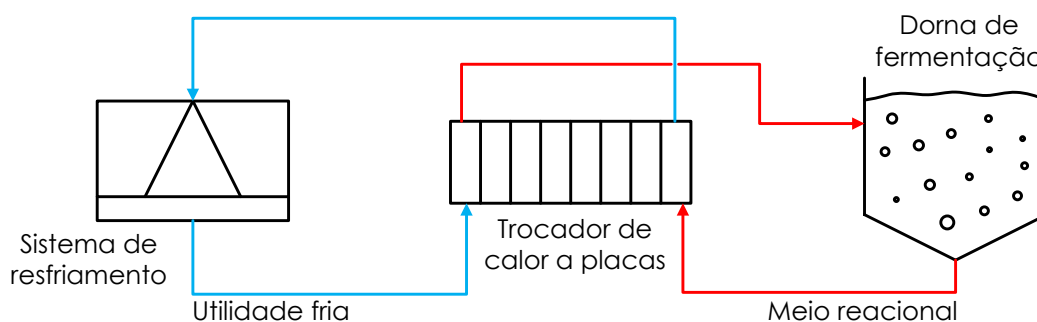


Figura 3.12: Esquema de resfriamento da fermentação alcoólica industrial.

Segundo Rivera *et al.* (2006), a temperatura em uma dorna de fermentação industrial típica varia de 33,5 (durante a noite) a 35 °C (no fim do dia) devido a flutuações na temperatura da água de resfriamento. Em concordância, Dias *et al.* (2007) afirmaram que a fermentação alcoólica industrial é usualmente conduzida a temperaturas próximas a 34 °C, podendo haver vantagens quando da condução a 28 °C. Ainda de acordo com Rivera *et al.* (2006), a temperatura de fermentação em unidades industriais produtoras de etanol pode ultrapassar 40 °C em casos de controle ineficiente.

Conforme Dias (2008), a condução da fermentação alcoólica a temperaturas inferiores àquelas praticadas na indústria resulta em um aumento do teor de etanol do vinho, o que pode proporcionar vantagens como menor consumo de potência nas centrífugas de vinho, menor razão vinhaça/vinho, menores perdas de etanol na vinhaça (vide Figura 3.13) e menor consumo de vapor nas colunas de destilação. Algumas dessas vantagens são reforçadas por Olivério *et al.* (2010), que destacam que a disposição final da

vinhaça demanda recursos financeiros. Sendo assim, justifica-se o estudo de alternativas tecnológicas destinadas à geração de utilidade fria para uso na manutenção da temperatura de fermentação em um intervalo tido como ótimo.

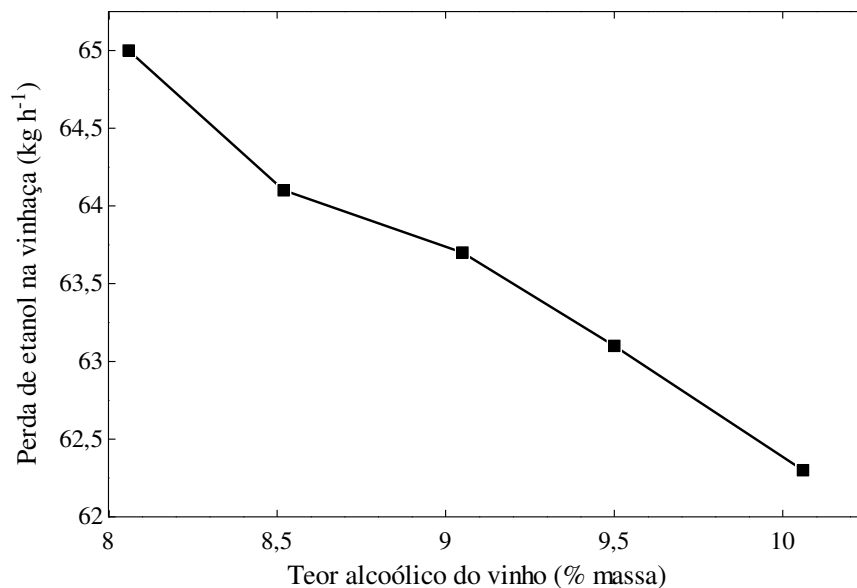


Figura 3.13: Perdas de etanol na vinhaça em função do teor alcoólico do vinho.

Fonte: curva construída a partir de dados de Dias (2008).

Segundo Cardemil (2009) e Magazoni (2011), o intervalo de temperaturas de 30 a 32 °C é o ideal para condução da fermentação alcoólica. Conforme esses dois autores, torres de resfriamento empregadas por indústrias sucroenergéticas brasileiras frequentemente não são tão efetivas a ponto de produzirem utilidade fria a uma temperatura baixa o bastante a fim manter a temperatura do meio em fermentação nesse intervalo. Nesse sentido, os trabalhos apresentados na seção a seguir avaliaram alternativas de resfriamento.

3.4.2 Resfriamento do processo fermentativo

Dias *et al.* (2007) analisaram preliminarmente três opções de resfriamento da fermentação alcoólica. Esses autores consideraram o suprimento de utilidade fria por meio de torres de resfriamento durante as horas mais frias do dia e de equipamentos secundários durante as horas mais quentes. Um termoacumulador de água refrigerada, um ejetor de vapor e uma máquina baseada em ciclo de absorção foram os equipamentos secundários propostos. Pontos positivos e negativos associados ao uso desses equipamentos foram discutidos. Ressaltou-se que todas as alternativas em questão implicam um custo inicial e

que uma avaliação econômica deve ser realizada a fim de eleger a mais viável. Contudo, resultados concretos acerca dessas alternativas não foram fornecidos.

Olivério *et al.* (2010) investigaram um SRA de escala semi-industrial instalado em uma unidade produtora de açúcar e etanol (Usina Açucareira Bom Retiro S/A – Capivari, SP). Esse sistema foi empregado a fim de prover utilidade fria a uma planta demonstrativa de fermentação em batelada alimentada com capacidade produtiva de 20 m³ de etanol por dia. Mostos preparados com melaços ou xarope foram usados em testes de condução da fermentação a 28, 30 e 32 °C. No caso do mosto de melaços, observaram-se máximos de 11,98 °GL e de 86,79 % para o teor alcoólico médio no vinho e o rendimento fermentativo, respectivamente, a 30 °C. No caso do mosto de xarope, material de maior pureza, verificou-se um teor alcoólico médio de 15,45 °GL no vinho quando da condução da fermentação a 30 °C. Com base nesses resultados, os autores referidos concluíram que 30 °C pode ser a temperatura ótima da fermentação com mosto de melaços.

A fim de reduzir o consumo de energia e aumentar a disponibilidade de material lignocelulósico a ser utilizado na produção de etanol de segunda geração, Dias *et al.* (2012) avaliaram, por simulação, os efeitos de duas formas alternativas de fermentação sobre o processo produtivo de etanol: a extrativa e a sob baixa temperatura. No caso da fermentação sob baixa temperatura, o meio fermentativo a 30 °C é resfriado até 25 °C ao trocar calor com uma corrente de água refrigerada a 14 °C, esta última gerada por um SRA de simples efeito com H₂O/LiBr acionado a vinhaça e vapor de escape. Por comparação à fermentação convencional, um rendimento em etanol 2,7 % superior foi assumido. Constatou-se que a produção de etanol anidro e o excedente de eletricidade foram os mais altos no caso da fermentação sob baixa temperatura, ao passo que a sobra de material lignocelulósico foi a menor nesse caso em consequência, entre outras razões, do consumo de vapor no SRA (aproximadamente 15 % do total consumido).

Magazoni *et al.* (2010) modelaram e simularam, em regime dinâmico, um processo fermentativo acoplado a um *chiller* de absorção de simples efeito movido a calor residual do processo sucroalcooleiro (com temperatura entre 80 e 100 °C) e fornecedor de utilidade fria à fermentação. Esse *chiller* usa água gerada por torres de resfriamento como fonte e sumidouro de calor no evaporador e no condensador. Dados coletados em uma unidade industrial produtora de açúcar e etanol (Usina Cerradinho Açúcar e Álcool S/A –

Catanduva, SP) foram usados como condições de simulação do processo fermentativo. Uma análise comparativa de situações com e sem o *chiller* foi realizada. Os resultados mostraram que é possível reduzir a temperatura de fermentação de cerca de 1 °C e aumentar o rendimento fermentativo de aproximadamente 0,8 % com a fermentação acoplada ao *chiller*. Para melhorar esses resultados, os autores sugerem o emprego de um *chiller* de absorção com maior capacidade de resfriamento.

Cardemil *et al.* (2009) avaliaram economicamente quatro opções de resfriamento da fermentação alcoólica: *chillers* de absorção de simples e duplo efeitos, *chiller* de compressão mecânica de vapor e sistema híbrido (combinação de *chillers* de absorção e compressão). Condensados do sistema de evaporação e vapor de escape foram considerados como fontes de calor nos *chillers* de absorção. Os parâmetros econômicos computados foram o valor presente líquido, o período de *payback*, a razão custo-benefício e o custo marginal. Mostrou-se que o ponto de equilíbrio ocorre mediante um incremento de 0,66 % na produtividade da fermentação, o qual é devido à refrigeração das dornas. Além disso, as análises revelaram que o *chiller* de absorção de simples efeito, o *chiller* de compressão mecânica e o sistema híbrido se revezam como as melhores alternativas; contudo, pequenas diferenças nos parâmetros econômicos sugerem um estudo mais detalhado de cada opção.

Andrade (1999) efetuou uma análise econômica baseada no valor presente líquido de um SRA de simples efeito produtor de utilidade fria para controle de temperatura da fermentação alcoólica. Vinhaça foi considerada como fonte de calor para o referido sistema. A avaliação demonstrou que o investimento requerido por um sistema baseado em ciclo de absorção com capacidade de resfriamento de aproximadamente 3359 kW (955 TR) é compensado após cinco anos mediante uma produção adicional de etanol de 0,62 %, o que representa 1860 L de álcool por dia.

3.5 Conclusões

A revisão da literatura apresentada mostra que é significativa a quantidade de trabalhos que visaram à investigação de SRAs; todavia, para o caso de sistemas com H₂O/LiBr, poucos trabalhos realizaram análises conjuntas sob as perspectivas energética, exergética e da cristalização. Ademais, grande parte dos trabalhos que abordaram SRAs de duplo efeito com H₂O/LiBr trata somente do modo de fluxo em série. Sendo assim, a fim de enfatizar particularidades operacionais e possíveis vantagens de desempenho

proporcionadas pelo fluxo em paralelo, o comportamento desse modo também é explorado neste trabalho.

Portanto, a contribuição específica do presente trabalho reside em avaliar, de modo detalhado e sob os pontos de vista comentados, SRAs com diferentes configurações e que: (1) satisfaçam a demanda de frio de um processo de fermentação alcoólica; e (2) sejam acionados por correntes térmicas assumidas disponíveis nas indústrias sucroenergéticas brasileiras. De acordo com a revisão da literatura apresentada, a escolha do processo fermentativo como processo de referência é justificada por inconvenientes que podem resultar da elevação demasiada de temperatura devida à própria ocorrência da reação que produz o etanol. Dessa forma, o foco dos capítulos seguintes reside na simulação e na análise dos SRAs com diferentes configurações selecionados.

CAPÍTULO 4. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE

O presente capítulo trata da metodologia de simulação e análise das diferentes configurações de SRAs estudadas neste trabalho (explicadas em detalhes no Capítulo 2). Em suma, os principais pontos discutidos são: (1) os motivos que levaram à escolha do EES (do inglês “*Engineering Equation Solver*”) e particularidades da simulação nesse *software*; (2) as formulações usadas a fim de computar as propriedades termofísicas necessárias do par H₂O/LiBr e da água pura; e (3) as hipóteses assumidas nas simulações. Discutem-se também os valores de referência (caso base) e as faixas de variação definidas para as variáveis de projeto e operação especificadas, além de detalhes sobre o cálculo da exergia específica de fluxo e de parâmetros de desempenho.

A Figura 4.1 apresenta esquematicamente as etapas básicas da metodologia de análise aplicada no presente trabalho.

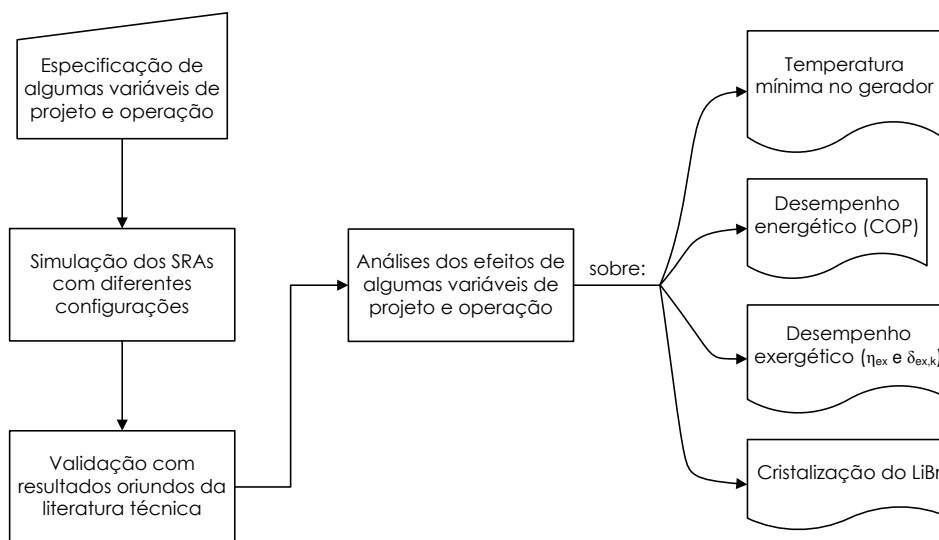


Figura 4.1: Etapas básicas da metodologia de análise aplicada no presente trabalho.

4.1 Simulação de SRAs com diferentes configurações

As configurações de SRAs investigadas no presente trabalho foram simuladas no EES versão 8.588-3D para fins acadêmicos (KLEIN, 2010). Esse *software* foi escolhido por ser confiável (LIAO, 2004; SOMERS *et al.*, 2011), de fácil uso e, adicionalmente, efetuar o cálculo de todas as propriedades termofísicas requeridas do H₂O/LiBr e da água pura por meio de formulações disponíveis de antemão como subrotinas internas (i.e., o usuário não precisa prover essas formulações). À parte essas vantagens, o EES apresenta uma interface

amigável e as equações de modelagem dos sistemas analisados podem ser escritas de um modo e em uma sequência que favoreçam o entendimento nesse *software*.

O EES ordena automática e convenientemente as equações fornecidas, separando-as em blocos de resolução. Para resolver o conjunto de equações algébricas não lineares de um modelo, esse *software* emprega uma variante do método de Newton que trabalha com passo variável e auxiliada pelo algoritmo de Tarjan (1972). Essas duas alterações fazem a convergência ser alcançada mais rapidamente (KLEIN, 2010). Ademais, pode-se estipular o número de iterações máximo, o tempo gasto máximo e os erros relativo e absoluto permitidos (aplicáveis a todas as variáveis de um modelo) a cada rodada de simulação. No presente trabalho, esses critérios de parada foram fixados nos valores padrões do EES, os quais são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Valores fixados para os critérios de parada (padrões do EES).

Critério	Valor
Número de iterações máximo	250
Tempo de simulação máximo	3600 s
Erro relativo	$< 10^{-6}$
Erro absoluto	$< 10^{-9}$

Dessa forma, uma vez que as equações de modelagem escritas no EES estejam corretas e na mesma quantidade que o número de variáveis, esse *software* busca a solução matemática que satisfaça tais equações simultaneamente e sob as condições de projeto e operação especificadas. Nesse sentido, o EES oferece um recurso que checa o número de graus de liberdade e, portanto, descomplica a identificação de equações redundantes (ou ausentes), especificações insuficientes (ou excessivas) e confusões quanto à nomenclatura das variáveis usadas. Outro recurso existente no EES é a tabela paramétrica, a qual facilita as análises dos efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros de interesse.

A não linearidade das equações de modelagem é devida principalmente ao fato de as propriedades termofísicas do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ serem funções não lineares de P - T - X (pressão-temperatura-fração mássica). Para a água pura, essas propriedades também são computadas por meio de equações não lineares. Sendo assim, dois inconvenientes podem surgir quando da tentativa de resolver os modelos: (1) soluções múltiplas; e (2)

sensibilidade aos valores das estimativas iniciais (no EES, o valor padrão dessas estimativas é 1) (HEROLD *et al.*, 1996). No presente trabalho, o primeiro inconveniente foi eliminado pela restrição dos valores que algumas variáveis de operação podem assumir, de modo que as soluções matemáticas obtidas sejam sempre fisicamente consistentes.

O segundo inconveniente citado não é significativo no caso do simples efeito; no duplo efeito, contudo, a definição de estimativas iniciais coerentes para algumas variáveis operacionais é importante. Para o duplo efeito, portanto, as simulações foram realizadas segundo um procedimento que consiste em calcular inicialmente todas as variáveis operacionais que são funções exclusivas e diretas das especificações. Em outras palavras, a simulação do duplo efeito é executada passo-a-passo e as variáveis mais básicas são calculadas primeiramente e atualizadas. Em seguida, as demais variáveis são computadas iterativamente a partir de estimativas iniciais adequadas (em especial para as concentrações das correntes de saída dos geradores e algumas temperaturas, entalpias e pressões que, nesse sentido, são variáveis-chaves).

Esquemáticamente, as etapas gerais da metodologia de simulação aplicada no presente trabalho são mostradas na Figura 4.2. Essa metodologia é empregada a fim de simular todas as configurações de SRAs que são alvos de estudo (vide Capítulo 2). As variáveis de projeto e operação especificadas e o cálculo das propriedades termofísicas são esclarecidos nas seções 4.1.2 e 4.1.3, respectivamente.

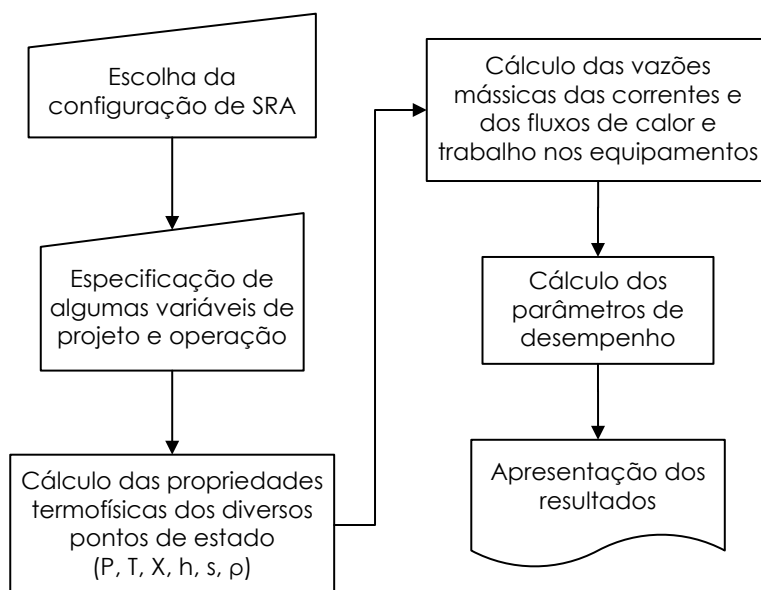


Figura 4.2: Etapas gerais da metodologia de simulação aplicada no presente trabalho.

Para o duplo efeito, a Figura 4.3 apresenta um esquema com as etapas específicas da metodologia de simulação aplicada neste trabalho. Ressalta-se que, uma vez solucionado o modelo do duplo efeito sob especificações definidas, os resultados para novas especificações são gerados a partir da atualização dos valores das variáveis, i.e., sem que seja necessário definir novamente (por tentativa e erro) estimativas iniciais para as variáveis-chaves. Portanto, as etapas dentro do *loop* da Figura 4.3 foram realizadas até que a convergência fosse atingida pela primeira vez para um determinado conjunto de valores das especificações. Após essa primeira vez, emprega-se o esquema geral da Figura 4.2.

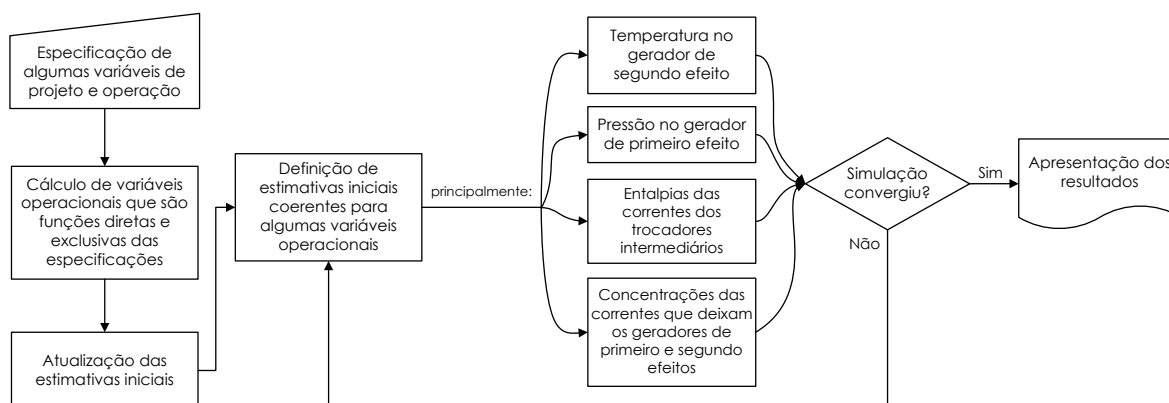


Figura 4.3: Etapas específicas da metodologia de simulação do duplo efeito aplicada no presente trabalho.

Diferentemente de simuladores de processos como o ASPEN Plus e o ASPEN Hysys, o EES avalia as propriedades do $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ por meio de equações empíricas em lugar de modelos de coeficiente de atividade ou equações de estado. Para a água pura, todavia, o EES e os dois outros simuladores citados podem estimar propriedades através de formulações analíticas desenvolvidas com base em dados experimentais. Exemplos dessas formulações são a steamNBS (HAAR *et al.*, 1984) e a IAPWS (SAUL e WAGNER, 1987; WAGNER e PRUß, 2002), ambas disponíveis nos três *softwares*.

A modelagem de sistemas por absorção no EES é orientada por equações fornecidas a esse *software* pelo usuário. Em simuladores como o ASPEN Plus e o ASPEN Hysys, entretanto, a modelagem desses sistemas é realizada mediante conexões (através de correntes materiais e de energia), feitas pelo usuário, entre módulos pré-existent e prontos para os diversos equipamentos. Nesse sentido, o EES apresenta a vantagem de trabalhar com equações prescritas, as quais podem ser definidas de modo a representar mais

fielmente um sistema, o que pode acarretar menos adaptações do que na modelagem com o ASPEN Plus e o ASPEN Hysys. Por outro lado, essa vantagem também constitui uma desvantagem em decorrência da maior susceptibilidade a erros do usuário (SOMERS *et al.*, 2011).

4.1.1 Propriedades termofísicas do H₂O/LiBr e da água pura

Nas simulações, conforme já comentado, as propriedades termofísicas necessárias do par H₂O/LiBr e da água pura foram computadas por meio de formulações disponíveis previamente como subrotinas da biblioteca do EES. Para o referido par, esse *software* realiza o cálculo de propriedades com as formulações de ASHRAE (1989) ou Pátek e Klomfar (2006a). As faixas de validade na fração mássica e na temperatura das formulações de ASHRAE (1989) são 45–75 % e 60–330 °F (15–165 °C, aproximadamente), ao passo que essas faixas são 0–75 % e 273–500 K (0–227 °C) no caso das formulações de Pátek e Klomfar (2006a). Portanto, devido às faixas de validade mais amplas, as formulações de Pátek e Klomfar (2006a) foram usadas no presente trabalho.

Em particular, Pátek e Klomfar (2006a) apresentaram formulações computacionalmente eficientes e baseadas em extensos conjuntos de dados experimentais de propriedades como pressão, massa específica e calor específico isobárico. Esses autores avaliaram criticamente tais conjuntos e, com o auxílio de considerações termodinâmicas e técnicas matemáticas, deduziram equações empíricas para diversas propriedades termofísicas (pressão, massa específica, calor específico isobárico, entalpia e entropia) do par H₂O/LiBr em função da temperatura e da fração mássica de LiBr na fase líquida na condição de equilíbrio com a fase vapor. A Tabela 3.1 (vide página 51) ilustra as diferenças máximas entre valores de entalpia e entropia do H₂O/LiBr calculados com as formulações de Pátek e Klomfar (2006a) e com outras formulações frequentemente usadas.

Dessa forma, uma vez que Pátek e Klomfar (2006a) disponibilizaram formulações para a mistura H₂O/LiBr somente na condição de equilíbrio líquido-vapor, as propriedades termofísicas de todas as correntes binárias dos sistemas simulados neste trabalho foram aproximadas pelas propriedades de equilíbrio. Embora algumas dessas correntes sejam líquido subresfriado, não havia dados experimentais do H₂O/LiBr nesse estado até a data de publicação do trabalho de Pátek e Klomfar (2006a), conforme destacaram esses autores. De fato, a vasta maioria das equações empíricas existentes para o H₂O/LiBr estima as

propriedades desse par em equilíbrio líquido-vapor; entretanto, poucos trabalhos que usaram tais equações mencionaram claramente essa consideração. Um desses trabalhos é o de Rubio-Maya *et al.* (2012).

A Figura 4.4 mostra o gráfico h - T - X (entalpia-temperatura-fração mássica), também conhecido como diagrama de Merkel (MARCOS, 2008), do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. As curvas contidas nesse gráfico foram geradas a partir da equação analítica para a entalpia em função de T - X de Pátek e Klomfar (2006a). Analogamente, a Figura 4.5 apresenta o gráfico P - T - X , também denominado diagrama de Dühring (MARCOS, 2008). Nos dois diagramas, observa-se a presença da linha que indica o limite de cristalização do LiBr. Essa linha equivale à curva de equilíbrio sólido-líquido (solubilidade) dada na Figura 2.4.

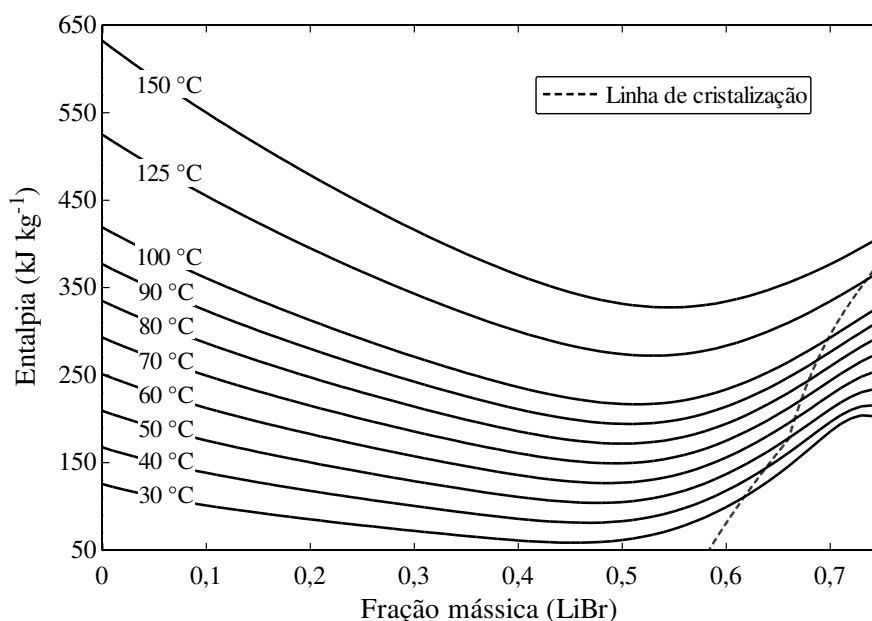


Figura 4.4: Diagrama de Merkel (h - T - X) para o par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Fonte: curvas construídas a partir de equações fornecidas por Pátek e Klomfar (2006a e 2006b).

No presente trabalho, as propriedades termofísicas da água pura foram computadas por meio de equações analíticas da IAPWS (do inglês “*International Association for the Properties of Water and Steam*”) apresentadas primeiramente em Saul e Wagner (1987) e em seguida adaptadas por Wagner e Pruss (1993). Para essas equações, o intervalo de validade na temperatura é 273,16–647,09 K (~ 0 –374 °C). Além disso, segundo Klein (2010), tais equações resultaram de um melhoramento daquelas da steamNBS fornecidas por Haar *et al.* (1984).

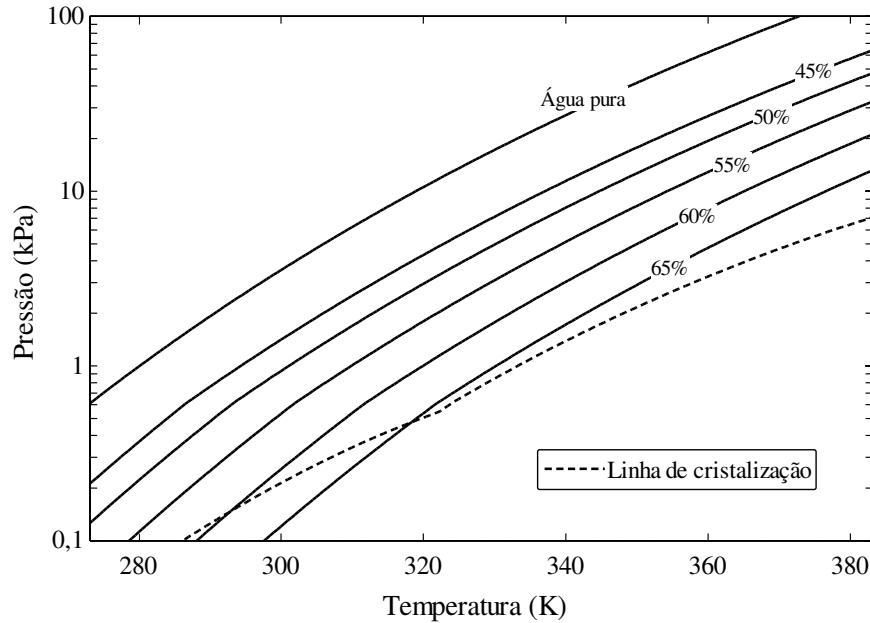


Figura 4.5: Diagrama de Dühring (P - T - X) para o par $H_2O/LiBr$.

Fonte: curvas construídas a partir de equações fornecidas por Pátek e Klomfar (2006a e 2006b).

4.1.2 Hipóteses assumidas

Diversas hipóteses foram assumidas a fim de simplificar a simulação e a análise das diferentes configurações de SRA que são alvos de estudo do presente trabalho. Algumas dessas hipóteses (gerais) foram brevemente comentadas no Capítulo 2 e são enumeradas juntamente com as demais (específicas) a seguir.

- (1) A operação do sistema acontece em regime estacionário;
- (2) As válvulas de expansão são isentálpicas e as bombas operam irreversivelmente;
- (3) Variações das energias e exergias cinética e potencial são desprezíveis em todos os equipamentos de todos os sistemas simulados;
- (4) As correntes de água pura que deixam o condensador e o evaporador são líquido e vapor saturados, respectivamente, e definem duas das pressões vigentes no sistema (uma vez que T_{EVAP} e T_{COND} sejam especificadas). As temperaturas e pressões dessas correntes são iguais àquelas no interior dos respectivos equipamentos;
- (5) As correntes de solução que deixam os geradores e o absorvedor são supostas em equilíbrio e nas mesmas temperaturas e pressões que no interior desses equipamentos, que são os únicos que promovem mudanças de concentração;

- (6) Transferências de energia térmica entre o sistema e as vizinhanças ocorrem apenas nos componentes que trocam calor com correntes externas, i.e., geradores, condensador, evaporador e absorvedor;
- (7) Quedas/diferenças de pressão nos componentes de troca térmica e nas tubulações são nulas, exceto quando especificado que não (em algumas análises, assumiu-se $\Delta P \neq 0$ entre determinados equipamentos do sistema);
- (8) As propriedades das correntes binárias em não equilíbrio são aproximadas pelas propriedades de equilíbrio;
- (9) No SRA de duplo efeito, o título da corrente de refrigerante que deixa o condensador interno do gerador de segundo efeito é nulo, i.e., essa corrente é líquido saturado. Nesse gerador, assumiu-se $\Delta T_{\text{GER2}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, de modo que as temperaturas de [12] e [15] das Figuras 2.9 e 2.10 são tais que $T_{12} = T_{15} + \Delta T_{\text{GER2}}$;
- (10) Para o cálculo da exergia específica de correntes de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e água pura, considerou-se água pura a $T_o = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $P_o = 101,325 \text{ kPa}$ como ambiente de referência. Somente a parcela física da exergia específica foi levada em conta nesse cálculo.

Adicionalmente, admite-se que as correntes internas de vapor que deixam os geradores são vapor d'água puro (isento de LiBr) e superaquecido. As temperaturas e pressões dessas correntes (e também das correntes binárias de saída) são consideradas iguais àquelas no interior dos geradores. Ademais, embora na prática as temperaturas das soluções remanescentes nos geradores aumentem à medida que o refrigerante é desservido nesses equipamentos, a hipótese (5) é usualmente adotada a fim de facilitar as simulações (KARAMANGIL *et al.*, 2010; GOMRI e HAKIMI, 2008; entre outros). Finalmente, as razões que justificam a consideração somente da parcela física da exergia específica de fluxo são discutidas na seção 4.3.

4.1.3 Valores de referência e faixas de variação das variáveis especificadas

As variáveis de projeto e operação especificadas (citadas nas Figuras 4.1 a 4.3, cujos efeitos sobre parâmetros de interesse são avaliados) e suas faixas de variação são apresentadas na Tabela 4.2. Esta também mostra os valores de referência dessas variáveis

(os quais formam um caso base similar ao de Farshi *et al.* (2012a)), além das temperaturas e estados das correntes externas que trocam calor com o evaporador, o condensador, o absorvedor e os geradores. No presente trabalho, em situações em que alguma das variáveis especificadas é objeto de análise, as demais são fixadas em seus respectivos valores de referência. Dessa forma, em casos em que as variáveis especificadas são mantidas em valores diferentes daqueles do caso base, tais valores são mencionados claramente.

Tabela 4.2: Valores de referência (caso base) e faixas de variação das variáveis de projeto e operação especificadas.

Variável e valor de referência (caso base)	Faixa de variação	Correntes externas (água pura)	
$T_{GER1} = 150\text{ °C}$	110–180 °C	$T_{18} = T_{GER1} + 10$ $T_{19} = T_{GER1} + 10$	Vapor saturado Líquido saturado
$T_{GER} = 85\text{ °C}$ (simples efeito)	65–110 °C	$T_{18} = T_{GER} + 10$ $T_{19} = T_{GER} + 10$	Vapor saturado Líquido saturado
$T_{COND} = 38\text{ °C}$	35–45 °C	$T_{20} = T_{COND} - 10$ $T_{21} = T_{COND} - 3$	Ambas a $P_o = 101,325\text{ kPa}$
$T_{EVAP} = 8\text{ °C}$	5–15 °C	$T_{22} = T_{EVAP} + 10$ $T_{23} = T_{EVAP} + 5$	Ambas a $P_o = 101,325\text{ kPa}$
$T_{ABS} = 38\text{ °C}$	35–45 °C	$T_{24} = T_{ABS} - 10$ $T_{25} = T_{ABS} - 3$	Ambas a $P_o = 101,325\text{ kPa}$
$\zeta_{TC1} = \zeta_{TC2} = 0,7$	0,1–0,9	—	—
$\zeta_{TC1} = 0,7$ (simples efeito)	0,1–0,9	—	—
$\eta_{ise,B} = 0,95$	—	—	—
$\Delta P_{GER2-COND} = 0$	0–500 Pa	—	—
$\Delta P_{EVAP-ABS} = 0$	0–500 Pa	—	—
$\Delta T_{GER2} = 5\text{ °C}$	—	—	—
$D = 0,5$	0,05–0,95	—	—
$\dot{Q}_{GER2,ext} = 0$	0–5000 kW	$T_{26} = T_{GER2} + 15$ $T_{27} = T_{GER2} + 5$	Ambas a $P_o = 101,325\text{ kPa}$

Para facilitar a conferência das variáveis listadas na Tabela 4.2, a Figura 2.9 é reapresentada na Figura 4.6. Para todas as configurações simuladas, correntes externas equivalentes são identificadas pelos mesmos números. As definições de ζ_{TC} e D são dadas nas Eqs. (2.8), (2.16) e (2.17).

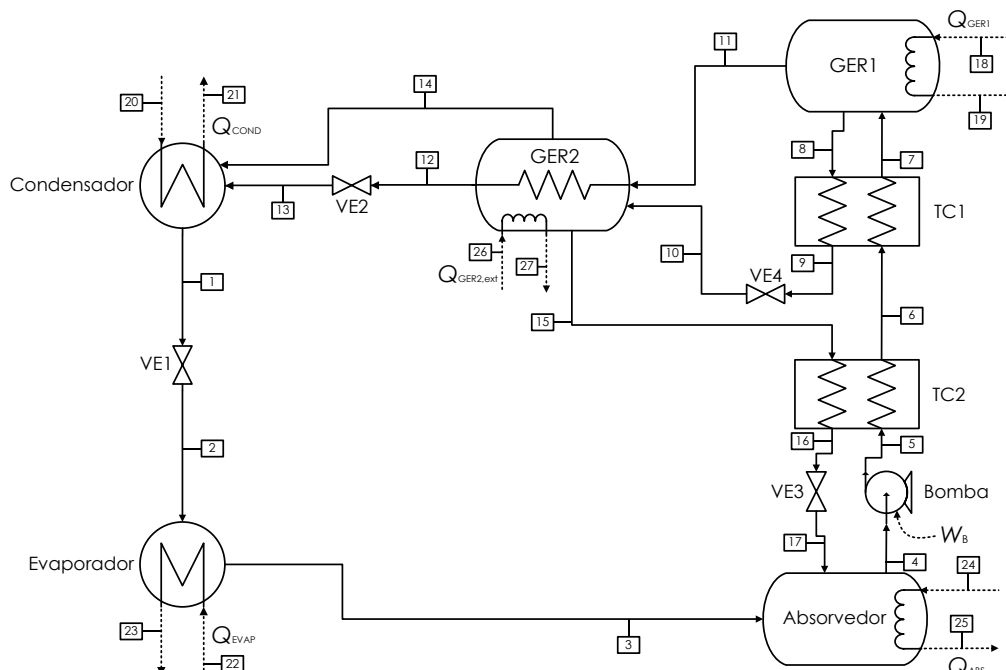


Figura 4.6: Reapresentação da Figura 2.9 para conferência das variáveis listadas na Tabela 4.2.

Além das variáveis de projeto e operação da Tabela 4.2, a taxa de transferência de calor no evaporador ($\dot{Q}_{EVAP}$) foi especificada. Em particular, essa variável foi fixada em um valor selecionado após uma revisão da literatura técnica que trata de processos industriais demandantes de utilidade fria. Tal revisão comprovou que um desses processos é a fermentação alcoólica, principal via de produção do etanol em larga escala no Brasil (vide seção 3.4). Quanto a esse processo, alguns trabalhos consultados calcularam, por simulação, a carga térmica que deve ser removida do meio em fermentação a fim de que sua temperatura seja controlada (Tabela 4.3) e, conseqüentemente, o rendimento fermentativo seja maximizado (vide seção 3.4).

Tabela 4.3: Cargas térmicas que devem ser removidas do meio em fermentação a fim de que a temperatura do processo fermentativo seja controlada em diferentes valores.

Autor	Fermentação alcoólica		
	Temperatura de condução (°C)	Carga térmica removida (kW)	Vazão de vinho fermentado
Cardemil (2009)	32 °C	4860	—
Magazoni (2011)	32 °C	3165	700 m ³ h ⁻¹
Dias (2008)	28 °C	5440	329 ton h ⁻¹

Apesar de Cardemil (2009) e Magazoni (2011) terem estipulado as mesmas temperaturas de condução para o processo fermentativo (32 °C), as cargas térmicas calculadas por esses dois autores diferem devido às distintas abordagens aplicadas à modelagem da fermentação alcoólica e aos diferentes valores definidos para parâmetros fermentativos. Nesse sentido, Dias (2008) empregou o simulador ASPEN Hysys a fim de realizar o cálculo preciso da fermentação a 28 °C (levando em conta um extenso conjunto de reações e as diversas substâncias participantes desse processo). Por esse motivo, no presente trabalho, adotou-se o valor calculado por Dias (2008) (o máximo entre os valores da Tabela 4.3) para o fluxo de calor nos evaporadores de todos os sistemas estudados.

As indústrias sucroenergéticas brasileiras geram correntes quentes que podem ser usadas como fonte de calor motriz para os sistemas analisados neste trabalho. Nessas indústrias, de acordo com Pellegrini e Oliveira Jr. (2011), a queima do bagaço de cana é realizada em caldeiras a fim de gerar vapor direto em grandes quantidades e comumente a 300 °C e 21 bar (pressões entre 42 e 67 bar também são factíveis). Esse vapor alimenta turbogeradores que produzem energia eletro-mecânica e liberam vapor de escape que é usado para satisfazer a demanda de energia térmica do próprio processo sucroalcooleiro. Além do vapor de escape, corrente térmicas residuais a temperaturas menores são geradas em etapas da produção de açúcar e etanol, como vinhaça, condensados, vapor de *flash*, etc.

Em indústrias nacionais de açúcar, etanol e eletricidade, portanto, é razoável admitir a disponibilidade de vapor d'água nas temperaturas de entrada definidas para a corrente externa que atravessa o gerador de primeiro efeito (ponto de estado [18] nas Figuras 2.3, 2.9 e 2.10). Além disso, assume-se que essa corrente é vapor d'água saturado condensante, o que implica uma vazão mássica requerida bastante menor (e, portanto, mais facilmente disponível) da corrente [18] em comparação ao caso em que há troca exclusiva de calor sensível. Particularmente, essas duas hipóteses foram adotadas no presente trabalho por serem consideradas plausíveis; entretanto, é importante ressaltar que ambas podem não ser aplicáveis a todas as indústrias sucroenergéticas.

Nesse sentido, Andrade (1999) considerou a disponibilidade de duas fontes de calor: vapor saturado a 125 °C e 1,33 kg s⁻¹ e vinhaça (produto de base das colunas de destilação de etanol hidratado) a 90 °C e 45 kg s⁻¹. Para o cenário cuja carga térmica que deve ser removida do meio em fermentação é 4860 kW, Cardemil (2009) determinou, por

simulação, que as disponibilidades de condensados ($\sim 95\text{ }^{\circ}\text{C}$) e vapor de escape são $68,9\text{ kg s}^{-1}$ e $6,45\text{ kg s}^{-1}$, respectivamente. Dessa forma, reforça-se a possível não aplicabilidade das hipóteses relativas à disponibilidade de correntes térmicas de acionamento, pois a temperatura e a vazão mássica dessas correntes dependem de sua geração e consumo e, portanto, variam de uma indústria para outra.

Para a escolha dos valores de temperatura da corrente externa que deixa o evaporador ([23] nas Figuras 2.3, 2.9 e 2.10), considerou-se a incrustação que pode existir no trocador que promove a transferência térmica entre o meio em fermentação e a água de resfriamento (vide Figura 3.12). Tal incrustação representa uma resistência à troca de calor e é devida à deposição de sólidos oriundos do mosto ou da própria água de resfriamento (ARANHA *et al.*, 2007; VASCONCELOS, 2010). Dessa forma, se o tempo de permanência dessa água e a temperatura da corrente vinda da dorna não mudam, incrustações mais espessas exigem gradientes de temperatura maiores no referido trocador a fim de que a temperatura do meio em fermentação seja mantida no valor desejado.

Embora alguns valores assumidos para a temperatura de [23] possam ser muito baixos, os mesmos foram considerados para verificação dos desempenhos dos sistemas estudados. Nesse sentido, valores de $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ foram assumidos para essa temperatura em Dias (2008) e Dias *et al.* (2012), respectivamente, que analisaram o suprimento de utilidade fria para a fermentação alcoólica por meio de SRA de simples efeito. Ademais, neste trabalho, as vazões calculadas para a corrente [23] são relativamente próximas à vazão estimada por Magazoni *et al.* (2010) para essa mesma corrente em um SRA experimental (instalado na Usina Cerradinho Açúcar e Alcool S/A, vide seção 3.4) que visa a prover água de resfriamento para um processo fermentativo (125 kg s^{-1}).

Para as correntes externas que entram no condensador e no absorvedor ([20] e [24] nas Figuras 2.3, 2.9 e 2.10), admitiu-se a existência de torres de resfriamento capazes de suprir as vazões mássicas de água necessárias e nas temperaturas definidas para essas correntes (ANDRADE, 1999; MAGAZONI, 2011). Tal hipótese pode ser considerada razoável no caso de indústrias sucroenergéticas nacionais, haja vista que torres de resfriamento são frequentemente os sistemas responsáveis pelo fornecimento de utilidade fria (cujas temperaturas dependem da temperatura de bulbo úmido que, por sua vez, é definida pelo clima local) nessas indústrias. Nesse sentido, Magazoni *et al.* (2010) estimaram vazões

mássicas de cerca de 220 kg s^{-1} para as correntes [20] e [24] no SRA experimental já mencionado. Esse valor é relativamente similar aos valores computados para as mesmas vazões mássicas no presente trabalho.

4.2 Validação das simulações e determinação de máximos e mínimos

A validação das simulações foi realizada por meio da comparação entre resultados gerados pelos modelos desenvolvidos neste trabalho e resultados oriundos da literatura técnica de SRAs. Para essa etapa, selecionaram-se trabalhos que analisaram, por simulação, sistemas similares àqueles que foram alvos de estudo do presente trabalho. Alguns desses trabalhos usaram formulações que não aquelas de Pátek e Klomfar (2006) e Saul e Wagner (1987) (IAPWS) a fim de calcular as propriedades termofísicas do $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e da água pura.

Valores máximos e mínimos de parâmetros de interesse em função de variáveis de projeto e operação foram determinados por meio do algoritmo de busca por seção áurea (disponível previamente como subrotina da biblioteca do EES). Esse algoritmo detecta máximos ou mínimos em situações nas quais existe somente um grau de liberdade. Para que essa detecção seja efetuada, definem-se a variável dependente (parâmetro cujo máximo ou mínimo deve ser determinado), a variável independente e os limites numéricos superior e inferior (faixa de variação) desta última. No presente trabalho, em todos os casos de determinação de máximos e mínimos, o número máximo de iterações e a tolerância relativa foram fixados em 10^5 e $< 10^{-4}$, respectivamente.

O EES também oferece o algoritmo de aproximações quadráticas como subrotina interna para detecção de máximos e mínimos; contudo, segundo Klein (2010), a despeito de esse algoritmo ser usualmente mais rápido do que o algoritmo de busca por seção áurea, este último é mais confiável. Em particular, o algoritmo de busca por seção áurea é assim denominado por usar o número áureo (1,61803) para definir o tamanho do intervalo de procura do máximo ou mínimo a cada iteração. Mais detalhes sobre esse algoritmo podem ser encontrados em Press *et al.* (2007) e Perlingeiro (2005).

4.3 Cálculo da exergia específica de fluxo

As exergias específicas de fluxo que figuram no balanço de exergia (Eq. (2.2)) são dadas pela soma das parcelas cinética, potencial, física e química, segundo a Eq. (4.1), na

qual o subscrito i indica a corrente em questão. Nessa equação, as parcelas cinética e potencial são equivalentes às energias cinética e potencial. De acordo com Pellegrini (2009), as maiores contribuições para a exergia específica de fluxo são devidas às parcelas física e química, de modo que as parcelas cinética e potencial podem, em geral, ser desprezadas.

$$ex_i = ex_{cin,i} + ex_{pot,i} + ex_{fis,i} + ex_{qui,i} \quad (4.1)$$

A parcela física da exergia específica de fluxo corresponde ao máximo trabalho teórico obtenível quando uma corrente é trazida do seu estado atual até o estado de equilíbrio termo-mecânico com o ambiente de referência (estado morto restrito). Classicamente, a Eq. (4.2) é usada a fim de quantificar essa parcela (KOTAS, 1995; SZARGUT *et al.*, 1988; BEJAN *et al.*, 1996). Nessa equação, os termos $h_{o,i}$ e $s_{o,i}$ são, respectivamente, a entalpia e a entropia da corrente i avaliadas a $T_o = 25\text{ °C}$ e $P_o = 101,325\text{ kPa}$, que são condições de temperatura e pressão típicas do ambiente físico real.

$$ex_{fis,i} = (h_i - h_{o,i}) - T_o(s_i - s_{o,i}) \quad (4.2)$$

A parcela química da exergia específica de fluxo, por sua vez, é definida como o máximo trabalho teórico obtenível quando uma corrente é levada do estado de equilíbrio termo-mecânico com o ambiente de referência (i.e., $ex_{fis,i} = 0$) até o estado de equilíbrio termo-mecânico-químico com esse mesmo ambiente (estado morto absoluto). Nessa situação, haja vista que não existem mais desequilíbrios entre a corrente em questão e o ambiente de referência, a possibilidade de geração de trabalho útil é esgotada. No presente trabalho, no entanto, a parcela química da exergia específica não foi computada em decorrência da falta de uma metodologia consolidada para o cálculo dessa parcela em casos de correntes binárias de $H_2O/LiBr$.

Portanto, os fluxos de exergia associados às correntes dos sistemas simulados são calculados por meio da Eq. (4.3). Nesta, h_o e s_o são a entalpia e a entropia da água pura (assumida como ambiente de referência) avaliadas a T_o e P_o já especificadas, o que implica que as exergias de todas as correntes são determinadas em relação à água pura. Essa mesma consideração foi admitida em Gomri e Hakimi (2008), Kaushik e Arora (2009), Farshi *et al.*

(2012a e 2012b) provavelmente devido à carência de uma referência técnica que estabeleça um procedimento de cálculo padrão para a parcela química da exergia específica de correntes de H₂O/LiBr.

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ex_{fis,i} = \dot{m}_i [(h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o)] \quad (4.3)$$

Apesar de a parcela química ter sido desconsiderada, vale ressaltar que a consideração somente da parcela física da exergia específica de fluxo fornece resultados coerentes com o teorema de Gouy-Stodola (SZARGUT *et al.*, 1988) para a geração de irreversibilidade (ou destruição de exergia) em um componente k . Esse teorema é expresso matematicamente pela Eq. (4.4), na qual T_o e $\dot{S}_{gera,k}$ são a temperatura do ambiente de referência e o termo de geração de entropia em k , respectivamente. Essa geração pode ser determinada por meio do balanço de entropia dado na Eq. (4.5).

$$\dot{E}x_{D,k} = T_o \dot{S}_{gera,k} \quad (4.4)$$

$$\dot{S}_{gera,k} = \sum_k \dot{m}_{sai} s_{sai} - \sum_k \dot{m}_{ent} s_{ent} - \sum_k \frac{\dot{Q}}{T_k} \quad (4.5)$$

4.4 Análise de SRAs com diferentes configurações

4.4.1 Efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros de interesse

No presente trabalho, as análises dos efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros de interesse foi executada com o auxílio do recurso de tabela paramétrica do EES. As variáveis cujos efeitos foram avaliados são listadas na Tabela 4.2 juntamente com suas faixas de variação: temperaturas nos principais equipamentos, efetividades dos trocadores de calor intermediários, diferenças de pressão operacional, razão de distribuição (no caso de SRA duplo efeito com modo de fluxo em paralelo, D , vide Eq. (2.17), página 33) e taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito.

Os parâmetros de interesse analisados foram o coeficiente de desempenho (COP), a eficiência exergética (η_{ex}) e o defeito de eficiência no equipamento k ($\delta_{ex,k}$), os quais foram introduzidos no Capítulo 2. O primeiro mede o desempenho do sistema sob a perspectiva da Primeira Lei (energética), ao passo que os dois últimos são critérios de avaliação de

Segunda Lei (exergética). As definições de η_{ex} e $\delta_{\text{ex},k}$ são dadas novamente nas Eqs. (4.6) e (4.7), as quais são derivadas das Eqs. (2.3) e (2.4). Os termos $\dot{E}x_i$ (fluxo de exergia da corrente i , em kW) que figuram nessas equações são calculados por meio da Eq. (4.3).

Uma vez que foram consideradas correntes externas que trocam energia térmica com os principais equipamentos dos sistemas simulados, desconsideraram-se os termos associados às taxas de transferência de exergia devidas aos fluxos de calor nesses componentes, i.e., $\dot{Q}_k(1 - T_o/T_k) = 0$. Em lugar desses termos, usam-se as próprias exergias específicas de fluxo das correntes externas a fim de quantificar as taxas de transferência de exergia que ocorrem por meio da cessão ou do recebimento de calor nos geradores, absorvedor, evaporador e condensador. Dessa forma, as temperaturas nas fronteiras de troca de calor (T_k) dos equipamentos referidos não precisam ser estipuladas.

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{22}}{(\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}) + (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27}) + \dot{W}_B} \quad (4.6)$$

$$\delta_{\text{ex},k} = \frac{\dot{E}x_{D,k} + \dot{E}x_{\text{perd},k}}{(\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}) + (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27}) + \dot{W}_B} \quad (4.7)$$

Por um lado, η_{ex} quantifica a parcela da exergia combustível (consumida nos geradores e na bomba) presente na exergia produto (associada ao efeito de refrigeração produzido no evaporador); por outro, $\delta_{\text{ex},k}$ indica o quanto da exergia combustível é desperdiçada no equipamento k (por destruição e/ou perda para sumidouros de calor) e, portanto, a contribuição desse equipamento para a degradação do desempenho exergético. Outro parâmetro de desempenho de Segunda Lei comumente avaliado é a destruição de exergia adimensional em k ($\psi_{\text{ex},k}$) (KILIC E KAYNAKLI, 2007; ATAER E GÖGÜS, 1991); neste trabalho, contudo, $\psi_{\text{ex},k}$ não foi computada por ser considerada qualitativamente similar a $\delta_{\text{ex},k}$.

Em um SRA, o produto desejado é o efeito de refrigeração obtido no evaporador à custa dos consumos de calor e trabalho nos geradores e bombas, o que justifica a definição dada na Eq. (4.6). Nesse sentido, diversos trabalhos (FARSHI *et al.*, 2012a e 2012b; entre outros) consideraram as taxas de transferência de exergia removidas no condensador e no absorvedor como produtos desejados de SRAs, de modo que os valores de eficiência

exergética computados nesses trabalhos incluem os efeitos devidos a uma BC que visa ao aquecimento dos sumidouros de calor. No presente trabalho, entretanto, considerou-se que as taxas de transferência de exergia removidas em COND e ABS são perdidas e não contribuem para o produto desejado. Sendo assim, a relação entre η_{ex} e $\delta_{ex,k}$ é definida pela Eq. (4.8) (KAUSHIK e ARORA, 2009).

$$\eta_{ex} = 1 - \sum \delta_{ex,k} \quad (4.8)$$

Nas Eqs. (4.6) e (4.7), caso não haja fornecimento de energia térmica diretamente ao gerador de segundo efeito ou o SRA seja de simples efeito, $(\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27}) = 0$. Na Eq. (4.7), em particular, $\dot{E}x_{perd,k}$ é o fluxo de exergia perdida no equipamento k (verificado somente em COND e ABS). Ademais, outros parâmetros de interesse analisados foram: (1) a pressão alta (vigente em GER1) nos SRAs de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo; e (2) a temperatura mínima no gerador (que determina o limite inferior da temperatura nesse equipamento a fim de que o SRA em questão seja acionado). Dessa forma, de um modo geral, buscam-se explicações teóricas que justifiquem os comportamentos observados, os quais são expostos sob a forma de gráficos e tabelas similares àqueles mostrados no Capítulo 2.

4.4.2 Risco de cristalização do LiBr

No presente trabalho, a investigação do risco de cristalização do LiBr nos sistemas simulados foi efetuada mediante o emprego da curva de equilíbrio sólido-líquido (solubilidade) do par $H_2O/LiBr$ (vide Figura 2.4). As equações analíticas que originam essa curva foram propostas por Pátek e Klomfar (2006b). Em todos os sistemas, a corrente em que a cristalização é mais propensa a acontecer é aquela que entra no absorvedor (corrente [17] nas Figuras 2.3, 2.9 e 2.10). Particularmente, conforme já discutido no Capítulo 2, essa maior propensão é devida ao fato de a corrente [17] apresentar a menor temperatura e/ou a maior concentração (intermediária no SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo) em comparação às demais correntes dos circuitos de solução, o que traz o ponto de estado relativo a [17] para mais perto da linha de cristalização.

Dessa forma, o risco de cristalização do LiBr nos sistemas simulados foi verificado para a corrente [17]. A Figura 4.7 apresenta um exemplo de análise desse risco em SRA de

simples efeito para diferentes temperaturas no gerador. Nessa figura, observa-se que a temperatura e a fração mássica da corrente [17] crescem com o aumento da temperatura no gerador e, em $T_{\text{GER}} \approx 97,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, o ponto de estado T - X relativo a essa corrente atravessa a linha de cristalização. Por conseguinte, esse ponto deixa a região de solubilidade, o que implica maior possibilidade de precipitação do LiBr.

Ademais, o decréscimo de temperatura que pode acontecer de [16] para [17] foi desconsiderado, haja vista que, com as equações de propriedades usadas (de Pátek e Klomfar, 2006a), não é possível estimá-lo quando o grau de subresfriamento de [16] é alto. Essa desconsideração é aplicada a todas as válvulas de expansão de correntes de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e, portanto, as irreversibilidades e possíveis aumentos de concentração ocorrentes nesses equipamentos foram desprezados. Portanto, considera-se $T_{16} = T_{17}$ e $X_{16} = X_{17}$. Em Karamangil *et al.* (2010), Rubio-Maya *et al.* (2012) e Gebreslassie *et al.* (2010), a adoção dessa hipótese é atestada por dados termofísicos dos pontos de estado dos sistemas com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ analisados.

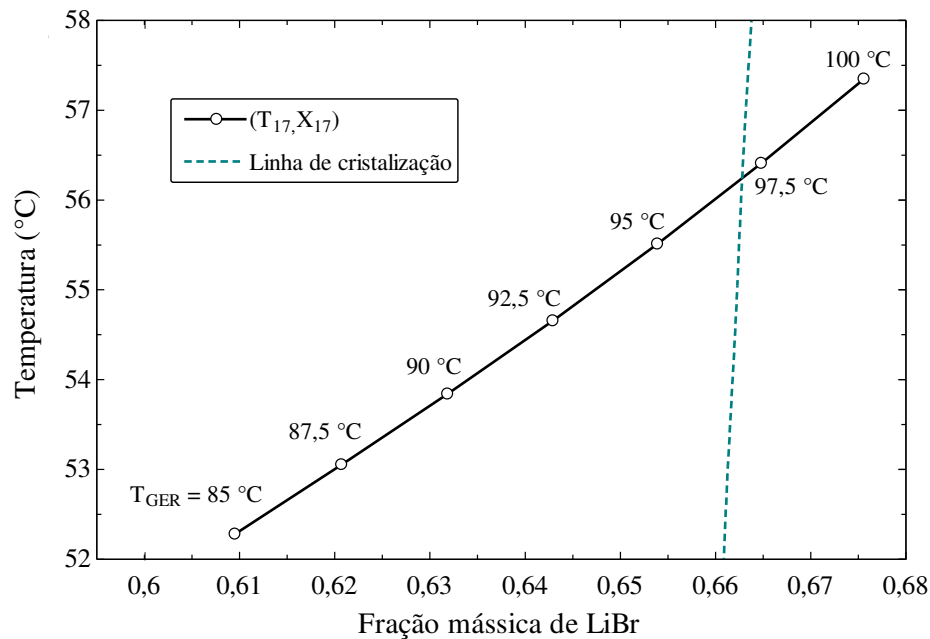


Figura 4.7: Exemplo de análise do risco de cristalização do LiBr em SRA de simples efeito (temperatura vs. fração mássica de LiBr, ambas da corrente [17]).

Dessa forma, uma vez explicada em detalhes a metodologia de simulação e análise, os resultados produzidos por aplicação dessa metodologia são fornecidos no capítulo seguinte para os SRAs com diferentes configurações estudados.

CAPÍTULO 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados alcançados (aplicando-se a metodologia descrita no Capítulo 4) para os SRAs com diferentes configurações (trabalhando com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) investigados. Em primeiro lugar, realiza-se a validação das simulações por meio da comparação entre resultados gerados no presente trabalho e resultados provenientes da literatura técnica de SRAs. Em seguida, analisam-se os efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros de avaliação e desempenho termodinâmico de Primeira e Segunda Leis dos sistemas simulados.

5.1 Validação das simulações

As simulações das configurações de SRAs de efeitos simples e duplo com fluxo em série (ambas operando com o par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) foram validadas com resultados de Romero *et al.* (2001), Somers *et al.* (2011) e Gomri e Hakimi (2008). Esses três trabalhos foram selecionados por disponibilizarem dados de parâmetros de interesse em quantidades suficientes para fins de validação. No caso de SRA de simples efeito, a Figura 5.1 mostra uma comparação entre resultados de Romero *et al.* (2001) e resultados gerados por simulação com o modelo usado no presente trabalho.

Embora Romero *et al.* (2001) tenham empregado as formulações de McNeely (1979) e Perry e Green (1987) a fim de computar as propriedades termofísicas do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e da água pura, respectivamente, a Figura 5.1 demonstra que valores de COP e RC obtidos por tais autores e pelo presente trabalho estão em consonância. Nesse sentido, a Tabela 5.1, que apresenta os desvios calculados por diferença relativa entre resultados deste trabalho e de Romero *et al.* (2001) (exibidos na própria Figura 5.1), revela desvios máximos inferiores a 5 % no COP e a 11 % na RC , os quais são verificados na situação em que $T_{\text{EVAP}} = 4\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{\text{GER}} = 50\text{ }^\circ\text{C}$.

Na Figura 5.1, haja vista que a elevação da temperatura no gerador implica o aumento da concentração da solução forte em LiBr que deixa esse equipamento, observa-se a diminuição da RC (definida pela Eq. (2.12)) resultante do aumento de T_{GER} . Além disso, a Figura 5.1 evidencia que a elevação da temperatura no evaporador também produz esse efeito por provocar o aumento da pressão baixa (de evaporação/absorção) e, dessa forma, a diminuição da concentração da solução pobre em LiBr vinda do absorvedor.

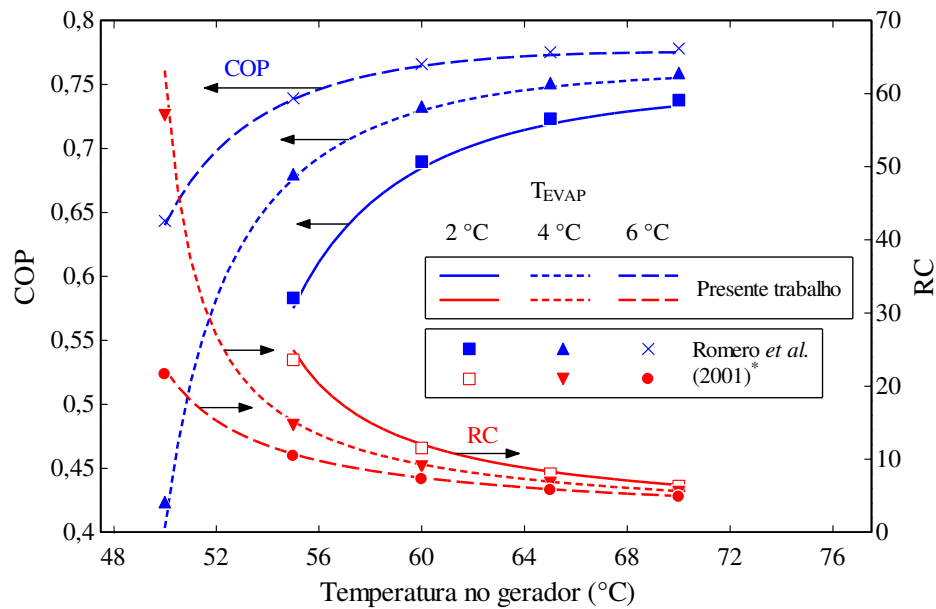


Figura 5.1: Comparação entre resultados de COP e RC obtidos neste trabalho e em Romero *et al.* (2001) – configuração de simples efeito com $H_2O/LiBr$, $T_{COND} = T_{ABS} = 25\text{ °C}$, $\zeta_{TC1} = 0$, $\eta_{ise,B} = 1$.

Os dados usados na construção das curvas assinaladas com * foram gerados pelo programa computacional CIICAP13.EXE, obtido através de comunicação pessoal com o autor R. J. Romero.

Tabela 5.1: Desvios (%)^{*} obtidos por comparação entre resultados de COP e RC gerados no presente trabalho e em Romero *et al.* (2001) (exibidos na Figura 5.1) – configuração de simples efeito com $H_2O/LiBr$, $T_{COND} = T_{ABS} = 25\text{ °C}$, $\zeta_{TC1} = 0$, $\eta_{ise,B} = 1$.

Temperatura no gerador (T_{GER} , °C)	COP	RC	COP	RC	COP	RC
	$T_{EVAP} = 2\text{ °C}$		$T_{EVAP} = 4\text{ °C}$		$T_{EVAP} = 6\text{ °C}$	
50	—	—	4,77	10,77	0,54	3,18
55	1,40	5,68	0,50	3,54	0,12	2,19
60	0,74	4,32	0,44	3,26	0,21	2,46
65	0,57	3,27	0,41	2,72	0,28	2,14
70	0,93	2,59	0,51	2,28	0,40	1,82

^{*}Desvio (%) = $\text{abs}[(\text{Presente trabalho} - \text{Romero})/\text{Romero}] \cdot 100$

A Tabela 5.1 evidencia que os maiores desvios ocorrem nas menores temperaturas consideradas no gerador. Nessas temperaturas, tais desvios podem ser atribuídos a diferenças mais significativas entre valores computados por meio das formulações de propriedades usadas em Romero *et al.* (2001) e no presente trabalho. Ademais, ainda no caso de SRA de simples efeito, a Tabela 5.2 apresenta uma comparação entre resultados de Somers *et al.* (2011) e resultados deste trabalho para os seguintes parâmetros de operação e

desempenho: pressões alta e baixa, concentrações das correntes no circuito da solução, cargas térmicas nos principais equipamentos e COP .

Na Tabela 5.2, verifica-se novamente boa concordância de dados produzidos por simulação no presente trabalho com dados reportados na literatura técnica de SRAs. Nessa tabela, à exceção de $\dot{Q}_{ABS}$, $\dot{Q}_{GER}$ e COP , constata-se que todos os parâmetros comparados apresentam desvios inferiores a 2,5 %. Em particular, Somers *et al.* (2011) calcularam as propriedades termofísicas das correntes de $H_2O/LiBr$ por meio do modelo de coeficiente de atividade ELECNRTL, o qual está disponível como pacote termodinâmico no *software* ASPEN Plus e é uma adaptação do modelo NRTL que visa ao cálculo de misturas com eletrólitos. Para as correntes de água pura, os referidos autores aplicaram a formulação steamNBS (HAAR *et al.*, 1984).

Tabela 5.2: Comparação entre resultados de parâmetros operacionais e de desempenho obtidos no presente trabalho e em Somers *et al.* (2011) – configuração de simples efeito com $H_2O/LiBr$, $\dot{Q}_{EVAP} = 10,772$ kW, $T_{15} = 89,9$ °C, $T_{14} = 78,4$ °C (vide Figura 2.3), $T_{EVAP} = 1,3$ °C, $T_{COND} = 40,2$ °C, $T_{ABS} = 37,2$ °C, $\zeta_{TC1} = 0,64$; $\eta_{ise,B} = 1$.

Parâmetro	Presente trabalho (EES)	Somers <i>et al.</i> (2011) (ASPEN Plus)	Desvio* (%)
Pressão alta (kPa)	7,464	7,461	0,04
Pressão baixa (kPa)	0,6714	0,6715	0,01
Concentração de LiBr da corrente que deixa o gerador	0,620	0,625	0,80
Concentração de LiBr da corrente que deixa o absorvedor	0,563	0,574	1,92
$\dot{Q}_{ABS}$ (kW)	14,378	13,923	3,27
$\dot{Q}_{COND}$ (kW)	11,434	11,432	0,02
$\dot{Q}_{GER}$ (kW)	15,040	14,592	3,07
COP	0,716	0,738	2,98

*Desvio (%) = $\text{abs}[(\text{Presente trabalho} - \text{Somers})/\text{Somers}] \cdot 100$

No caso de SRA de duplo efeito com fluxo em série, as Tabelas 5.3 e 5.4 apresentam comparações entre resultados gerados neste trabalho e reportados em Gomri e

Hakimi (2008). Estes empregaram as formulações de Pátek e Klomfar (2006a) e a steamNBS (HAAR *et al.*, 1984) a fim de calcular as propriedades termofísicas do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e da água pura, respectivamente. Nas duas tabelas mencionadas, observa-se mais uma vez boa concordância entre dados produzidos por simulação no presente trabalho e dados oriundos da literatura técnica de SRAs. Os pequenos desvios verificados são devidos certamente a diferenças nos critérios de parada estipulados neste trabalho e em Gomri e Hakimi (2008).

Tabela 5.3: Comparação entre resultados gerados pelo presente trabalho e por Gomri e Hakimi (2008) para as diversas correntes – configuração de duplo efeito com fluxo em série, $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $\dot{Q}_{\text{EVAP}} = 300 \text{ kW}$, $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}} = 10^{-4} \text{ kW}$, $\xi_{\text{TC1}} = 0,7$; $\xi_{\text{TC2}} = 0,7$; $\eta_{\text{ise,B}} = 0,95$.

Corrente	Temperatura (°C)		Fração mássica (% LiBr)		Vazão mássica (kg s^{-1})		Pressão (kPa)	Entalpia (kJ kg^{-1})
	Presente trabalho	Gomri e Hakimi (2008)	Presente trabalho	Gomri e Hakimi (2008)	Presente trabalho	Gomri e Hakimi (2008)	Presente trabalho	Presente trabalho
[1]	35,00*	35,00	–	–	0,12703	0,12702	5,629	146,6
[2]	4,00	4,00	–	–	0,12703	0,12702	0,814	146,6
[3]	4,00*	4,00	–	–	0,12703	0,12702	0,814	2508
[4]	35,00*	35,00	55,871	55,869	1,73866	1,73674	0,814	87,59
[5]	35,02	35,00	55,871	55,869	1,73866	1,73674	52,297	87,63
[6]	62,50	62,49	55,871	55,869	1,73866	1,73674	52,297	143,1
[7]	106,8	106,8	55,871	55,869	1,73866	1,73674	52,297	235,6
[8]	130,0*	130,0	58,055	58,056	1,67324	1,67132	52,297	288,6
[9]	83,12	76,09	58,055	58,056	1,67324	1,67312	52,297	192,5
[10]	83,12	76,09	58,055	58,056	1,67324	1,67132	5,629	192,5
[11]	130,0*	130,0	–	–	0,06542	0,06542	52,297	2741
[12]	82,68	82,46	–	–	0,06542	0,06542	52,297	346,3
[13]	35,00	35,00	–	–	0,06542	0,06542	5,629	346,3
[14]	80,00*	80,00	–	–	0,06161	0,06160	5,629	2650
[15]	80,00*	80,00	60,275	60,278	1,61163	1,60972	5,629	195,8
[16]	48,68	48,67	60,275	60,278	1,61163	1,60972	5,629	135,9
[17]	48,68	48,67	60,275	60,278	1,61163	1,60972	0,814	135,9

*Temperaturas especificadas.

Ressalta-se que a tentativa de reprodução dos dados de Gomri e Hakimi (2008) foi realizada por meio da aplicação da mesma metodologia de simulação proposta por tais autores para o SRA de duplo efeito com fluxo em série. Além disso, os desvios inferiores a 3,5 % verificados na comparação com dados de Somers *et al.* (2011) podem ser considerados aceitáveis, pois os métodos de cálculo de propriedades termofísicas empregados por esses autores e neste trabalho são de diferentes naturezas. Sendo assim, admite-se que a validação das simulações de SRAs com H₂O/LiBr é satisfatória e assegura resultados concordantes com resultados disponíveis na literatura técnica.

Tabela 5.4: Comparação entre os desempenhos e os fluxos energéticos obtidos pelo presente trabalho e por Gomri e Hakimi (2008) (mesmas especificações citadas na Tabela 5.2).

Fluxo de calor/trabalho (kW)	Presente trabalho	Gomri e Hakimi (2008)	Desvio* (%)
$\dot{Q}_{\text{GER1}}$	252,597	252,407	0,075
$\dot{Q}_{\text{COND}}$	167,301	167,205	0,057
$\dot{Q}_{\text{ABS}}$	385,354	385,236	0,030
$\dot{Q}_{\text{GER2,int}}$	156,666	—	—
$\dot{Q}_{\text{TC1}}$	160,691	—	—
$\dot{Q}_{\text{TC2}}$	96,505	—	—
$\dot{W}_{\text{B}}$	0,058	$\approx 0,000$	—
<i>COP</i>	1,187	1,189	0,168

*Desvio (%) = $\text{abs}[(\text{Presente trabalho} - \text{Gomri e Hakimi})/\text{Gomri e Hakimi}] \cdot 100$

5.2 Temperatura mínima no gerador

Um importante parâmetro de avaliação de SRAs é a temperatura mínima no gerador ($T_{\text{GER,min}}$, referida em inglês como “*cut-off temperature*”), a qual é verificada na situação em que não ocorre dessorção de refrigerante nesse equipamento (de modo que o sistema não gera frio), o que implica concentrações iguais das correntes nos circuitos de solução (ARUN *et al.*, 1998; SARAVANAN e MAIYA, 1998). Portanto, uma vez fixadas as condições de projeto e operação de um SRA, $T_{\text{GER,min}}$ estabelece o limite inferior da temperatura no gerador desse sistema. Tal limite justifica o emprego de configurações de SRA de efeitos menores que podem ser acionadas por fontes a temperaturas mais baixas.

Em casos de SRA de duplo efeito, $T_{\text{GER1,min}}$ (temperatura mínima no gerador de primeiro efeito) independe do modo de fluxo e é constatada quando as concentrações das correntes [4], [8] e [15] (vide Figuras 2.9 e 2.10) são idênticas. Nessa temperatura, a pressão alta vigente em GER1 ($P_{\text{GER1,min}}$) é função de $T_{\text{GER2,min}}$ (temperatura mínima no gerador de segundo efeito) e ΔT_{GER2} . Por sua vez, $T_{\text{GER2,min}}$, que equivale ao limite inferior da temperatura no gerador de um SRA de simples efeito (ARUN *et al.*, 1998), é computada a partir do conhecimento prévio de P_{15} (pressão vigente em GER2) e X_4 .

X_4 é determinada por T_{ABS} e P_4 , ao passo que $T_{\text{GER1,min}}$ é definida por $P_{\text{GER1,min}}$ e X_4 ; logo, $T_{\text{GER1,min}}$ é afetada por variações das temperaturas no condensador, no absorvedor e no evaporador. Em suma, as Eqs. (5.1) a (5.5) representam a situação em que as temperaturas mínimas nos dois geradores são atingidas. Sendo assim, nos casos de SRA de duplo efeito cujas variáveis de projeto e operação são mantidas nos valores de referência da Tabela 4.2 (exceto quando alguma dessas variáveis é objeto de análise), as Figuras 5.2 e 5.3 apresentam os efeitos de T_{COND} , T_{ABS} e T_{EVAP} sobre $T_{\text{GER1,min}}$.

$$X_4 = f(T_{\text{ABS}}, P_4) \quad (5.1)$$

$$X_4 = X_8 = X_{15} \quad (5.2)$$

$$T_{\text{GER2,min}} = f(P_{15}, X_4) \quad (5.3)$$

$$P_{\text{GER1,min}} = f(T_{\text{GER2,min}} + \Delta T_{\text{GER2}}, \zeta_{12}) \quad (5.4)$$

$$T_{\text{GER1,min}} = f(P_{\text{GER1,min}}, X_4) \quad (5.5)$$

Nas Figuras 5.2 e 5.3, verifica-se que a temperatura mínima em GER1 cresce linearmente quando da elevação da temperatura no condensador. Esse efeito é devido ao fato de P_{15} ($= P_1$, pressão intermediária, de condensação) aumentar com o acréscimo em T_{COND} e, em decorrência disso, $T_{\text{GER2,min}}$ e $P_{\text{GER1,min}}$ também aumentarem. Portanto, um SRA de duplo efeito com qualquer modo de fluxo pode operar a temperaturas cada vez mais baixas no gerador de primeiro efeito à medida que a temperatura no condensador diminui (ARUN *et al.*, 1998; SARAVANAN e MAIYA, 1998). Nesse sentido, para uma variação de T_{COND} de 40 a 35 °C, $T_{\text{GER1,min}}$ diminui de aproximadamente 6,5 °C.

O efeito da temperatura no absorvedor sobre a temperatura mínima em GER1 é ilustrado na Figura 5.2. Nesta, em concordância com resultados obtidos por Arun *et al.*

(1998) e Saravanan e Maiya (1998), observa-se que $T_{\text{GER1,min}}$ cresce quando da elevação de T_{ABS} sob T_{EVAP} constante. Tal efeito pode ser atribuído aos aumentos concomitantes de T_{ABS} e X_4 , o que acarreta acréscimos em $T_{\text{GER2,min}}$ e $P_{\text{GER1,min}}$. Caso T_{ABS} diminua de 42 para 36 °C, $T_{\text{GER1,min}}$ decresce de cerca de 7 °C. Sendo assim, tem-se um comportamento similar àquele verificado na situação em que T_{COND} varia, o que implica que o acionamento por fontes de calor a temperaturas menores é tão possível quanto mais baixas forem as temperaturas de rejeição de calor (i.e., dos sumidouros de energia térmica) no absorvedor e no condensador.

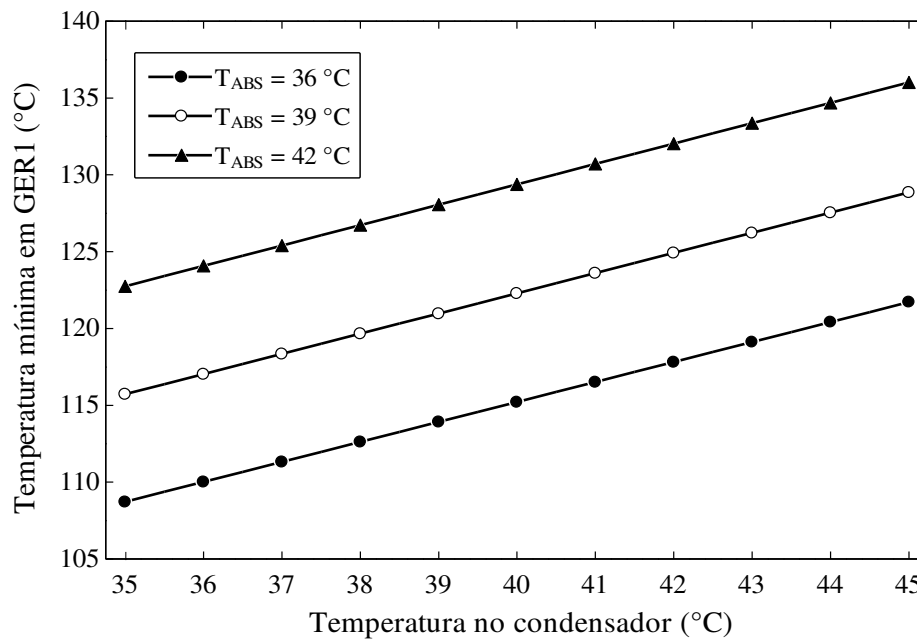


Figura 5.2: Temperatura mínima no gerador de primeiro efeito em função da temperatura no condensador para diferentes temperaturas no absorvedor.

A Figura 5.3 mostra o efeito da temperatura no evaporador sobre a temperatura mínima em GER1. A comparação dessa figura à Figura 5.2 evidencia efeitos opostos ocasionados por variações de T_{EVAP} e T_{ABS} , haja vista que, conforme também observado por Arun *et al.* (1998), Saravanan e Maiya (1998) e Asha Iyer *et al.* (1991), $T_{\text{GER1,min}}$ diminui quando do aumento de T_{EVAP} . A justificativa para essa oposição é o aumento de P_4 ($= P_3$, pressão baixa, de evaporação/absorção) que acompanha o aumento de T_{EVAP} sob T_{ABS} invariável, o que provoca decréscimos em X_4 e, conseqüentemente, diminuições de $T_{\text{GER2,min}}$ e $P_{\text{GER1,min}}$. Se T_{EVAP} aumenta de 6 para 12 °C, é possível que $T_{\text{GER1,min}}$ diminua de mais 16 °C. Por conseguinte, um SRA de duplo efeito que visa a satisfazer uma demanda

de refrigeração sob temperatura mais alta no evaporador (i.e., do meio a ser refrigerado) pode receber calor motriz de uma fonte térmica externa à temperatura relativamente mais baixa.

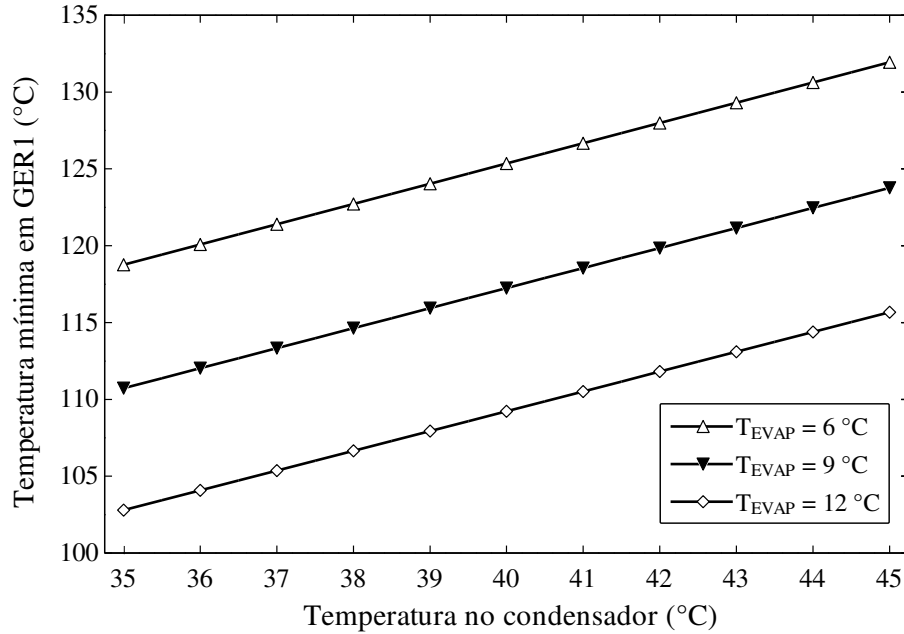


Figura 5.3: Temperatura mínima no gerador de primeiro efeito em função da temperatura no condensador para diferentes temperaturas no evaporador.

Portanto, as relações de causa (variações de T_{COND} , T_{ABS} e T_{EVAP}) e efeito (comportamento de $T_{GER1,min}$) observadas nas Figuras 5.2 e 5.3 podem ser resumidas nas duas sentenças seguintes: (1) o aumento da concentração de LiBr da corrente [4] (dependente de T_{ABS} e T_{EVAP} , que têm efeitos opostos) acarreta o aumento das temperaturas mínimas nos dois geradores; e (2) a elevação da pressão no gerador de segundo efeito (determinada por T_{COND}) provoca o aumento das temperaturas mínimas nos dois geradores. Tendências similares são válidas para a configuração de simples efeito.

A característica linear da influência de T_{COND} em $T_{GER1,min}$ é confirmada por resultados e uma correlação (que indica que $T_{GER1,min}$ também varia linearmente com T_{ABS} e T_{EVAP}) fornecidos por Saravanan e Maiya (1998). Embora essa correlação seja válida para um SRA de simples efeito (vide Figura 5.4), a analogia entre os circuitos de solução dos efeitos simples e duplo permite estender o comportamento para o duplo efeito. Ademais, o efeito de ΔT_{GER2} sobre $T_{GER1,min}$ é similar àquele de T_{COND} e tem a mesma justificativa, i.e., a variação direta de $P_{GER1,min}$ sem alterações em X_4 e $T_{GER2,min}$.

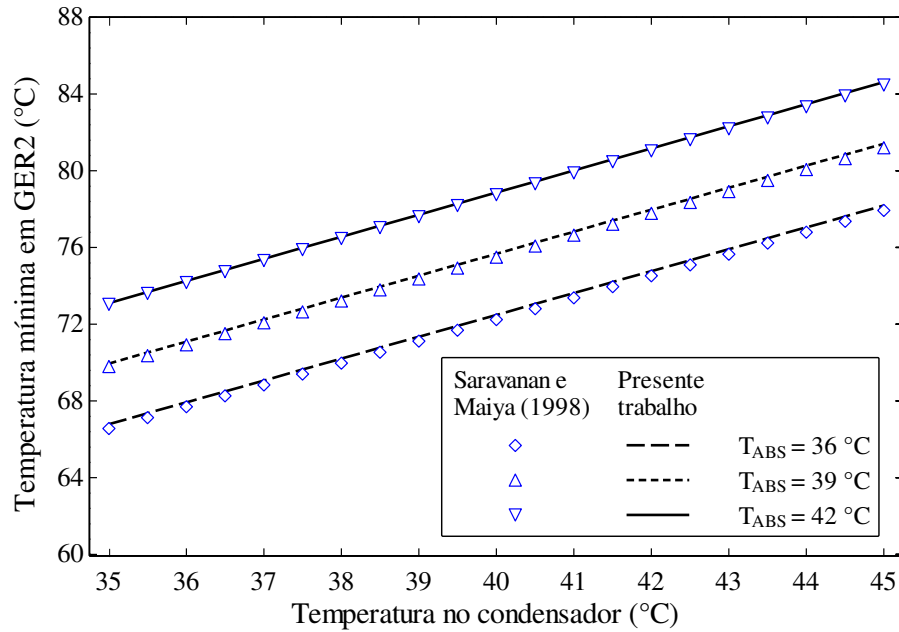


Figura 5.4: Temperatura mínima no gerador de segundo efeito (equivalente a $T_{\text{GER},\text{min}}$ do simples efeito) em função da temperatura no condensador para diferentes temperaturas no absorvedor.

5.3 Pressão alta vigente nos SRAs de duplo efeito

A pressão alta ($P_{\text{GER}1}$) nos SRAs de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo corresponde à pressão vigente nos geradores de primeiro efeito (GER1) desses sistemas. No presente trabalho, essa pressão é computada iterativamente e definida em termos da diferença de temperatura no gerador de segundo efeito ($\Delta T_{\text{GER}2} = 5 \text{ °C}$) e do título do vapor na saída do condensador interno desse gerador ($\zeta_{12} = 0$, i.e., a corrente [12] é líquido saturado). Nesse sentido, para SRAs de duplo efeito, $P_{\text{GER}1}$ restringe o uso de misturas de trabalho cujo refrigerante apresenta pressão de vapor excessivamente elevada (caso do par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, por exemplo), haja vista que pressões muito altas tornam essas configurações impraticáveis (MARCOS, 2008).

O efeito de $T_{\text{GER}1}$ sobre $P_{\text{GER}1}$ é apresentado na Figura 5.5 para diferentes valores da temperatura no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$). Para os dois modos de fluxo, observa-se que a pressão em GER1 aumenta continuamente com a elevação da temperatura nesse gerador. Em particular, tal aumento é mais acentuado no fluxo em série, o que implica que esse modo alcança pressões mais elevadas no gerador de primeiro efeito. Sendo assim, em valores mais altos de $T_{\text{GER}1}$, a $P_{\text{GER}1}$ do modo de fluxo em série pode ultrapassar a pressão atmosférica ($\sim 101 \text{ kPa}$), fato que é menos frequente para o modo em paralelo.

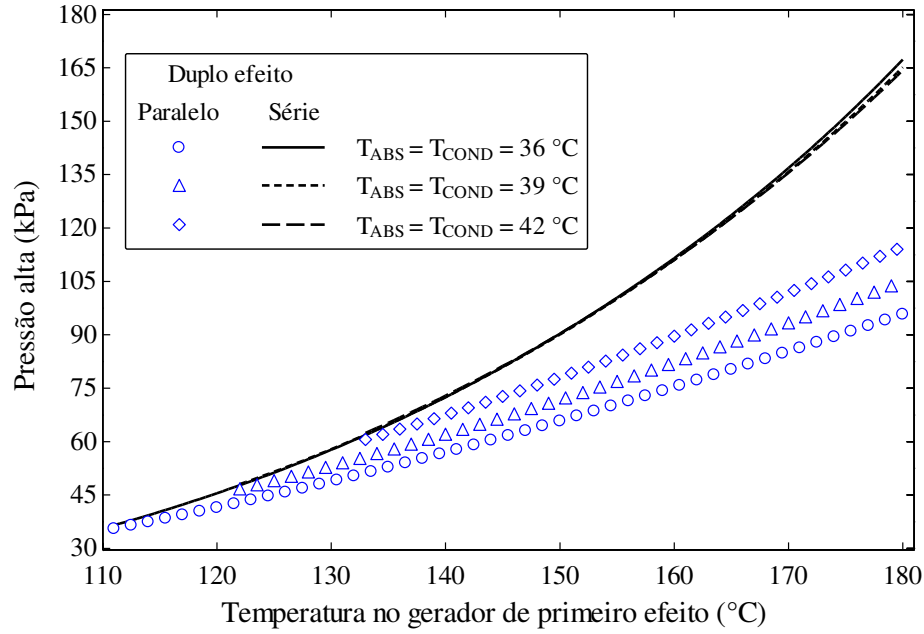


Figura 5.5: Pressão alta em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) – configurações de duplo efeito.

A Figura 5.5 comprova que o efeito de T_{ABS} ($= T_{\text{COND}}$, sob T_{EVAP} constante) sobre P_{GER1} é mais pronunciado no fluxo em paralelo, pois as pressões no gerador de primeiro efeito do fluxo em série são praticamente iguais até cerca de 170 °C de temperatura nesse equipamento. Em contrapartida, em valores de T_{GER1} acima de 170 °C, a pressão alta no modo de fluxo em série passa a ser apenas pouco mais diferente para os distintos valores de $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$. Ademais, nota-se que os valores de P_{GER1} do modo em paralelo diminuem quando da redução da temperatura no absorvedor ($= T_{\text{COND}}$), o que contrasta com os aumentos (embora bastante pequenos) atestados para o modo em série a temperaturas superiores a aproximadamente 170 °C em GER1.

A Figura 5.6 mostra o efeito da temperatura em GER1 sobre a pressão nesse equipamento para diferentes temperaturas no evaporador. As observações já feitas a respeito da influência de T_{GER1} em P_{GER1} para ambos os modos de fluxo podem ser confirmadas nessa figura. Para o modo de fluxo em série, por um lado, constata-se que o aumento de T_{EVAP} (sob $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$ invariável) provoca o crescimento da pressão no gerador de primeiro efeito; por outro lado, o comportamento contrário é verificado no modo de fluxo em paralelo, uma vez que P_{GER1} diminui com a elevação de T_{EVAP} nesse modo. Ademais, o efeito de T_{EVAP} é menos expressivo sobre a P_{GER1} do fluxo em paralelo.

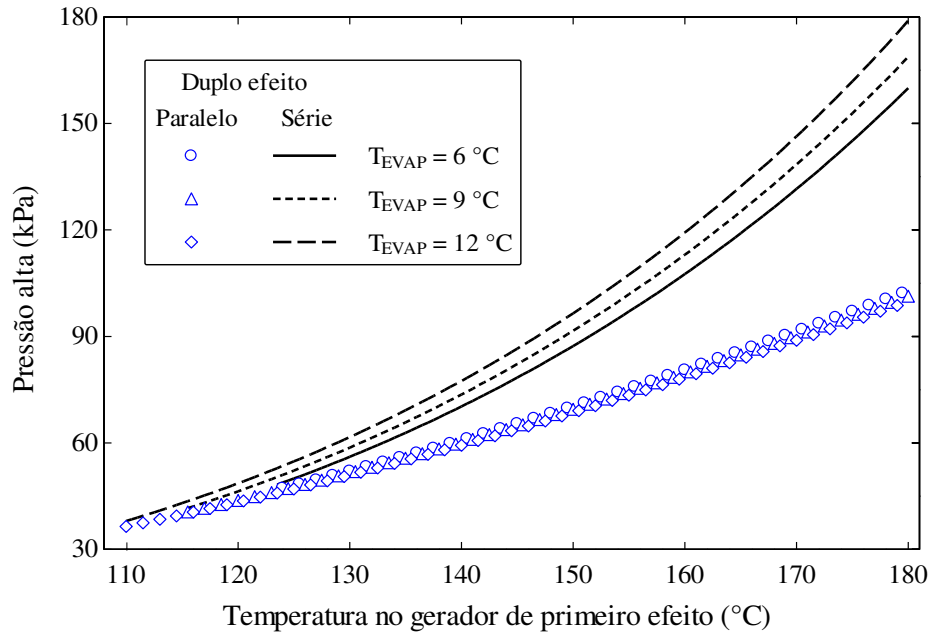


Figura 5.6: Pressão alta em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador – configurações de duplo efeito.

5.4 Desempenho energético dos SRAs de efeitos simples e duplo

5.4.1 Efeitos das temperaturas de operação

As temperaturas de operação nos equipamentos que trocam calor com correntes externas são variáveis que têm efeitos pronunciados sobre o desempenho termodinâmico de SRAs. Dessa forma, a presente seção discute a influência dessas temperaturas nos valores de *COP* das configurações de efeitos simples e duplo investigadas. Nesse sentido, vale ressaltar que, na prática, as temperaturas vigentes em GER1 (GER), COND, EVAP e ABS são determinadas pelas características de transferência de calor desses equipamentos e temperaturas das fontes e sumidouros que interagem termicamente com o sistema em questão.

A Figura 5.7 apresenta o efeito da temperatura em GER1 (equivalente a GER no simples efeito) sobre o desempenho energético para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{ABS} = T_{COND}$). Para todas as configurações, constata-se que o *COP* cresce de modo significativo com a elevação de T_{GER1} (T_{GER}) até um valor específico (diferente para cada configuração) acima do qual esse parâmetro de desempenho passa a variar relativamente menos. Por conseguinte, uma vez definidas as demais condições de projeto e operação, aumentos demasiados da temperatura no gerador de primeiro efeito podem não acarretar

melhorias expressivas dos desempenhos energéticos de SRAs de efeitos simples e duplo com fluxos em série e em paralelo.

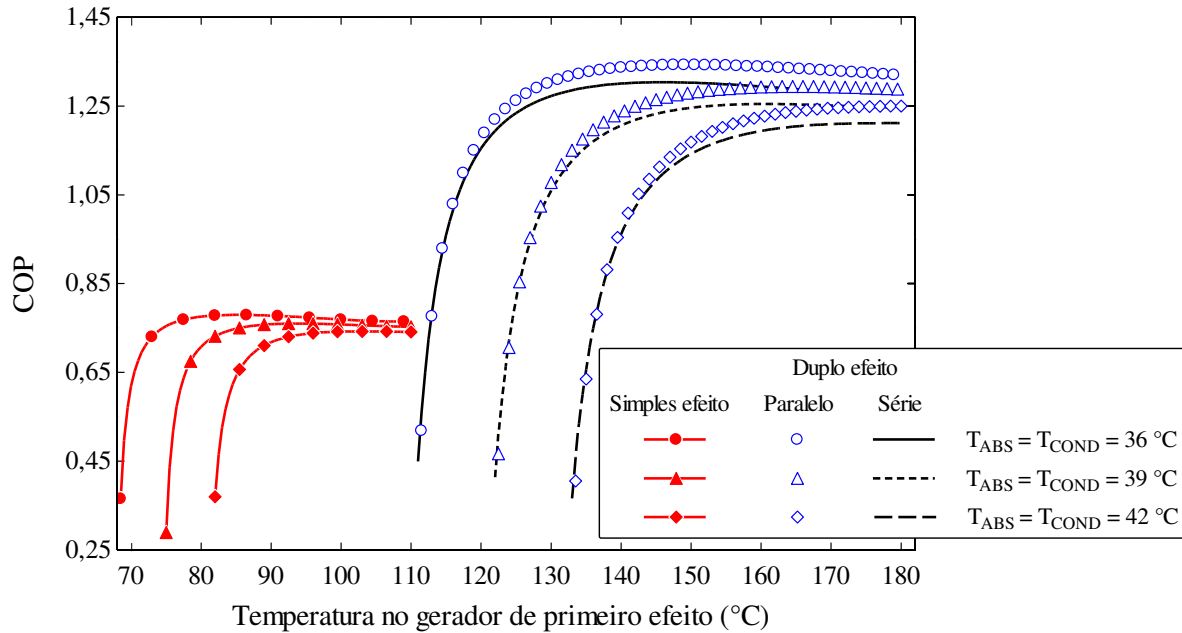


Figura 5.7: *COP* em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{ABS} = T_{COND}$).

A Figura 5.5 mostra as pressões em GER1 correspondentes aos valores de *COP* da Figura 5.7 relativos às configurações de duplo efeito. Por análise conjunta dessas duas figuras, verifica-se que temperaturas mais altas no gerador de primeiro efeito ocasionam pressões mais elevadas nesse equipamento sem que haja acréscimo concomitante no *COP*. Particularmente, tal fato pode constituir uma desvantagem no caso do fluxo em série, pois esse modo atinge valores de P_{GER1} maiores do que a pressão atmosférica. Nesse sentido, pressões mais elevadas vigentes no sistema requerem tubulações confeccionadas em materiais mecanicamente mais resistentes, além de tornarem mais iminente a possibilidade de ocorrência de vazamentos (FLORIDES *et al.*, 2003; FARSHI *et al.*, 2012a).

Nos casos de SRAs de duplo efeito, a Figura 5.7 comprova que os valores de *COP* do fluxo em paralelo são superiores àqueles do fluxo em série (notadamente em temperaturas mais altas em GER1). A justificativa para esse fato decorre da divisão de corrente que acontece no fluxo em paralelo, a qual implica menor razão da vazão mássica de solução que entra no gerador de primeiro efeito ($\dot{m}_7$) pela vazão mássica de refrigerante

dessorvido nesse gerador ($\dot{m}_{11}$) (i.e., a razão de circulação RC_1). Consequentemente, menores valores de $\dot{Q}_{GER1}$ são verificados no modo de fluxo em paralelo sob uma mesma temperatura em GER1, conforme mostra a Tabela 5.5. Esse efeito resulta em desempenhos energéticos maiores associados ao fluxo em paralelo se $\dot{Q}_{EVAP}$ for mantida constante.

Tabela 5.5: Efeito da temperatura no gerador de primeiro efeito sobre a razão $\dot{m}_7/\dot{m}_{11}$ e o fluxo de calor nesse equipamento – configurações de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo.

T_{GER1} (°C)	Modo de fluxo em série				Modo de fluxo em paralelo			
	$\dot{m}_7$ (kg s ⁻¹)	$\dot{m}_{11}$ (kg s ⁻¹)	$RC_1 = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}}$	$\dot{Q}_{GER1}$ (kW)	$\dot{m}_7$ (kg s ⁻¹)	$\dot{m}_{11}$ (kg s ⁻¹)	$RC_1 = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}}$	$\dot{Q}_{GER1}$ (kW)
130	37,534	1,155	32,49	4689,0	24,499	1,323	18,52	4590,5
135	27,982	1,188	23,54	4471,4	18,094	1,307	13,84	4366,9
140	22,557	1,210	18,63	4366,5	14,502	1,300	11,15	4257,4
145	19,053	1,226	15,53	4313,5	12,201	1,296	9,412	4199,7
150	16,601	1,239	13,39	4288,9	10,603	1,294	8,192	4169,7
160	13,397	1,259	10,64	4284,5	8,531	1,292	6,598	4152,6

Adicionalmente, a Figura 5.7 atesta a melhoria do desempenho de Primeira Lei quando da redução da temperatura no absorvedor ($T_{ABS} = T_{COND}$) para todas as configurações. Os efeitos devidos a decréscimos individuais em T_{ABS} e T_{COND} são análogos e contribuem ambos para os aumentos do COP observados na referida figura. Tais aumentos podem ser justificados pela coerência com resultados esperados para o SRA de Carnot no caso em que T_{ABS} e T_{COND} diminuem e T_{GER1} e T_{EVAP} são invariáveis (FARSHI *et al.*, 2012a). Em particular, o SRA de Carnot opera na ausência de irreversibilidades e apresenta o máximo COP teórico obténível, o qual é dado pela Eq. (5.6) (HEROLD *et al.*, 1996). Nesta, T_{rej} é a temperatura de rejeição de calor que, por sua vez, pode ser calculada como a média aritmética das temperaturas em COND e ABS (WANG e ZHENG, 2009).

$$COP_C = \left(\frac{T_{GER1} - T_{rej}}{T_{GER1}} \right) \left(\frac{T_{EVAP}}{T_{rej} - T_{EVAP}} \right) \quad (5.6)$$

O efeito da temperatura em GER1 sobre o COP para diferentes temperaturas no evaporador é ilustrado na Figura 5.8. Esta corrobora as observações já feitas acerca da

influência de T_{GER1} no desempenho energético. Além disso, nota-se que acréscimos em T_{EVAP} induzem o aumento dos valores de COP de todas as configurações. Nesse sentido, tal aumento também pode ser justificado pela coerência com resultados previstos por meio da Eq. (5.6) quando T_{EVAP} cresce sob temperaturas constantes nos outros equipamentos que trocam calor com correntes externas.

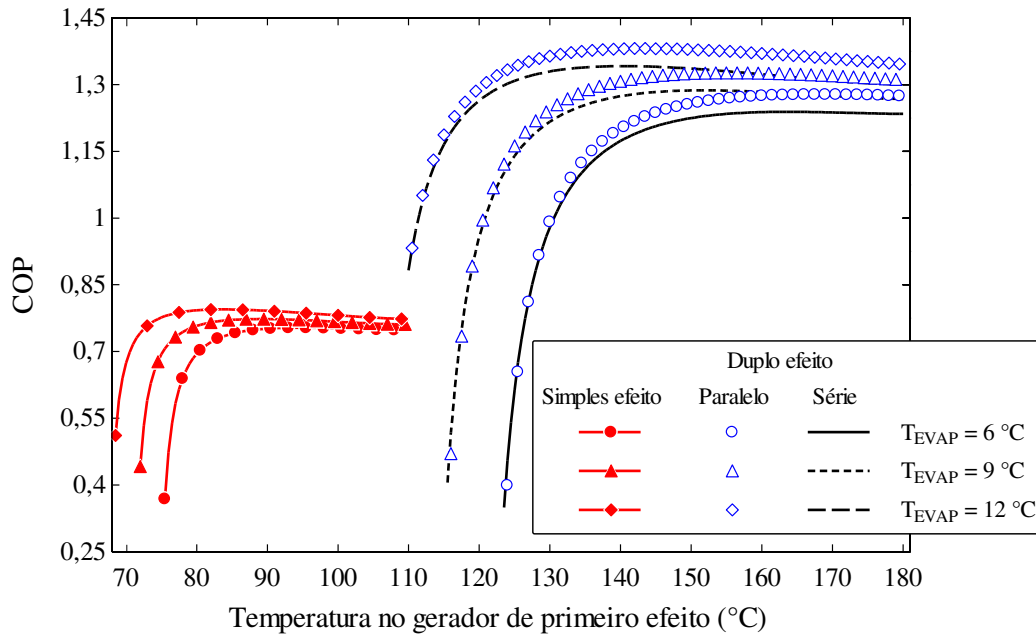


Figura 5.8: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador.

As Figuras 5.7 e 5.8 comprovam que, para os SRAs de efeitos simples e duplo estudados, o COP pode alcançar um máximo (COP_{max}) em um valor específico da temperatura no gerador de primeiro efeito. Nos casos de SRAs de duplo efeito, esse valor de T_{GER1} é menor no modo de fluxo em série em comparação àquele no modo de fluxo em paralelo. Nas especificações do caso base, os valores de COP_{max} dos SRAs de efeitos simples efeito, duplo com fluxo em série e duplo com fluxo em paralelo são 0,766; 1,270 e 1,309 (calculados por meio do algoritmo de busca por seção áurea), os quais são verificados em cerca de 90,9; 155,7 e 159,7 °C de temperatura no gerador de primeiro efeito, respectivamente.

Para as configurações de efeitos simples e duplo com fluxo em série, a ocorrência de máximos do COP em função de T_{GER1} pode ser explicada pelo comportamento da razão de circulação em torno de GER1 (RC_1 , definida pela Eq. (2.15)). Nas duas configurações

referidas, constata-se que a elevação de T_{GER1} provoca a diminuição de RC_1 (vide Tabela 5.5) e, ao mesmo tempo, o aumento da diferença entre as temperaturas em GER1 e da corrente que entra nesse gerador (corrente [7]). A princípio, a consequência desses efeitos é a redução da carga térmica em GER1 e, portanto, o crescimento do COP . No entanto, a temperaturas cada vez mais altas no gerador de primeiro efeito, embora a diferença entre T_{GER1} e T_7 continue a aumentar, RC_1 passa a decrescer a uma taxa significativamente menor. Dessa forma, em concordância com observações de Kaushik e Arora (2009), verifica-se um incremento inicial no COP e, em seguida, esse parâmetro de desempenho pode diminuir.

Para ambas as configurações de duplo efeito, o balanço de energia em torno de GER1 é dado pela Eq. (5.7). Para o duplo efeito com fluxo em série, à medida que a temperatura no gerador de primeiro efeito cresce, em particular, $\dot{m}_{11}(h_{11} - h_8)$ aumenta e, por outro lado, $RC_1\dot{m}_{11}(h_8 - h_7)$ diminui. Dessa forma, o efeito inicialmente predominante de acréscimo no COP devido à diminuição da parcela $RC_1\dot{m}_{11}(h_8 - h_7)$, ponderada por RC_1 , passar a ser menos pronunciado quando essa razão de circulação começa a decrescer a uma taxa mais baixa (comportamento análogo é verificado no caso do simples efeito). Para o duplo efeito com fluxo em paralelo, contudo, as duas parcelas da Eq. (5.7) contribuem para o aumento do COP caso T_{GER1} aumente, de modo que a existência de um máximo desse parâmetro resulta da mudança na tendência de variação de $\dot{m}_{11}$ em função de T_{GER1} .

$$\dot{Q}_{\text{GER1}} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_8) + RC_1\dot{m}_{11}(h_8 - h_7) \quad (5.7)$$

Adicionalmente, as Figuras 5.7 e 5.8 demonstram que, para todas as configurações investigadas, a temperatura em GER1 associada a COP_{max} decresce com as diminuições de T_{ABS} e T_{COND} e com o aumento de T_{EVAP} . Sob temperaturas sucessivamente mais altas no evaporador e baixas no condensador e no absorvedor, em especial, percebe-se mais claramente que os desempenhos energéticos máximos ocorrem em valores de T_{GER1} cada vez mais distantes do limite superior da faixa de variação estipulada para essa temperatura. Para a configuração de duplo efeito com fluxo em série, tal fato é ilustrado na Figura 5.9 quando $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}} = 35^\circ\text{C}$ e T_{EVAP} se situa nas proximidades do extremo superior de seu intervalo de variação ($= 15^\circ\text{C}$).

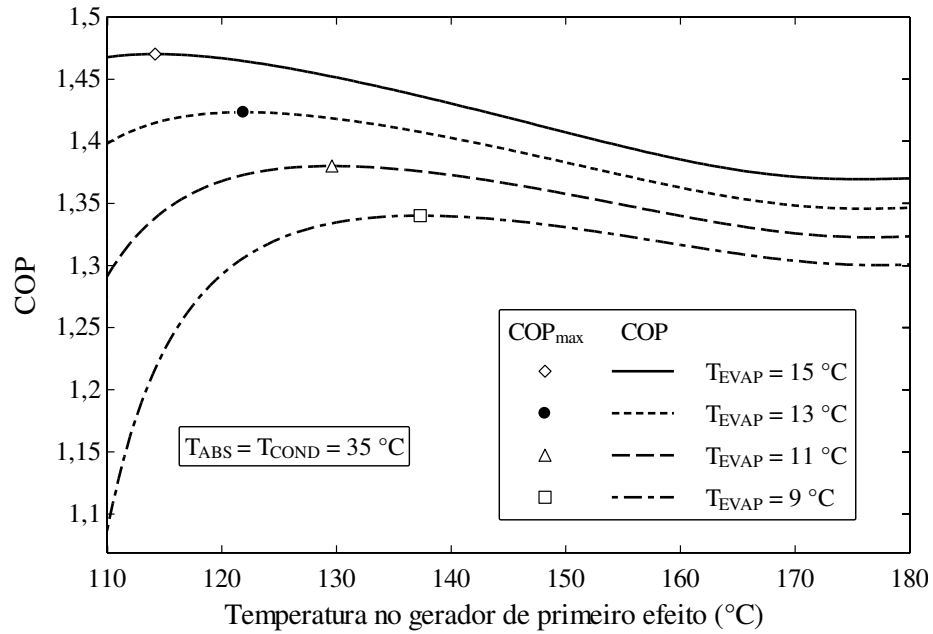


Figura 5.9: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.

Para $T_{\text{EVAP}} = 15^{\circ}\text{C}$, por exemplo, a Figura 5.9 comprova que o COP_{max} ocorre em $T_{\text{GER1}} \approx 114,2^{\circ}\text{C}$ e é cerca de 7,3 % maior do que o COP mínimo (COP_{min}), o qual é verificado em um valor de T_{GER1} mais próximo ao extremo superior da faixa de variação estabelecida para essa temperatura. Nesse caso, a fim de satisfazer a capacidade de refrigeração definida para o sistema, a diferença entre os consumos de energia térmica no gerador de primeiro efeito ($\dot{Q}_{\text{GER1}}$) nas situações de COP_{max} e COP_{min} (ambos determinados por aplicação do algoritmo de busca por seção áurea) é de aproximadamente 285 kW. Tendências similares são constatadas para as demais temperaturas no evaporador, porém com maiores ou menores diferenças entre os desempenhos energéticos máximo e mínimo da configuração de duplo efeito com fluxo em série.

Ainda para a configuração de duplo efeito com fluxo em série, as temperaturas em GER1 associadas a COP_{max} e o próprio COP_{max} são apresentados nas Figuras 5.10 e 5.11, respectivamente, em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador. Nessas duas figuras, T_{EVAP} e $T_{\text{ABS}} (= T_{\text{COND}})$ percorrem todos os valores de seus intervalos de variação. A Figura 5.10 confirma que a T_{GER1} associada a COP_{max} cresce com os aumentos de T_{ABS} e T_{COND} e com a diminuição de T_{EVAP} , ao passo que a Figura 5.11 evidencia efeitos opostos dessas temperaturas sobre COP_{max} .

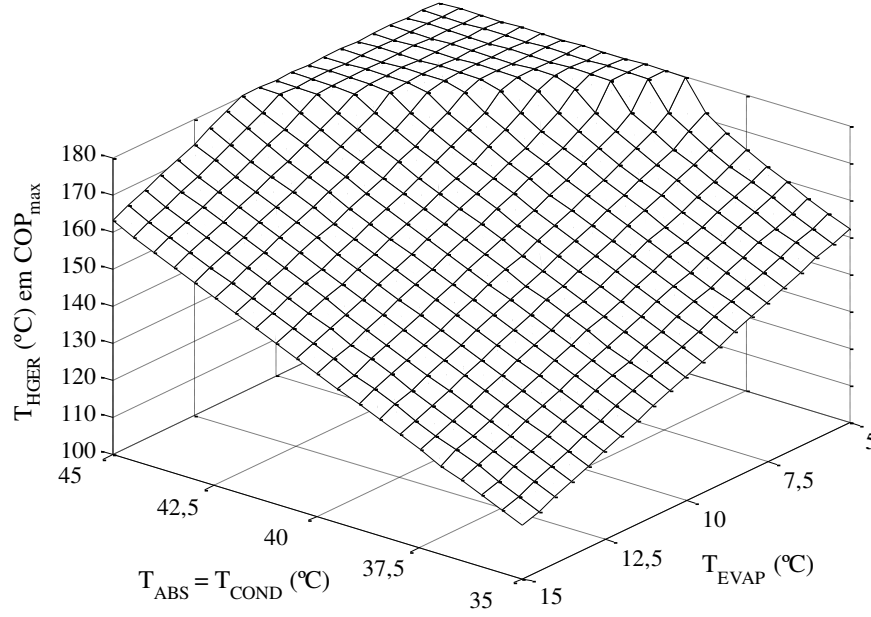


Figura 5.10: T_{GER1} associada a COP_{max} em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.

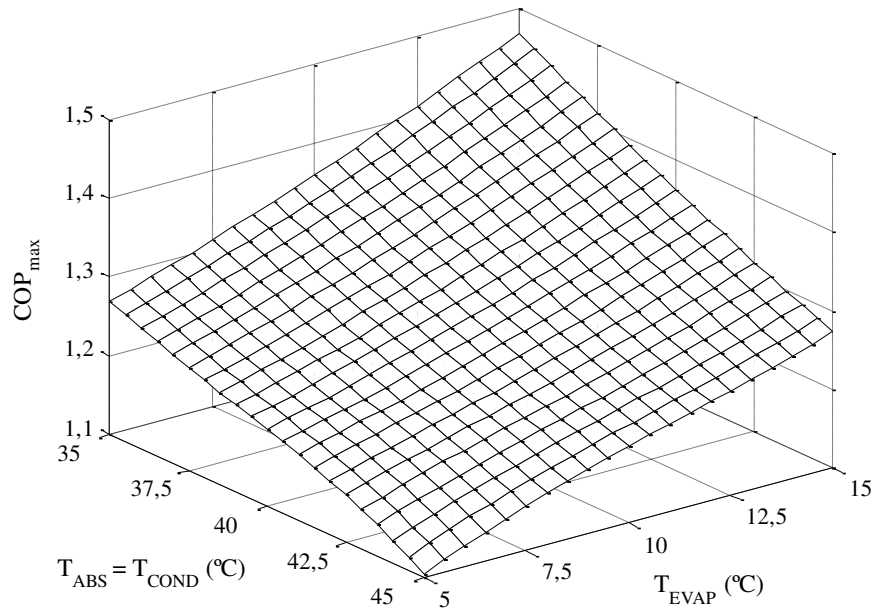


Figura 5.11: COP_{max} em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.

Tendo em vista o limite superior definido para a faixa de variação de T_{GER1} , os desempenhos energéticos máximos a temperaturas próximas a 5 °C em EVAP e a 45 °C em ABS e COND, embora aconteçam a temperaturas mais elevadas, são restritos a 180 °C no gerador de primeiro efeito. Tal fato é demonstrado pela região a T_{GER1} constante da

superfície da Figura 5.10 nas proximidades dos referidos valores de T_{EVAP} e $T_{\text{ABS}} (= T_{\text{COND}})$. Para os intervalos de variação considerados dessas temperaturas, o maior valor alcançável do COP para o SRA de duplo efeito com fluxo em série é 1,4703; o qual é verificado em $T_{\text{GER1}} \approx 114,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Nos casos de SRAs de efeitos simples e duplo efeito com fluxo em paralelo, o desempenho energético máximo e a temperatura em GER1 na qual esse desempenho é verificado seguem os mesmos comportamentos constatados para o SRA de duplo efeito com fluxo em série (mostrados nas Figuras 5.10 e 5.11). Todavia, uma vez que há divisão de vazão mássica no SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo, o COP dessa configuração é fortemente dependente da razão de distribuição D . Dessa forma, a Figura 5.12 ilustra a influência de D nos valores de COP da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo sob diferentes temperaturas no gerador de primeiro efeito.

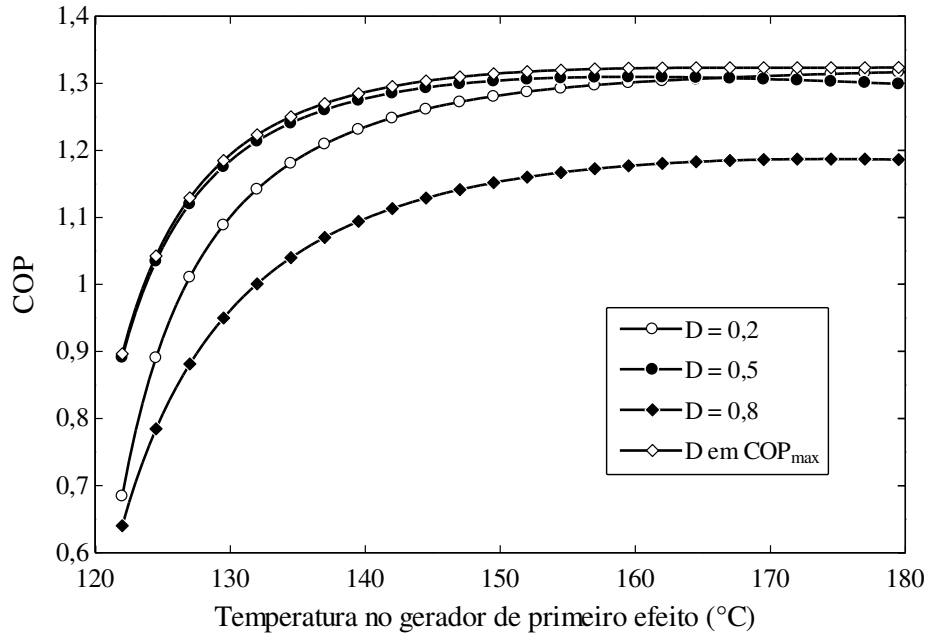


Figura 5.12: COP em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes razões de distribuição – configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.

A Figura 5.12 evidencia que os desempenhos energéticos computados no valor de referência da razão de distribuição (vide Tabela 4.2, $D = 0,5$) são bastante próximos àqueles verificados na situação de D em COP_{max} . Entretanto, quando $D = 0,8$; observam-se diferenças mais pronunciadas entre os valores de COP nessa razão de distribuição e aqueles constatados quando da manutenção de D associada a COP_{max} a cada T_{GER1} . Nesse sentido,

os valores de D que maximizam os desempenhos energéticos da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo em função de T_{GER1} são apresentados na Figura 5.13.

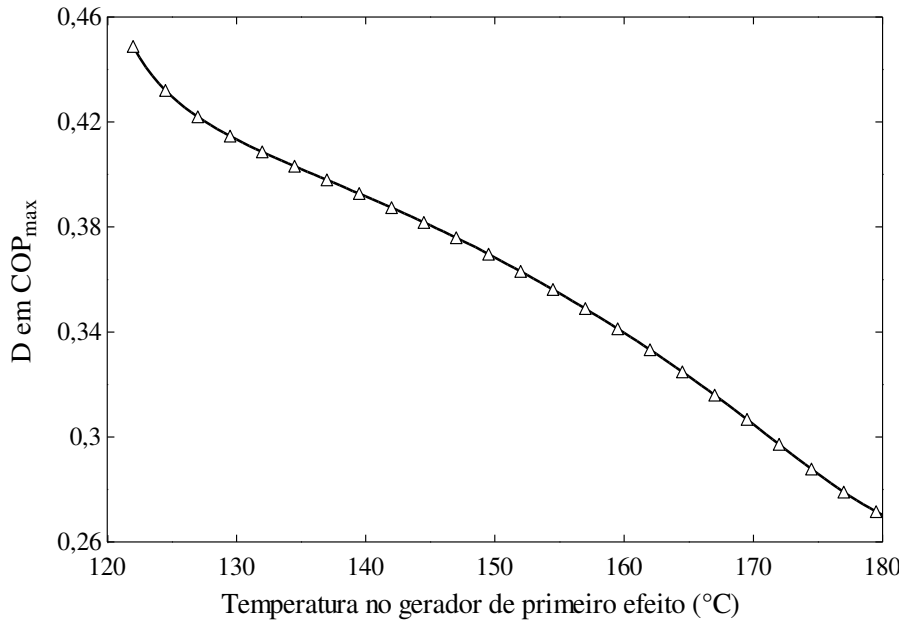


Figura 5.13: Valores de D associados a COP_{max} da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.

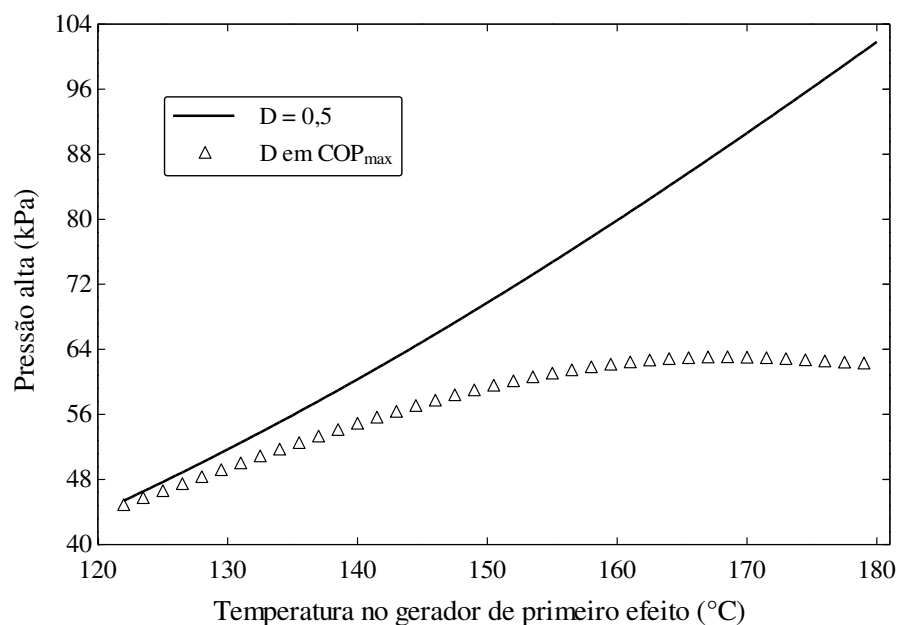
A Tabela 5.6 mostra valores de COP do SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo sob diferentes temperaturas no gerador de primeiro efeito e valores da razão de distribuição D (testados previamente na Figura 5.12). Sob $T_{\text{GER1}} = 130$ °C, por exemplo, verifica-se uma diferença de 24,1 % entre os valores de COP nas situações de $D = 0,8$ e D em COP_{max} . Nesse caso, o aumento do desempenho energético é devido a um decréscimo de cerca de 1100 kW no consumo de calor externo no gerador de primeiro efeito. Esse decréscimo é progressivamente menor a temperaturas cada vez maiores em GER1.

Adicionalmente, a Figura 5.14 mostra que a pressão alta (P_{GER1}) no duplo efeito com fluxo em paralelo não cresce continuamente com o aumento da temperatura no gerador de primeiro efeito quando da manutenção de D nos valores associados a COP_{max} a cada T_{GER1} . Esse comportamento, que também foi verificado por Farshi *et al.* (2012a), contraria aquele observado na situação em que D é mantida em somente um valor ao longo de toda a faixa de variação de T_{GER1} (Figuras 5.5 e 5.6). No caso de D invariável, o aumento da temperatura no gerador de primeiro efeito leva a pressões mais próximas à pressão atmosférica nesse equipamento.

Tabela 5.6: Comparação entre valores de COP da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo para diferentes valores de D .

T_{GER1} (°C)	COP		
	$D = 0,8$	D em COP_{max}	Diferença * (%)
130	0,961	1,193	24,1
150	1,153	1,314	13,9
170	1,186	1,323	11,5

$$* \text{Diferença (\%)} = \text{abs}[(COP_{max} - COP_{D=0,8})/COP_{D=0,8}] \cdot 100$$

**Figura 5.14:** Pressão alta em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes valores de D – configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.

5.4.2 Efeito da taxa de transferência de calor externa em GER2

Nos casos de SRAs de duplo efeito, se uma ou mais fontes de calor a baixas temperaturas (tão baixas a ponto de serem incapazes de proporcionar $T_{GER1,min}$) estiverem disponíveis, tais fontes podem ser usadas a fim de suprir energia térmica diretamente ao gerador de segundo efeito. Em indústrias sucroenergéticas, a vinhaça, os condensados e o vapor de *flash* são exemplos clássicos dessas fontes, pois as três são correntes térmicas residuais que apresentam, em geral, temperaturas demasiadamente baixas para promover a evaporação parcial de refrigerante no gerador de primeiro efeito. Nesse sentido, o modo de operação de SRAs de duplo efeito com fornecimento simultâneo de energia térmica de

origem externa a ambos os geradores é comumente denominado *dual heat* (ARUN *et al.*, 2000).

Os desempenhos energéticos das configurações de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo (em D associada a $COP_{\max}$) são exibidos na Figura 5.15 em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito ($\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$). Nessa figura, considera-se que energia térmica sob baixa temperatura está disponível livremente, i.e., que a cessão dessa energia a GER2 não afeta o COP . Essa consideração é condizente com o emprego de correntes térmicas residuais. Sendo assim, verifica-se que o aumento de $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$ implica melhorias significativas dos desempenhos energéticos de SRAs de duplo efeito. Tal verificação também foi reportada em Arun *et al.* (2000) e Farshi *et al.* (2012a). Nas especificações do caso base, as temperaturas da fonte que fornece calor a GER2 variam entre aproximadamente 106 e 113 °C, ao passo que $T_{\text{GER,min}} \approx 117$ °C.

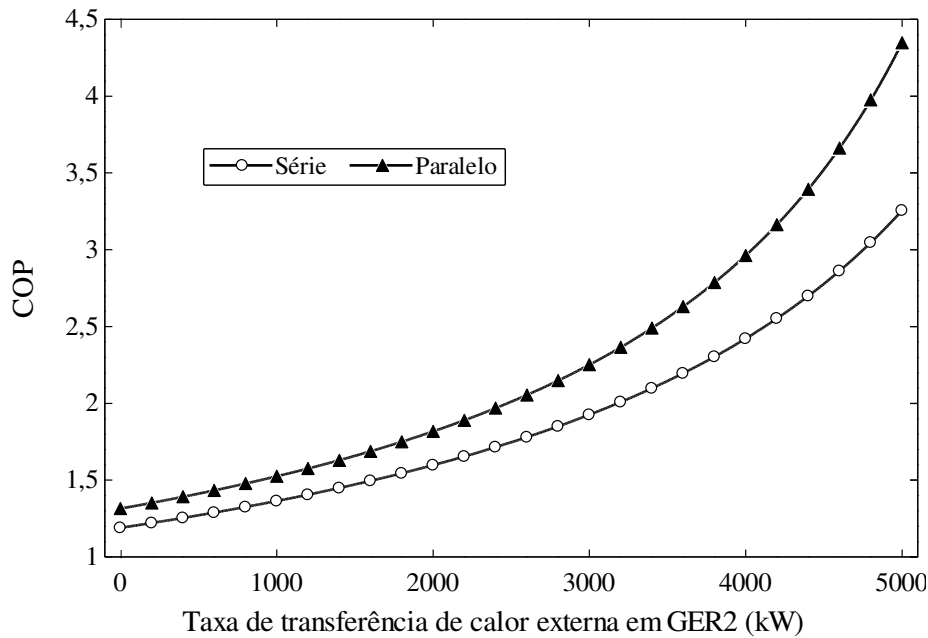


Figura 5.15: COP em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito ($\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$, sob baixa temperatura e suposta disponível livremente) – configurações de duplo efeito.

O aumento do COP evidenciado pela Figura 5.15 é devido a menores quantidades de calor consumidas nos geradores de primeiro efeito quando da inserção, nos geradores de segundo efeito, de energia térmica sob baixa temperatura e disponível livremente. Para ambas as configurações de duplo efeito, constata-se que a vazão mássica de refrigerante

dessorvido em GER2 cresce de modo contínuo com o aumento $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$. Dessa forma, tendo em vista que a vazão mássica total de água pura que atravessa o evaporador é fixa, a vazão mássica de refrigerante separada em GER1 decresce; logo, a participação do gerador de segundo efeito na dessorção de refrigerante se torna mais pronunciada. Por outro lado, caso o calor inserido em GER2 não esteja disponível livremente, seu custo energético deve ser levado em conta e, portanto, os valores de COP das configurações de duplo efeito diminuem, conforme mostra a Figura 5.16.

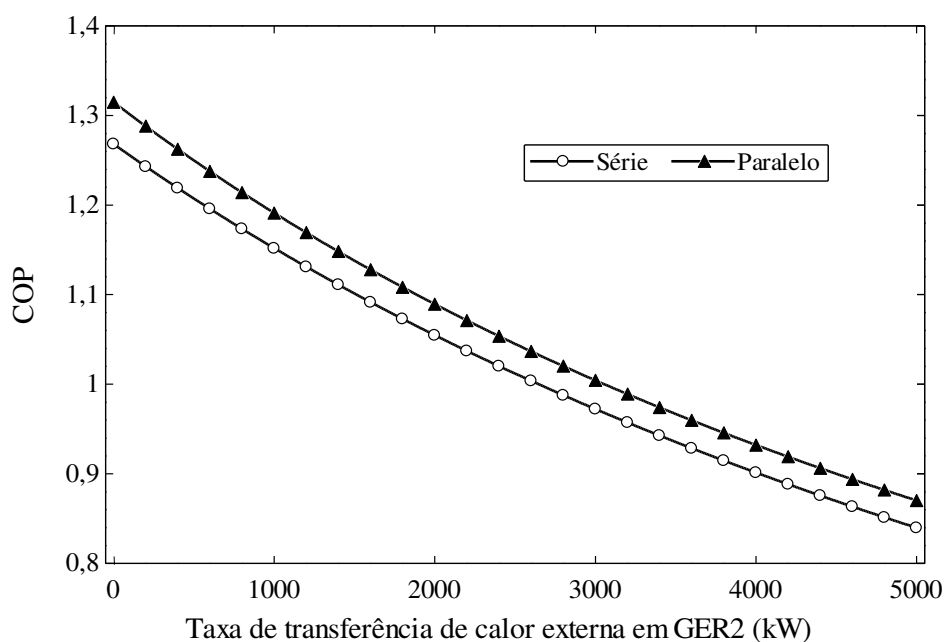


Figura 5.16: COP em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito – configurações de duplo efeito.

5.4.3 Efeitos das efetividades de TC1 e TC2 e diferenças de pressão

Os trocadores de calor intermediários situados nos circuitos de solução de SRAs de duplo efeito são equipamentos que visam a recuperar energia térmica contida em correntes desses circuitos e, dessa forma, diminuir as quantidades de calor rejeitadas no absorvedor e no condensador e consumida no gerador de primeiro efeito. Por conseguinte, a presença desses trocadores implica a melhoria do desempenho energético do sistema. Nesse sentido, na Figura 5.17, observa-se que os aumentos das efetividades de TC1 e TC2 induzem a elevação do COP de SRAs de duplo efeito.

Para as configurações de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo (esta último sob o valor de D que fornece COP_{max}), caso as efetividades de ambos os trocadores

intermediários sejam fixadas no mesmo valor, a diferença entre as temperaturas das correntes de entrada é maior em TC1 do que em TC2, o que contribui para uma maior troca (carga) térmica em TC1. Especificamente para o fluxo em paralelo, porém, as vazões mássicas das correntes que passam por TC1 são significativamente menores em comparação às das correntes que atravessam TC2. Em razão disso, a recuperação de calor em TC2 é mais expressiva no fluxo em paralelo, ao passo que o oposto é verificado no fluxo em série.

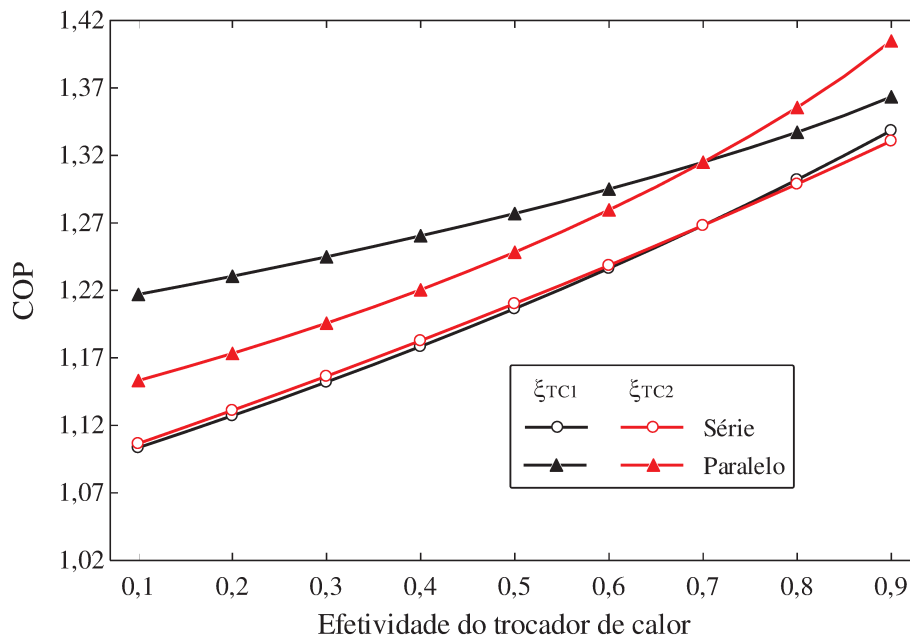


Figura 5.17: Efeitos das efetividades dos trocadores de calor intermediários sobre o *COP* – configurações de duplo efeito.

Particularmente, a Figura 5.17 revela que ambos os trocadores de calor intermediários têm efeitos igualmente pronunciados sobre o *COP* da configuração com fluxo em série, haja vista que as curvas relativas a esse modo praticamente se sobrepõem. Para a configuração com fluxo em paralelo, contudo, a mesma figura demonstra que TC2 contribui de modo mais significativo para o aumento do *COP* do que TC1. Essa observação é atestada pelo fato de que, para o fluxo em paralelo, os valores de *COP* são mais altos quando $\xi_{TC2} > \xi_{TC1}$ em comparação à situação em que $\xi_{TC2} < \xi_{TC1}$. Sendo assim, para o SRA de duplo efeito com fluxo em paralelo, é preferível aumentar a área (diretamente proporcional à efetividade) de TC2 a fim de alcançar desempenhos energéticos mais elevados.

Nos casos de SRAs de efeitos simples e duplo, a Figura 5.18 mostra a influência de diferenças de pressão operacional ocorrentes entre GER2 e COND ($\Delta P_{\text{GER2-COND}}$, que equivale a $\Delta P_{\text{GER-COND}}$ no simples efeito) e entre EVAP e ABS ($\Delta P_{\text{EVAP-ABS}}$) no COP (computado no valor de D associado a COP_{max} no duplo efeito com fluxo em paralelo). Conforme mostrado nessa figura, ambas as diferenças implicam decréscimos no COP ; contudo, constata-se que $\Delta P_{\text{GER2-COND}}$ afeta ligeiramente os desempenhos energéticos das diferentes configurações de SRAs, ao passo que o efeito de $\Delta P_{\text{EVAP-ABS}}$ é mais acentuado. Dessa forma, diferenças de pressão operacional entre EVAP e ABS devem ser evitadas prioritariamente, uma vez que aumentos dessas diferenças acarretam valores de COP menores do que em situações correspondentes de $\Delta P_{\text{GER2-COND}}$.

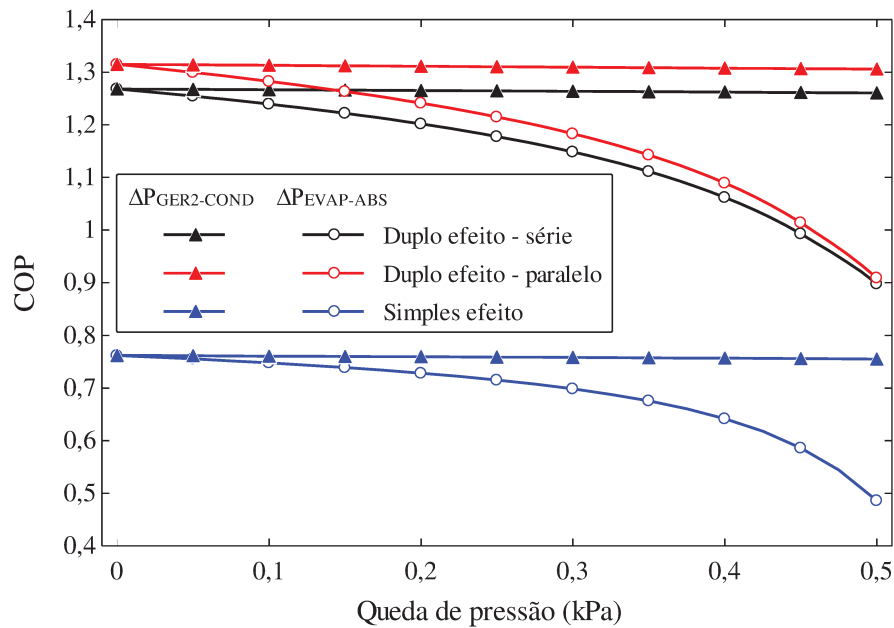


Figura 5.18: Efeitos de diferenças de pressão operacional entre GER2 (GER) e COND e entre EVAP e ABS sobre o COP .

5.5 Desempenho exergético dos SRAs de efeitos simples e duplo

5.5.1 Efeitos das temperaturas de operação

A Figura 5.19 apresenta o efeito da temperatura em GER1 sobre a eficiência exergética (η_{ex}) para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$). Tal figura revela comportamentos inicialmente similares àqueles constatados para os desempenhos energéticos (COP , Figura 5.7), pois os valores de η_{ex} de todas as configurações também crescem de modo significativo com a elevação de T_{GER1} até um valor específico (diferente

para cada configuração). Entretanto, à frente desse valor específico, percebe-se que η_{ex} diminui acentuadamente com o aumento de T_{GER1} , o que acarreta a existência de máximos desse parâmetro ($\eta_{ex,max}$). Sendo assim, por comparação entre as curvas de desempenhos energético e exergético (Figuras 5.7 e 5.19, respectivamente), observa-se que, para cada configuração, $\eta_{ex,max}$ ocorre em um valor de T_{GER1} menor do que aquele em que COP_{max} é verificado.

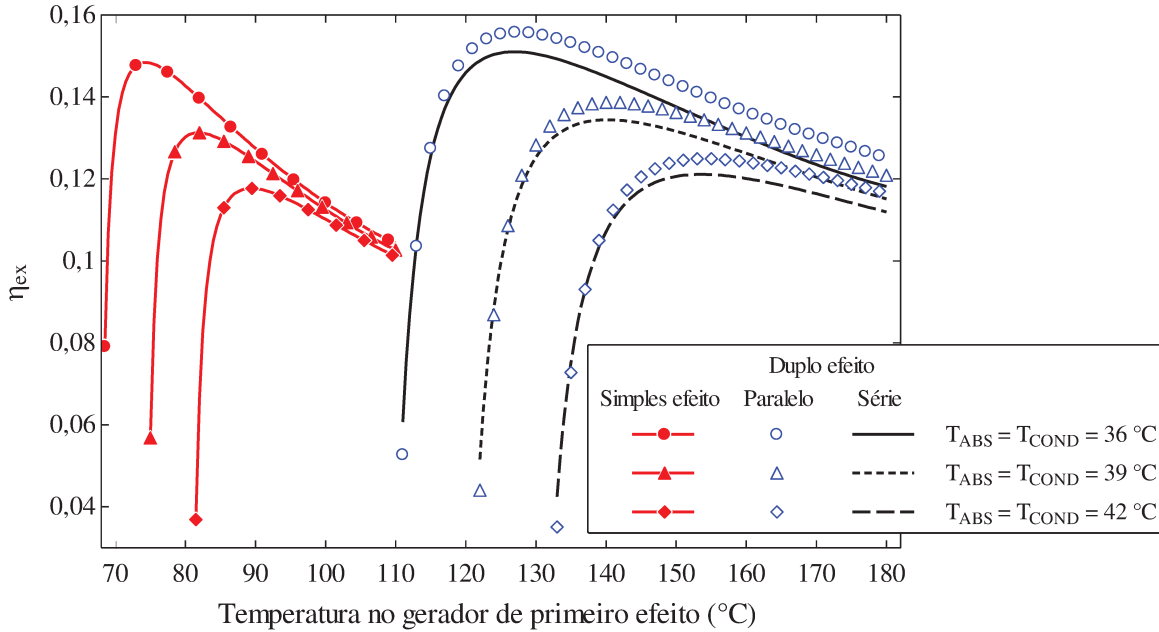


Figura 5.19: Eficiência exergética em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no absorvedor ($T_{ABS} = T_{COND}$).

Ademais, a Figura 5.19 mostra que a eficiência exergética decresce com o aumento de T_{ABS} ($= T_{COND}$), o que contrasta com os efeitos devidos a essa temperatura reportados em Farshi *et al.* (2012a e 2012b). Em particular, tal oposição pode ser explicada pelo fato de Farshi *et al.* (2012a e 2012b) terem incluído os termos das taxas de transferência de exergia no condensador e no absorvedor (que rejeitam exergia para os sumidouros) no numerador da definição matemática de η_{ex} (vide Eq. (4.6)), de modo que a elevação de T_{ABS} ($= T_{COND}$) resulta no aumento do desempenho de Segunda Lei. Em consequência dessa mesma razão, os valores de η_{ex} alcançados por Farshi *et al.* (2012a e 2012b) são maiores do que aqueles obtidos no presente trabalho.

Os efeitos provocados por acréscimos em T_{ABS} e T_{COND} sobre η_{ex} são análogos e contribuem ambos para a diminuição desse parâmetro de desempenho (ilustrada na Figura

5.19). No presente trabalho, uma vez que foram desprezados os efeitos devidos a uma BC que aquece os sumidouros (i.e., somente o efeito de refrigeração produzido no evaporador é considerado desejado, a exemplo de Kaushik e Arora (2009) e Colorado e Velázquez (2013)), os aumentos das temperaturas em ABS e COND levam a maiores taxas de perda de exergia nesses equipamentos e, portanto, maiores taxas de consumo de exergia em GER1 a fim de satisfazer a taxa de transferência de exergia requerida em EVAP.

A influência de T_{GER1} em η_{ex} para diferentes temperaturas no evaporador é mostrada na Figura 5.20. O já comentado efeito causado por T_{GER1} também pode ser conferido nessa figura. Em especial, por comparação entre as Figuras 5.8 e 5.20, verifica-se que os efeitos da temperatura no evaporador sobre os desempenhos de Primeira e Segunda Leis são contrários, haja vista que a elevação de T_{EVAP} acarreta o aumento do COP e a diminuição da η_{ex} . Nesse sentido, embora a taxa de exergia consumida em GER1 diminua quando do aumento de T_{EVAP} , a causa da redução de η_{ex} reside no decréscimo relativamente maior da taxa de transferência de exergia em EVAP. Além disso, os sentidos dos fluxos energético e exergético no evaporador são opostos, pois as temperaturas das correntes associadas a esse equipamento são inferiores à temperatura do ambiente de referência adotado para o cálculo da exergia ($T_0 = 25\text{ °C}$).

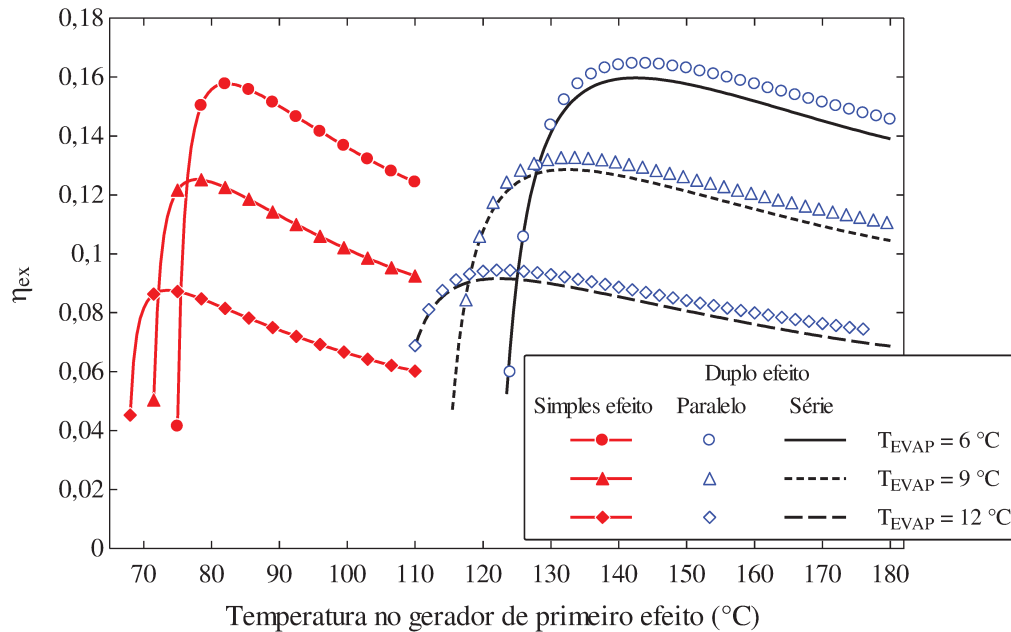


Figura 5.20: Eficiência exergética em função da temperatura no gerador de primeiro efeito para diferentes temperaturas no evaporador.

Conforme evidenciam as Figuras 5.19 e 5.20, temperaturas excessivamente altas no gerador de primeiro efeito não implicam melhorias dos desempenhos termodinâmicos de Segunda Lei. Dessa forma, os desempenhos energético e exergético exibem tendências semelhantes quanto ao efeito de T_{GER1} , i.e., os máximos desses desempenhos podem ocorrer em valores abaixo do limite superior definido para o intervalo de variação da temperatura no gerador de primeiro efeito (a depender dos valores estipulados para as demais variáveis de projeto e operação).

Adicionalmente, as Figuras 5.19 e 5.20 evidenciam que os desempenhos exergéticos das configurações de efeitos simples e duplo são equiparáveis, ao passo que as Figuras 5.7 e 5.8 comprovam que os desempenhos energéticos dessas configurações diferem significativamente. Nesse sentido, o *COP* da configuração de simples efeito é inferior em decorrência do maior consumo de energia térmica no gerador de primeiro efeito dessa configuração. Por outro lado, a diferença menos pronunciada entre os desempenhos exergéticos dos efeitos simples e duplo pode ser atribuída à quantidade e à qualidade da energia térmica consumida nos respectivos geradores de primeiro efeito.

Em comparação à configuração de simples efeito, as configurações de duplo efeito demandam calor em uma quantidade menor e a uma temperatura mais alta. Consequentemente, as taxas de consumo de exergia nos geradores de primeiro efeito de todas as configurações investigadas são próximas. Nas especificações do caso base, os valores de $\eta_{ex,max}$ das configurações de efeitos simples, duplo efeito com fluxo em série e duplo efeito com fluxo em paralelo (em $D = 0,5$) são 0,1366; 0,1395 e 0,1429 (computados por meio do algoritmo de busca por seção áurea), os quais são verificados em cerca de 79,3; 135,8 e 136,6 °C de temperatura em GER1, respectivamente.

Para todas as configurações, de acordo com as Figuras 5.19 e 5.20, a elevação das temperaturas em COND e ABS e a diminuição da temperatura em EVAP provocam o aumento da temperatura em GER1 na qual $\eta_{ex,max}$ é verificada; em contrapartida, essa eficiência máxima cresce caso T_{COND} , T_{ABS} e T_{EVAP} sejam reduzidas. Tal constatação é confirmada pelas Figuras 5.21 (limitada inferiormente por 110 °C, que é o valor mínimo estipulado para T_{GER1}) e 5.22 para o SRA de duplo efeito com fluxo em série. Nessas duas figuras, as temperaturas no condensador, no absorvedor e no evaporador percorrem todos os valores de seus intervalos de variação. Além disso, a comparação das Figuras 5.21 e 5.22

às Figuras 5.10 e 5.11 revela que, conforme já ressaltado, os valores de T_{GER1} associados a $\eta_{ex,max}$ são menores do que aqueles em que COP_{max} ocorre. Comportamentos análogos são válidos para as outras configurações.

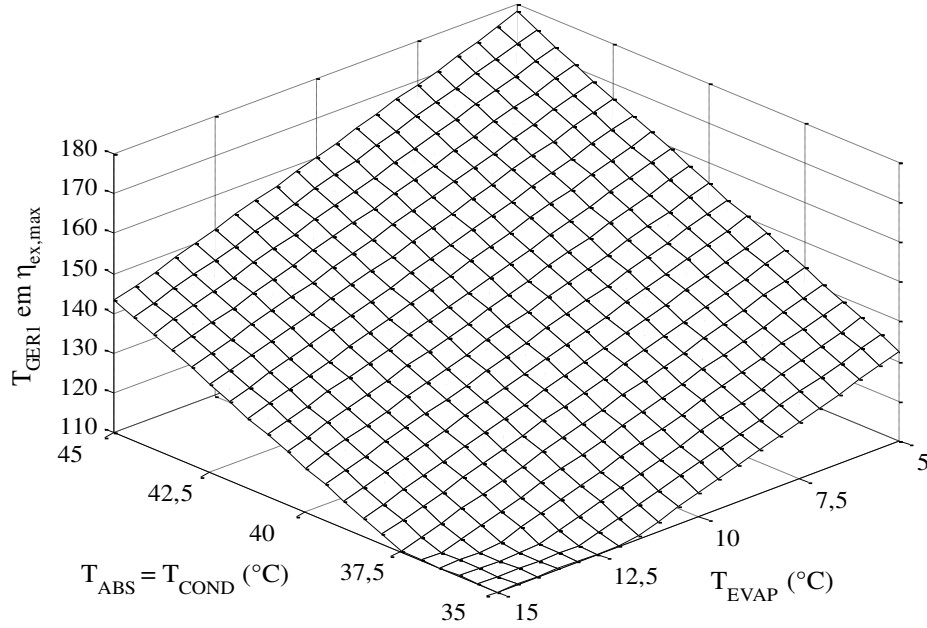


Figura 5.21: T_{GER1} associada a $\eta_{ex,max}$ em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.

Sob $T_{EVAP} = 5^{\circ}C$ e $T_{ABS} = T_{COND} = 35^{\circ}C$, por exemplo, a diferença relativa entre $\eta_{ex,max}$ e $\eta_{ex,min}$ (ambas determinadas por aplicação do algoritmo de busca por seção áurea) da configuração de duplo efeito com fluxo em série vale aproximadamente 22 %, a qual é devida a um decréscimo de cerca de 280 kW no influxo de exergia em GER1. A primeira eficiência mencionada ocorre em $T_{GER1} \approx 132,6^{\circ}C$; a segunda, por sua vez, é verificada em $T_{GER1} = 180^{\circ}C$. Tendências similares são válidas para os SRAs de efeitos simples e duplo com fluxo em paralelo. Neste último, em particular, uma vez que há divisão de vazão mássica (definida pela razão de distribuição D), a diferença relativa entre as eficiências exergéticas computadas nas situações de $D = 0,8$ e D em $\eta_{ex,max}$ vale 13,3 %.

Para os SRAs de efeitos simples e duplo com fluxo em série, a mesma causa que explica a constatação de máximos do COP pode ser atribuída à ocorrência de máximos da eficiência exergética: a redução de RC_1 a taxas cada vez menores quando da elevação de T_{GER1} (KAUSHIK e ARORA, 2009), o que implica um mínimo do consumo de exergia no gerador de primeiro efeito. Nesse sentido, no caso do SRA de duplo efeito com fluxo em

paralelo, é válida a justificativa baseada na mudança da tendência de variação de $\dot{m}_{11}$ em função de T_{GER1} (citada previamente para o COP).

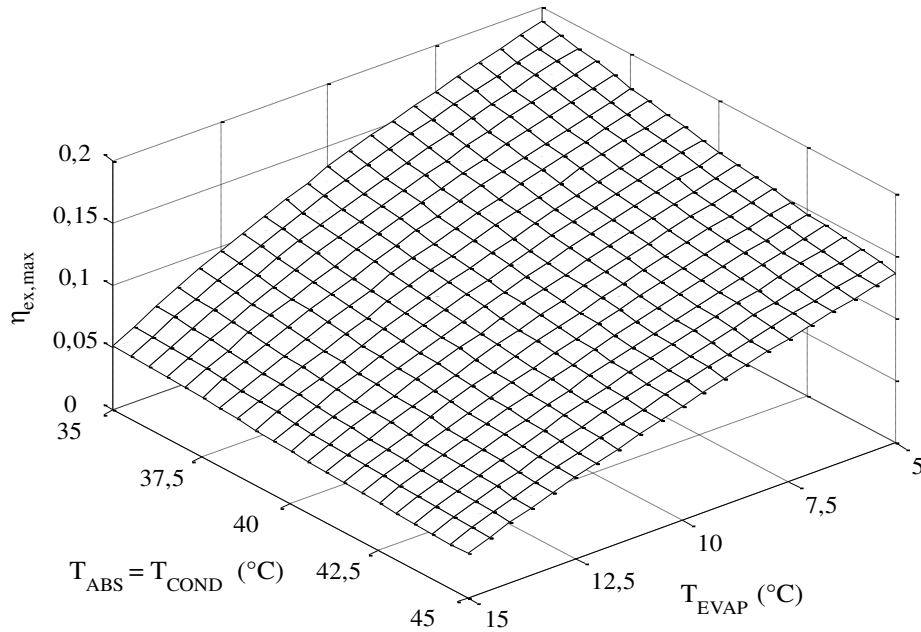


Figura 5.22: $\eta_{\text{ex,max}}$ em função das temperaturas no evaporador, no absorvedor e no condensador – configuração de duplo efeito com fluxo em série.

Ressalta-se que, a fim de construir as Figuras 5.19, 5.20 e outras apresentadas nesta seção, as eficiências exérgicas da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo foram computadas nos valores de D (razão de distribuição) que maximizam esse parâmetro de desempenho a cada T_{GER1} . Tais valores de D são apresentados na Figura 5.23 em função da temperatura no gerador de primeiro efeito. A análise conjunta dessa figura e da Figura 5.13 atesta que as razões de distribuição associadas a desempenhos energético e exérgico máximos podem ser consideradas idênticas.

As Figuras 5.24 a 5.26 apresentam os defeitos de eficiência verificados em cada equipamento k ($\delta_{\text{ex},k}$) dos SRAs de efeitos simples e duplo estudados. Para todas as configurações, observa-se que o absorvedor contribui de modo significativo para a redução do desempenho de Segunda Lei. Nesse sentido, a maior irreversibilidade no absorvedor pode ser atribuída à elevada carga térmica nesse componente e às diferenças pronunciadas entre as temperaturas e frações mássicas das respectivas correntes de entrada e saída. Em contrapartida, a bomba e as válvulas de expansão têm participação praticamente inexpressiva nas destruições de exergia totais das distintas configurações, haja vista que os

defeitos de eficiência causados por esses equipamentos são demasiadamente pequenos (os valores desses defeitos não são indicados nas Figuras 5.24 a 5.26).

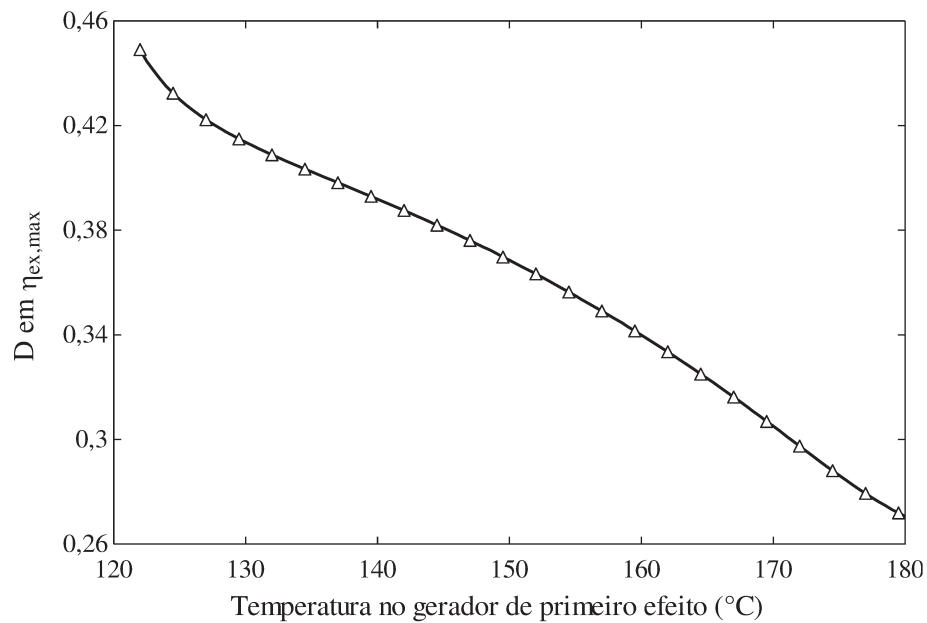


Figura 5.23: Valores de D associados a $\eta_{ex,max}$ da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.

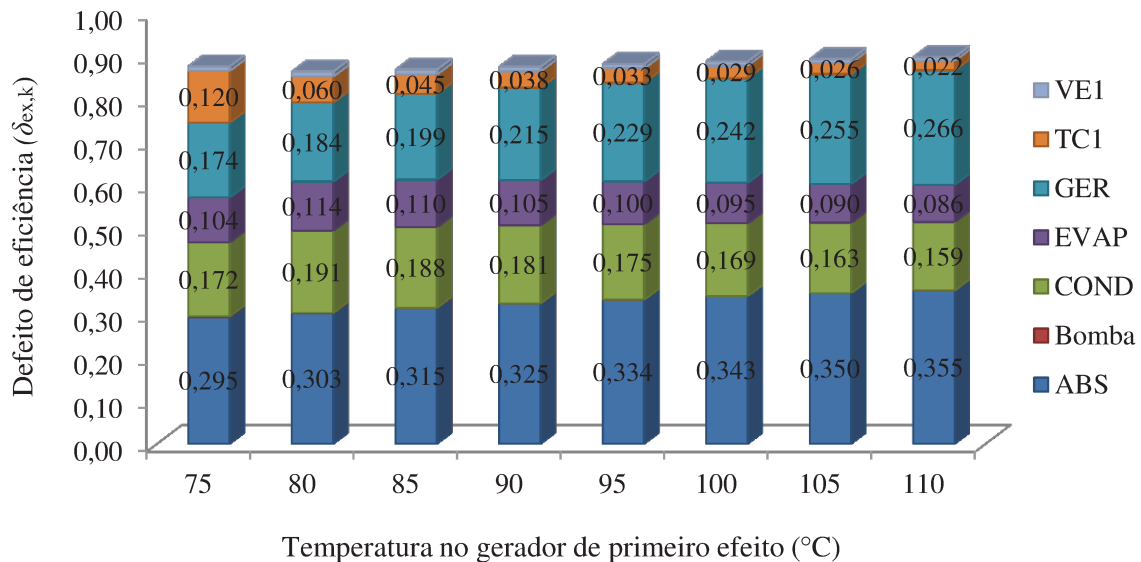


Figura 5.24: Defeitos de eficiência nos equipamentos da configuração de simples efeito.

No valor de T_{GER} associado a $\eta_{ex,max}$ sob as condições do caso base, a ordem decrescente dos equipamentos em termos da magnitude do defeito de eficiência da configuração de simples efeito é ABS, COND, GER, EVAP, TC1, VE1 e bomba. Na

configuração de duplo efeito com fluxo em série, a ordem correspondente é ABS, EVAP, COND, TC1, GER1, TC2, GER2, VE2, VE1 e bomba. Na configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo (em $D = 0,5$), por sua vez, a referida ordem é ABS, EVAP, COND, TC2, TC1, GER2, VE2, VE1, ponto M e bomba. Essas sequências indicam os equipamentos que devem ser alvos de mudanças que tenham por finalidade maximizar os desempenhos de Segunda Lei dos SRAs estudados.

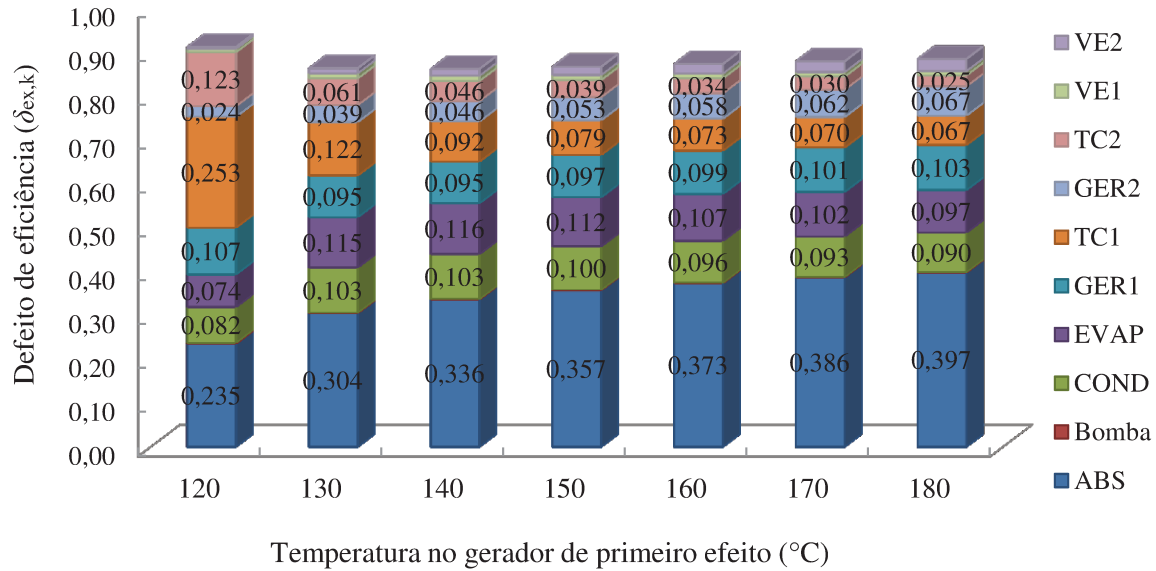


Figura 5.25: Defeitos de eficiência nos equipamentos da configuração de duplo efeito com fluxo em série.

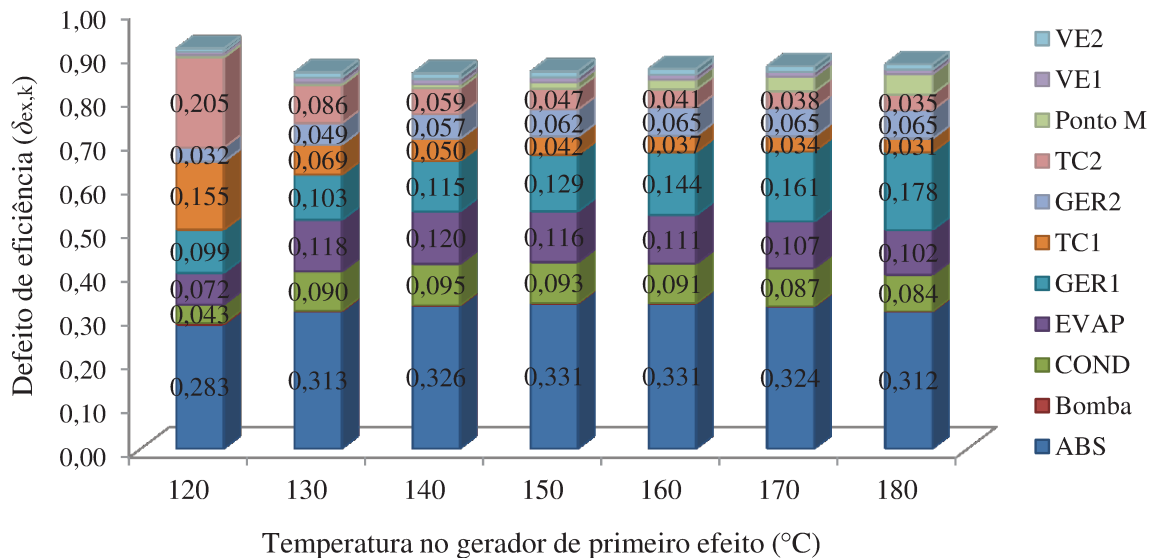


Figura 5.26: Defeitos de eficiência nos equipamentos da configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo.

Entretanto, é importante ressaltar que algumas irreversibilidades são inerente à própria operação dos sistemas e, portanto, inevitáveis. Dessa forma, embora o absorvedor seja o equipamento que mais contribua para a degradação dos desempenhos exergéticos, os fenômenos que geram destruição de exergia no absorvedor são necessários a fim de que o efeito de refrigeração seja produzido. Nesse sentido, Morosuk e Tsatsaronis (2008) apresentaram uma abordagem que divide a destruição exergética em parcelas evitável e inevitável, esta última impassível de ser reduzida devido a limitações tecnológicas.

5.5.2 Efeito da taxa de transferência de calor externa em GER2

A influência da taxa de transferência de calor externa em GER2 nas eficiências exergéticas das configurações de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo é apresentada na Figura 5.27 (sob $T_{\text{GER1}} = 160\text{ °C}$, única diferença em relação ao caso base). Nesta, observa-se que o aumento de $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$ tem efeitos contrários sobre as duas configurações mencionadas, já que η_{ex} cresce no modo de fluxo em série e decresce no modo de fluxo em paralelo. Sendo assim, a inserção direta de energia térmica no gerador de segundo efeito melhora o desempenho de Segunda Lei somente no caso do modo de fluxo em paralelo; entretanto, essa melhoria é pouco expressiva (inferior a 0,5 % entre as situações nas quais $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}} = 0$ e 5000 kW).

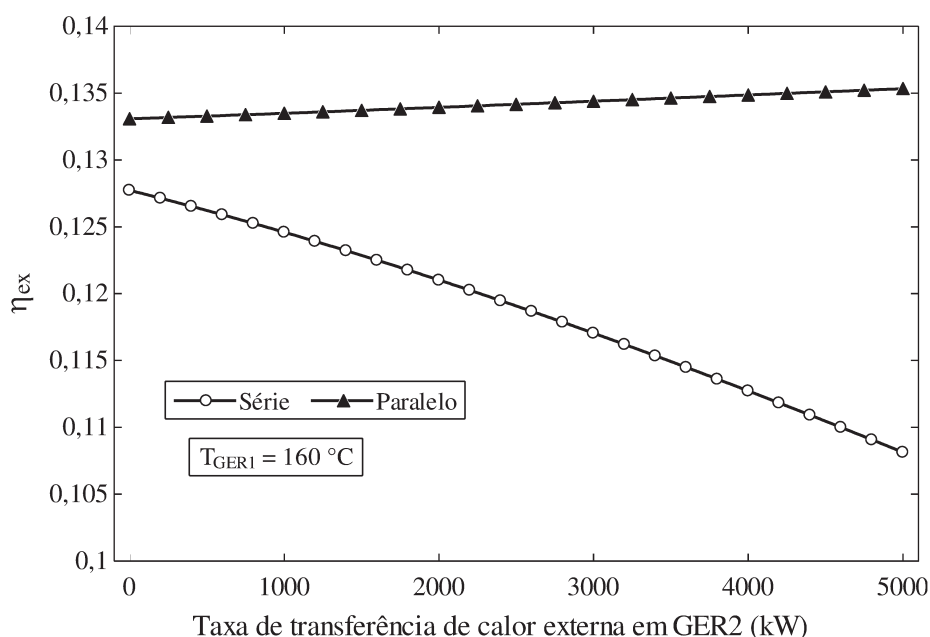


Figura 5.27: η_{ex} em função da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito – configurações de duplo efeito.

A diminuição da eficiência exergética verificada no SRA de duplo efeito com fluxo em série é de pouco mais de 1,5 %. Nesse sentido, por comparação entre as Figuras 5.16 e 5.27, constata-se que o efeito do fluxo de calor externo no gerador de segundo efeito é mais pronunciado sobre os desempenhos energéticos dos dois SRAs de duplo efeito estudados (de modo que os valores de COP de ambos diminuam). Em valores elevados de $\dot{Q}_{GER2,ext}$, no entanto, ressalta-se que a vazão mássica requerida da fonte que cede energia térmica diretamente a GER2 é alta e, dessa forma, essa vazão pode não estar disponível na prática.

O fornecimento direto de calor ao gerador de segundo efeito implica o aumento do consumo de exergia nesse gerador e, por outro lado, a diminuição do consumo de exergia no gerador de primeiro efeito. Nos SRAs de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo, o aumento e a diminuição mencionados têm magnitudes similares; no fluxo em série, contudo, a soma dessas magnitudes (correspondente ao consumo total de exergia, que figura no denominador da definição matemática de η_{ex} , Eq. (4.6)) se torna maior à medida que ocorrem acréscimos na carga térmica externa em GER2, o que leva ao comportamento decrescente observado na Figura 5.27 para a eficiência exergética desse modo de fluxo.

5.5.3 Efeitos das efetividades de TC1 e TC2 e diferenças de pressão

A Figura 5.28 mostra os efeitos das efetividades dos trocadores de calor intermediários sobre as eficiências exergéticas das configurações de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo. Para o modo de fluxo em série, nota-se que os dois trocadores intermediários provocam aumentos igualmente significativos do desempenho de Segunda Lei. Para o modo de fluxo em paralelo, porém, verificam-se valores mais altos de η_{ex} quando $\xi_{TC2} > \xi_{TC1}$ em comparação à situação em que $\xi_{TC2} < \xi_{TC1}$. Tais constatações são análogas às aquelas acerca dos efeitos das efetividades de TC1 e TC2 sobre os desempenhos energéticos, o que é evidenciado pela análise conjunta das Figuras 5.17 e 5.28.

Os aumentos das cargas térmicas em ambos os trocadores intermediários induzem a menores consumos de exergia no gerador de primeiro efeito e, portanto, maiores eficiências exergéticas de ambas as configurações de duplo efeito. Efeitos equivalentes são verificados para a configuração de simples efeito, a qual conta apenas com TC1 (cuja efetividade, caso aumente, conduz à elevação de COP e η_{ex}). No caso da configuração com fluxo em paralelo, o aumento da área do trocador TC2 (diretamente proporcional à efetividade) proporciona melhorias mais expressivas dos desempenhos de Primeira e Segunda Leis.

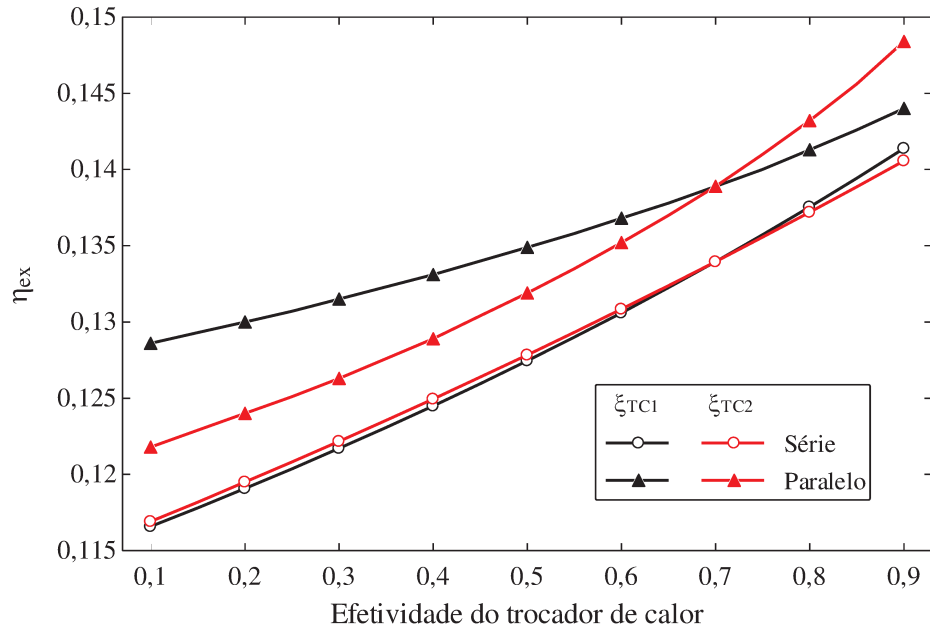


Figura 5.28: Efeitos das efetividades dos trocadores de calor intermediários sobre a η_{ex} – configurações de duplo efeito.

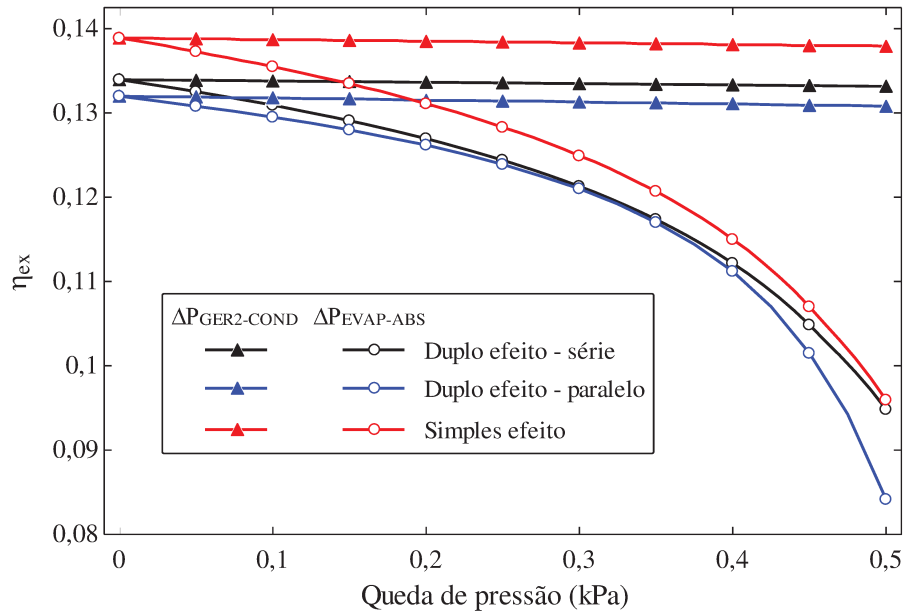


Figura 5.29: Efeitos de diferenças de pressão operacional entre GER2 (GER) e COND e entre EVAP e ABS sobre a η_{ex} .

Diferenças de pressão operacional entre GER2 e COND ($\Delta P_{GER2-COND}$, correspondente a $\Delta P_{GER-COND}$ no SRA de simples efeito) e entre ABS e EVAP ($\Delta P_{ABS-EVAP}$) têm efeitos de decréscimo sobre os desempenhos de Segunda Lei das configurações de efeitos simples e duplo investigadas, conforme ilustra a Figura 5.29. Esta demonstra que

diferenças de pressão entre GER2 e COND provocam ligeiras diminuições das eficiências exergéticas (inferiores a 0,1 %), ao passo que diferenças equivalentes entre ABS e EVAP estão associadas a reduções mais pronunciadas desse parâmetro de desempenho (até cerca de 4,5 %). Portanto, as Figuras 5.18 e 5.29 comprovam que $\Delta P_{\text{ABS-EVAP}}$ é a diferença de pressão que influencia de modo mais significativo os desempenhos de Primeira e Segunda Leis dos SRAs estudados.

5.6 Análise do risco de cristalização do LiBr nos SRAs de efeitos simples e duplo

A cristalização é um fenômeno passível de acontecer em SRAs com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ em decorrência da natureza salina do absorvente desse par de trabalho. Nesse sentido, a precipitação de cristais de LiBr ocorre quando o limite de solubilidade desse sal em água é excedido, o que pode causar a degradação de desempenho do SRA, a necessidade de parada da máquina e outras consequências indesejadas. Sendo assim, a presente seção apresenta uma análise do risco de cristalização em SRAs com diferentes configurações e operando com o par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (em conformidade com a metodologia explanada no Capítulo 4).

No caso de SRA de simples efeito, a Figura 5.30 apresenta os efeitos das temperaturas no gerador e no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] (T_{17} e X_{17} , corrente de entrada do absorvedor). Nessa figura (e demais fornecidas nesta seção), a temperatura no gerador varia com passo de 5 °C desde o valor inicial até o final estipulado. Dessa forma, sob $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}} = 36$ °C, por exemplo, T_{GER} percorre os seguintes valores: 85, 90, 95, 100, 105 e 110 °C (cada um correspondendo a um ponto na Figura 5.30). Além disso, os valores iniciais da temperatura no gerador diferem graças ao aumento da temperatura mínima nesse equipamento ($T_{\text{GER,min}}$) provocado pelas elevações de T_{ABS} e T_{COND} , conforme mostra a Figura 5.2 (vide página 87).

A Figura 5.30 comprova que o aumento da temperatura no gerador aproxima o ponto de estado T - X da corrente [17] da linha de cristalização e, portanto, torna o risco de precipitação do LiBr mais iminente. De acordo com essa mesma figura, a elevação de T_{ABS} ($= T_{\text{COND}}$) induz o aumento da T_{GER} na qual o ponto de estado de [17] ultrapassa o limite de solubilidade. Consequentemente, a temperaturas mais altas no absorvedor ($= T_{\text{COND}}$), a configuração de simples efeito pode ser acionada por fontes a temperaturas mais elevadas sob risco menos pronunciado de formação de cristais de LiBr. Nesse sentido, na situação em que $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}} = 42$ °C e $T_{\text{GER}} = 100$ °C, observa-se que o ponto de estado relativo a

[17] ainda se encontra na região de solubilidade do LiBr em água; nas outras duas situações de $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$, contudo, o referido ponto cruza a linha de cristalização.

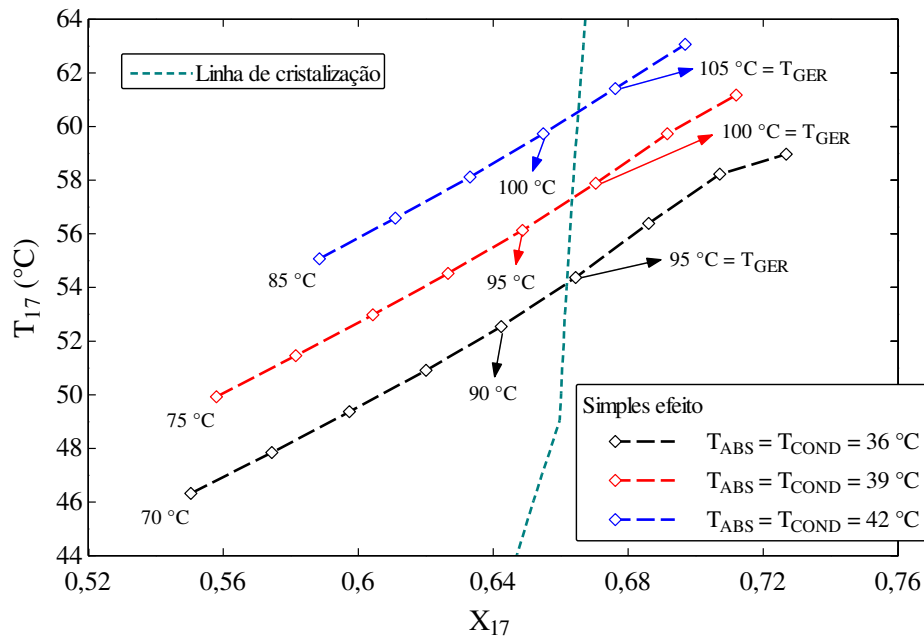


Figura 5.30: Efeitos das temperaturas no gerador e no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configuração de simples efeito.

Nos casos de SRAs de duplo efeito, a Figura 5.31 mostra os efeitos equivalentes àqueles ilustrados na Figura 5.30. Para a configuração com fluxo em série, as influências das temperaturas no gerador de primeiro efeito e absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) na temperatura e fração mássica da corrente [17] são as mesmas que para a configuração de simples efeito. Sendo assim, a elevação de $T_{\text{ABS}} (= T_{\text{COND}})$ leva ao aumento da temperatura no gerador de primeiro efeito em que o ponto de estado de [17] atravessa o limite de solubilidade. Por conseguinte, sob T_{GER1} fixa, o risco de cristalização no SRA de duplo efeito com fluxo em série se torna menos expressivo à medida que $T_{\text{ABS}} (= T_{\text{COND}})$ cresce.

Para a configuração com fluxo em série, a Figura 5.31 comprova que, quando $T_{\text{GER1}} = 165$ °C, o ponto de estado relativo a [17] não excede a curva de cristalização somente na situação em que $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}} = 42$ °C. Para a configuração com fluxo em paralelo, por outro lado, verifica-se que o risco de cristalização do LiBr é significativamente menor em todas as situações de $T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$ e T_{GER1} . No caso dessa última configuração, particularmente, os valores de T_{17} e X_{17} de todas as figuras da presente seção foram computados na razão de distribuição (D) que maximiza o COP .

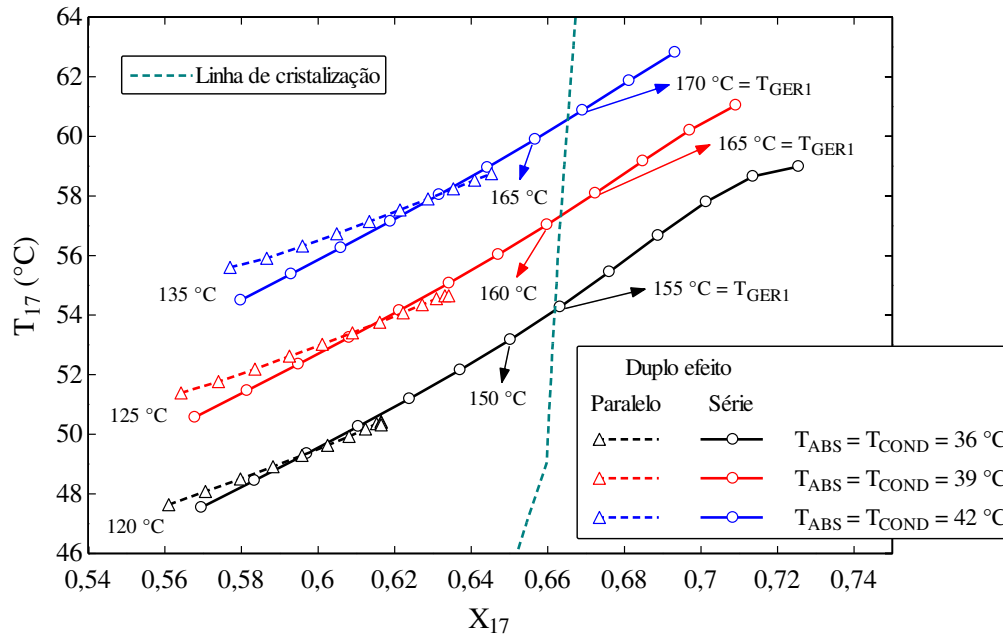


Figura 5.31: Efeitos das temperaturas no gerador de primeiro efeito e no absorvedor ($T_{\text{ABS}} = T_{\text{COND}}$) sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.

Sob temperatura constante no gerador de primeiro efeito, decréscimos individuais em T_{ABS} e T_{COND} aproximam o ponto de estado da corrente [17] da linha de cristalização e, portanto, aumentam o risco de ocorrência desse fenômeno (em conformidade com resultados de Marcos *et al.* (2011) e Farshi *et al.* (2011)). Entretanto, para um SRA já existente, segundo Liao e Radermacher (2007), a diminuição de T_{ABS} provoca o aumento da capacidade absorativa e da vazão mássica da corrente que deixa o absorvedor; logo, caso o fluxo de calor motriz consumido seja constante, a corrente que chega ao absorvedor apresenta fração mássica e temperatura mais baixas. Portanto, em conformidade com Liao e Radermacher (2007), as chances de precipitação do LiBr se tornam menores.

Por análise conjunta das Figuras 5.30, 5.31, 5.7 e 5.19, verifica-se que o aumento excessivo da temperatura no gerador de primeiro efeito não melhora os desempenhos termodinâmicos dos SRAs investigados e, além disso, eleva o risco de precipitação do LiBr nas correntes que entram nos absorvedores desses sistemas. Em contrapartida, constata-se que a elevação das temperaturas no condensador e no absorvedor, embora induzam desempenhos de Primeira e Segunda Leis mais altos, tornam a possibilidade de cristalização mais iminente.

Os comportamentos de T_{17} e X_{17} dos SRAs de duplo efeito em função das temperaturas no gerador de primeiro efeito e no evaporador são mostrados na Figura 5.32.

Para o modo de fluxo em série, tal figura evidencia que as curvas relativas a diferentes valores de T_{EVAP} praticamente se sobrepõem; entretanto, os valores de T_{GER1} assinalados indicam que há três curvas distintas, cada uma correspondente a uma situação da temperatura no evaporador. Na Figura 5.32, o efeito devido a T_{GER1} pode ser checado e, adicionalmente, observa-se que a elevação de T_{EVAP} implica o abaixamento da T_{GER1} em que o ponto de estado da corrente [17] excede o limite de solubilidade do LiBr em água.

Para o modo de fluxo em série, a Figura 5.32 demonstra que, na situação em que $T_{\text{EVAP}} = 12\text{ °C}$ e $T_{\text{GER1}} = 155\text{ °C}$, o ponto de estado T - X da corrente [17] se encontra bastante próximo à linha de cristalização. Nessa mesma temperatura no gerador de primeiro efeito, verifica-se que a distância do ponto de estado relativo a [17] até o limite de solubilidade é sucessivamente maior nas situações de $T_{\text{EVAP}} = 9$ e 6 °C . Nesse sentido, Liao e Radermacher (2007) afirmam que o efeito oposto pode ocorrer em SRAs práticos resfriados a ar e que interagem com fontes e sumidouros externos a altas temperaturas, de modo que T_{EVAP} demanda controle a fim de que a cristalização seja evitada.

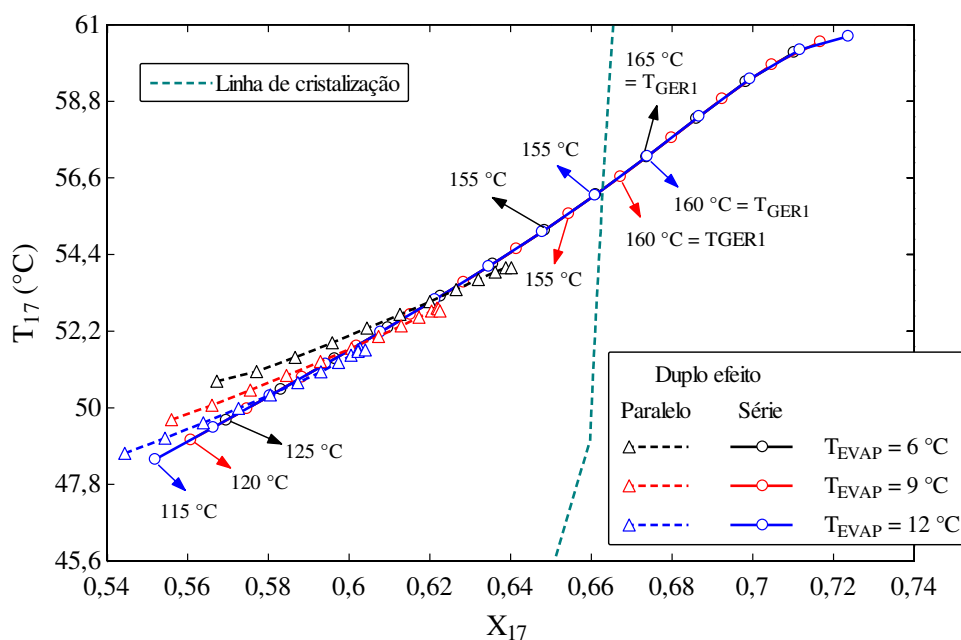


Figura 5.32: Efeitos das temperaturas no gerador de primeiro efeito e no evaporador sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.

Similarmente à Figura 5.31, a Figura 5.32 mostra que a possibilidade de precipitação do LiBr no modo de fluxo em paralelo é menos significativa. No caso de SRA de simples efeito, a influência de T_{EVAP} no risco de cristalização é pouco expressiva. Nos

casos de SRAs de duplo efeito, apesar de diminuições da temperatura no evaporador provocarem o decréscimo das chances de formação de cristais de LiBr, efeitos de acréscimos no desempenho termodinâmico são observados somente para a eficiência exergética (e não para o COP), conforme evidencia a Figura 5.20.

Vale ressaltar que os resultados apresentados nesta seção se referem à cristalização do LiBr em SRAs em fase de projeto e, portanto, as tendências observadas podem ser distintas daquelas verificadas em SRAs práticos já em funcionamento. Na fase de projeto, segundo Farshi *et al.* (2011) e em concordância com resultados obtidos no presente trabalho, o aumento de T_{ABS} implica menor iminência do risco de cristalização em razão da temperatura no gerador de primeiro efeito ser fixa e, dessa forma, a carga térmica nesse equipamento ser variável; na prática, contudo, essa carga térmica pode permanecer aproximadamente constante.

Os efeitos devidos às efetividades dos trocadores de calor intermediários das configurações de duplo efeito são ilustrados na Figura 5.33. Para o modo de fluxo em série, nota-se que o aumento da efetividade de TC2 aproxima o ponto de estado da corrente [17] da linha de cristalização mediante acréscimos mais significativos na temperatura do que na fração mássica. Portanto, ainda que aumentos da área de TC2 (diretamente proporcional à efetividade) estejam associados a acréscimos mais expressivos nos desempenhos energético e exergético do modo de fluxo em série (vide Figuras 5.17 e 5.28), a possibilidade de precipitação do LiBr se torna mais pronunciada em decorrência desses aumentos. Em contrapartida, o aumento da efetividade de TC1 no modo em série distancia o ponto de estado de [17] do limite de solubilidade. Nesse último caso, o afastamento da linha de cristalização resulta da diminuição relativamente maior da fração mássica.

Para o modo de fluxo em paralelo, a Figura 5.33 evidencia efeitos correspondentes contrários àqueles verificados para o modo de fluxo em série. Adicionalmente, em concordância com as Figuras 5.31 e 5.32, a Figura 5.33 comprova que o risco de precipitação do LiBr é menos significativo no modo em paralelo. No caso de SRA de simples efeito, o aumento da efetividade de TC1 (único trocador de calor intermediário presente nessa configuração) implica a diminuição da T_{GER} em que o ponto de estado da corrente [17] atravessa a linha de cristalização, conforme indica a Figura 3.1 (vide página 36).

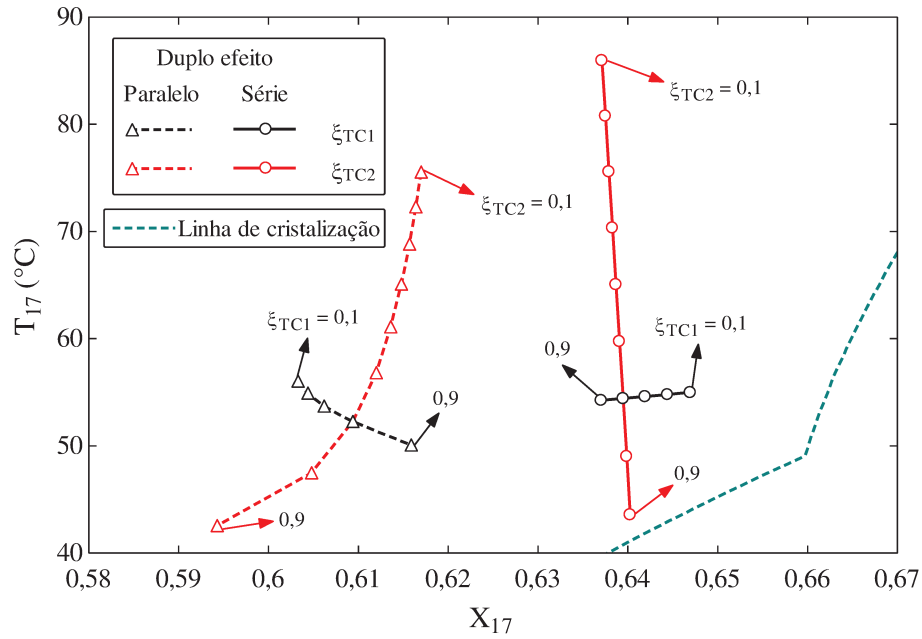


Figura 5.33: Efeitos das efetividades de TC1 e TC2 sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.

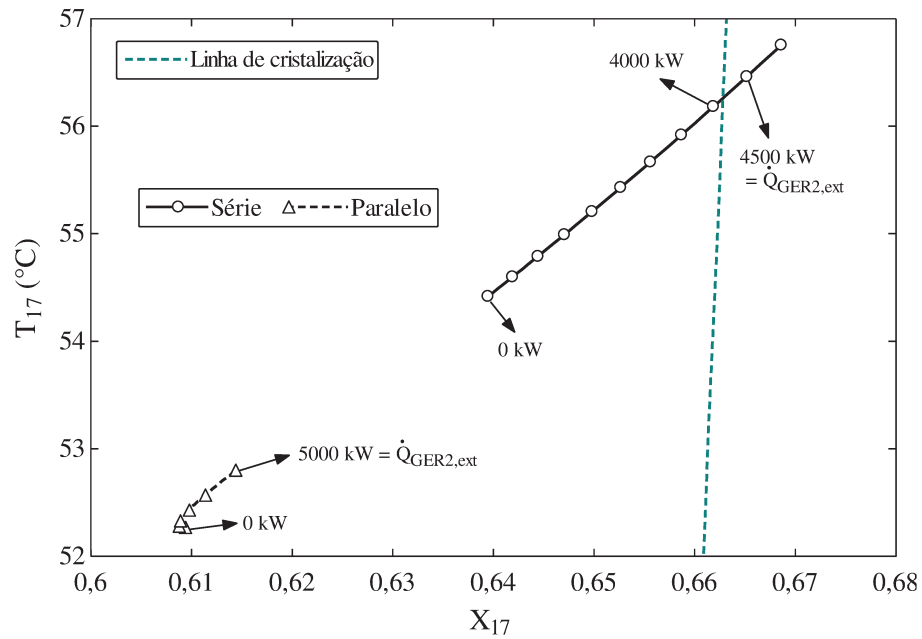


Figura 5.34: Efeito da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito sobre a temperatura e a fração mássica de LiBr da corrente [17] – configurações de duplo efeito.

A Figura 5.34, por sua vez, mostra a influência da taxa de transferência de calor externa no gerador de segundo efeito ($\dot{Q}_{GER2,ext}$) na temperatura e na fração mássica da corrente [17] dos SRAs de duplo efeito com fluxos em série e em paralelo. Para o modo de

fluxo em série, o aumento de $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$ induz um maior risco de precipitação do LiBr. Em oposição, para o modo de fluxo em paralelo, esse risco é significativamente menor e, portanto, o modo em série demanda maior atenção a fim de que a ocorrência de cristalização na corrente de entrada do absorvedor seja evitada. Nesse sentido, a possível formação de cristais de LiBr na corrente de entrada do absorvedor é fator limitante dos desempenhos energético e exergético máximos do modo em série em função de $\dot{Q}_{\text{GER2,ext}}$ (vide Figuras 5.16 e 5.27).

Ademais, os efeitos de diferenças de pressão operacional entre GER2 e COND e entre EVAP e ABS sobre o risco de cristalização são desprezíveis (FARSHI *et al.*, 2011). Sendo assim, uma vez apresentados e discutidos os resultados alcançados, o capítulo seguinte fornece as principais conclusões decorrentes desses resultados.

CAPÍTULO 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No presente trabalho foram realizadas a simulação e a análise do desempenho termodinâmico de Sistemas de Refrigeração por Absorção (SRAs) com diferentes configurações. Mais especificamente, estudaram-se em detalhes três configurações desses sistemas, a saber: simples efeito, duplo efeito com fluxo em série e duplo efeito com fluxo em paralelo. O SRA de simples efeito difere daquele de duplo efeito pelo número de geradores e, portanto, de vezes que a energia térmica motriz externa é usada a fim de separar o refrigerante do absorvente. Para todas as configurações, considerou-se que: (1) a solução de trabalho é o par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (água/brometo de lítio); e (2) a carga de refrigeração (carga térmica no evaporador) a ser satisfeita equivale ao fluxo de calor que deve ser removido de um processo fermentativo que se deseja conduzir a $28\text{ }^\circ\text{C}$.

As simulações dos SRAs com diferentes configurações foram executadas no *software* EES (do inglês “*Engineering Equation Solver*”). Tais simulações foram validadas com resultados provenientes da literatura técnica e, em seguida, avaliaram-se os desempenhos termodinâmicos dos sistemas simulados sob as perspectivas energética e exergética. Para tanto, o *COP* (coeficiente de desempenho) e a η_{ex} (eficiência exergética) foram quantificados em função de diversas variáveis de projeto e operação. Adicionalmente, analisaram-se a temperatura mínima no gerador (limite inferior da temperatura de acionamento de um SRA) e o risco de cristalização do LiBr.

A análise do desempenho energético evidenciou que os valores de *COP* das duas configurações de duplo efeito são significativamente maiores do que aqueles da configuração de simples efeito; no entanto, as configurações de duplo efeito demandam temperaturas mais altas no gerador de primeiro efeito. Nesse sentido, nas condições do caso base, verificaram-se aumentos de 65–71 % dos valores de COP_{max} à custa de temperaturas cerca de 65–70 $^\circ\text{C}$ mais altas no gerador de primeiro efeito dos SRAs de duplo efeito. A divisão de vazão mássica ocorrente no modo de fluxo em paralelo (definida pela razão de distribuição *D*) implica menor consumo de energia térmica no gerador de primeiro efeito e, portanto, maior *COP* em comparação àquele do modo de fluxo em série.

Ainda no que se refere à análise do desempenho energético, observou-se que, para todas as configurações investigadas, acréscimos nas temperaturas no absorvedor (T_{ABS}) e

no condensador (T_{COND}) induzem a redução do COP , ao passo que a elevação da temperatura no evaporador (T_{EVAP}) provoca o aumento desse parâmetro de desempenho. Além disso, comprovou-se que o aumento da temperatura no gerador de primeiro efeito (T_{GER1}) leva a um incremento inicial do COP ; sob temperaturas demasiadamente altas nesse gerador, contudo, o desempenho energético permanece praticamente constante ou diminui, o que implica a existência de máximos do COP em função de T_{GER1} . Para os SRAs de duplo efeito, a pressão alta (P_{GER1}) cresce continuamente com a elevação de T_{GER1} . Dessa forma, valores de P_{GER1} mais elevados podem ser atingidos no modo de fluxo em série, em particular, sem que ocorra acréscimo simultâneo no COP .

A análise do desempenho exergético revelou que as eficiências exergéticas das configurações de efeitos simples e duplo com fluxos em série e em paralelo são equiparáveis, o que pode ser atribuído à quantidade e à qualidade da energia térmica consumida nos respectivos geradores de primeiro efeito. Nas condições do caso base, constatarem-se desempenhos de Segunda Lei máximos maiores para os SRAs de duplo efeito (aumentos de aproximadamente 2–5 % em comparação ao SRA de simples efeito) mediante temperaturas mais elevadas no gerador de primeiro efeito (diferença de aproximadamente 56–58 °C). No presente trabalho, considerou-se somente o efeito de refrigeração gerado nos evaporadores como produto desejado dos SRAs.

Demonstrou-se que os efeitos devidos a T_{ABS} e T_{COND} sobre o COP e a η_{ex} são similares; a influência de T_{EVAP} nesses parâmetros, contudo, contraria essa similaridade, haja vista que os fluxos energético e exergético no evaporador têm sentidos opostos (o que resulta do fato de as correntes associadas a esse equipamento apresentam temperaturas inferiores à temperatura do ambiente de referência da exergia, T_0). Inicialmente, a temperatura no gerador de primeiro efeito causa aumentos pronunciados dos desempenhos de Segunda Lei; à frente de um valor específico de T_{GER1} (dependente da configuração e das demais condições de projeto e operação), entretanto, η_{ex} passa a decrescer rapidamente. Sendo assim, à semelhança do COP , nota-se a existência de máximos de η_{ex} em função de T_{GER1} .

Para todas as configurações, observou-se que a temperatura no gerador de primeiro efeito associada a $\eta_{\text{ex,max}}$ é inferior àquela na qual o COP_{max} ocorre. Nesse sentido, o valor de T_{GER1} que proporciona COP_{max} cresce com os aumentos de T_{ABS} e T_{COND} e a diminuição

de T_{EVAP} . A mesma tendência é válida para o valor de T_{GER1} que fornece $\eta_{ex,max}$. Ademais, nas condições do caso base e em função de T_{GER1} , verificou-se que o absorvedor é o equipamento que apresenta os maiores defeitos de eficiência em todos os SRAs estudados. Em contrapartida, as válvulas de expansão do refrigerante e bombas são os componentes cujas destruições de exergia têm menores magnitudes.

Nos casos de SRAs de duplo efeito, comprovou-se que o aumento do fornecimento direto de calor sob baixa temperatura e disponível livremente ao gerador de segundo efeito ($\dot{Q}_{GER2,ext}$) causa acréscimos pronunciados no desempenho energético. Em contrapartida, caso esse calor não esteja disponível livremente, seu custo energético deve ser levado em conta e, por conseguinte, o COP é reduzido quando do aumento de $\dot{Q}_{GER2,ext}$. Sobre a eficiência exérgica, o efeito devido ao crescimento de $\dot{Q}_{GER2,ext}$ (sob $T_{GER1} = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$) é de acréscimo no caso do modo em paralelo e de decréscimo no caso do modo em série. Em ambos os modos, entretanto, a variação em η_{ex} é de menos de 2 %, o que implica que o fluxo de calor externo no gerador de segundo efeito tem influência mais significativa nos valores de COP das configurações de duplo efeito (que chegam a dobrar ou reduzir à metade).

Ainda nos casos de SRAs de duplo efeito, as análises energética e exérgica comprovaram que TC2 é o trocador de calor intermediário cuja efetividade tem efeitos mais expressivos sobre o COP e a η_{ex} . Dessa forma, é preferível aumentar a área de troca térmica de TC2 (diretamente proporcional à efetividade) a fim de favorecer o desempenho termodinâmico. Quanto às diferenças de pressão operacional, verificou-se que, para todas as configurações, a diferença entre EVAP e ABS influencia o COP e a η_{ex} a ponto de reduzir esses dois parâmetros de desempenho de uma magnitude significativamente maior do que aquela devida a uma diferença equivalente entre GER2 (GER) e COND.

Para a configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo, verificou-se que a escolha da razão de distribuição (D) tem efeito significativo sobre os parâmetros de desempenho termodinâmico, de modo que é possível evitar o consumo de energia ou exergia no gerador de primeiro efeito por meio da manutenção dos valores de D associados a COP_{max} ou a $\eta_{ex,max}$. Nesse sentido, nas condições do caso base, mostrou-se que os máximos dos desempenhos energético e exérgico são obtidos em valores de D que podem ser considerados idênticos.

Por fim, avaliou-se o risco de cristalização nos SRAs de efeitos simples e duplo com o auxílio da curva de equilíbrio sólido-líquido (solubilidade) do par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Em particular, o referido risco foi analisado nas correntes de entrada dos absorvedores das diferentes configurações. Tais correntes foram consideradas as mais propensas à precipitação do LiBr por apresentarem a menor temperatura e a maior fração mássica (exceto no duplo efeito com fluxo em paralelo) entre todas as correntes dos circuitos de solução. Sendo assim, evidenciou-se que, em todas as situações, a possibilidade de formação de cristais de LiBr é menos significativa na configuração de duplo efeito com fluxo em paralelo. Adicionalmente, observou-se que aumentos excessivos da temperatura no gerador de primeiro efeito, além de não melhorarem os desempenhos termodinâmicos dos SRAs estudados, tornam o risco de cristalização do LiBr mais iminente.

Por conseguinte, conclui-se que a metodologia de simulação e análise aplicada foi efetiva para alcançar os objetivos propostos no presente trabalho. Nesse sentido, o EES serviu de modo satisfatório como ferramenta computacional empregada na investigação dos efeitos de variáveis de projeto e operação sobre parâmetros e aspectos de interesse (i.e., desempenhos energético e exergético e possibilidade de cristalização do LiBr) dos SRAs com diferentes configurações.

Para trabalhos futuros, sugerem-se os seguintes temas:

- Analisar o desempenho termodinâmico dos SRAs trabalhando com outros pares refrigerante/absorvente. Propõe-se que os absorventes desses pares sejam líquidos iônicos ou eletrólitos; no caso desses últimos, avaliar o risco de precipitação de cristais com o auxílio das respectivas curvas de equilíbrio sólido-líquido;
- Realizar uma análise que combine a Segunda Lei da termodinâmica com princípios de economia (denominada análise exergoeconômica) e, em seguida, a otimização dos SRAs sob os pontos de vista técnico e financeiro;
- Estudar os processos de transferência de calor e massa que acontecem nos equipamentos de SRAs que trabalham com o par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. O conhecimento detalhado desses processos possibilita, além do dimensionamento consistente dos equipamentos, simulações cujos resultados são mais realísticos;
- Montar e testar um protótipo experimental a fim de verificar os comportamentos práticos dos SRAs (a princípio, da configuração de simples efeito).

CAPÍTULO 7. REFERÊNCIAS

- ALBERS, E.; LARSSON, C.; LIDÉN, G.; NIKLASSON, C.; GUSTAFSSON, L. Continuous estimation of product concentration with calorimetry and gas analysis during anaerobic fermentations of *Saccharomyces cerevisiae*. **Thermochimica Acta**, v. 394, n. 1-2, p. 185–190, out. 2002.
- ALDIGUIER, A. S.; ALFENORE, S.; CAMELEYRE, X.; GOMA, G.; URIBELARREA, J. L.; GUILLOUET, S. E.; MOLINA-JOUVE, C. Synergistic temperature and ethanol effect on *Saccharomyces cerevisiae* dynamic behaviour in ethanol bio-fuel production. **Bioprocess and biosystems engineering**, v. 26, n. 4, p. 217–22, jul. 2004.
- ANAND, S.; GUPTA, A.; TYAGI, S. K. Simulation studies of refrigeration cycles: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 17, p. 260–277, jan. 2013.
- ANDRADE, R. V. **Modelagem de um Sistema de Refrigeração a Absorção para o Resfriamento de Dornas de Fermentação de Álcool**. Dissertação de mestrado. Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1999.
- ANEEL. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. 3. ed. Brasília, DF: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2008.
- ARANHA, S. F. D.; PIERINI, H. B.; ALBERCONI, R. A. A Importância da Abordagem Multidisciplinar no Controle Microbiológico de Sistemas de Resfriamento de Destilarias. **Revista da Sociedade dos Técnicos Açucareiros e Alcooleiros do Brasil**, v. 25, n. 3, p. 44–45, 2007.
- ARIVAZHAGAN, S.; MURUGESAN, S. N.; SARAVANAN, R.; RENGANARAYANAN, S.. Simulation studies on R134a—DMAC based half effect absorption cold storage systems. **Energy Conversion and Management**, v. 46, n. 11-12, p. 1703–1713, jul. 2005.
- ARIVAZHAGAN, S.; SARAVANAN, R.; RENGANARAYANAN, S. Comparison of exergetic performance of HFC based single and half effect absorption cooling systems. **International Journal of Exergy**, v. 3, n. 4, p. 402–418, 2006.
- ARUN, M. B.; MAIYA, M. P.; MURTHY, S. S. Optimal performance of double-effect series flow vapour absorption refrigeration systems with new working fluids. **International Journal of Energy Research**, v. 22, n. 11, p. 1001–1017, 1998.
- ARUN, M. B.; MAIYA, M. P.; MURTHY, S. S. Equilibrium low pressure generator temperatures for double-effect series flow absorption refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 3, p. 227–242, 2000.

ARUN, M. B.; MAIYA, M. P.; MURTHY, S. S. Performance comparison of double-effect parallel flow and series flow water–lithium bromide absorption systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 12, p. 1273–1279, 2001.

ASHA IYER, P. S.; MURTHY, S. S.; KRISHNA MURTHY, M. V. Analysis of three-pressure vapour absorption refrigeration systems. **Renewable Energy**, v. 1, n. 1, p. 55–58, 1991.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook-Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1989.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook of Refrigeration**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2002.

ASSAD, E. D. Prefácio. *In*: LAGE, E. M.; AMORIM, F.; ZANNETE, T. (Eds.). **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado: Artigos Técnicos**. 2. ed. Brasília, DF: Ministério do Meio Ambiente, 2011. .

ATAER, Ö. E.; GÖGÜS, Y. Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 14, n. 2, p. 86–92, 1991.

ATALA, D. I. P.; COSTA, A. C.; MACIEL, R.; MAUGERI, F. Kinetics of Ethanol Fermentation with High Biomass Concentration Considering the Effect of Temperature. **Applied Biochemistry and Biotechnology**, v. 91-93, n. 1-9, p. 353–365, 2001.

BALAMURU, V. G.; IBRAHIM, O. M.; BARNETT, S. M. Simulation of ternary ammonia-water-salt absorption refrigeration cycles. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, n. 1, p. 31–42, 2000.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. John Wiley & Sons, 1996.

BEST, R.; ISLAS, J.; MARTINEZ, M. Exergy Efficiency of an Ammonia-Water Absorption System for Ice Production. **Applied Energy**, v. 45, n. 3, p. 241–256, 1993.

BORYTA, D. A. Solubility of Lithium Bromide in Water between -50 and +100°C. (45 to 70% Lithium Bromide). **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 15, n. 1, p. 142–144, 1970.

CARDEMIL, J. M. **Simulação de Sistemas Térmicos para Gerenciamento Energético de Usina Sucroalcooleira**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.

CARDEMIL, J. M.; COLLE, S.; MONTEIRO, J. B.; MAGAZONI, F. C. **Economic Evaluation of Refrigeration Alternatives for Alcoholic Fermentation**. 22nd International

Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. **Anais...** Foz do Iguaçu, Brasil: 2009

CHUA, H. T.; TOH, H. K.; MALEK, A.; NG, K. C.; SRINIVASAN, K. Improved thermodynamic property fields of LiBr–H₂O solution. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, n. 6, p. 412–429, 2000.

COLONNA, P.; GABRIELLI, S. Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR). **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 4, p. 381–396, 2003.

COLORADO, D.; VELÁZQUEZ, V. M. Exergy analysis of a compression – absorption cascade system for refrigeration. **International Journal of Energy Research**, v. 37, n. 9, 2013.

DIAS, M. O. S. **Simulação do Processo de Produção de Etanol a Partir do Açúcar e do Bagaço, Visando a Integração do Processo e a Maximização da Produção de Energia e Excedentes do Bagaço**. Dissertação de mestrado. Universidade Estadual de Campinas, 2008.

DIAS, M. O. S.; JUNQUEIRA, T. L.; JESUS, C. D. F.; ROSSELL, C. E. V.; MACIEL FILHO, R.; BONOMI, A. Improving bioethanol production – Comparison between extractive and low temperature fermentation. **Applied Energy**, v. 98, p. 548–555, 2012.

DIAS, M. O. S.; FILHO, R. M.; ROSSELL, C. E. V. Efficient Cooling of Fermentation Vats in Ethanol Production – Part 1. **Sugar Journal**, v. 70, p. 11–17, 2007.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2. ed. John Wiley & Sons, 2010.

DIRKSEN, J. A.; RING, T. A.; DUVALL, K. N.; JONGEN, N. Testing of crystallization inhibitors in industrial LiBr solutions. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, n. 8, p. 856–859, 2001.

DONATE, M.; RODRIGUEZ, L.; DE LUCAS, A.; RODRÍGUEZ, J. F. Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 1, p. 30–35, 2006.

DONG, L.; ZHENG, D.; NIE, N.; LI, Y. Performance prediction of absorption refrigeration cycle based on the measurements of vapor pressure and heat capacity of H₂O+[DMIM]DMP system. **Applied Energy**, v. 98, p. 326–332, 2012.

EPE. **Balanco Energético Nacional – ano base 2008**. Rio de Janeiro, Brasil: Empresa de Pesquisa Energética, 2008.

EPE. Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 10 anos (2011-2020). *In: Série Estudos de Energia*. Rio de Janeiro, Brasil: Empresa de Pesquisa Energética, 2011.

ERICKSON, D. C. **One-and-a-half absorption cycle**. Registro de patente. Estados Unidos, 1991.

FARSHI, L. G.; MAHMOUDI, S. M. S.; ROSEN, M. A.; YARI, M. A. A comparative study of the performance characteristics of double-effect absorption refrigeration systems. **International Journal of Energy Research**, v. 36, n. 2, p. 182–192, 2012a.

FARSHI, L. G.; MAHMOUDI, S. M. S.; ROSEN, M. A.; YARI, M. A. Use of low grade heat sources in combined ejector-double effect absorption refrigeration systems. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 226, n. 5, p. 607–622, 2012b.

FARSHI, L. G.; MAHMOUDI, S. M. S.; ROSEN, M. A.; YARI, M. A.; AMIDPOUR, M. Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 65, p. 13–25, 2013a.

FARSHI, L. G.; MAHMOUDI, S. M. M.; ROSEN, M. A. Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 10, p. 1712–1717, jul. 2011.

FARSHI, L. G.; MAHMOUDI, S. M. S.; ROSEN, M. A. Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems. **Applied Energy**, v. 103, p. 700–711, 2013b.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J. The importance of the ammonia purification process in ammonia–water absorption systems. **Energy Conversion and Management**, v. 47, n. 13-14, p. 1975–1987, 2006a.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J. Ammonia–water absorption refrigeration systems with flooded evaporators. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 17-18, p. 2236–2246, 2006b.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; VÁZQUEZ, M. Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 3, p. 343–357, 2001.

FLORIDES, G. A.; KALOGIROU, S. A.; TASSOU, S. A.; WROBEL, L. C. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. **Energy Conversion and Management**, v. 44, n. 15, p. 2483–2508, 2003.

GADALLA, M. A.; IBRAHIM, T. A.; HASSAN, M. A. M. Performance characteristics of an ammonia – water absorption heat pump system. **International Journal of Energy Research**, v. 37, n. 5, 2013.

GEBRESLASSIE, B. H.; MEDRANO, M.; MENDES, F.; BOER, D. Optimum heat exchanger area estimation using coefficients of structural bounds: Application to an absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 3, p. 529–537, 2010.

GEBRESLASSIE, B. H.; MEDRANO, M.; BOER, D. Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems: From half to triple effect. **Renewable Energy**, v. 35, n. 8, p. 1773–1782, 2010.

GOMRI, R. Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 8, p. 1629–1636, ago. 2010.

GOMRI, R. Development of Intermediate Pressure Correlation for the Half-Effect Absorption Cooling Chiller. **International Journal of Thermal and Environmental Engineering**, v. 2, n. 1, p. 35–40, 15 dez. 2011.

GOMRI, R.; HAKIMI, R. Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system. **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 11, p. 3343–3348, 2008.

GROSSMAN, G.; ZALTASH, A. ABSIM – modular simulation of advanced absorption systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, n. 6, p. 531–543, 2001.

HAAR, L.; GALLAGHER, J.; KELL, G. **NBS/NRC steam tables**. CRC Press, 1984.

HASSAN, H. Z.; MOHAMAD, A. A. A review on solar cold production through absorption technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 7, p. 5331–5348, 2012.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; HOWE, L.; ERICKSON, D. C. Development of an absorption heat pump water heater using an aqueous ternary hydroxide working fluid. **International Journal of Refrigeration**, v. 14, n. 3, p. 156–167, 1991.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. 1. ed. CRC Press, 1996.

HONG, D.; CHEN, G.; TANG, L.; HE, Y. A novel ejector-absorption combined refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 7, p. 1596–1603, 2011.

HONG, D. L.; CHEN, G.; TANG, L.; HE, Y. Simulation research on an EAX (Evaporator-Absorber-Exchange) absorption refrigeration cycle. **Energy**, v. 36, n. 1, p. 94–98, 2011.

IYOKI, S.; YAMANAKA, R.; UEMURA, T. Physical and thermal properties of the water-lithium bromide-lithium nitrate system. **International Journal of Refrigeration**, v. 16, n. 3, p. 191–200, 1992.

JIAN, S.; LIN, F.; SHIGANG, Z. Performance calculation of single effect absorption heat pump using LiBr + LiNO₃ + H₂O as working fluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 17-18, p. 2680–2684, 2010.

JOUDI, K. A; LAFTA, A. H. Simulation of a simple absorption refrigeration system. **Energy Conversion and Management**, v. 42, n. 13, p. 1575–1605, 2001.

KAITA, Y. Thermodynamic properties of lithium bromide–water solutions at high temperatures. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, n. 5, p. 374–390, 2001.

KARAMANGIL, M. I; COSKUN, S.; KAYNAKLI, O.; YAMANKARADENIZ, N. A. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 7, p. 1969–1978, 2010.

KAUSHIK, S. C.; ARORA, A. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 6, p. 1247–1258, 2009.

KAYNAKLI, O.; KILIC, M. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration. **Energy Conversion & Management**, v. 48, n. 2, p. 599–607, 2007.

KILIC, M.; KAYNAKLI, O. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. **Energy**, v. 32, n. 8, p. 1505–1512, 2007.

KIM, D. S.; INFANTE FERREIRA, C. A. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 1, p. 3–15, 2008.

KIZILKAN, Ö.; ŞENCAN, A.; KALOGIROU, S. A. Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 46, n. 12, p. 1376–1384, 2007.

KLEIN, S. A. **EES – Engineering Equation Solver**. F-Chart Software, 2010.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Krieger, 1995.

LEE, S.-F.; SHERIF, S. A. Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption system for cooling and heating applications. **International Journal of Energy Research**, v. 25, n. 11, p. 1019–1031, 2001.

LIAO, X. **The Development of an Air-cooled Absorption Chiller Concept and its Integration in CHP Systems (2004)**. Tese de doutorado. University of Maryland, 2004.

LIAO, X.; RADERMACHER, R. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 5, p. 904–911, 2007.

LUCAS, A. DE; DONATE, M.; RODRI, J. F. Vapor Pressures, Densities, and Viscosities of the (Water + Lithium Bromide + Sodium Formate) System and (Water + Lithium Bromide + Potassium Formate) System. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 18, n. 1, p. 18–22, 2003.

LUCAS, L. IIR news. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 2, p. 87–88, 1998.

MAGAZONI, F. C.; MONTEIRO, J. B.; CARDEMIL, M.; COLLE, S. Cooling of Ethanol Fermentation Process Using Absorption Chillers. **International Journal of Thermodynamics**, v. 13, n. 3, p. 111–118, 2010.

MAGAZONI, F. C. **Análise dinâmica de um chiller de absorção de brometo de lítio-água em processo de resfriamento de dorna de fermentação alcoólica**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

MARCOS, J. D. **Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire: Simulación, optimización y resultados experimentales**. Dissertação de mestrado. Universidad Carlos III de Madrid, 2008.

MARCOS, J. D.; IZQUIERDO, M.; PALACIOS, E. New method for COP optimization in water- and air-cooled single and double effect LiBr–water absorption machines. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 6, p. 1348–1359, 2011.

MCNEELY, L. A. Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. **ASHRAE Transactions**, v. 85, p. 413–434, 1979.

MEDRANO, M.; BOUROUIS, M.; CORONAS, A. Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low-temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs. **Applied Energy**, v. 68, n. 2, p. 173–185, 2001.

MISRA, R. D.; SAHOO, P. K.; GUPTA, A. Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system. **Energy**, v. 27, n. 11, p. 1009–1025, 2002.

MISRA, R. D.; SAHOO, P. K.; GUPTA, A. Thermoeconomic Optimization of a LiBr/H₂O Absorption Chiller Using Structural Method. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 127, n. 2, p. 119, 2005.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics: SI version**. 5. ed. John Wiley & Sons, 2006.

MOROSUK, T.; TSATSARONIS, G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. **Energy**, v. 33, n. 6, p. 890–907, 2008.

OLIVÉRIO, J. L.; BARREIRA, S. T.; BOSCARIOL, F. C.; CÉSAR, A. R. P.; YAMAKAWA, C. K. **Alcoholic fermentation with temperature controlled by ecological absorption chiller – EcoChill**. XXVII International Society of Sugar Cane Technologists Congress. *Anais...* Veracruz, México: 2010

PÁTEK, J.; KLOMFAR, J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 4, p. 566–578, 2006a.

PÁTEK, J.; KLOMFAR, J. Solid–liquid phase equilibrium in the systems of LiBr–H₂O and LiCl–H₂O. **Fluid Phase Equilibria**, v. 250, n. 1-2, p. 138–149, 2006b.

PEIXOTO, R. A. Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos – Estado atual e tendências. *In: Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado: Artigos Técnicos*. Brasília, DF: Ministério do Meio Ambiente, 2008. p. 63–77.

PELLEGRINI, L. F. **Análise e Otimização Termo-Econômica-Ambiental aplicada à Produção Combinada de Açúcar, Alcool e Eletricidade**. Tese de doutorado. Universidade de São Paulo, 2009.

PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR, S. DE. Combined production of sugar, ethanol and electricity: Thermoeconomic and environmental analysis and optimization. **Energy**, v. 36, n. 6, p. 3704–3715, 2011.

PERLINGEIRO, C. A. G. **Engenharia de processos: análise, simulação, otimização e síntese de processos químicos**. Blucher, 2005.

PERRY, R. H.; GREEN, D. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 6. ed. McGraw-Hill, 1987.

PHISALAPHONG, M.; SRIRATTANA, N.; TANTHAPANICHAKOON, W. Mathematical modeling to investigate temperature effect on kinetic parameters of ethanol fermentation. **Biochemical Engineering Journal**, v. 28, n. 1, p. 36–43, 2006.

PRESS, W. H.; TEUKOISKY, S. A.; VETTERLING, W. T.; FLANNERY, B. P. **Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing**. 3. ed. Cambridge University Press, 2007.

RIVERA, E. C.; COSTA, A. C.; ATALA, D. I. P.; MAUGERI, F.; MACIEL, M. R. W.; FILHO, R. M.. Evaluation of optimization techniques for parameter estimation: Application to ethanol fermentation considering the effect of temperature. **Process Biochemistry**, v. 41, n. 7, p. 1682–1687, 2006.

ROMERO, R. J.; RIVERA, W.; GRACIA, J.; BEST, R. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an

aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 11, p. 1137–1147, 2001.

RUBIO-MAYA, C.; PACHECO-IBARRA, J. J.; BELMAN-FLORES, J. M.; GALVÁN-GONZÁLEZ, S. R.; MENDOZA-COVARRUBIAS, C. NLP model of a LiBr–H₂O absorption refrigeration system for the minimization of the annual operating cost. **Applied Thermal Engineering**, v. 37, p. 10–18, 2012.

SARAVANAN, R.; MAIYA, M. . Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, n. 7, p. 553–568, 1998.

SAUL, A.; WAGNER, W. International Equations for the Saturation Properties of Ordinary Water Substance. **Phys. Chem. Ref. Data**, v. 16, n. 4, p. 893–901, 1987.

SCHMIDT, C. A. J.; LIMA, M. A. M. A Demanda por Energia Elétrica no Brasil. **Revista Brasileira de Economia**, v. 58, n. 1, p. 67–98, 2004.

ŞENCAN, A.; YAKUT, K. A.; KALOGIROU, S. A. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. **Renewable Energy**, v. 30, n. 5, p. 645–657, 2005.

ŞENCAN, A.; YAKUT, K. A.; KALOGIROU, S. A. Thermodynamic analysis of absorption systems using artificial neural network. **Renewable Energy**, v. 31, n. 1, p. 29–43, 2006.

SIERES, J.; FERNÁNDEZ-SEARA, J. Simulation of compression refrigeration systems. **Computer Applications in Engineering Education**, v. 14, n. 3, p. 188–197, 2006.

SILVA, A. Aplicação dos Fluidos Naturais na Refrigeração para Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂/NH₃. In: LAGE, E. M.; AMORIM, F.; ZANNETE, T. (Eds.). **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado: Artigos Técnicos**. 2. ed. Brasília, DF: Ministério do Meio Ambiente, 2011. p. 13–34.

SMITH, J. M.; NESS, H. C. VAN; ABBOTT, M. M. **Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics**. 7. ed. McGraw-Hill, 2005.

SOMERS, C.; MORTAZAVI, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; RODGERS, P.; AL-HASHIMI, S. Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus. **Applied Energy**, v. 88, n. 11, p. 4197–4205, 2011.

SÖZEN, A. Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. **Energy Conversion & Management**, v. 42, n. 14, p. 1699–1716, 2001.

SRIKHIRIN, P.; APHORNROTANA, S.; CHUNGPABULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 5, n. 4, p. 343–372, 2001.

STEIU, S.; MARTÍNEZ-MARADIAGA, D.; SALAVERA, D.; BRUNO, J. C.; CORONAS, A. Effect of Alkaline Hydroxides on the Vapor-Liquid Equilibrium of Ammonia/Water and the Performance of Absorption Chillers. **Industrial & Engineering Chemical Research**, v. 50, n. 23, p. 13037–13044, 2011.

SUN, D.-W. Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 3, p. 211–221, 1997.

SZARGUT, J.; MORIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metalurgical Processes**. Springer-Verlag, 1988.

TALBI, M. M.; AGNEW, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 7, p. 619–630, 2000.

TARJAN, R. Depth-first search and linear graph algorithms. **SIAM Journal on Computing**, v. 1, n. 2, p. 146–160, 1972.

TORIJA, M. J.; ROZÈS, N.; POBLET, M.; GUILLAMÓN, J. M.; MAS, A. Effects of fermentation temperature on the strain population of *Saccharomyces cerevisiae*. **International Journal of Food Microbiology**, v. 80, n. 1, p. 47–53, 2003.

VASCONCELOS, J. N. Fermentação Etanólica. In: SANTOS, F.; BORÉM, A.; CALDAS, C. (Eds.). **Cana-de-açúcar: bioenergia, açúcar e álcool - tecnologias e perspectivas**. 1. ed. Viçosa, MG: p. 401–437.

WAGMAN, D. D.; EVANS, W. H.; PARKER, V. B.; SCHUMM, R. H.; NUTTALL, R. L. **Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties: Compounds of Uranium, Pratactinium, Thorium, Actinium and the Alkali Metals**. National Bureau of Standards (NBS), 1981. p. 149

WAGNER, W.; PRUS, A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. **Phys. Chem. Ref. Data**, v. 31, n. 2, p. 387–535, 2002.

WAGNER, W.; PRUSS, A. International Equations for the Saturation Properties of Ordinary Water Substance . Revised According to the International Temperature Scale of 1990. **Phys. Chem. Ref. Data**, v. 22, n. 3, p. 783–787, 1993.

WANG, J.; ZHENG, D. Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H₂O/LiBr system. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 12, p. 3087–3095, 2009.

WU, D. W.; WANG, R. Z. Combined cooling, heating and power: A review. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 32, n. 5-6, p. 459–495, 2006.

XU, G. P. DAI, Y. Q.; TOU, K. W.; TSO, C. P. Theoretical analysis and optimization of a double-effect series-flow-type absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 12, p. 975–987, 1996.

XU, G. P.; DAI, Y. Q. Theoretical analysis and optimization of a double-effect parallel-flow-type absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 2, p. 157–170, 1997.

YARI, M.; ZARIN, A.; MAHMOUDI, S. M. S. Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. **Renewable Energy**, v. 36, n. 7, p. 2011–2020, 2011.

YOKOZEKI, A. Theoretical performances of various refrigerant–absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. **Applied Energy**, v. 80, n. 4, p. 383–399, 2005.

ZHU, L.; GU, J. Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system. **Renewable Energy**, v. 35, n. 9, p. 1940–1946, 2010.