

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UNIDADES
RESFRIADORAS DE LÍQUIDOS POR ABSORÇÃO
H₂O-LiBr DE SIMPLES E DUPLO EFEITO, INCLUINDO O
EFEITO DE ADITIVOS E CLIMA LOCAL**

ENIO NASCIMENTO DE CARVALHO

ORIENTADOR: PROF. JOÃO MANOEL DIAS PIMENTA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

BRASÍLIA/DF: NOVEMBRO – 2007

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UNIDADES RESFRIADORAS DE
LÍQUIDOS POR ABSORÇÃO H₂O-LiBr, DE SIMPLES E DUPLO
EFEITO, INCLUINDO O EFEITO DE ADITIVOS E CLIMA LOCAL**

ENIO NASCIMENTO DE CARVALHO

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.**

APROVADA POR:

**Prof. João Manoel Dias Pimenta, Dr. (ENM-UnB)
(Orientador)**

**Prof. José Luiz A. da Fontoura Rodrigues, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. José Luz Silveira, Dr. (UNESP - Guaratinguetá)
(Examinador Externo)**

BRASÍLIA/DF, 26 DE NOVEMBRO DE 2007.

FICHA CATALOGRÁFICA

CARVALHO, ENIO NASCIMENTO DE

Modelagem e Simulação de Unidades Resfriadoras de Líquidos por Absorção H₂O-LiBr de Simples e Duplo Efeito, Incluindo o Efeito de Aditivos e Clima Local [Distrito Federal] 2007.

xvi, 109p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2007).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Refrigeração por Absorção

3.Simulação computacional

2.Ciclo de refrigeração

4.H₂O-LiBr

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CARVALHO, E. N. (2007). Modelagem e Simulação de Unidades Resfriadoras de Líquidos por Absorção H₂O-LiBr de Simples e Duplo Efeito, Incluindo o Efeito de Aditivos e Clima Local. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM-118A/2007, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 109p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Enio Nascimento de Carvalho.

TÍTULO: Modelagem e Simulação de Unidades Resfriadoras de Líquidos por Absorção H₂O-LiBr de Simples e Duplo Efeito, Incluindo o Efeito de Aditivos e Clima Local.

GRAU: Mestre

ANO: 2007

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Eng. Mecânico Enio Nascimento de Carvalho

LaAR – Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração

Departamento de Engenharia Mecânica – Faculdade Tecnologia – Universidade de Brasília

Campus Universitário Darcy Ribeiro – CEP 70.910-900 Brasília – DF – Brasil.

enionc@yahoo.com.br

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela saúde e proteção. Agradeço a meus pais pelo apoio em todos os momentos. Faço um agradecimento muito sincero às pessoas do meio acadêmico que me auxiliaram na elaboração deste trabalho, ao professor João Pimenta, por sua dedicação e aos colegas Gustavo Soares e Ronald Borduni por todo o apoio. Agradeço, especialmente a Polyanna pela compreensão e companheirismo.

RESUMO

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDOS POR ABSORÇÃO H₂O-LiBr DE SIMPLES E DUPLO EFEITO, INCLUINDO O EFEITO DE ADITIVOS E CLIMA LOCAL

A finalidade deste trabalho é a modelagem física e simulação numérica de unidades resfriadoras de Líquidos por absorção a H₂O-LiBr, nas configurações a simples e duplo efeito, com análise do efeito da utilização de aditivos na solução de H₂O-LiBr e da influência do clima local sobre o desempenho e consumo energético da unidade. O modelamento físico de cada um dos componentes do sistema foi adotado baseando-se nos princípios clássicos da conservação de energia, junto com as correlações aplicáveis da transferência de calor e massa e equações que descrevem as propriedades dos fluidos de trabalho. O modelo adota um conceito semi-empírico, ou seja, parâmetros característicos para cada componente do sistema são utilizados. A aplicação do modelamento e simulação é realizada para quatro estudos de caso. No primeiro estudo de caso é simulada a operação de uma unidade resfriadora de líquido, de simples efeito, para as 8760 horas do ano, com aplicação em um edifício comercial. A simulação de uma unidade por absorção de duplo efeito, com estimativa do consumo de gás natural, durante o período de um ano de operação da máquina, é o objeto do estudo de caso dois. No terceiro estudo de caso, o consumo anual de combustível e desempenho de uma unidade de resfriamento de duplo efeito é comparado, para duas localidades climáticas diferentes. Finalmente, a avaliação da influência do uso de aditivos à solução H₂O-LiBr, sobre o desempenho da unidade resfriadora é analisado no quarto estudo de caso, onde, se obteve um ganho no coeficiente de performance de até 5,5%, se comparado ao desempenho com uso da solução convencional de H₂O-LiBr. Dessa forma, os resultados obtidos nesse trabalho permitem uma avaliação sobre a influência de vários fatores, no desempenho de unidades resfriadoras de líquidos por absorção e por consequência em seu consumo energético.

ABSTRACT

MODELING AND SIMULATION OF SINGLE AND DOUBLE EFFECT H₂O-LiBr ABSORPTION CHILLERS, INCLUDING THE EFFECT OF ADDITIVES AND LOCAL CLIMATE

The purpose of this work is the physical modeling and simulation of H₂O-LiBr absorption chillers, in the single and double effect settings, with analysis of the effect of the use of additives in the solution of H₂O-LiBr, and the influence of local climate on the performance and energy consumption of the unit. The physical modeling of each component of the system was adopted based on the classical principles of the energy conservation, along with the correlations for the heat and mass transfer or equations that describe the properties of the fluids of work. The model adopts a semi-empirical approach, where characteristic parameters for each component of the system are used. The application of physical modeling and simulation is carried out for four case studies. In the first case study is simulated the operation of a single effect chiller unit, for 8760 hours of the year, with implementation in a commercial building. The simulation of a double effect absorption machine with estimated consumption of natural gas during the period of one year of operation of the machine is the subject of the second case study. In case study three, the annual consumption of fuel and performance of a double effect absorption machine is compared for two different climatic areas. Finally, the evaluation of the influence of the use of additives to the solution H₂O-LiBr, on the performance of the absorption chiller is analyzed in the fourth case study, where, was obtained an improvement in the COP of the system up to 5.5%, when compared with the COP of the conventional solution of H₂O-LiBr. Thus, the results obtained in this work provide an assessment on the influence of various factors in the absorption chiller performance and result in their energy consumption.

SUMÁRIO

1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1- IMPORTÂNCIA DO ESTUDO.....	2
1.2 - ESTADO DA ARTE / REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
1.3 - OBJETIVOS.....	6
1.4 - METODOLOGIA.....	6
1.5 – ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO.....	7
2 - CONCEITOS FUNDAMENTAIS	9
2.1 – CICLO POR ABSORÇÃO E CICLO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	9
2.2 - O CICLO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO	9
2.3 - O CICLO POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO	11
2.4 - CONTROLE DE CAPACIDADE.....	13
2.5 - COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE UM CICLO POR ABSORÇÃO IDEAL.....	14
2.6 - PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE TRABALHO	16
2.6.1 - Concentração, temperatura e pressão de soluções de água/LiBr.....	16
2.6.2 - Entalpia de soluções de água/LiBr	18
2.6.3 – Propriedades da mistura Brometo de Lítio, Iodeto de Lítio e 1,3 Propanodiol.....	18
2.6.4 - Cristalização	19
2.7 - UNIDADES DE ABSORÇÃO COMERCIAIS	20
2.7.1 - Unidades Comerciais de Simple Efeito	20
2.7.2 - Unidades Comerciais de Duplo Efeito	21
2.8 – TORRES DE RESFRIAMENTO	22
2.9 - QUEIMADORES	24
3 – MODELAGEM FÍSICA	25
3.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS	25
3.2 – HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS.....	25
3.3 - SISTEMA DE SIMPLES EFEITO	27
3.3.1 - MODELAGEM DOS COMPONENTES.....	28
3.3.1.1 – Absorvedor.....	28
3.3.1.2 - Evaporador	29
3.3.1.3 - Gerador	30
3.3.1.4 - Condensador	32
3.3.1.5 - Trocador de Calor.....	33
3.3.1.6 - Dispositivos de expansão	34
3.3.1.7 - Bomba Hidráulica.....	35
3.4 - SISTEMA DE DUPLO EFEITO.....	35
3.4.1 - MODELAGEM DOS COMPONENTES.....	37
3.4.1.1 – Absorvedor.....	37
3.4.1.2 - Evaporador	38
3.4.1.3 – Gerador de Alta Temperatura	39
3.4.1.4 – Gerador de Baixa Temperatura.....	40
3.4.1.5 - Condensador	41
3.4.1.6 - Trocador de Calor de Alta	42
3.4.1.7 - Trocador de Calor de Baixa.....	43
3.4.1.8 - Bomba Hidráulica.....	44
3.5 – TORRE DE RESFRIAMENTO	45
3.6 – QUEIMADOR	46

3.7 – CÁLCULOS DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE TRABALHO.....	49
4 - SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	53
4.1 – PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DO CICLO DE SIMPLES EFEITO	53
4.1.1 – MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON.....	55
4.1.2 – APLICAÇÃO DO MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON NO CICLO DE SIMPLES EFEITO	56
4.2 – PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DO CICLO DE DUPLO EFEITO	57
4.2.1 – APLICAÇÃO DO MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON NO CICLO DE DUPLO EFEITO.....	59
4.3 – ANÁLISE DA VALIDADE DOS RESULTADOS SIMULADOS.....	59
4.3.1 – VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS PARA URL DE SIMPLES EFEITO	60
4.3.2 – VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS PARA URL DE DUPLO EFEITO.....	61
5 – RESULTADOS E ANÁLISE.....	64
5.1 – DESCRIÇÃO DOS ESTUDOS DE CASO	64
5.2 – ESTUDO DE CASO 1 – SIMPLES EFEITO	67
5.2.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA URL DE SIMPLES EFEITO.....	69
5.3 – ESTUDO DE CASO 2 – DUPLO EFEITO.....	73
5.3.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA URL DE DUPLO EFEITO.....	75
5.4 – ESTUDO DE CASO 3 - INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES CLIMÁTICAS	78
5.4.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA CIDADE DE MANAUS	79
5.4.2 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA CIDADE DE CURITIBA	81
5.5 – ESTUDO DE CASO 4 - INFLUÊNCIA DO USO DE ADITIVOS	82
5.5.1 – RESULTADOS DO USO ADITIVOS EM URL DE SIMPLES EFEITO	83
5.5.2 – RESULTADOS DO USO ADITIVOS EM URL A DUPLO EFEITO.....	84
6 - CONCLUSÕES.....	86
REFERÊNCIAS.....	89
ANEXOS.....	91
ANEXO A - Programa para simulação da URL de duplo efeito.....	92
ANEXO B - Programa para simulação da URL de simples efeito	100
ANEXO C - Subrotina para simulação do queimador.....	106
ANEXO D - Subrotina para simulação da torre de resfriamento	108

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Semelhanças entre os ciclos de refrigeração por compressão e absorção.	9
Figura 2.2 – Esquema do ciclo por absorção de simples efeito	10
Figura 2.3 – Esquema do ciclo por absorção de duplo efeito	12
Figura 2.4 – Combinação de ciclo de potência e de refrigeração	16
Figura 2.5 – Pressão de equilíbrio do vapor de água	17
Figura 2.6 – Diagrama de temperatura-pressão-concentração H ₂ O-LiBr (Stoecker, 1985)	17
Figura 2.7 – Entalpia de soluções de H ₂ O-LiBr (Herold et al, 1996)	18
Figura 2.8 – Entalpia de soluções de LiBr+Li+HO(CH ₂) ₃ OH+H ₂ O (Kim et. al., 2000) ..	19
Figura 3.1 – Componentes básicos do sistema por absorção de simples efeito.	27
Figura 3.2 – Representação esquemática do absorvedor	28
Figura 3.3 – Representação esquemática do evaporador	30
Figura 3.4 – Representação esquemática do gerador	31
Figura 3.5 – Representação esquemática do condensador	32
Figura 3.6 – Representação esquemática do trocador de calor	33
Figura 3.7 – Representação esquemática da bomba hidráulica	35
Figura 3.8 – componentes básicos do sistema por absorção de duplo efeito.	36
Figura 3.9 – Representação esquemática do absorvedor	37
Figura 3.10 – Representação esquemática do evaporador	38
Figura 3.11 – Representação esquemática do gerador de alta	39
Figura 3.12 – Representação esquemática do gerador de baixa	40
Figura 3.13 – Representação esquemática do condensador.....	41
Figura 3.14 – Representação esquemática do trocador de calor de alta	42
Figura 3.15 – Representação esquemática do trocador de calor de baixa	43
Figura 3.16 – Representação esquemática da bomba hidráulica	44
Figura 3.17 – Representação da torre de resfriamento	45
Figura 3.18 – Fluxos de massa no processo de combustão e troca de calor	47
Figura 4.1 – Entrada e saída de dados no programa para ciclo de simples efeito	53
Figura 4.2 – Fluxograma do programa de simples efeito	54
Figura 4.3 – As três primeiras iterações do método de Newton-Raphson	55
Figura 4.4 – Entrada e saída de dados no programa para ciclo de duplo efeito.....	57
Figura 4.5 – Fluxograma do programa de duplo efeito	58

Figura 4.6 – COP da URL de simples efeito em ABSIM e no presente trabalho	60
Figura 4.7 – Resíduo entre ABSIM e o presente trabalho para URL de simples efeito	61
Figura 4.8 – COP da URL de duplo efeito em ABSIM e no presente trabalho	62
Figura 4.9 – Resíduo entre ABSIM e o presente trabalho para URL de duplo efeito	63
Figura 5.1 – Planta baixa do pavimento térreo do prédio do NTI	65
Figura 5.2 – Planta baixa do pavimento superior do prédio do NTI	66
Figura 5.3 – Vazão de água quente para URL de simples efeito	68
Figura 5.4 – COP versus capacidade de refrigeração para URL de simples efeito	69
Figura 5.5 – Variação da carga térmica no NTI a cada hora do ano na cidade de Brasília	69
Figura 5.6 – Taxa de transferência de calor ao evaporador no dia 03/janeiro	70
Figura 5.7 – Variação do COP da URL de simples efeito a cada hora do dia 03/janeiro...	71
Figura 5.8 – Consumo de água quente da URL simples efeito a cada hora do dia 03/Janeiro	71
Figura 5.9 – Taxa de Transferência de calor ao gerador em um ano para estudo de caso 1	72
Figura 5.10 – Coeficiente de performance versus capacidade da URL para estudo de caso 2	74
Figura 5.11 – Vazão gás metano versus capacidade da URL para estudo de caso 2	74
Figura 5.12 – Variação do COP da URL cada hora do dia 03/janeiro para estudo de caso 2	75
Figura 5.13 – Consumo de vapor d’água a cada hora do dia 03/Janeiro no estudo de caso 2	76
Figura 5.14 – Consumo de metano a cada hora do dia 03/Janeiro para estudo de caso 2 ..	76
Figura 5.15 – Taxa de transferência de calor ao gerador de alta no período de um ano	77
Figura 5.16 – Consumo de metano a cada hora do ano para estudo de caso 2	77
Figura 5.17 – Carga térmica do prédio a cada hora do ano para Manaus-AM	79
Figura 5.18 – Consumo de metano a cada hora do ano para Manaus-AM	80
Figura 5.19 – Carga térmica do prédio a cada hora do ano para Curitiba-PR	81
Figura 5.20 – Consumo de metano a cada hora do ano para Curitiba-PR	81
Figura 5.21 – COP versus capacidade da URL de simples efeito para dois tipos de solução	83
Figura 5.22 – Taxa de transferência de calor ao gerador da URL de simples efeito para dois tipos de solução	84

Figura 5.23 – COP versus capacidade da URL de duplo efeito com uso de dois tipos de solução	84
Figura 5.24 – Taxa de transferência de calor ao gerador para URL de duplo efeito com uso de dois tipos de solução	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Estado e substância em cada ponto da Fig. 3.1	28
Tabela 3.2 – Estado e fluido de trabalho em cada ponto da Fig. 3.8	36
Tabela 3.3 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia da solução de água/LiBr	50
Tabela 3.4 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia da solução de água/LiBr	50
Tabela 3.5 – Coeficientes utilizados no cálculo da pressão de vapor da solução de LiBr+LiI+HO(CH ₂) ₃ OH+H ₂ O	51
Tabela 3.6 – Coeficientes utilizados no cálculo do calor específico da solução de LiBr+LiI+HO(CH ₂) ₃ OH+H ₂ O	51
Tabela 3.7 – Coeficientes utilizados no cálculo da densidade da solução de LiBr+LiI+HO(CH ₂) ₃ OH+H ₂ O.....	51
Tabela 3.8 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia da solução de LiBr+LiI+HO(CH ₂) ₃ OH+H ₂ O	52
Tabela 4.1 – Coeficientes globais de transferência de calor para URL de simples efeito (Grossman e Zaltash, 2000)	60
Tabela 4.2 – Temperaturas e vazões utilizadas na simulação da URL de simples efeito ...	60
Tabela 4.3 – Coeficientes globais de transferência de calor para URL de duplo efeito (Grossman e Zaltash, 2000)	61
Tabela 4.4 – Temperaturas e vazões utilizadas na simulação da URL de duplo efeito	62
Tabela 5.1 – Coeficientes globais de transferência de calor (Mehrabian e Shabeik,2004)	67
Tabela 5.2 – Temperaturas e vazões utilizadas como dados de entrada	67
Tabela 5.3 – Resultado das taxas de transferência de calor para URL de simples efeito ...	72
Tabela 5.4 – Valores médios de variáveis calculadas	72
Tabela 5.5 – Propriedades do metano	73
Tabela 5.6 – Coeficientes globais de transferência de calor (Mehrabian e Shabeik, 2004)	73
Tabela 5.7 – dados de entrada na simulação da URL de duplo efeito	73
Tabela 5.8 – Taxas de transferência de calor e volume de CH ₄ consumido na URL de duplo efeito	78
Tabela 5.9 – Valores médios de variáveis de operação na URL de duplo efeito	78
Tabela 5.10 – Tarifa do gás natural no Rio de Janeiro (CEG, 2006)	78
Tabela 5.11 – Taxas de transferência de calor e volume de CH ₄ consumido em Manaus ..	80

Tabela 5.12 – Valores médios de variáveis de operação em Manaus	80
Tabela 5.13 – Taxas de transferência de calor e volume de CH ₄ consumido para Curitiba	82
Tabela 5.14 – Valores médios de variáveis de operação para Curitiba	82

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

A	Área total de troca de calor disponível no componente	[m ²]
C	Capacidade calorífica	[W/K]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
COP	Coefficiente de performance	[-]
F	Funções a serem anuladas pelo método de Newton-Raphson	[-]
h	Entalpia da solução no ponto especificado	[J/kg]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/kg]
h_{min}	Entalpia mínima para que não ocorra cristalização	[J/kg]
h_i	Coefficiente de transferência de calor convectivo interno	[W/m ² K]
h_e	Coefficiente de transferência de calor convectivo externo	[W/m ² K]
LMTD	Diferença média logarítmica de temperatura	[°C]
\dot{m}	Vazão mássica de solução no ponto especificado	[kg/s]
NUT	Número de unidades de transferência	[-]
P_{evap}	Pressão de evaporação no ciclo por absorção	[Pa]
P_{cond}	Pressão condensação no ciclo por absorção	[Pa]
$R_{comb/ar}$	Razão combustível/ar	[-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
\dot{Q}_{max}	Máxima taxa de transferência de calor possível	[W]
T	Temperatura da solução no ponto especificado	[°C]
U	Coefficiente global de troca de calor	[W/m ² K]
X	Concentração mássica de LiBr na solução no ponto especificado [%]	
\dot{W}_b	Potência consumida na bomba	[W]

Símbolos Gregos

Δ	Varição de uma dada grandeza	[-]
ε	Efetividade do trocador de calor	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
μ	Viscosidade absoluta	[kg/s.m]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]

a Difusividade térmica [m²/s]

Subscritos

ab Absorvedor
cd Condensador
comb Combustível
ev Evaporador
e entrada
f Fria
g Gás
ga Gerador de alta
gb Gerador de baixa
ge Gerador
min Mínima
q Quente
qu Queimador
r Razão
s Saída
sol Solução
tc Trocador de calor
tr Torre
ta Trocado de alta
tb Trocador de baixa
v Vapor

Grupos adimensionais

Nu Número de Nusselt
Pr Número de Prandtl
Re Número de Reynolds

Siglas

ABRAVA Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-Condicionado,
Ventilação e Aquecimento

DOE	<i>Department of Energy</i>
GN	Gás natural
PCI	Poder Calorífico Inferior
TR	Tonelada de refrigeração
VE	Válvula de expansão
URL	Unidade Resfriadora de Líquidos

1 – INTRODUÇÃO

Questões ambientais e considerações energéticas atuais demandam inovações em projetos de refrigeração, objetivando o baixo consumo energético e menor impacto possível ao meio ambiente. Recentemente maior importância tem sido dada ao estudo dos sistemas de refrigeração por absorção, tal importância ocorre devido às peculiaridades especiais dos sistemas por absorção em relação aos convencionais por compressão de vapor.

Uma máquina de refrigeração por absorção é um sistema termoquímico, por isso não possui componentes móveis, com exceção das bombas necessárias, o que minimiza o trabalho de manutenção, tornando-as com vida útil mais prolongada. Além disso, já que a entrada principal de energia é na forma de calor, o consumo de energia elétrica é menor, tipicamente cerca de 6 % do consumo de um sistema equivalente por compressão de vapor (Almeida, 2006).

Os sistemas por absorção são também chamados de termoativados, por necessitarem de alguma fonte de calor para seu acionamento, dessa forma podem aproveitar o calor residual proveniente de processos industriais, da queima de combustíveis fósseis ou mesmo energia solar. Essas características, em especial os torna utilizáveis em sistemas de cogeração, que é a geração de energia elétrica e aumento de aproveitamento térmico com geração de refrigeração.

Sabe-se que por mais eficiente que seja um gerador termelétrico convencional, a maior parte da energia contida no combustível usado para seu acionamento, cerca de 60 a 70%, é transformado em calor e rejeitado ao meio-ambiente. Trata-se de uma limitação física que independe do tipo de combustível (diesel, gás natural, carvão, etc.). Por esta razão, no máximo 50% da energia dos combustíveis fósseis usados em um gerador podem ser transformados em energia elétrica. Assim, através da cogeração pode-se economizar o combustível que seria necessário para geração de refrigeração (em condicionadores de ar, refrigeradores, etc.), elevando-se a eficiência energética global em até 85%.

Outra qualidade importante relacionada aos sistemas por absorção está ligada à conservação do meio ambiente já que estas máquinas não empregam os CFC ou outros fluidos refrigerantes sintéticos, conhecidos por contribuírem para a destruição da camada de ozônio e aquecimento global (os sistemas por absorção analisados no presente trabalho utilizam água como refrigerante e o sal brometo de lítio (LiBr) como absorvente, este são elementos que não apresentam riscos ao meio ambiente).

No entanto existem duas grandes desvantagens dos sistemas por absorção frente aos por compressão de vapor, que residem no seu relativamente reduzido coeficiente de performance (COP) que pode alcançar o valor de 1,6 (LS Cable, 2006), isso nos equipamentos mais sofisticados de duplo efeito, enquanto nos equipamentos que utilizam o ciclo por compressão de vapor, o valor do COP pode subir até 6,0 (Stoecker, 1985). Por outro lado, as máquinas de absorção ainda representam um investimento inicial muito superior às máquinas de refrigeração por compressão de vapor, sendo cerca de 67% mais caras (Couto, 2004).

1.1 - IMPORTÂNCIA DO ESTUDO

A utilização do gás natural como fonte energética ainda é uma alternativa para as necessidades brasileiras de geração de energia. Mesmo com a instabilidade gerada pelo atual governo Boliviano, existe a perspectiva de ampliação da oferta de gás natural no Brasil. O País tem como meta a auto-suficiência na produção de gás natural, devido à necessidade de diversificação da matriz energética brasileira. Portanto tem-se expectativa de aumento da produção nacional, com exploração das reservas já existentes e com a descoberta de novas reservas, como a reserva de Tupi, localizada na Bacia de Santos.

O estímulo para ampliação do consumo de gás natural ocorrerá através do aumento da produção nacional. Esta situação apresenta um contexto propício ao aumento da utilização de gás natural como matriz energética nos próximos anos. Põe-se então o imperativo de se analisar opções viáveis de destinação do gás natural no país. Neste contexto a tecnologia da refrigeração por absorção é também uma das alternativas para a utilização deste insumo.

A aplicação de gás natural em refrigeração no Brasil, ainda se concentra nos grandes centros: São Paulo e Rio de Janeiro, especialmente no Rio de Janeiro onde existem atualmente cerca de 28 mil TR instalados, em sistemas de refrigeração por absorção movidos a gás natural, o que corresponde a cerca de 35% do potencial instalado. Essa participação deverá crescer, segundo especialistas na área, à medida que sejam reduzidos subsídios que tornam artificialmente mais barata a energia elétrica no País em relação ao gás natural (Couto, 2004).

Em virtude da já citada necessidade de diversificação da matriz energética brasileira, o País deverá ampliar a rede de distribuição de gás natural em seu território, o que acabará por expandir o terreno de aplicação da refrigeração por absorção, tanto na cogeração, quanto no aproveitamento de calor residual de processos industriais e mesmo nos sistemas

por queima direta de combustível. Ocorre então, a necessidade de pesquisas na área de absorção, orientadas ao aumento do desempenho destas máquinas e ao melhor aproveitamento energético que tornará a utilização da refrigeração por absorção mais viável do ponto de vista econômico e ambiental.

1.2 - ESTADO DA ARTE / REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O princípio de utilização do ciclo por absorção na geração de frio, data por volta do ano 1700. Sabia-se que gelo poderia ser produzido pela evaporação de água pura de um recipiente ligado a outro com ácido sulfúrico. Como o ácido absorvia vapor d'água, causando uma redução de temperatura, camadas de gelo eram então formadas na superfície da água.

Em 1859, Ferdinand Carre introduziu uma nova máquina usando o par água/amônia como fluido de trabalho. Esta máquina foi patenteada nos EUA em 1860 e máquinas baseadas nesta patente foram usadas para fabricar gelo e estocar alimentos (Stoecker, 1985).

Em 1950, um sistema usando brometo de lítio e água como fluido de trabalho foi introduzido para aplicação industrial. Poucos anos depois, um sistema de duplo efeito foi produzido e tem sido usado como padrão industrial para ciclos de refrigeração por absorção de alta performance operados por calor.

Importantes trabalhos tem sido publicados nos últimos anos com respeito a aplicação dos sistemas por absorção. Talbi e Agnew (1998), realizaram uma simulação do ciclo combinado Diesel-absorção, utilizando o calor proveniente dos gases de combustão em um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, prevendo um COP (coeficiente de performance) da ordem de 0,8. Nesse estudo o efeito refrigerante foi utilizado para melhorar o desempenho do turbo-compressor de um motor diesel, aumentando a eficiência do motor, reduzindo conseqüentemente o consumo de combustível e a emissão de poluentes.

Arun, et al. (2000) realizaram estudo da performance de um sistema por absorção de duplo efeito com LiBr. Os estudos mostraram que o sistema de duplo efeito contribui para melhorar a performance do ciclo e superar a questão de inabilitação dos ciclo de simples efeito em fazer uso de fontes de alta temperatura. O artigo faz ainda uma comparação entre os sistemas de duplo efeito com resfriamento do absorvedor e condensador em série e em

paralelo, o que revelou que o COP para a configuração em paralelo é maior que para o sistema em série.

Martinez e Pinazo (2001) desenvolveram um método estatístico que foi empregado com a disposição de melhorar o projeto de uma unidade resfriadora de líquido (URL) por absorção de simples efeito, utilizando como fluido de trabalho o par água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$). Projetos experimentais e diferentes análises foram usados para medir os efeitos da variação das áreas dos trocadores de calor na performance de uma máquina de absorção. As conclusões extraídas deste estudo permitiram uma redistribuição da transferência total de calor entre os trocadores de calor, que possibilitariam uma melhora no COP em quase 10%, sem variar a capacidade nominal do sistema nem a área total de transferência de calor.

Ho, et al. (2003) estudaram o desempenho de uma microturbina aplicada na cogeração. Os gases de exaustão da microturbina a uma temperatura em torno de 271 °C, foram usados para alimentar o gerador de uma URL por absorção. O coeficiente de performance obtido da URL, ficou em torno de 0,6 e o efeito de refrigeração obtido cerca de 35 kW (10 TR).

De Lucas, et. al. (2003) desenvolveram um programa computacional para simular o ciclo por absorção em várias condições de operação com utilização do sal CHO_2K associado ao LiBr, na proporção $\text{CHO}_2\text{K:LiBr}=2:1$, em fração mássica. O sal CHO_2K é citado na literatura por sua boa taxa de absorção, o que torna seu uso satisfatório no ciclo por absorção. O CHO_2K apresenta menor temperatura de cristalização, densidade e viscosidade em relação ao LiBr, além de possuir menor pressão de vapor, pH alcalino, menor toxicidade e ser biodegradável. O calor latente de absorção do CHO_2K é ainda menor que o do LiBr e é compatível quimicamente com outras combinações ou aditivos. O programa desenvolvido permitiu especificar fluidos de funcionamento diferentes em diferentes condições operacionais. A mistura de sais exigiu menor quantidade de calor para a diluição na solução o que fez reduzir a energia demandada no gerador e o calor rejeitado no absorvedor, tendo-se como consequência o aumento do COP em cerca de 12% para a alternativa $\text{CHO}_2\text{K:LiBr}$ em relação ao LiBr. Outro benefício apresentado pela mistura de sais foi a baixa corrosividade.

Park, et al. (2004) analisaram o desempenho característico de uma URL por absorção com capacidade de 210 TR, em operação com carga parcial e calcularam o consumo médio de energia. O efeito da variação de vazão e temperatura da água de arrefecimento do absorvedor e condensador, na performance e economia de energia, foram quantificados

durante a operação em carga parcial. Concluíram que o desempenho de um sistema por absorção é mais sensível às mudanças de temperatura do que à variação da vazão da água de arrefecimento do absorvedor e condensador. Se a vazão de água é reduzida de 60% do valor padrão, a capacidade de resfriamento é recuperada reduzindo-se a temperatura da água em 2 °C.

Mehrabian e Shahbeik (2004) desenvolveram um programa computacional para projeto e análise termodinâmica de uma URL por absorção de simples efeito, utilizando o par H₂O-LiBr como fluido de trabalho. Os resultados calculados pelo programa foram usados no estudo do efeito dos parâmetros de entrada na geometria, no desempenho do ciclo e na eficiência de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica. Aumentando-se a temperatura no evaporador e gerador ou reduzindo-se as temperaturas no condensador e gerador pode-se melhorar a eficiência do ciclo de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica.

Donate, et. al. (2005) apresentaram também um estudo na linha de misturas de sais alternativos para utilização como solução absorvente em ciclos de refrigeração por absorção. Misturas de LiBr e sais orgânicos de sódio (CHCO₂Na) e potássio (CHCO₂K) foram avaliados como absorventes alternativos para máquinas de refrigeração por absorção. O objetivo principal deste trabalho era o de ultrapassar as limitações do LiBr como sal absorvente e melhorar a eficiência do ciclo de refrigeração. Para selecionar a mistura que melhores propriedades apresentasse, em ciclos de refrigeração por absorção, uma análise termodinâmica foi executada, medindo-se propriedades como: densidade, viscosidade, entalpia de diluição, solubilidade e dados de pressão de vapor das misturas propostas. Uma simulação computacional foi desenvolvida para avaliar temperaturas, trocas de calor nos componentes e a eficiência do ciclo. As misturas de sais: LiBr+CHCO₂Na e LiBr+CHCO₂K exigiram menores temperaturas no gerador e como consequência apresentaram melhores resultados, com COPs em torno de 0,94 (simples efeito), mais satisfatórios em comparação ao COP de 0,7 para LiBr puro.

Almeida (2006), desenvolveu estudo de metodologias para avaliação econômica de URL por ciclo de compressão e absorção. A metodologia elaborada pelo autor utilizava recursos de engenharia, análise de investimentos, matemática financeira e aspectos técnicos das instalações de ar-condicionado. Dos três cenários estudados, apenas um foi favorável ao emprego dos equipamentos de ciclo por absorção. A metodologia proposta pelo autor permitiu uma comparação adequada entre as alternativas de projetos objetivando a melhor escolha a partir de critérios financeiros.

Os trabalhos relatados no presente estado da arte, abordam a questão da avaliação de desempenho de unidades resfriadoras de líquido e a influência de diversos parâmetros de operação das mesmas, sobre seu desempenho. De uma forma geral, nos trabalhos apresentados, pretendia-se ampliar o campo de aplicação da refrigeração por absorção tornando-a viável financeiramente. Os estudos desenvolvidos no presente trabalho, se inserem neste contexto, através do desenvolvimento de ferramentas de simulação de unidades resfriadoras de líquido por absorção, possibilitando uma visão do desempenho e consumo energético destas unidades, em suas principais configurações.

1.3 - OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivos principais o modelamento e simulação computacional de unidades resfriadoras de líquido, doravante denominadas de URL, por absorção a H₂O-LiBr, em várias configurações, para aplicações em ar condicionado com vistas à avaliação do consumo energético. Em termos mais específicos pretende-se atingir as seguintes metas:

- Modelagem de URL de absorção comercial nas configurações:
 - Simples e duplo efeito;
 - Queima direta e com aproveitamento de água quente ou vapor d'água;
 - Com a adição de aditivos à solução de H₂O-LiBr.
- Simulação computacional de URL de absorção com aplicação em um edifício comercial com dados de carga térmica para as 8760 horas do ano;
- Análise da demanda de calor no gerador no período de um ano em várias configurações de operação.

1.4 - METODOLOGIA

Considerou-se inicialmente uma revisão bibliográfica a respeito de sistemas de refrigeração por absorção com utilização de H₂O-LiBr, onde foram estudados os conceitos teóricos, as aplicabilidades do sistema no contexto atual da refrigeração, além dos aprimoramentos que tornaram os sistemas por absorção mais eficientes e conseqüentemente mais viáveis do ponto de vista econômico.

Após a fase de estudo da teoria aplicada, foram definidos os principais objetivos a serem alcançados no trabalho, adotando-se para tal as seguintes etapas:

- O modelamento físico de cada um dos componentes do sistema baseando-se nos princípios clássicos da conservação de energia, junto com as correlações aplicáveis da transferência de calor e massa e equações que descrevem as propriedades da solução de H₂O-LiBr, disponíveis em trabalhos publicados na literatura científica.
- Simulação computacional no programa Matlab versão 7.4.0.287 (MathWorks, 2007), utilizando-se como dados de entrada uma previsão da carga térmica anual de um edifício comercial obtida da simulação com o software DOE Energy Plus.
- Análise da demanda de calor no gerador a condição de operação em carga parcial nas 8760 horas do ano, através da comparação dos resultados obtidos para as diversas configurações do sistema (simple efeito, duplo efeito, queima-direta, etc.).

1.5 – ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho está dividido em seis capítulos, o capítulo de introdução apresenta a motivação do estudo relacionado ao presente trabalho, bem como o estado da arte, onde são apresentados trabalhos recentes e importantes, com aplicação na área de absorção. Nesse capítulo são ainda apresentados os objetivos propostos além da metodologia usada para alcançá-los.

O segundo capítulo aborda a questão dos conceitos fundamentais relacionados à área de refrigeração por absorção. O ciclo por absorção em suas várias configurações, seu funcionamento e componentes principais são apresentados no segundo capítulo.

No capítulo 3, a modelagem física de cada componente do ciclo em suas várias configurações é realizada. A modelagem física dos componentes é baseada nos princípios da conservação de massa e energia e nas correlações aplicáveis da transferência de calor.

O quarto capítulo trata da simulação computacional. Neste caso é explicada a estrutura do programa desenvolvido para a simulação. Este capítulo apresenta o método numérico implementado na resolução do modelo, além de mostrar o detalhamento de funcionamento do programa através de fluxogramas.

No capítulo 5, são apresentados os resultados obtidos na simulação e análise destes para 4 estudos de casos. No primeiro estudo de caso, é simulada uma URL de simple efeito operando no período de um ano na cidade de Brasília, tendo-se como foco o

consumo energético da unidade. No estudo de caso 2, simula-se uma URL de duplo efeito operando na cidade de Brasília, tendo-se como resultados, dados como, consumo energético da unidade e desempenho. Uma comparação do desempenho de uma URL de duplo efeito, operando nas cidades de Manaus e Curitiba é realizada no estudo de caso 3. Finalmente no quarto estudo de caso é avaliada a influência do uso de aditivos sobre a performance da URL de simples e de duplo efeito.

O capítulo 5 apresenta as conclusões relacionadas ao presente trabalho. Um resumo dos resultados obtidos no trabalho é analisado neste capítulo, além de serem apresentadas propostas para trabalhos futuros.

2 - CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1 – CICLO POR ABSORÇÃO E CICLO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração por absorção é semelhante em alguns aspectos ao ciclo de compressão a vapor. Ambos operam com condensador, válvula de expansão e o evaporador, com vapor de baixa pressão no evaporador, sendo transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador (fig. 2.1).

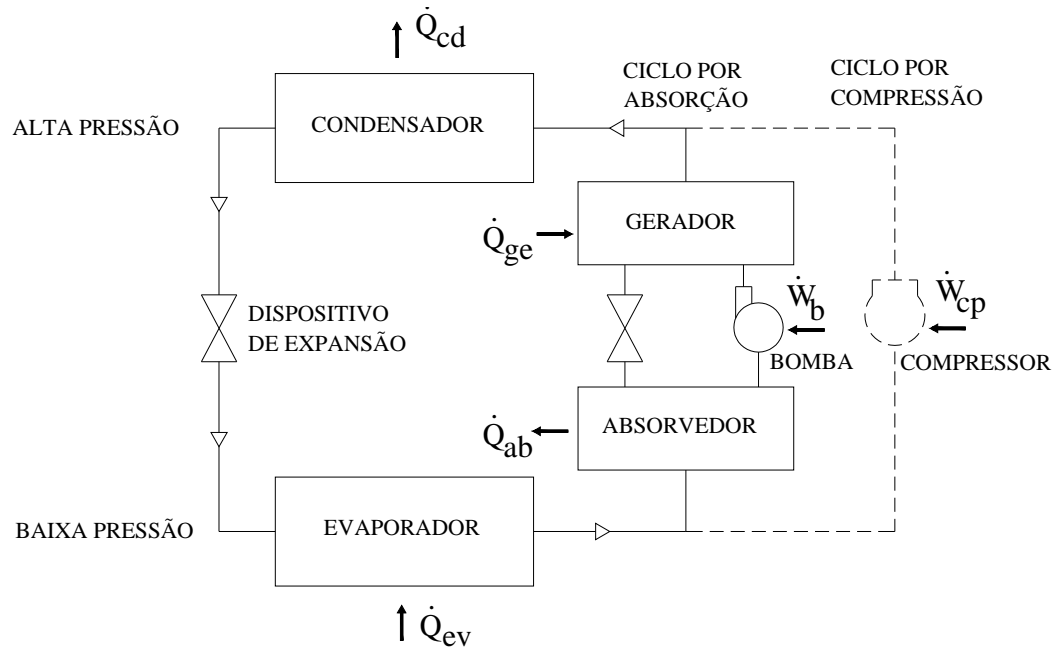


Figura 2.1 – Semelhanças entre os ciclos de refrigeração por compressão e absorção.

Enquanto o sistema por compressão a vapor utiliza o compressor para esta tarefa, o sistema de refrigeração por absorção, primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente, incorporando neste processo de absorção a conversão de vapor em líquido em um processo similar ao de condensação, rejeitando calor durante o processo (\dot{Q}_{ab}). O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com auxílio de uma bomba e finalmente libera-se o vapor do líquido absorvente adicionando-se calor ao gerador (\dot{Q}_{ge}).

2.2 - O CICLO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO

O ciclo por absorção de simples efeito, com uso da solução de $H_2O-LiBr$, é a representação mais simplificada da tecnologia por absorção. O sistema opera basicamente

com os seguintes componentes: gerador, evaporador, absorvedor, condensador, bomba de solução, além dos dispositivos de expansão e um trocador de calor (opcional). O absorvedor e o condensador possuem trocadores de calor, que podem operar com corrente do fluido de resfriamento (água) em série ou em paralelo. O esquema básico do ciclo por absorção com condensador e absorvedor em série, e seus principais componentes, pode ser visualizado na Fig. 2.2.

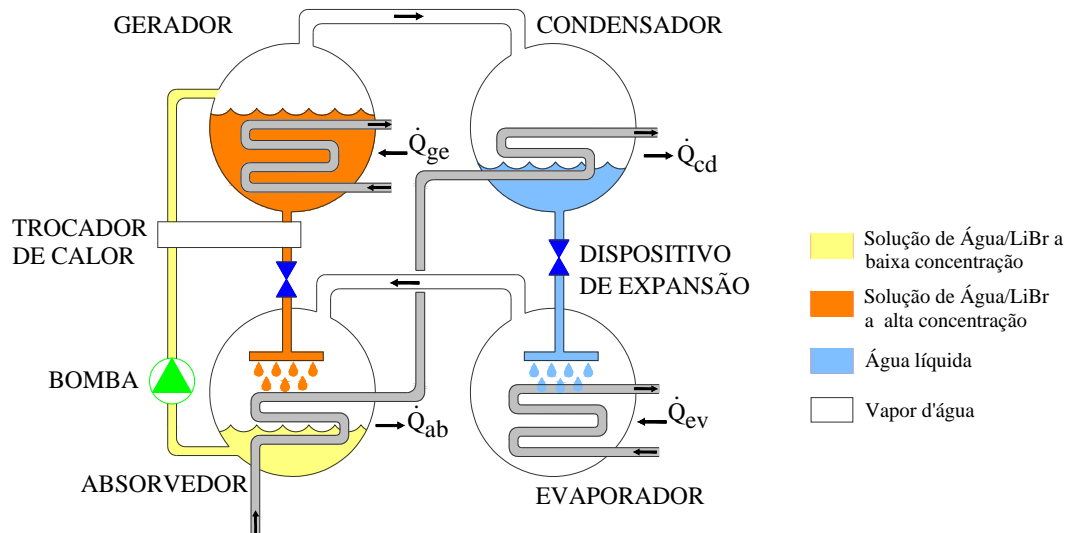


Figura 2.2 – Esquema do ciclo por absorção de simples efeito

O ciclo por absorção de simples efeito, representado na Fig. 2.2, trabalha com dois níveis de pressão entre o gerador e o absorvedor, que normalmente estão abaixo da pressão atmosférica. Estes sistemas trabalham também com dois distintos circuitos de fluidos. No circuito de solução, a solução de H_2O -LiBr percorre o subsistema absorvedor-gerador. No circuito de refrigerante (água), o vapor d'água proveniente do gerador se dirige ao subsistema condensador-evaporador, em processo semelhante ao que ocorre nos sistemas por compressão de vapor, retornado como vapor à baixa pressão ao absorvedor.

Pode-se descrever de maneira simplificada o processo de funcionamento do ciclo por absorção de simples efeito, da seguinte forma: após a saída do refrigerante (água) do evaporador na forma de vapor e à baixa pressão este é absorvido por uma solução líquida de H_2O -LiBr no absorvedor, como se sabe o brometo de lítio é um sal e possui como propriedade a alta capacidade de absorção de vapor. No processo de absorção, ocorre reação exotérmica. Se esse processo fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor cessaria. Para que o processo

continue é necessário o resfriamento do absorvedor com água ou ar, rejeitando por fim o calor para a atmosfera.

A bomba recebe a solução a baixa pressão e baixa concentração do absorvedor, eleva sua pressão transpondo-a em seguida para o gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura vaporiza a água que tinha sido absorvida pela solução. A solução líquida $H_2O-LiBr$, agora a alta concentração, retorna para o absorvedor passando através de um dispositivo de redução de pressão, cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor. O vapor d'água despreendido da solução de $H_2O-LiBr$ é o fluido refrigerante que irá ao condensador, onde ocorrerá novo processo de troca de calor. O refrigerante, na forma líquida se dirigirá ao evaporador, antes disso, passará através de um dispositivo de expansão, com a função de reduzir a pressão ao nível mais baixo. O fluido refrigerante a baixa pressão escoará sobre a tubulação de troca de calor do evaporador, onde, o calor latente de evaporação será responsável pela geração do efeito refrigerante desejado, e já na forma de vapor será absorvido na solução de $H_2O-LiBr$ no absorvedor, completando o ciclo.

Um dos maiores custos de operação do sistema está no calor adicionado no gerador, e realisticamente haverá algum custo associado com a remoção de calor do absorvedor. A adição de um trocador de calor como na Fig. 2.2, para transferir calor entre as duas correntes de solução, pode melhorar a troca de calor, aquecendo a solução fria do absorvedor em seu caminho para o gerador e esfriando a solução que retorna do gerador para o absorvedor.

2.3 - O CICLO POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO

O ciclo por absorção de simples efeito possui limitações relacionadas ao coeficiente de performance (COP), que pode alcançar valores em torno de 0,7, mesmo com o aumento da temperatura de entrada do fluido de aquecimento do gerador, o COP destas máquinas não chega a alcançar valores muito superiores ao citado. Esta limitação ocorre também no ciclo de duplo efeito, no entanto, neste a limitação é menor, ou seja, tem-se um aumento significativo do COP (COP em torno de 1,6) em função da temperatura de entrada do fluido de aquecimento do gerador (Herold et al, 1996).

O ciclo por absorção de duplo efeito tem melhor aplicação que o de simples efeito, no que diz respeito à utilização de fontes de calor a altas temperaturas (superiores a 120 °C). Estes possuem um segundo gerador (gerador de baixa temperatura), o que melhora o

aproveitamento do calor da fonte a alta temperatura. O esquema do ciclo por absorção duplo efeito com resfriamento do absorvedor e condensador em série pode ser visualizado na figura 2.3.

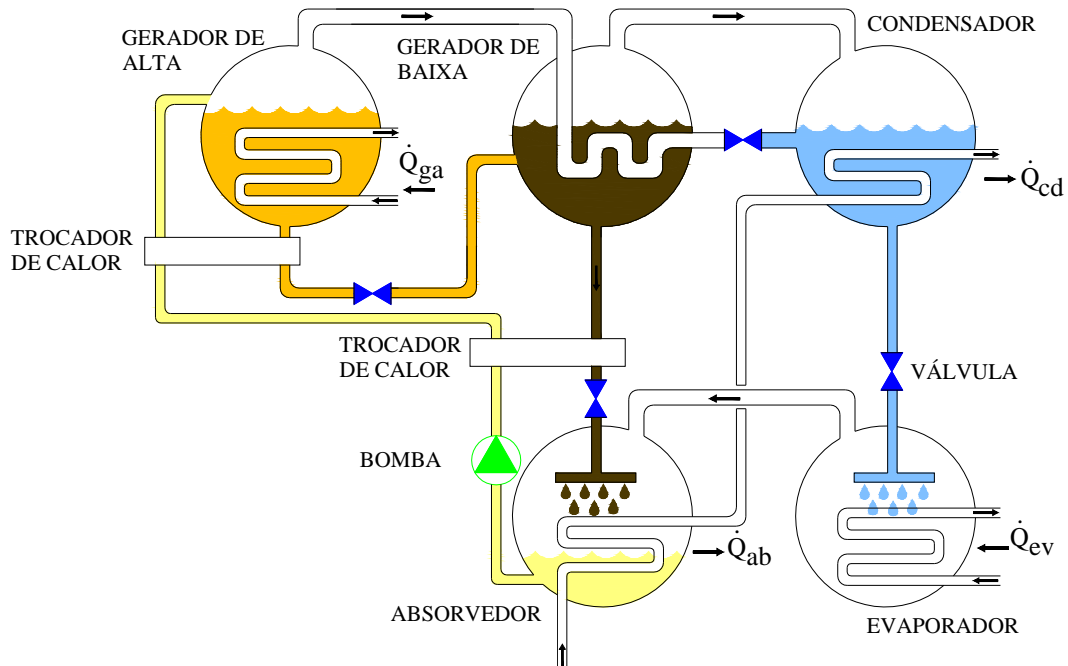


Figura 2.3 – Esquema do ciclo por absorção de duplo efeito

Como observado anteriormente, o sistema por absorção de duplo efeito é uma unidade de absorção com eficiência melhorada. O aspecto que diferencia primordialmente este ciclo do de simples efeito é o fato da incorporação de um segundo gerador (gerador de baixa), que será aquecido pelo vapor a alta pressão fornecido pelo primeiro gerador (gerador de alta). O ciclo de duplo efeito trabalha com três níveis diferentes de pressão, a pressão de evaporação, no subsistema evaporador – absorvedor (cerca de 1 kPa), a pressão de condensação no subsistema gerador de baixa - condensador (cerca de 10 kPa) e ainda a pressão no gerador de alta temperatura (cerca de 100 kPa). Semelhantemente ao sistema de simples efeito trabalham com dois distintos circuitos de fluidos, a saber, o circuito de refrigerante (água) e o circuito de solução de H₂O-LiBr, tendo entretanto um nível de concentração intermediário da solução de H₂O-LiBr, entre a solução diluída que sai do absorvedor e solução a alta concentração de LiBr que chega ao mesmo.

O processo de funcionamento do ciclo por absorção de duplo efeito tem muita semelhança com o de simples efeito, e ocorre da seguinte forma: após a saída do refrigerante (água) do evaporador na forma de vapor e à baixa pressão este é absorvido por

uma solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ no absorvedor. No processo de absorção do vapor d'água na solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, ocorre reação exotérmica, portanto, para que esse processo continue é necessário que seja retirado calor da solução, que é realizado com o resfriamento do absorvedor com água ou ar.

A solução diluída pelo absorvedor a baixa pressão tem sua pressão elevada até o nível do gerador de alta até onde é transposta. No gerador de alta a solução é aquecida por uma fonte de calor que desprenderá o vapor d'água, este último será responsável pelo aquecimento do gerador de baixa. No gerador de baixa, a solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ a concentração intermediária, proveniente do gerador de alta, será aquecida pelo vapor proveniente do gerador de alta, se tornando agora a alta concentração, retornará para o absorvedor onde será novamente diluída, antes disso passando através de um dispositivo de redução de pressão. O vapor d'água despreendido da solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, pelo gerador de alta e pelo gerador de baixa é o fluido refrigerante que irá ao condensador, onde ocorrerá processo similar ao já comentado para o sistema de simples efeito.

Como se sabe um dos maiores custos relacionados à operação do sistema de absorção, está relacionada ao aquecimento do gerador e resfriamento do absorvedor, por isso, utilizam-se normalmente dois trocadores de calor entre os geradores de alta e baixa e o absorvedor, com o intuito de se resfriar a solução que vai ao absorvedor e aquecer a solução com destino aos geradores.

2.4 - CONTROLE DE CAPACIDADE

A necessidade do controle de capacidade ocorre quando há alguma variação na carga térmica, o que reflete em variação da demanda por refrigeração no evaporador. Sem nenhum controle de capacidade a temperatura do fluido que deixa o evaporador tende a decrescer seguida pela queda da pressão no lado de baixa pressão da unidade de absorção. A pressão do lado de baixa se reduziria a um ponto onde o fluido refrigerante poderia congelar.

Diferentes métodos são disponíveis para se exercer o controle de capacidade, e o efeito principal deles é o de reduzir a vazão de refrigerante (água). Os três métodos mais empregados são:

- 1 - Redução de vazão da bomba de solução – a adoção deste método causará redução da vazão de solução, portanto, este deverá ser acompanhado da redução da taxa de

transferência de calor ao gerador, pois, sem isto, poderá se ultrapassar o limite de cristalização da solução, o que originará o fenômeno da cristalização.

2 - Redução da temperatura do gerador – este método pode ser executado através da redução da taxa de transferência de calor ao gerador, o que é obtido, reduzindo-se a vazão de vapor, água quente, gases residuais ou a queima de combustível, dependendo da forma de fornecimento de calor ao gerador. Com a diminuição da taxa de transferência de calor ao gerador, haverá menor desprendimento de vapor d'água da solução o implicará em menor vazão de refrigerante (água).

3 - Aumento da temperatura de condensação – pode-se controlar a capacidade aumentando-se a temperatura da água de resfriamento suprida ao condensador, o que por sua vez pode ser conseguido desviando-se uma fração de água em torno da torre de resfriamento. Com a aplicação deste método, se reduzirá a condensação de vapor no condensador, reduzindo-se assim a vazão de refrigerante.

2.5 - COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE UM CICLO POR ABSORÇÃO IDEAL

Podemos calcular o coeficiente de performance do ciclo por absorção, através da relação:

$$COP_{abs} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ge}} \quad (2.1)$$

onde:

\dot{Q}_{ev} : taxa de transferência de calor ao evaporador [W]

\dot{Q}_{ge} : taxa de transferência de calor ao gerador [W]

Uma das desvantagens do ciclo por absorção com relação ao de compressão reside no seu relativamente reduzido coeficiente de performance. Sistemas por absorção na melhor das hipóteses (com ciclos de duplo ou triplo efeito) podem apresentar COP's da ordem de 1,6 (LS Cable, 2006) enquanto que nos sistemas por compressão, este valor pode chegar até 6,0 (Stoecker, 1985). No entanto o valor baixo do COP_{abs} com relação ao COP do ciclo por compressão de vapor não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, isso porque os $COPs$ dos dois ciclos são definidos diferentemente. O COP do ciclo de compressão a vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho

fornecida ao compressor para operar o ciclo, mas a energia na forma de trabalho é normalmente muito mais cara que a energia na forma de calor.

Pela relação de Kelvin (Van Wylen, 1976), tem-se que a razão entre as taxas de transferência de calor entre uma fonte de calor quente (\dot{Q}_q) e uma fonte fria (\dot{Q}_f), pode ser expressa pela eq. 2.2:

$$\frac{\dot{Q}_q}{\dot{Q}_f} = \frac{T_q}{T_f} \quad (2.2)$$

onde,

T_q : Temperatura da fonte quente [K]

T_f : Temperatura da fonte fria [K]

O ciclo ideal operando com processos termodinamicamente reversíveis entre duas temperaturas é um ciclo de Carnot. Utilizando-se a relação de Kelvin para o ciclo de potência que opera à esquerda da Fig. 2.4 tem-se:

$$\frac{\dot{Q}_{ge}}{\dot{W}_b} = \frac{T_{ge}}{(T_{ge} - T_{ab})} \quad (2.3)$$

Para o ciclo de refrigeração do lado direito da Fig. 2.4, tem-se:

$$\frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_b} = \frac{T_{ev}}{(T_{cd} - T_{ev})} \quad (2.4)$$

onde,

T_{ev} : Temperatura de evaporação [K]

T_{ge} : Temperatura no gerador [K]

T_{ab} : Temperatura de rejeição de calor no absorvedor [K]

T_{cd} : Temperatura de rejeição de calor no condensador [K]

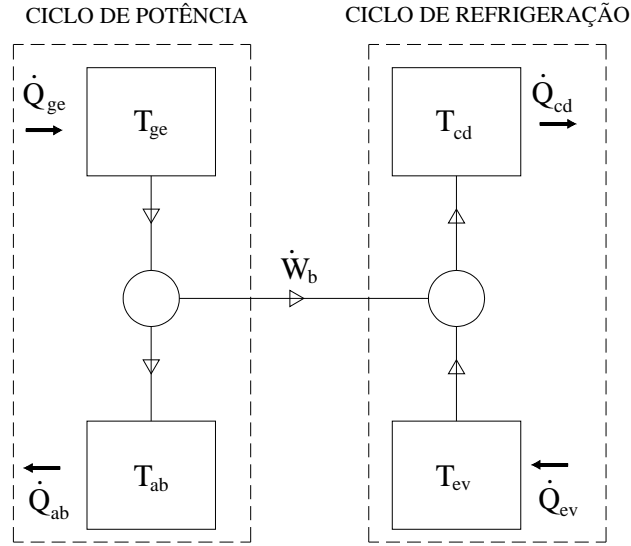


Figura 2.4 – Combinação de ciclo de potência e de refrigeração

A taxa de transferência de calor ao evaporador é \dot{Q}_{ev} e a taxa de transferência de calor ao gerador \dot{Q}_{ge} . Usando-se as expressões para \dot{Q}_{ev} e \dot{Q}_{ge} , pode se obter o *COP* para o ciclo ideal:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ge}} = \frac{\dot{W}_b \cdot T_{ev} \cdot (T_{ge} - T_{ab})}{\dot{W}_b \cdot T_{ge} \cdot (T_{cd} - T_{ev})} = \frac{T_{ev} \cdot (T_{ge} - T_{ab})}{T_{ge} \cdot (T_{cd} - T_{ev})} \quad (2.5)$$

2.6 - PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE TRABALHO

2.6.1 - Concentração, temperatura e pressão de soluções de água/LiBr

O Brometo de Lítio é um sal formado pelo Lítio obtido do minério de Lítio e do Brometo obtido a partir da água do mar, possui características semelhantes ao Cloreto de Sódio (NaCl), tendo, porém maior poder de absorção que o NaCl. Tal poder de absorção está relacionado à sua concentração na solução e à temperatura desta. A solução aquosa de brometo de lítio é amplamente usada como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção. Como já mencionado, o LiBr é substância conhecida pela sua não volatilidade e por não causar danos à camada de ozônio. Devido à sua inocuidade ao ser humano e ao meio ambiente é esperada sua popularização.

O brometo de lítio é um sal sólido cristalino que na presença de vapor de água absorve o vapor e torna-se uma solução líquida. Se conectarmos dois recipientes, como na Fig. 2.5, um contendo solução de água/LiBr e outro com água pura, ocorrerá transferência de massa

(vapor d'água) devido à diferença de concentrações. Por consequência o vapor d'água do vaso da esquerda será absorvido pela solução de água/LiBr do vaso da direita. Isso causará o efeito de refrigeração no vaso da esquerda. As concentrações dos fluidos se tornariam iguais no equilíbrio, quando a solução de água/LiBr não pode mais continuar com o processo de absorção devido à sua saturação. Para que o processo seja contínuo adiciona-se calor no vaso da direita com o propósito de se separar o refrigerante.

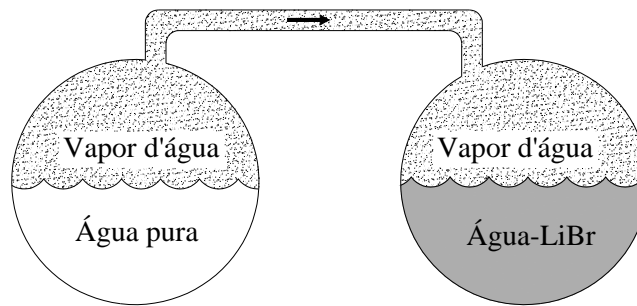


Figura 2.5 – Pressão de equilíbrio do vapor de água

A figura 2.6 é um diagrama em que estão representados temperatura-pressão-concentração para soluções de água/LiBr, a concentração é a abscissa do gráfico e a pressão de vapor de água é considerada a ordenada. A carta é aplicada em condições de saturação onde a solução (lado direito da fig. 2.5) está em equilíbrio com o vapor de água.

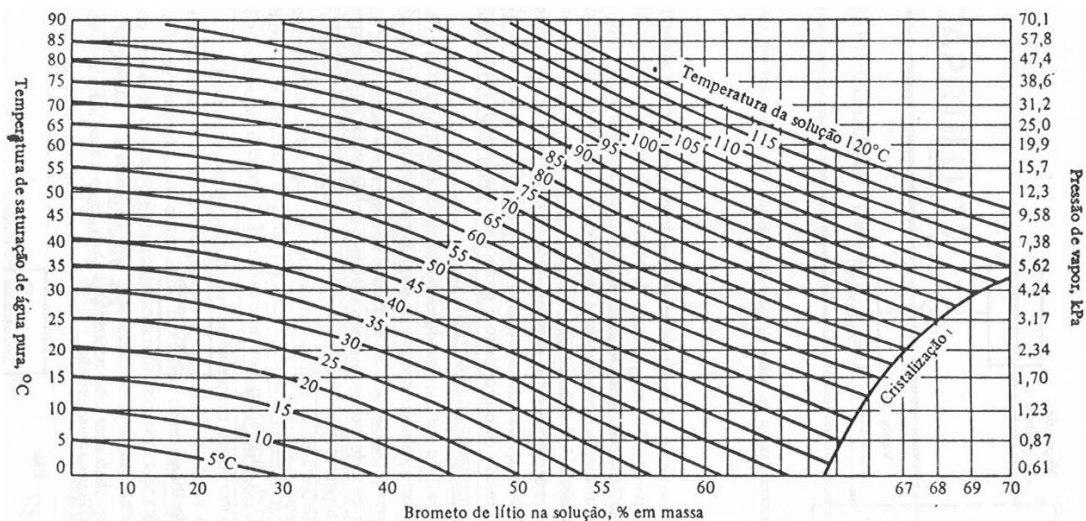


Figura 2.6 – Diagrama de temperatura-pressão-concentração H₂O-LiBr (Stoecker, 1985)

2.6.2 - Entalpia de soluções de água/LiBr

Para que se possam realizar os cálculos térmicos sobre um ciclo por absorção, dados sobre entalpia da solução de trabalho nos pontos mais importantes do ciclo, deverão estar disponíveis. Água na forma de líquido ou vapor flui para e do condensador e evaporador, as entalpias nestes pontos podem ser obtidas de uma tabela de propriedades da água. A solução de H_2O -LiBr está presente no gerador e absorvedor e a sua entalpia é função da temperatura e concentração da solução. Na Fig 2.7 apresenta dados de entalpia para soluções de H_2O -LiBr.

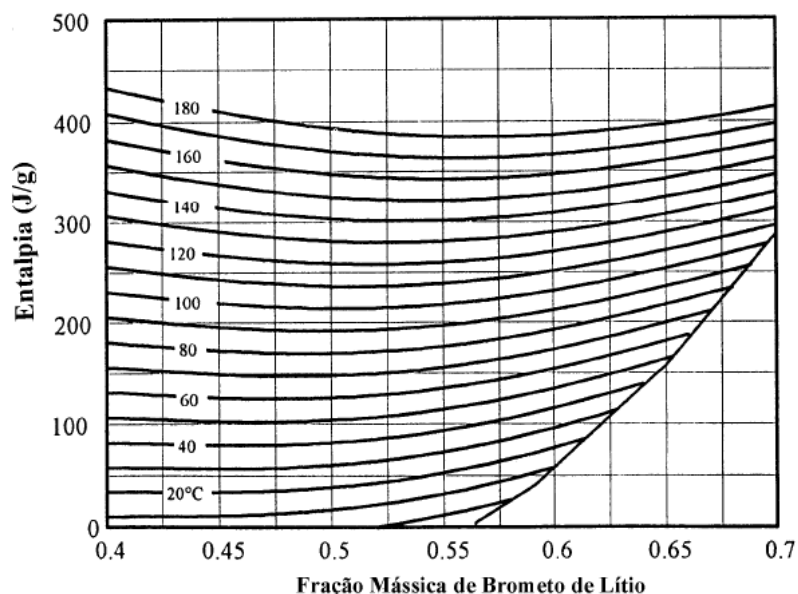


Figura 2.7 – Entalpia de soluções de H_2O -LiBr (Herold et al, 1996)

2.6.3 – Propriedades da mistura Brometo de Lítio, Iodeto de Lítio e 1,3 Propanodiol

O desenvolvimento de novos fluidos de trabalho para URL por absorção é uma das chaves para o avanço tecnológico dos sistemas por absorção. Ocorre a necessidade de redução do porte das unidades, que exigem grandes áreas para os trocadores de calor, o que acaba causando a elevação do custo destes equipamentos. A solução de brometo de lítio mais iodeto de lítio mais 1,3 propanodiol e água ($LiBr+LiI+HO(CH_2)_3OH+H_2O$), tem sido considerada um fluido de trabalho em potencial para uso em URL por absorção.

O iodeto de lítio (LiI) é um sal com propriedades absorventes superiores ao brometo de lítio e ainda com limite de cristalização superior. O 1,3 propanodiol ($HO(CH_2)_3OH$) é usado para melhorar a solubilidade dos sais na solução. A Fig. 2.8 apresenta a variação de

entalpia da solução. Nota-se que a curva de cristalização da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O (Fig. 2.8), encontra-se mais deslocada à direita, se comparada com a mesma curva para a solução de H₂O-LiBr (Fig. 2.7).

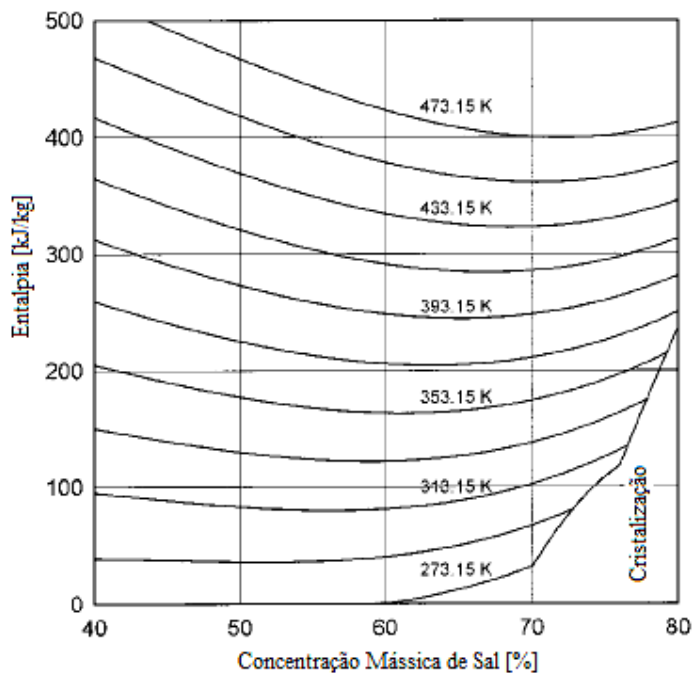


Figura 2.8 – Entalpia de soluções de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O (Kim et. al., 2000)

2.6.4 - Cristalização

Pela natureza dos sais, como o LiBr, sabe-se que estes precipitam na solução quando tem excedido o seu limite de solubilidade. O limite de solubilidade do sal LiBr é fortemente ligado à sua fração mássica na solução bem como à temperatura.

A formação de cristais de LiBr é muito sensível à presença de pontos de nucleação, ou seja, ela acontece mais rapidamente onde já existem efetivamente cristais de sal. Se não existem pontos de nucleação, a supersaturação ocorrerá no ponto onde a concentração estiver mais próxima do limite de solubilidade (Herold et al, 1996).

A cristalização pode bloquear o escoamento nos tubos e interromper o funcionamento do sistema. Nos diagramas de propriedades para soluções de água-LiBr (figuras 2.6 e 2.7) são representadas as linhas de cristalização que aparecem na região inferior à direita das figuras, assim uma queda para a região de cristalização pode indicar uma solidificação do LiBr.

Os fabricantes de sistemas de refrigeração por absorção geralmente incluem controles sensíveis à possibilidade de cristalização, que tomam ações no sentido de se reduzir estas condições, seja pelo controle da temperatura de entrada da água de condensação no absorvedor, por redução da entrada de calor no gerador ou desviando parte da água líquida do evaporador para o absorvedor, diluindo a solução ali presente. Existem alguns pontos críticos relacionados à cristalização em um sistema de absorção, pode-se citar a tubulação que leva solução concentrada do gerador ao absorvedor como mais sujeita a tal acontecimento, devido à alta concentração da solução de água-LiBr que por ali flui.

2.7 - UNIDADES DE ABSORÇÃO COMERCIAIS

Comercialmente os principais tipos de tecnologia de URL em uso, com ciclos de absorção, são os sistemas a simples efeito e duplo efeito. No entanto existem várias outras tecnologias como: triplo efeito, múltiplo efeito, porém com uso menos difundido, devido ao alto investimento inicial no valor dos equipamentos. Por isso, este estudo enfoca as máquinas a simples e duplo efeito, que serão a seguir analisadas.

2.7.1 - Unidades Comerciais de Simples Efeito

Devido ao relativamente baixo COP associado com sistemas de simples efeito, existe certa dificuldade de competição econômica destas máquinas com as convencionais por compressão de vapor, exceto quando se trata de aplicação em utilização de fontes residuais de calor, caso em que se tem energia térmica não paga ou de baixo custo.

As instalações de absorção comerciais tiram proveito do fato que condensador e gerador operam à mesma pressão, combinando-os em um mesmo vaso. O que é feito similarmente com o evaporador e o absorvedor que operam à mesma pressão e também podem ser colocados em um mesmo vaso, conforme mostra a Fig. 2.9.

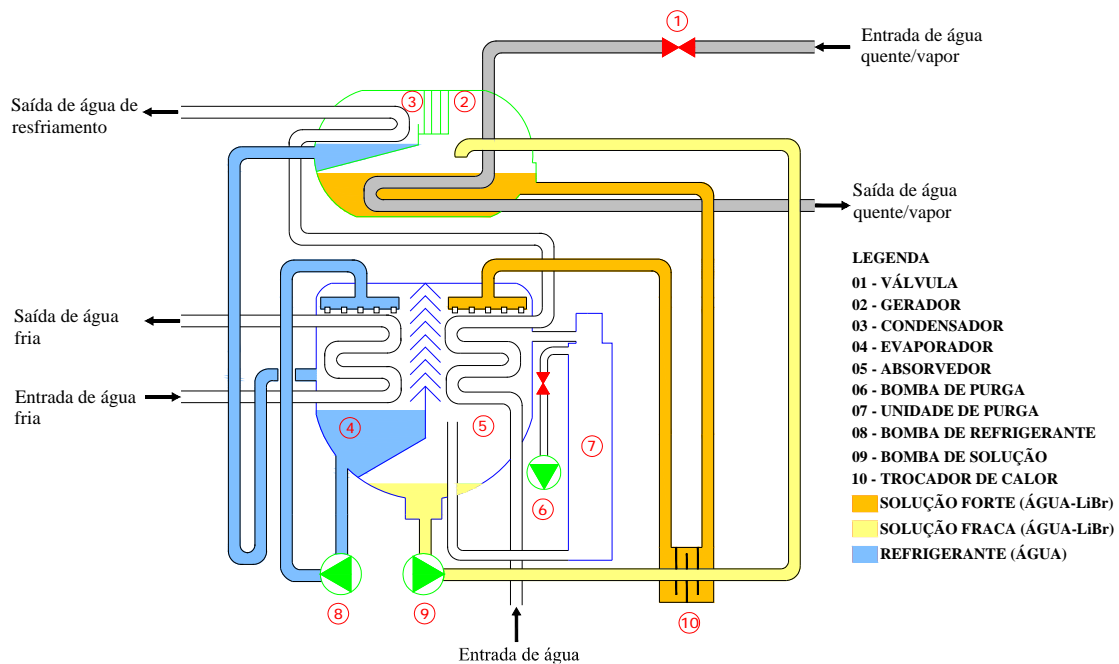


Figura 2.9 – Arranjos de componentes em uma URL por absorção de simples efeito

No vaso de alta pressão, o vapor de água do gerador deriva para o condensador, onde é liquefeito, enquanto que no vaso de baixa pressão o vapor de água liberado no evaporador escoava para baixo para o absorvedor. Uma bomba de recirculação é utilizada para pulverizar água sobre os tubos do evaporador, aumentando a taxa de transferência de calor no evaporador. Pode-se notar que a água gelada que serve à carga de refrigeração passa por um circuito separado de água, que serve como refrigerante na unidade de absorção. A água da torre de resfriamento passa em série pelo absorvedor e condensador, extrai calor destes dois componentes e após isso retorna à torre.

As unidades de absorção comerciais normalmente utilizam resfriamento do condensador e absorvedor em série, devido à simplicidade da instalação com apenas uma bomba e ao pequeno efeito do resfriamento em paralelo sobre o COP da máquina.

Como fonte de calor para alimentação do gerador das máquinas de simples efeito, geralmente se faz proveito de vapor d'água ou água quente, não sendo comum a utilização de outros fluidos.

2.7.2 - Unidades Comerciais de Duplo Efeito

As URL de duplo efeito são as comercialmente mais utilizadas, devido ao melhor desempenho quando comparadas aos sistemas de simples efeito.

As máquinas de duplo efeito comerciais semelhantemente às de simples efeito também tiram proveito do condensador e gerador de baixa operarem à mesma pressão, combinando-os em um mesmo vaso, idéia que é igualmente utilizada para o evaporador e o absorvedor que operam em um mesmo vaso, conforme mostra a Fig. 2.10.

Como já observado anteriormente, os ciclos por absorção de duplo efeito fazem uso de dois geradores, que trabalham a diferentes temperatura e pressão, com objetivo de melhorar o aproveitamento das fontes de calor de maior temperatura relativamente às usadas nos sistemas de simples efeito.

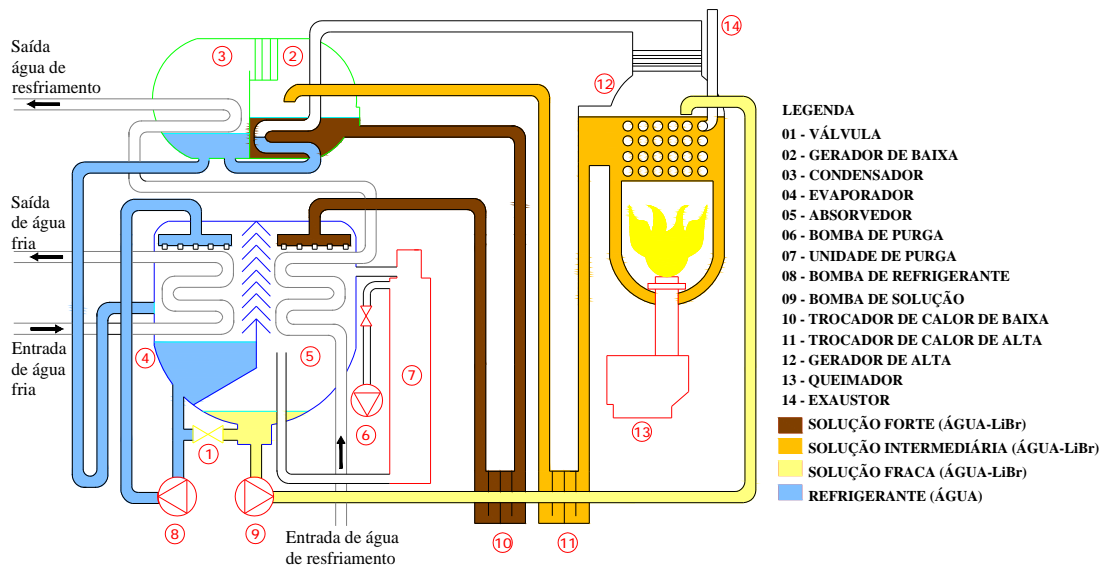


Figura 2.10 – Arranjos de componentes em uma URL de duplo efeito com fogo direto

A tecnologia de duplo efeito disponível comercialmente pode operar com gerador alimentado por vapor d'água ou por queima direta de combustível, que no último caso utiliza uma unidade queimadora acoplada ao gerador de alta. A fig. 2.10 representa os principais componentes de uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito com queima direta de combustível.

2.8 – TORRES DE RESFRIAMENTO

Um dos dispositivos de controle do processo de cristalização do sal LiBr na URL por absorção, é o controle da temperatura de entrada da água de resfriamento do absorvedor. Como se sabe a água de condensação é importante no processo de absorção, que ocorre a reação exotérmica no absorvedor. Portanto, nesse sistema o fluido de arrefecimento além de exercer a função de resfriar o condensador tem relevante papel no processo de absorção.

A torre de resfriamento ou arrefecimento é o dispositivo capaz de resfriar a água de arrefecimento, fazendo-a entrar em contato com o ar, o que resulta no processo de evaporação de parte dessa água, que libera calor neste momento. Na Fig. 2.11 tem-se uma representação do posicionamento da torre de resfriamento junto a uma URL resfriada com absorvedor e condensador em série.

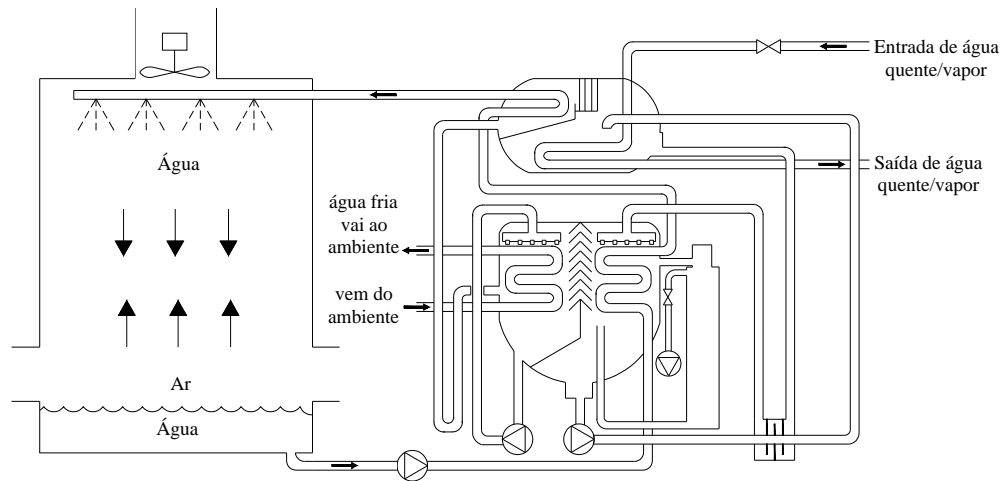


Figura 2.11 – Esquema básico da torre de resfriamento com URL de simples efeito

A maioria das torres de resfriamento empregadas em sistemas de refrigeração, utilizam ventiladores que forçam a ventilação verticalmente ou horizontalmente através da torre, como pode ser observado na Fig. 2.12. Pode-se aumentar a área de contato da água com a corrente de ar, através da pulverização da água através de ejetores ou fazendo a água descer sobre chicanas.



Figura 2.12 – Foto de uma torre de resfriamento (Korper, 2007)

O processo de troca de calor nas torres de resfriamento ocorre entre a água proveniente do condensador e o ar. Este processo é motivado pela diferença nas temperaturas de bulbo seco e a diferença da pressão de vapor entre a água e o ar.

2.9 - QUEIMADORES

A difusão da utilização do gás natural como fonte de energia em processos industriais, tem aumentado a viabilidade da utilização deste combustível em sistemas de refrigeração que utilizam ciclo por absorção. Em consequência, ocorre a popularização das máquinas de absorção com Queima Direta, estas possuem acoplado ao gerador de alta temperatura um queimador, responsável pelo fornecimento de calor necessário ao funcionamento do ciclo, através dos gases gerados no processo de combustão.

A função do queimador é de fazer com que o combustível e oxidante fiquem em contato o tempo suficiente e à temperatura suficiente para ocorrer e completar a reação de combustão.

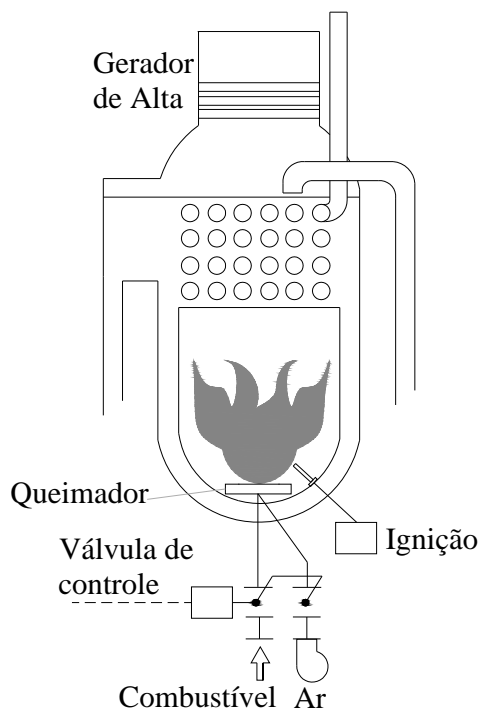


Figura 2.13 – Representação da disposição do queimador no gerador de alta

3 – MODELAGEM FÍSICA

3.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Os sistemas de refrigeração por absorção podem ser classificados pelo método de entrada de calor primário no gerador (direto ou indireto) e/ou se o ciclo por absorção é de simples efeito ou múltiplo efeito. Os ciclos de simples efeito trabalham com temperaturas na faixa de 75 a 120 °C (Herold et al, 1996) e os ciclos a múltiplo efeito podem ser utilizados quando temperaturas mais altas são disponíveis.

Pretende-se através da modelagem física, associar as correlações aplicáveis da Transferência de Calor e Massa e da Termodinâmica aos dados relacionados à operação real das unidades resfriadoras de líquido, com o intuito de se alcançar resultados de desempenho mais próximos possíveis da realidade.

3.2 – HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

Algumas hipóteses simplificadoras deverão ser assumidas no desenvolvimento da modelagem física do ciclo por absorção de simples efeito. Assume-se então que:

- A variação de pressão só ocorre nos dispositivos de expansão e na bomba;
- Os dispositivos de expansão são adiabáticos;
- A bomba é isentrópica;
- As trocas de calor com o ambiente são desprezíveis;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.
- Todos os processos ocorrem a regime permanente.
- Os circuitos de refrigerante são percorridos por água pura (sem sal).
- Os coeficientes globais de transferência de calor (AU) de todos os componentes do sistema, são considerados constantes.

Uma análise mais cuidadosa da última hipótese considerada deverá ser feita.

Em primeiro lugar pode-se fazer as seguintes considerações, relacionada aos trocadores de calor dos componentes do sistema:

1 - não ocorrem variações significativas de dimensão nos trocadores de calor de cada componente do sistema;

2 - são consideradas constantes as vazões mássicas dos fluidos de resfriamento que circulam internamente as tubulações de cada um dos trocadores de calor, exceto para o gerador.

Da transferência de calor, o coeficiente global de transferência, para tubulação circular, pode ser calculado de forma simples pela expressão:

$$U = \frac{1}{(D_e / D_i) \cdot \frac{1}{h_i} + (1/2k) \cdot D_e \cdot \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (3.1)$$

Devido às considerações (1) e (2), os fatores que efetivamente influenciam sobre uma possível variação no coeficiente global, são os coeficientes de transferência convectiva interno (h_i) e externo (h_e) à tubulação. Os coeficientes de transferência convectiva interno (h_i) e externo (h_e), dependem do número de Nusselt (Nu), e podem ser estimados pela Eq. 3.2:

$$h_e = \frac{Nu \cdot k}{L_e} \quad (3.2)$$

onde:

Nu : Número de Nusselt

L : comprimento característico [m]

k : coeficiente condutivo de transferência de calor [W/m K]

O número de Nusselt (Nu), para escoamento turbulento em tubos circulares, pode ser estimado pela equação de Dittus-Boelter (Incropera e Dewitt, 1998).

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (3.3)$$

onde,

$n=0,4$ para o aquecimento

$n=0,3$ para o resfriamento

Re : número de Reynolds

Pr : número de Prandtl

Os parâmetros adimensionais Re e Pr , por definição são:

$$Re \equiv \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (3.4)$$

$$Pr \equiv \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.5)$$

Com relação à variação dos coeficientes globais de transferência de calor (AU), entende-se que suas alterações, estão relacionadas às variações na viscosidade da solução (ν), à variação da difusividade térmica (α) e ao coeficiente de transferência condutivo (k). A variação dessas propriedades, poderá ocorrer somente na região externa da tubulação do gerador e do absorvedor, onde existem alterações na concentração da solução de H₂O-LiBr. Portanto, considera-se razoável a hipótese de coeficiente global de transferência de calor constante.

3.3 - SISTEMA DE SIMPLES EFEITO

O sistema de absorção de simples efeito utilizando como fluido de trabalho a solução de água-LiBr é a manifestação mais simplificada da tecnologia de absorção. Um esquema simplificado do ciclo com os principais componentes está representado na fig. 3.1.

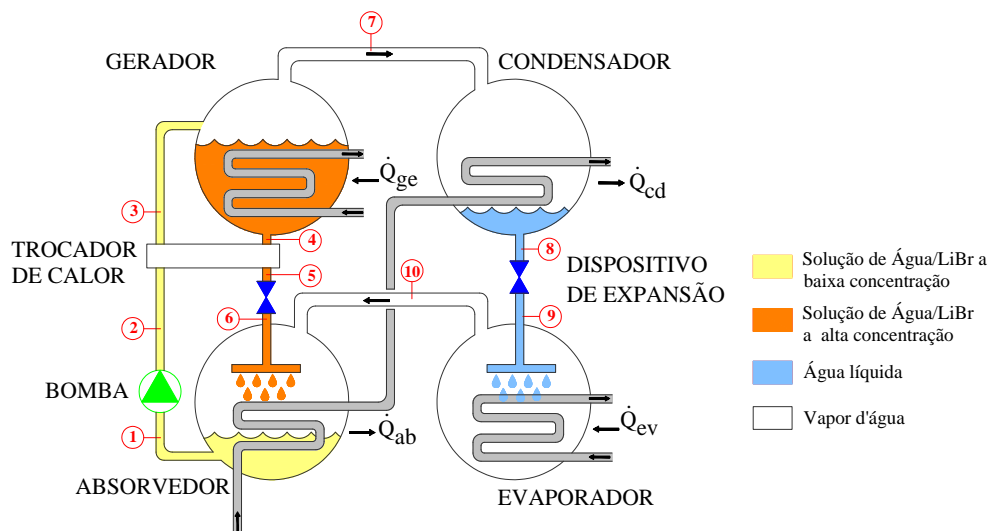


Figura 3.1 – Componentes básicos do sistema por absorção de simples efeito.

A tabela 3.1 mostra o estado assumido pelos fluidos de trabalho em cada um dos pontos numerados na figura 3.1.

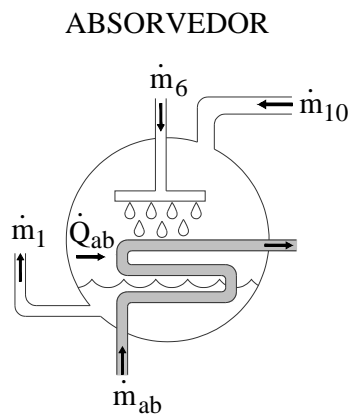
Tabela 3.1 – Estado e substância em cada ponto da Fig. 3.1

Ponto	Estado	Substância
1	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
2	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
3	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
4	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à alta concentração
5	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à alta concentração
6	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à alta concentração
7	Vapor saturado	Vapor d'água
8	Líquido saturado	Água pura
9	Líquido saturado	Água pura
10	Vapor saturado	Vapor d'água

3.3.1 - MODELAGEM DOS COMPONENTES

3.3.1.1 – Absorvedor

Dentro do ciclo por absorção o absorvedor tem uma das funções mais importantes, cabe a este componente a função principal de reduzir a concentração de Brometo de Lítio na solução à alta concentração proveniente do gerador, diluindo-a no vapor de refrigerante gerado no evaporador. Portanto, ocorrem no absorvedor dois processos simultâneos o de transferência de calor no trocador e o transferência de massa para a solução a alta concentração de LiBr. A Fig. 3.2 é uma representação esquemática do absorvedor.



Onde:

\dot{m}_{10} : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_6 : vazão mássica de solução a alta concentração de LiBr;

\dot{m}_1 : vazão mássica de solução à baixa concentração de LiBr;

\dot{m}_{ab} : vazão mássica da água de resfriamento do absorvedor

\dot{Q}_{ab} : taxa de transferência de calor no absorvedor

Figura 3.2 – Representação esquemática do absorvedor

Na modelagem deste componente serão utilizados os princípios da conservação de massa e energia, aplicados ao volume de controle da Fig. 3.2.

Fazendo-se um balanço de massa no absorvedor:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (3.6)$$

Assumindo que o vapor que deixa o evaporador não possui sal (LiBr):

$$\dot{m}_1 = \frac{X_6}{X_1} \cdot \dot{m}_6 \quad (3.7)$$

Pela conservação de energia no volume de controle do absorvedor, tem-se:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (3.8)$$

Tendo-se as temperaturas de entrada e saída, $T_{ab,e}$ e $T_{ab,s}$, do fluido de resfriamento do absorvedor, pode-se calcular taxa de transferência de calor no absorvedor pela equação:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{ab} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot (T_{ab,s} - T_{ab,e}) \quad (3.9)$$

Utilizando-se o método da efetividade, onde a efetividade pode ser calculada pela equação,

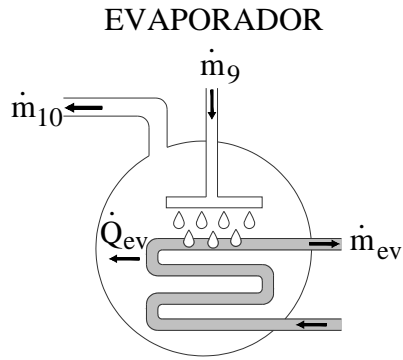
$$\varepsilon_{ab} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{ab}}{c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{ab}}\right) \quad (3.10)$$

A temperatura no absorvedor pode ser obtida pela equação 3.11,

$$T_{ab} = T_{ab,e} + \frac{\dot{Q}_{ab}}{\varepsilon_{ab} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{ab}} \quad (3.11)$$

3.3.1.2 - Evaporador

O fluido refrigerante (água) após ser expandido no dispositivo de expansão e sofrer abrupta queda de pressão, se dirige ao evaporador na forma de vapor e uma parte como água líquida. No evaporador ocorrerá troca de calor com um agente refrigerante, saindo a água no estado de vapor saturado para o absorvedor. A Fig. 3.3 é uma representação esquemática do evaporador.



Onde:

\dot{m}_g : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_{ev} : vazão mássica da água que sofre resfriamento no evaporador;

\dot{Q}_{ev} : taxa de transferência de calor ao evaporador;

Figura 3.3 – Representação esquemática do evaporador

Fazendo-se um balanço de massa no evaporador, tem-se a massa de refrigerante:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{10} \quad (3.12)$$

Do balanço energético no evaporador pode-se calcular a taxa de transferência de calor neste dispositivo, de acordo com a Eq. 3.13.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_g \cdot h_g \quad (3.13)$$

Para uma análise do desempenho da troca de calor no evaporador, utiliza-se o método Efetividade-NUT, com a eq. 3.14 aplicada ao trocador de calor do evaporador.

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{ev}}{c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{ev}}\right) \quad (3.14)$$

Da Transferência de Calor, a taxa de transferência de calor no evaporador pode ser calculada pela eq. 3.15:

$$\dot{Q}_{ev} = \varepsilon_{ev} \cdot \dot{m}_{ev} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot (T_{ev,e} - T_{ev}) \quad (3.15)$$

Do rearranjo da eq. 3.15 a temperatura de evaporação pode ser calculada, na forma:

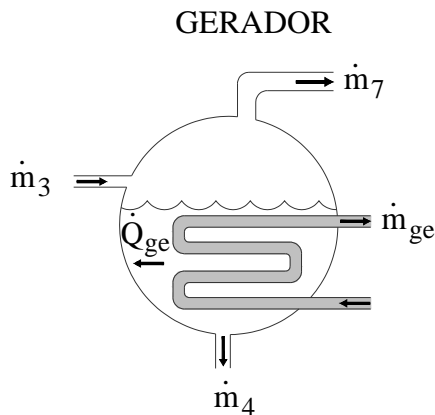
$$T_{ev} = T_{ev,e} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\varepsilon_{ev} \cdot \dot{m}_{ev} \cdot c_{p,\acute{a}gua}} \quad (3.16)$$

3.3.1.3 - Gerador

No gerador ocorre fornecimento de calor que pode ser por fonte direta ou indireta (no caso de aproveitamento de calor residual). Este calor é transferido à solução de água/LiBr, fazendo com que parte da água desta solução se torne em estado de vapor, fluindo pela

tubulação devido ao aumento de pressão. A outra parte da solução a uma alta concentração de LiBr escoa para o absorvedor.

Neste caso tem-se um processo de transferência de massa que ocorre na vaporização da água (considerada pura) e de transferência de calor que ocorre no trocador. Na Fig. 3.4 tem-se uma representação esquemática do gerador.



Onde:

\dot{Q}_{ge} : taxa de transferência de calor

fornecido ao gerador;

\dot{m}_7 : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_4 : vazão mássica de solução a alta concentração de LiBr;

\dot{m}_3 : vazão mássica de solução à baixa concentração de LiBr;

\dot{m}_{ge} : vazão mássica do fluido de aquecimento do gerador.

Figura 3.4 – Representação esquemática do gerador

Utilizando-se o princípio de conservação de massa no gerador chega-se à seguinte expressão:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.17)$$

Pelo princípio da conservação de energia no gerador da Fig. 3.4, tem-se a eq. 3.13:

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (3.18)$$

Fazendo-se um balanço energético das trocas de calor em todos os componentes do sistema, obtêm-se a eq. 3.19:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{cd} - \dot{Q}_{ab} &= 0 \\ \dot{Q}_{ge} &= \dot{Q}_{ab} + \dot{Q}_{cd} - \dot{Q}_{ev} \end{aligned} \quad (3.19)$$

A taxa de transferência de calor no gerador pode ser obtida ainda da equação 3.20:

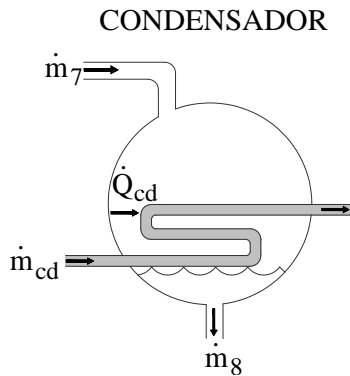
$$\dot{Q}_{ge} = \varepsilon_{ge} \cdot \dot{m}_{ge} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot (T_{ge,e} - T_{ge}) \quad (3.20)$$

Onde a efetividade no trocador de calor do gerador (ε_{ge}) pode ser calculada pela equação 3.21:

$$\varepsilon_{ge} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{ge}}{c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{ge}}\right) \quad (3.21)$$

3.3.1.4 - Condensador

No condensador o vapor d'água proveniente do gerador a alta pressão, perde calor no trocador, sendo então condensado. O vapor que entra no condensador sai na forma de líquido saturado e vai ao evaporador. A Fig. 3.5 é uma representação esquemática do condensador.



Onde:

\dot{m}_7 : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_{cd} : vazão mássica da água de resfriamento do condensador;

\dot{Q}_{cd} : taxa de transferência de calor no condensador;

Figura 3.5 – Representação esquemática do condensador

Utilizando-se o princípio da conservação de massa no condensador, obtém-se a igualdade:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.22)$$

Um balanço energético no condensador fornecerá a equação 3.23, pela qual poderá ser calculada a taxa de transferência de calor no condensador.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (3.23)$$

Para uma análise da troca de calor no condensador faz-se necessário a utilização do método da Efetividade.

$$\varepsilon_{cd} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{cd}}{c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{cd}}\right) \quad (3.24)$$

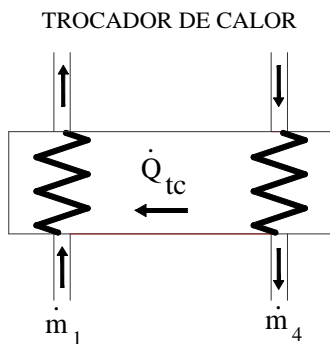
A equação 3.25, da taxa de transferência de calor no condensador, permitirá que seja calculada a temperatura de condensação:

$$\dot{Q}_{cd} = \varepsilon_{cd} \cdot \dot{m}_{cd} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot (T_{cd} - T_{cd,e}) \quad (3.25)$$

$$T_{cd} = T_{cd,e} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\varepsilon_{cd} \cdot \dot{m}_{cd} \cdot c_{p,\acute{a}gua}} \quad (3.26)$$

3.3.1.5 - Trocador de Calor

Pode-se fazer uso de um trocador de calor entre o gerador e absorvedor com o objetivo de melhorar o coeficiente de performance do ciclo por absorção. Neste dispositivo ocorre transferência de calor entre o fluido quente que sai do gerador e o fluido frio que sai do absorvedor para o gerador. Na Fig. 3.6 tem-se uma representação esquemática do trocador de calor.



Onde:

\dot{Q}_{tc} : taxa de transferência de calor no trocador de calor;

\dot{m}_4 : vazão de solução a alta concentração;

NTU : número de unidades de transferência de calor;

ε_{tc} : efetividade do trocador de calor.

Figura 3.6 – Representação esquemática do trocador de calor

Um balanço energético utilizando-se a conservação de energia, será realizado novamente considerando-se um trocador de calor em escoamento com correntes contrárias.

$$\dot{Q}_{tc} = \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_4 \cdot h_5 \quad (3.27)$$

O método da efetividade será novamente utilizado na estimativa da taxa de troca de calor no trocador de calor. De acordo com Incropera e Dewitt (1998) a efetividade de um trocador de calor em correntes contrárias pode ser calculada pela equação:

$$\varepsilon_{tc} = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_r))}{1 - C_r \cdot \exp(-NTU(1 - C_r))} \quad (3.28)$$

O número de unidades de transferência (NTU) pode ser obtido da equação 3.29:

$$NTU_{tc} = \frac{AU_{tc}}{c_{p,4} \cdot \dot{m}_4} \quad (3.29)$$

A razão entre as capacidades caloríficas (C_r) associadas ao trocador de calor é calculada pela equação:

$$C_r = \frac{c_{p,4} \cdot \dot{m}_4}{c_{p,1} \cdot \dot{m}_1} \quad (3.30)$$

Dessa forma pode-se estimar a taxa de troca de calor no trocador pela expressão:

$$\dot{Q}_{tc} = \varepsilon_{tc} \cdot \dot{m}_4 \cdot c_{p,4} \cdot (T_{ge} - T_{ab}) \quad (3.31)$$

Experimentos mostram que a região do ciclo onde existe o maior risco de ocorrer cristalização da solução de água-LiBr, é na tubulação entre a saída do trocador de calor e a entrada no absorvedor (pontos 5 e 6 da Fig. 3.1), isso ocorre devido a alta concentração da solução nesta região. Para se evitar a cristalização e uma conseqüente interrupção no ciclo, deve-se calcular uma entalpia mínima no ponto (5) para que não ocorra a cristalização. Para tanto utiliza-se a relação abaixo (ASHRAE, 1993), onde X é a concentração da solução (% de LiBr):

$$h_{\min} = -1397 + 24 \cdot X \quad (3.32)$$

A entalpia no ponto considerado de maior risco de cristalização poderá ser calculada com um rearranjo da Eq. 3.27.

$$h_5 = h_4 - \frac{\dot{Q}_{tc}}{\dot{m}_4}$$

A condição para que não ocorra cristalização é que a inequação abaixo seja respeitada.

$$h_5 \geq h_{\min} \quad (3.33)$$

3.3.1.6 - Dispositivos de expansão

Os dispositivos de expansão utilizados nos sistemas por absorção são responsáveis pela variação de pressão no sistema do nível alto (pressão de condensação) para o baixo (pressão de evaporação). O processo de expansão é assumido adiabático, resultando em um processo a entalpia constante. Nos sistemas por absorção os elementos responsáveis pela expansão podem ser válvulas de expansão ou tubos capilares.

Por simplificação, os dispositivos de expansão neste trabalho são isoentálpicos, então, fazendo-se balanço energético tem-se:

$$h_5 = h_6 \quad (3.34)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.35)$$

Pela conservação de massa,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.36)$$

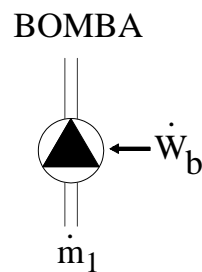
$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.37)$$

3.3.1.7 - Bomba Hidráulica

Nos sistemas por absorção a bomba hidráulica são utilizadas com 2 (dois) propósitos. O primeiro é circular a solução de água-LiBr no trocador de calor aumentando a transferência de calor e massa e o segundo é elevar a pressão da solução de água-LiBr do nível baixo para o alto de pressão. Assumindo-se o processo de bombeamento como isotérmico e incompressível e fazendo-se um balanço de energia na bomba pode-se calcular a potência da bomba da seguinte forma:

$$\dot{W}_b = (p_{cond} - p_{evap}) \cdot \frac{v_1 \cdot \dot{m}_1}{\eta_b} \quad (3.38)$$

A Fig. 3.7 é uma representação esquemática da bomba. As informações relacionadas à bomba hidráulica como vazão e potência, serão retiradas de catálogos dos fabricantes.



Onde:

\dot{m}_1 : vazão mássica de solução no ponto 1;

\dot{W}_b : potência da bomba;

η_b : eficiência da bomba.

v_1 : volume específico da solução de água-LiBr

p_{cond} : pressão de condensação;

p_{evap} : pressão de evaporação.

Figura 3.7 – Representação esquemática da bomba hidráulica

3.4 - SISTEMA DE DUPLO EFEITO

Como já observado, os principais pontos que diferenciam o ciclo por absorção de simples efeito do duplo efeito, é a adição de mais um gerador (gerador de alta) e o fato de trabalharem com três níveis diferentes de pressão. Os principais componentes do ciclo estão representados na Fig. 3.8.

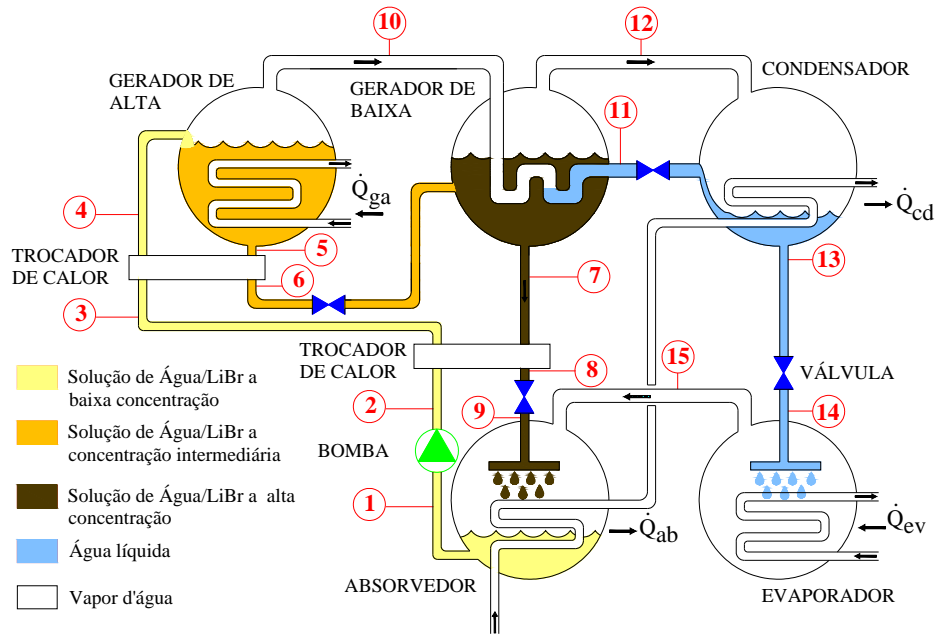


Figura 3.8 – componentes básicos do sistema por absorção de duplo efeito.

Serão assumidas as mesmas hipóteses simplificadoras do modelo adotado para o sistema de simples efeito no desenvolvimento da modelagem física do ciclo por absorção de duplo efeito.

A tabela 3.2 mostra o estado assumido pelos fluidos de trabalho em cada um dos pontos numerados na Fig. 3.8.

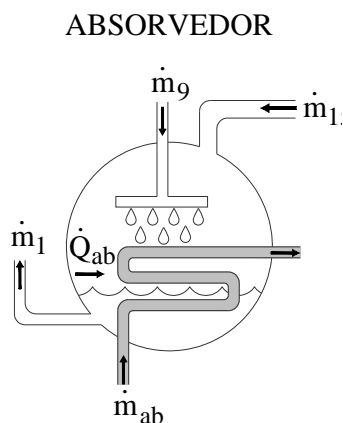
Tabela 3.2 – Estado e fluido de trabalho em cada ponto da Fig. 3.8

Ponto	Estado	Substância
1	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
2	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
3	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
4	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
5	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à concentração intermediária
6	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à concentração intermediária
7	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à alta concentração
8	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à alta concentração
9	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à alta concentração
10	Vapor saturado	Vapor d'água
11	Líquido saturado	Água
12	Vapor saturado	Vapor d'água
13	Líquido saturado	Água
14	Líquido saturado	Água
15	Vapor saturado	Vapor d'água

3.4.1 - MODELAGEM DOS COMPONENTES

Com exceção do condensador e do gerador de baixa temperatura, a modelagem dos componentes do ciclo por absorção de duplo efeito é semelhante ao que já foi desenvolvido para o de simples efeito.

3.4.1.1 – Absorvedor



Onde:

\dot{m}_{15} : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_9 : vazão mássica de solução a alta concentração de LiBr;

\dot{m}_1 : vazão mássica de solução à baixa concentração de LiBr;

\dot{m}_{ab} : vazão mássica da água de resfriamento do absorvedor

\dot{Q}_{ab} : taxa de transferência de calor no absorvedor

Figura 3.9 – Representação esquemática do absorvedor

Fazendo-se um balanço de massa no absorvedor:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_9 \quad (3.39)$$

Com o uso das concentrações nos pontos 1 e 9, pode calcular a vazão mássica em 1 na forma:

$$\dot{m}_1 = \frac{X_9}{X_1} \cdot \dot{m}_9 \quad (3.40)$$

Pela conservação de energia no volume de controle do absorvedor, tem-se:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (3.41)$$

Pelo uso das temperaturas de entrada e saída, $T_{ab,e}$ e $T_{ab,s}$, do fluido de resfriamento do absorvedor, pode-se calcular taxa de transferência de calor no absorvedor pela equação:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{ab} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot (T_{ab,s} - T_{ab,e}) \quad (3.42)$$

Utilizando-se mais uma vez o método da efetividade, onde a efetividade pode ser calculada pela equação,

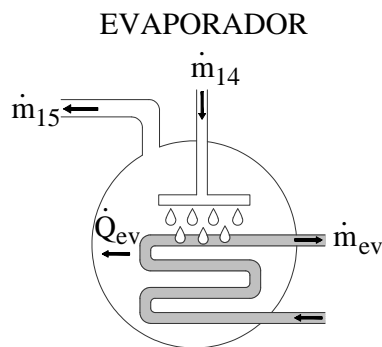
$$\varepsilon_{ab} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{ab}}{c_{p,\text{água}} \cdot \dot{m}_{ab}}\right) \quad (3.43)$$

A temperatura no absorvedor pode ser obtida pela equação 3.44 abaixo,

$$T_{ab} = T_{ab,e} + \frac{\dot{Q}_{ab}}{\varepsilon_{ab} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot \dot{m}_{ab}} \quad (3.44)$$

3.4.1.2 - Evaporador

A Fig. 3.6 é uma representação esquemática do evaporador.



Onde:

\dot{m}_{15} : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_{ev} : vazão mássica da água de resfriamento do evaporador;

\dot{Q}_{ev} : taxa de transferência de calor no evaporador;

Figura 3.10 – Representação esquemática do evaporador

Fazendo-se um balanço de massa no evaporador, tem-se a massa de refrigerante:

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} \quad (3.45)$$

Do balanço energético no evaporador pode-se calcular a taxa de transferência de calor neste dispositivo, de acordo com a Eq. 3.46.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{15} \cdot h_{15} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} \quad (3.46)$$

Utiliza-se o método Efetividade-NUT, com a Eq. 3.48 aplicada ao trocador de calor do evaporador.

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{ev}}{c_{p,\text{água}} \cdot \dot{m}_{ev}}\right) \quad (3.47)$$

Da Transferência de Calor, a taxa de transferência de calor no evaporador pode ser calculada pela Eq. 3.48:

$$\dot{Q}_{ev} = \varepsilon_{ev} \cdot \dot{m}_{ev} \cdot c_{p, \text{água}} \cdot (T_{ev,e} - T_{ev}) \quad (3.48)$$

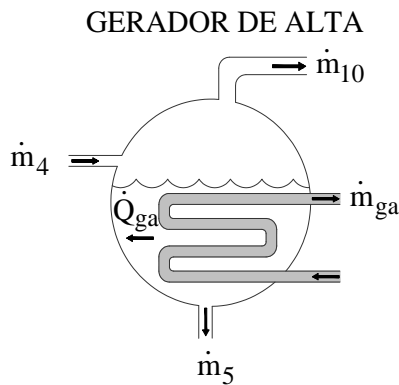
A temperatura de evaporação pode ser calculada pelo rearranjo da Eq. 3.49, na forma:

$$T_{ev} = T_{ev,e} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\varepsilon_{ev} \cdot \dot{m}_{ev} \cdot c_{p, \text{água}}} \quad (3.49)$$

3.4.1.3 – Gerador de Alta Temperatura

O gerador de alta temperatura, como comentado anteriormente, é o dispositivo incluído no ciclo, para aproveitamento de fontes de alta temperatura. Seu modelamento, porém é igual ao gerador do ciclo de simples efeito. Cabe observar que no ciclo de duplo efeito, este dispositivo pode operar movido a vapor d'água ou por queima direta de combustível.

A figura 3.11 é uma representação esquemática do gerador de alta.



Onde:

\dot{m}_{10} : vazão mássica de refrigerante;

\dot{m}_5 : vazão mássica de solução a alta concentração de LiBr;

\dot{m}_3 : vazão mássica de solução à concentração intermediária de LiBr;

\dot{m}_{ga} : vazão mássica do fluido de aquecimento do gerador de alta.

Figura 3.11 – Representação esquemática do gerador de alta

Utilizando-se o princípio de conservação de massa no gerador chega-se à seguinte expressão:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_4 - \dot{m}_5 \quad (3.50)$$

Pelo princípio da conservação de energia no gerador da Fig. 3.11, tem-se a Eq. 3.51:

$$\dot{Q}_{ga} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (3.51)$$

Fazendo-se um balanço energético das trocas de calor em todos os componentes do sistema, obtêm-se a Eq. 3.52:

$$\dot{Q}_{ga} + \dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{cd} - \dot{Q}_{ab} = 0$$

$$\dot{Q}_{ga} = \dot{Q}_{ab} + \dot{Q}_{cd} - \dot{Q}_{ev} \quad (3.52)$$

Pode-se obter ainda a taxa de transferência de calor no gerador de alta da equação 3.53:

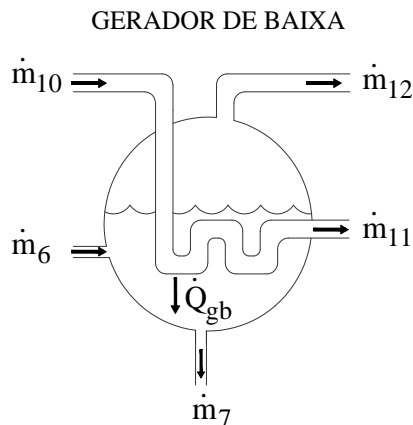
$$\dot{Q}_{ga} = \varepsilon_{ga} \cdot \dot{m}_{ga} \cdot c_{p,fluido} \cdot (T_{ga,e} - T_{ga}) \quad (3.53)$$

A efetividade no trocador de calor do gerador de alta (ε_{ga}) pode ser calculada pela equação 3.54:

$$\varepsilon_{ga} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{ga}}{c_{p,fluido} \cdot \dot{m}_{ga}}\right) \quad (3.54)$$

3.4.1.4 – Gerador de Baixa Temperatura

O gerador de baixa temperatura é aquecido pelo vapor d'água criado no gerador de alta. Após transferir calor ao gerador de baixa o vapor d'água se condensará internamente à tubulação e irá, no condensador se juntar ao vapor gerado no gerador de baixa. Portanto o modelamento do gerador de baixa é similar ao do mesmo dispositivo do ciclo de simples efeito.



Onde:

\dot{m}_{12} : vazão mássica de refrigerante no ponto 12 da Fig. 3.8;

\dot{m}_{11} : vazão mássica de refrigerante no ponto 11;

\dot{m}_6 : vazão mássica de solução à concentração intermediária de LiBr;

\dot{m}_7 : vazão mássica de solução à alta concentração de LiBr;

\dot{m}_{10} : vazão mássica de refrigerante proveniente do gerador de alta;

\dot{Q}_{gb} : taxa de transferência de calor ao gerador de baixa;

Figura 3.12 – Representação esquemática do gerador de baixa

Pelo princípio da conservação de massa aplicado ao gerador da Fig. 3.12, tem-se:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{12} \quad (3.55)$$

Um balanço energético no gerador fornecerá as equações 3.56 e 3.57, pelas quais poderá ser estimada a taxa de transferência de calor no gerador de baixa.

$$\dot{Q}_{gb} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (3.56)$$

$$\dot{Q}_{gb} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (3.57)$$

O método da Efetividade mais uma vez poderá ser útil na análise da troca de calor no gerador de baixa.

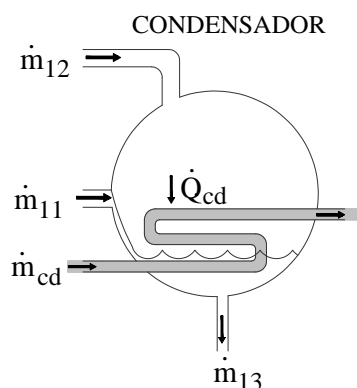
$$\varepsilon_{gb} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{gb}}{c_{p,\text{água}} \cdot \dot{m}_{10}}\right) \quad (3.58)$$

Por meio de rearranjo da equação 3.59, poderá ser estimada a temperatura interna do gerador de baixa:

$$\dot{Q}_{gb} = \varepsilon_{gb} \cdot \dot{m}_{10} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot (T_{10} - T_{gb}) \quad (3.59)$$

3.4.1.5 - Condensador

O condensador do ciclo de duplo efeito, além de receber vapor do gerador de baixa, recebe ainda, refrigerante (água) do gerador de alta, isso basicamente o diferencia do mesmo dispositivo do ciclo de simples efeito. A Fig. 3.13 é uma representação esquemática do condensador.



Onde:

\dot{m}_{12} : vazão de refrigerante no ponto 12 da Fig. 3.8;

\dot{m}_{11} : vazão de refrigerante no ponto 11;

\dot{m}_{13} : vazão de refrigerante no ponto 13;

\dot{m}_{cd} : vazão da água de resfriamento do condensador;

\dot{Q}_{cd} : taxa de transferência de calor no condensador;

Figura 3.13 – Representação esquemática do condensador

O princípio da conservação de massa aplicado ao volume de controle do condensador, fornecerá a relação:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{11} \quad (3.60)$$

Um balanço energético no condensador fornecerá a Eq. 3.61, pela qual poderá ser calculada a taxa de transferência de calor no condensador.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} \quad (3.61)$$

Utilizando-se o método da Efetividade para análise da troca de calor no condensador:

$$\varepsilon_{cd} = 1 - \exp\left(\frac{-AU_{cd}}{c_{p,\text{água}} \cdot \dot{m}_{cd}}\right) \quad (3.62)$$

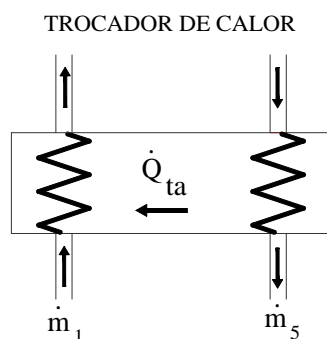
A Eq. 3.63, da taxa de transferência de calor no condensador, permitirá que seja calculada a temperatura de condensação:

$$\dot{Q}_{cd} = \varepsilon_{cd} \cdot \dot{m}_{cd} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot (T_{cd} - T_{cd,e}) \quad (3.63)$$

$$T_{cd} = T_{cd,e} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\varepsilon_{cd} \cdot \dot{m}_{cd} \cdot c_{p,\text{água}}} \quad (3.64)$$

3.4.1.6 - Trocador de Calor de Alta

Geralmente no ciclo por absorção de duplo efeito, utilizam-se dois trocadores de calor com objetivo de se pré-aquecer a solução que se dirige aos geradores. Na Fig. 3.14 tem-se uma representação esquemática do trocador de calor de alta.



Onde:

\dot{Q}_{ta} : taxa de transferência de calor no trocador de calor de alta;

UA_{ta} : coeficiente global de transferência de calor no trocador de alta.

Figura 3.14 – Representação esquemática do trocador de calor de alta

Um balanço energético utilizando-se a conservação de energia, será realizado novamente considerando-se um trocador de calor em escoamento com correntes contrárias.

$$\dot{Q}_{ta} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_3) \quad (3.65)$$

$$\dot{Q}_{ta} = \dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_6) \quad (3.66)$$

Pode-se estimar a taxa de troca de calor no trocador de alta com o auxílio do método da LMTD:

$$\dot{Q}_{ta} = UA_{ta} \cdot LMTD_{ta} \quad (3.67)$$

onde,

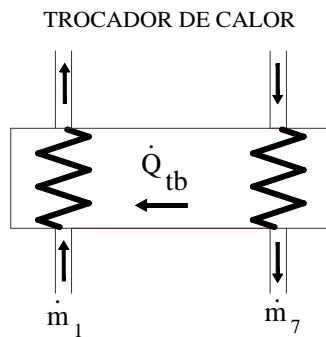
$$LMTD_{ta} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.68)$$

$$\Delta T_1 = T_5 - T_4$$

$$\Delta T_2 = T_6 - T_3$$

3.4.1.7 - Trocador de Calor de Baixa

As mesmas correlações aplicáveis ao trocador de alta podem ser utilizada no modelamento do trocador de baixa. Na Fig. 3.15 tem-se uma representação esquemática do trocador de calor de baixa.



Onde:

\dot{Q}_{tb} : taxa de transferência de calor no trocador de calor de baixa;

$LMTD_{tb}$: temperatura média logarítmica;

UA_{tb} : coeficiente global de transferência de calor no trocador de alta.

Figura 3.15 – Representação esquemática do trocador de calor de baixa

O balanço de energia aplicado ao trocador de calor fornecerá:

$$\dot{Q}_{tb} = \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.69)$$

$$\dot{Q}_{ta} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.70)$$

O método da LMTD para trocadores de calor, pode ser útil mais uma vez, na estimativa da taxa de transferência de calor no trocador de baixa:

$$\dot{Q}_{tb} = UA_{tb} \cdot LMTD_{tb} \quad (3.71)$$

$$LMTD_{tb} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.72)$$

Onde:

$$\Delta T_1 = T_7 - T_3$$

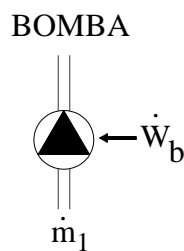
$$\Delta T_2 = T_8 - T_2$$

3.4.1.8 - Bomba Hidráulica

A potência consumida pela bomba de solução, pode ser aproximada pela Eq. 3.73, abaixo:

$$\dot{W}_b = (p_{ga} - p_{evap}) \cdot \frac{v_1 \cdot \dot{m}_1}{\eta_b} \quad (3.73)$$

A Fig. 3.16 é uma representação esquemática da bomba.



Onde:

\dot{W}_b : potência da bomba;

η_b : eficiência da bomba.

v_1 : volume específico da solução de água-LiBr

P_{ga} : pressão do gerador de alta;

p_{evap} : pressão de evaporação.

Figura 3.16 – Representação esquemática da bomba hidráulica

3.5 – TORRE DE RESFRIAMENTO

A torre de resfriamento, resfria a água responsável pela transferência de calor do absorvedor e condensador. Em tal processo ocorre troca de calor entre a massa de água que vem do condensador e a massa de ar que circula internamente à torre. Para modelamento da torre de resfriamento do presente trabalho, será adotada torre com ventilação forçada vertical e corrente contrária entre as massas de água e ar. Como hipótese simplificadora assume-se que a troca de calor ocorrerá somente entre a corrente de ar e a corrente de água.

O objetivo principal do modelamento da torre é, através das correlações aplicáveis, obter a temperatura com que a água de resfriamento do condensador e absorvedor adentram estes componentes, tendo-se assim a influências meteorológica sobre o desempenho da máquina. Um modelo físico simplificado, para a torre de resfriamento, baseado em código desenvolvido pela ASHRAE , foi utilizado (ASHRAE, 1993).

Nesse modelo a entalpia do ar saturado é estimada na temperatura de bulbo úmido do ar como,

$$h_{ar} = 9362,5 + 1786,1 \cdot T_{bu} + 11,35 \cdot T_{bu}^2 + 0,98855 \cdot T_{bu}^3 \quad (3.74)$$

onde, T_{bu} é a temperatura de bulbo úmido do ar.

A Fig. 3.17 apresenta uma representação básica da torre de resfriamento.

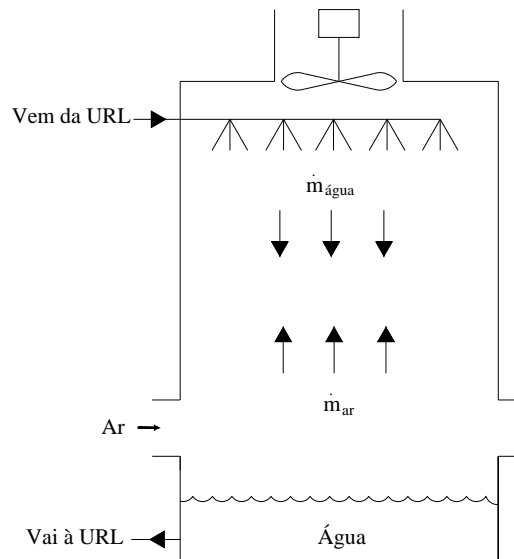


Figura 3.17 – Representação da torre de resfriamento

A taxa de transferência de calor da torre pode ser estimada pela Eq. 3.75,

$$Q_{tr} = \varepsilon_{tr} \cdot C_{\min} \cdot (T_{ag,e} - T_{bu,ar,e}) \quad (3.75)$$

onde, $T_{bu,ar,e}$, $T_{ag,e}$ e C_{\min} são, respectivamente, a temperatura de bulbo úmido do ar que entra na torre a temperatura da água que entra na torre e a capacidade calorífica mínima.

A capacidade calorífica C_{\min} , é o menor valor entre as capacidades caloríficas do ar e da água, dadas por,

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{p,ar} \quad (3.76)$$

$$C_{água} = \dot{m}_{água} \cdot c_{p,água} \quad (3.77)$$

Usando-se a eq. 3.74, pode-se calcular o calor específico do ar, como,

$$c_{p,ar} = \frac{(h_{ar,s} - h_{ar,e})}{(T_{bu,s} - T_{bu,e})} \quad (3.78)$$

A efetividade da torre de resfriamento pode ser obtida através da Eq. 3.79,

$$\varepsilon_{tr} = \frac{(1 - \exp(-NTU \cdot (1 - C_r)))}{(1 - C_r \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - C_r)))} \quad (3.79)$$

onde, C_r é a razão entre capacidades caloríficas do ar e da água.

O número de unidades de transferência, NTU, da transferência de calor é definido como,

$$NTU = \frac{AU}{C_{\min}} \quad (3.80)$$

onde, AU , é o coeficiente global de transferência de calor.

Finalmente a temperatura de saída da água da torre de resfriamento, pode ser calculada por,

$$T_{água,s} = T_{água,e} - \frac{\dot{Q}_{tr}}{C_{ar}} \quad (3.81)$$

3.6 – QUEIMADOR

Para o modelamento do queimador assume, que este trabalho em regime permanente, com combustão adiabática e queima de combustível estequiométrica. A fig. 3.18 o fluxo de massa no queimador. Em resumo pode-se descrever seguinte: após o processo de mistura entre oxidante e combustível, ocorrerá o processo de combustão adiabática, então, os gases gerados no processo de combustão, escoarão internamente à tubulação de troca de calor do

gerador, sendo assim responsável pelo fornecimento de calor necessário ao funcionamento do ciclo.

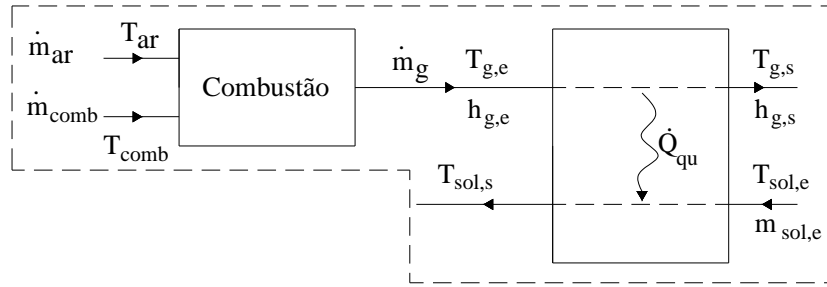


Figura 3.18 – Fluxos de massa no processo de combustão e troca de calor

No presente trabalho, tem-se o interesse particular no uso do gás natural. Em sua composição, o gás natural, possui cerca de 90% de Metano. Portanto, no modelamento do queimador, se adotará como combustível o gás metano (CH_4). Para que no processo de combustão, ocorra queima estequiométrica, se deverá ter a seguinte reação química:



O objetivo principal deste modelamento é a obtenção da vazão mássica de combustível consumido pelo queimador para fornecimento de calor ao ciclo. Fazendo-se um balanço de massa no volume de controle do queimador:

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} = \dot{m}_g \quad (3.83)$$

Por substituição da razão combustível/ar, $R_{comb/ar}$, na Eq. 3.83, tem-se,

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_g}{\left(1 + \frac{1}{R_{comb/ar}}\right)} \quad (3.84)$$

onde, \dot{m}_g é a vazão mássica de gás gerado no processo de combustão.

O balanço de energia no trocador de calor, fornecerá a Eq. 3.85, que se segue,

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_{qu}}{(h_{g,e} - h_{g,s})} \quad (3.85)$$

onde, \dot{Q}_{qu} , $h_{g,e}$ e $h_{g,s}$, são respectivamente a taxa de transferência de calor do queimador, a entalpia de entrada dos gases de combustão no trocador de calor e a entalpia de saída dos gases gerados no processo de combustão.

A entalpia dos gases na entrada do trocador de calor e a taxa de transferência de calor no trocador podem ser calculadas respectivamente pelas Eqs. 3.86 e 3.87,

$$h_{g,e} = \frac{h_{g,e,comb}}{1 + \frac{1}{R_{com/ar}}} \quad (3.86)$$

$$\dot{Q}_{qu} = \varepsilon_{qu} \cdot C_g \cdot (T_{g,e} - T_{sol,e}) \quad (3.87)$$

onde, C_g é a capacidade calorífica da corrente de gases gerados no processo de combustão, $c_{p,g}$ o calor específico desses gases $h_{g,e,comb}$ é a entalpia dos gases gerados no processo de combustão, na entrada do trocador, em J/kg de combustível.

$$C_g = c_{p,g} \cdot \dot{m}_g \quad (3.88)$$

$$c_{p,g} = \frac{h_{g,e} - h_{g,s}}{T_{g,e} - T_{g,s}} \quad (3.89)$$

Utilizando o método da efetividade para trocador de calor em contra-corrente, pode-se calcular a efetividade de acordo com a Eq. 3.90 (Incropera e Dewitt, 1998),

$$\varepsilon_{qu} = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - C_r))}{1 - C_r \cdot \exp(-NTU(1 - C_r))} \quad (3.90)$$

onde o número de trocas de calor é definido como:

$$NTU = \frac{AU_{g,sol}}{C_r} \quad (3.91)$$

A razão entre capacidades caloríficas, pode ser expressa pela Eq. 3.92,

$$C_r = \frac{C_g}{C_{sol}} \quad (3.92)$$

onde, C_g é capacidade calorífica do gás gerado no processo de combustão, definida pela eq. 3.93, abaixo.

$$C_g = c_{p,g} \cdot \dot{m}_g \quad (3.93)$$

A temperatura de saída dos gases do trocador de calor, $T_{g,s}$, pode ser calcula, pela solução da eq. 3.94, que pode ser obtida pelo uso do método de Newton-Raphson.

$$\varepsilon_{qu} \cdot (T_{g,e} - T_{sol,e}) = (T_{g,e} - T_{g,s}) \quad (3.94)$$

Pode-se então calcular a entalpia de saída dos gases de combustão e finalmente a vazão mássica de combustível necessária ao aquecimento do gerador de alta.

$$h_{g,s} = \frac{h_{g,s,comb}}{1 + \frac{1}{R_{comb/ar}}} \quad (3.95)$$

onde,

$h_{g,s}$: entalpia dos gases de combustão na saída do trocador de calor [J/kg]

$h_{g,s,comb}$: entalpia dos gases de combustão na saída do trocador de calor [J/kg combustível]

3.7 – CÁLCULOS DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE TRABALHO

No presente trabalho as propriedades dos fluidos de trabalho serão calculadas, através das correlações apresentadas a seguir.

a) Pressão de saturação do vapor d'água (ASHRAE, 1993)

$$p = \exp(Aw_1 + Bw_1/T) \quad [\text{Pa}] \quad (3.96)$$

Onde, Aw_1 e Bw_1 são constantes, que para temperaturas na faixa de 273,15 K a 373,15K assumem os valores:

$$Aw_1 = 25,5069 \text{ e } Bw_1 = -5204,62$$

Para temperaturas entre: 373,15 K e 473,15

$$Aw_1 = 25,5069 \text{ e } Bw_1 = -5204,62$$

b) Entalpia de vapor d'água saturado (Florides et al., 2003)

T : temperatura [°C]

$$h_v = 1000 (-0,00125397 T^2 + 1,88060937T + 2500,559) \quad [\text{J/kg}] \quad (3.97)$$

c) Entalpia da água (ASHRAE, 1993)

$$T_0 = 273,15 \quad [\text{K}]$$

$$h_{\text{água}} = c_{p,\text{água}} (T - T_0) \quad [\text{J/kg}] \quad (3.98)$$

d) Pressão de vapor da solução de água/LiBr (ASHRAE, 1993)

X : concentração mássica de LiBr na solução de H₂O-LiBr [%]

$$p = \exp((29,37 - 0,091X) + B_x/T) \quad [\text{Pa}] \quad (3.99)$$

onde, B_x é uma constante, que assume o seguinte valor:

$$B_x = -5371$$

e) Entalpia da solução de água/LiBr (Florides et al., 2003)

Para concentração de LiBr entre: 0% e 40%

Tabela 3.3 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia da solução de água/LiBr

i	CA	CB
0	-33,1054264	1,00907340
1	0,13000636	-0,01377507
2	0,00097096	0,000085131

$$h_{sol}=1000[CA_0+ CA_1X+ CA_2X^2+T(CB_0+ CB_1X+ CB_2X^2)]2,326 \text{ [J/kg]} \quad (3.100)$$

Para concentração de LiBr na faixa de 40% a 70%, os coeficientes da Tab. 3.4 devem ser usados.

Tabela 3.4 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia da solução de água/LiBr

i	A	B	C
0	-2024,330	18,2829	-0,03700821400000
1	163,309	-1,1691757	0,00288776660000
2	-4,88161	0,03248041	-0,000081313015000
3	0,06302948	-0,0004034184	0,000000991166200
4	-0,0002913704	0,0000018520569	-0,0000000044441207

$$\Sigma A= A_0X^0 + A_1X^1 + A_2X^2 + A_3X^3 + A_4X^4$$

$$\Sigma B= B_0X^0 + B_1X^1 + B_2X^2 + B_3X^3 + B_4X^4$$

$$\Sigma C= C_0X^0 + C_1X^1 + C_2X^2 + C_3X^3 + C_4X^4$$

$$h_{sol}= \Sigma A + T \Sigma B + \Sigma C T^2 \quad (3.101)$$

f) Concentração da solução de água/LiBr (ASHRAE, 1993)

Válido para temperaturas na faixa de 278,15 K a 448,15 K.

p : pressão [Pa]

$$X=(B_x+A_{1x}T-T \log(p))/(A_{2x}T) \text{ [%]} \quad (3.102)$$

Onde, B_x , A_{1x} e A_{2x} são constantes, que assumem os seguintes valores,

$$B_x=-5371$$

$$A_{1x}=29,37$$

$$A_{2x}=0,091$$

g) Calor específico da solução de água/LiBr (ASHRAE, 1993)

Válido para concentrações na faixa de 45 a 70%.

$$c_p=3500-26,53X \text{ [J/kg K]} \quad (3.103)$$

h) Volume específico da solução de água/LiBr (ASHRAE, 1993)

Válido para concentrações na faixa de 45 a 70%.

$$v = 1,0111 \cdot (10^{-3}) - (7,1622 \cdot 10^{-6})X \text{ [m}^3/\text{kg]} \quad (3.104)$$

i) Pressão de vapor da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O (Kim e Lee, 2001)

X : concentração mássica de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH na solução [%]

Tabela 3.5 – Coeficientes utilizados no cálculo da pressão de vapor da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O

i	0	1	2	3	4
A	-2,22548E3	1,61716E2	-4,23702	4,89233E-2	-2,10079E-4
B	7,36471E2	-5,31371E1	1,39429	-1,61266E-2	6,92739E-5

$$p = \exp \sum_0^4 [A_i + (1000 \cdot B_i / (T - 43,15))] \cdot X^i \text{ [Pa]} \quad (3.105)$$

j) Calor específico da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O (Kim et. al., 2000)

X : concentração mássica de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH na solução [%]

Tabela 3.6 – Coeficientes utilizados no cálculo do calor específico da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O

I	0	1	2	3
A	2,57935E1	-1,08431	1,64983E-2	-8,53155E-5
B	-5,70428E-2	2,7292E-3	-4,24677E-5	2,18902E-7

$$c_p = 1000 \sum_{i=0}^3 [(A_i + B_i \cdot T) \cdot X^i] \text{ [J/kg C]} \quad (3.106)$$

k) Densidade da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O (Kim e Lee, 2001)

X : concentração mássica de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH na solução [%]

Tabela 3.7 – Coeficientes utilizados no cálculo da densidade da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O

I	0	1	2	3
A	8,72052E2	6,76476	1,16208E-1	-3,51710 E4
B	8,76733 E-1	1,13873 E-2	-9,97744 E-4	7,07307 E-6
C	-1,86250 E-3	-2,72725 E-5	1,67235 E-6	-1,19702 E-8

$$\rho = \sum_{i=0}^3 [(A_i + B_i \cdot T + C_i \cdot T^2) \cdot X^i] \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.107)$$

l) Entalpia da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O (Kim et. al., 2000)

Tabela 3.8 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O

i	0	1	2	3
A	5,29997E3	2,16235E2	3,36293	1,81780E 2
B	2,57878E1	-1,08400	1,64929E-2	-8,52842E-5
C	-2,85144E-2	1,36423E-3	-2,12273E-5	1,09414E-7

$$h_{sol} = 1000 \sum_{i=0}^3 [(A_i + B_i \cdot T + C_i \cdot T^2) \cdot X^i] \quad [\text{J/kg C}] \quad (3.108)$$

4 - SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Os programas utilizados na simulação computacional foram desenvolvidos no software Matlab (Mathworks, 2007), que apresenta facilidades na aplicação de matrizes e vetores.

Os programas para simulação das URL de simples efeito e duplo efeito, tem seus algoritmos baseados no *Toolkit for Primary HVAC System* (Lebrun, et al. 1994) de onde também são adaptadas as sub-rotinas para simulação do queimador e da torre de resfriamento.

4.1 – PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DO CICLO DE SIMPLES EFEITO

O programa para simulação do ciclo de simples efeito utiliza o modelamento físico apresentado na seção 3.2. A fig. 4.1 mostra os dados de entrada e saída programa computacional desenvolvido.

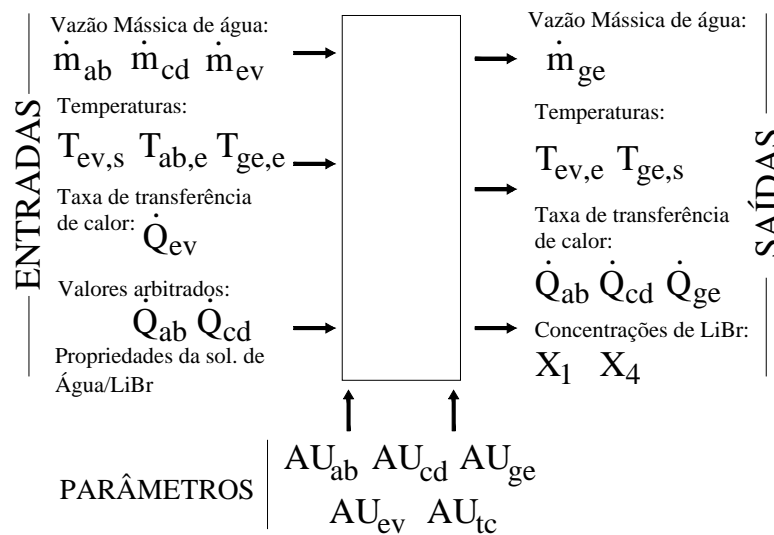


Figura 4.1 – Entrada e saída de dados no programa para ciclo de simples efeito

A idéia é utilizar os dados de entrada, aplicando as correlações da transferência de calor e massa e equações da conservação de energia. O método iterativo de Newton-Raphson será implementado com o objetivo de se aproximar as raízes das funções F_1 , F_2 e F_3 , tendo como resultado as estimativas das taxas de transferência de calor nos componentes e demanda de energia.

Para o cálculo das propriedades dos fluidos de trabalho em cada ponto do ciclo foram implementadas funções utilizadas em trabalhos publicados, que estimam o comportamento

destas propriedades. Foi implementada ainda, a sub-rotina torre, que estima a temperatura de entrada da água no absorvedor e condensador.

A fig. 4.2 representa o fluxograma do programa para simulação do ciclo de simples efeito.

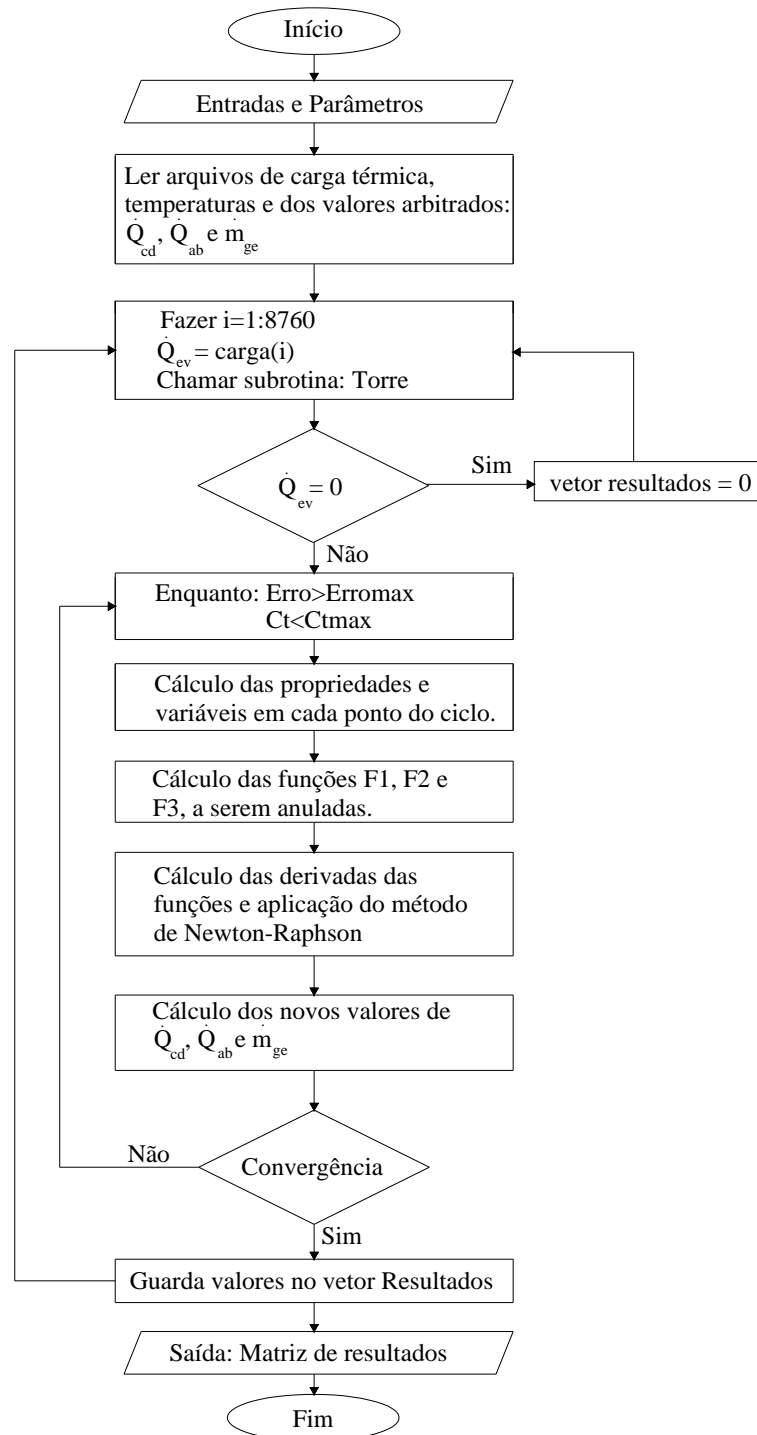


Figura 4.2 – Fluxograma do programa de simples efeito

4.1.1 – MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON

O método de Newton-Raphson consiste em um dos melhores métodos numéricos para estimativa de raízes de equações, devido à sua rápida convergência e fácil aplicação.

Para estimativa de raízes de equações, utilizando-se o método de Newton-Raphson, toma-se um ponto qualquer da função (x_0), calcula-se a equação da tangente (derivada) da função nesse ponto ($f'(x_0)$), em seguida calcula-se o intercepto da tangente no eixo das abscissas (x_1) e o valor da função nesse ponto ($f(x_1)$). Repete-se este processo, que tenderá a uma das raízes da equação.

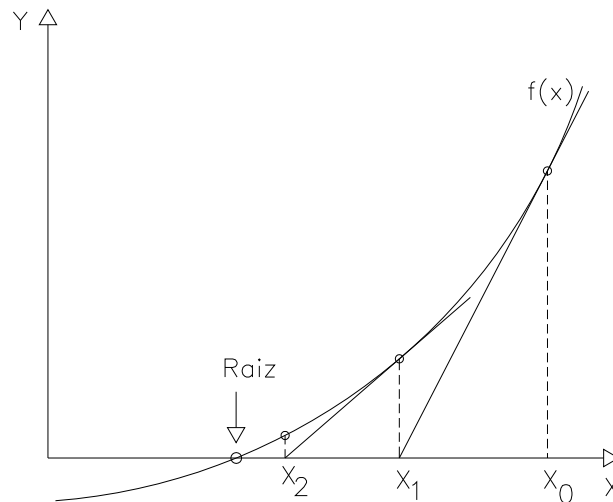


Figura 4.3 – As três primeiras iterações do método de Newton-Raphson

O processo descrito para o método de Newton-Raphson, pode ser representado matematicamente pela eq. 4.1,

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (4.1)$$

onde, n indica a n -ésima iteração, $f(x)$ a função que se deseja calcular a raiz e $f'(x)$ a derivada da função.

Para que se obtenha convergência nas iterações, deve-se escolher um ponto inicial para iteração, dentro de um intervalo que satisfaça as seguintes condições:

- o intervalo delimitado deverá conter a raiz de $f(x)$;
- a função $f(x)$ deverá ser diferenciável em todo o intervalo;
- a primeira e segunda derivada da função $f(x)$, não deverão trocar de sinal.

4.1.2 – APLICAÇÃO DO MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON NO CICLO DE SIMPLES EFEITO

O problema do programa do ciclo de simples efeito consiste, em tendo-se as funções independentes F_1 , F_2 e F_3 , calcular os valores das variáveis independentes \dot{Q}_{cd} , \dot{Q}_{ab} e \dot{m}_{ge} , que anulam essas funções. As funções independentes são representadas pelas eqs. 4.2, 4.3 e 4.4.

$$F_1 = \dot{Q}_{cd} - \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (4.2)$$

$$F_2 = \dot{Q}_{ab} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (4.3)$$

$$F_3 = \dot{Q}_{ge} - \dot{m}_{ge} \cdot (h_{ge,e} - h_{ge,s}) \quad (4.4)$$

A equação do método iterativo de Newton, consiste no seguinte:

$$x_{k+1} = x_k - \left[\frac{dF(x_k)}{dx_k} \right]^{-1} \cdot F(x^k) \quad (4.5)$$

onde, F são as funções a serem anuladas e x as variáveis independentes.

Então, representando-se as funções a serem anuladas e as variáveis, tem-se as matrizes:

$$x = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{cd} \\ \dot{Q}_{ab} \\ \dot{m}_{ge} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

e a matriz de derivadas,

$$\left[\frac{dF}{dx} \right] = \begin{bmatrix} \frac{dF_1}{dx_1} & \frac{dF_1}{dx_2} & \frac{dF_1}{dx_3} \\ \frac{dF_2}{dx_1} & \frac{dF_2}{dx_2} & \frac{dF_2}{dx_3} \\ \frac{dF_3}{dx_1} & \frac{dF_3}{dx_2} & \frac{dF_3}{dx_3} \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

As derivadas podem ser calculadas numericamente pela expressão:

$$\frac{dF_i}{dx_j} \approx \frac{F_i(x_j + \Delta x) - F_i(x_j - \Delta x)}{2 \cdot \Delta x} \quad (4.9)$$

onde, Δx é o incremento da variável x .

O critério de parada adotado, foi do erro absoluto (E_a), associado com um número máximo permitido de iterações (100 iterações), ou seja, as iterações deverão parar quando se cumprir uma das condições:

$$E_a = |x_k - x_{k+1}| \leq erro_{\max} \quad (4.10)$$

$$iterações \leq 100 \quad (4.11)$$

No último caso se alcançado o número máximo de iterações, sem que se chegue ao erro máximo aceitável, a aplicação do método não convergiu.

4.2 – PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DO CICLO DE DUPLO EFEITO

O programa para simulação do ciclo a Duplo Efeito apresenta semelhança com o simples efeito. No entanto existe uma quantidade maior de variáveis envolvidas e conseqüentemente um maior número de equações e incógnitas o que torna o problema mais complexo.

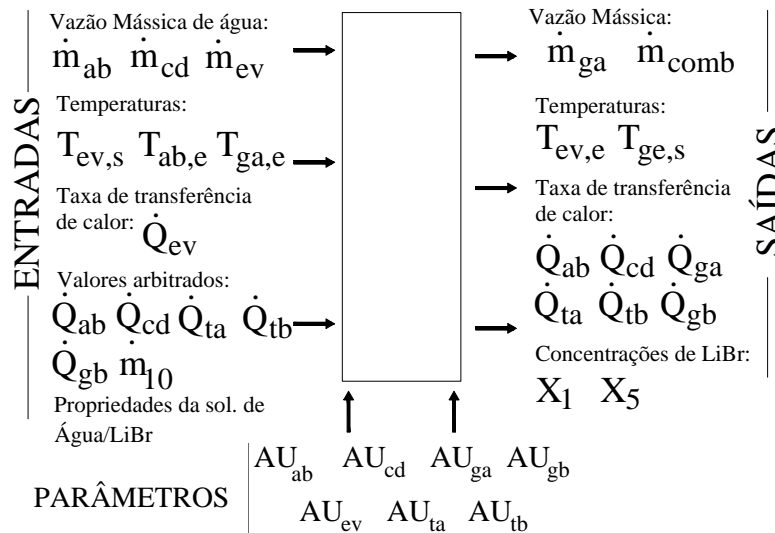


Figura 4.4 – Entrada e saída de dados no programa para ciclo de duplo efeito

O programa utiliza funções para cálculo das propriedades dos fluidos de trabalho o programa utiliza a sub-rotina Torre, para estimativa respectivamente da temperatura do fluido de arrefecimento do condensador e absorver e a sub-rotina Queimador para cálculo da vazão de combustível necessária ao aquecimento do gerador de alta.

A fig. 4.5 representa um fluxograma do programa para simulação do ciclo a duplo efeito.

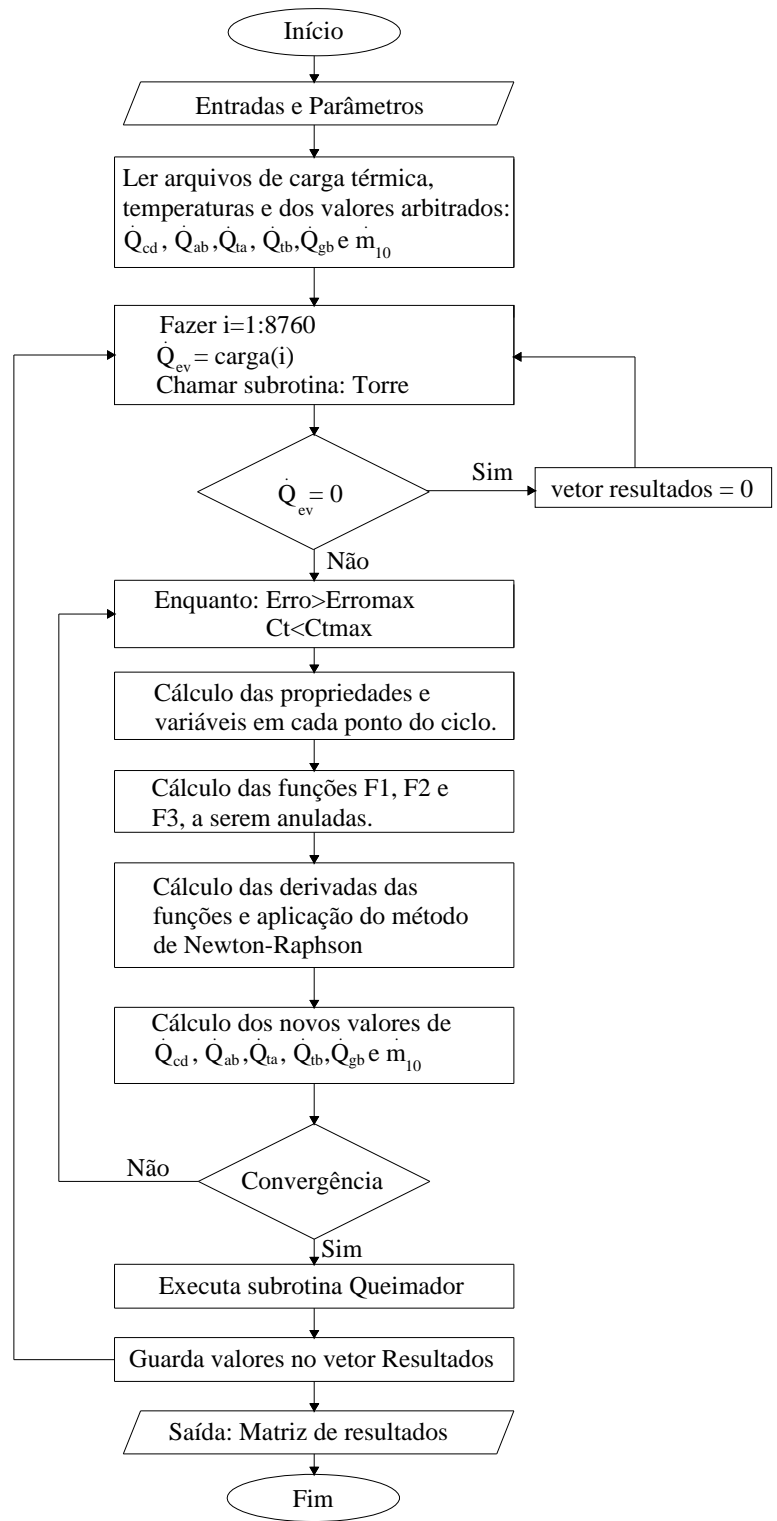


Figura 4.5 – Fluxograma do programa de duplo efeito

4.2.1 – APLICAÇÃO DO MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON NO CICLO DE DUPLO EFEITO

Como observado anteriormente a resolução do ciclo por absorção de duplo efeito envolve a resolução de uma quantidade maior de variáveis e equações, o que implica em maior trabalho computacional. Nesse caso o método de Newton-Raphson será aplicado no cálculo das raízes das equações F_1 , F_2 , F_3 , F_4 , F_5 e F_6 com o objetivo de se obter uma estimativa para as variáveis independentes \dot{Q}_{cd} , \dot{Q}_{ab} , \dot{Q}_{ta} , \dot{Q}_{tb} , \dot{Q}_{gb} e \dot{m}_{10} , que anulem essas funções. As funções independentes são representadas pelas eqs. 4.12, 4.13, 4.14, 4.15, 4.16 e 4.17.

$$F_1 = \dot{Q}_{cd} + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{10} \cdot h_{11} \quad (4.12)$$

$$F_2 = \dot{Q}_{ab} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{15} \cdot h_{15} - \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (4.13)$$

$$F_3 = \dot{Q}_{ta} - AU_{ta} \cdot LMTD_{ta} \quad (4.14)$$

$$F_4 = \dot{Q}_{tb} - AU_{tb} \cdot LMTD_{tb} \quad (4.15)$$

$$F_5 = \dot{Q}_{gb} + \dot{m}_5 \cdot h_6 - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (4.16)$$

$$F_6 = \dot{Q}_{ga} + \dot{m}_1 \cdot h_4 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (4.17)$$

Similarmente ao apresentado para o ciclo por absorção de simples efeito, foi feita a aplicação do método de Newton-Raphson para o ciclo de duplo efeito.

O critério de parada adotado, mais uma vez, foi o de se interromper os cálculos quando se tem erro absoluto menor que o máximo fixado. Além do número de iterações limitadas ao número de 100 (cem).

4.3 – ANÁLISE DA VALIDADE DOS RESULTADOS SIMULADOS

Antes de se realizar efetivamente a simulação é necessário que se faça a comparação dos resultados do presente trabalho com outros programas desenvolvidos. Para validação dos resultados do presente trabalho, será feita uma comparação destes resultados com os resultados obtidos em simulação com o programa ABSIM (Grossman e Zaltash, 2000), utilizando-se os mesmos parâmetros e dados de entrada. O programa computacional ABSIM foi desenvolvido no software EES (EES, 2001), para simular sistemas por absorção em várias configurações.

4.3.1 – VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS PARA URL DE SIMPLES EFEITO

Para comparação dos resultados foi simulada a URL de simples efeito com os seguintes parâmetros:

Tabela 4.1 – Coeficientes globais de transferência de calor para URL de simples efeito (Grossman e Zaltash, 2000)

Componente	AU (kW/K)
Evaporador	2,25
Condensador	1,20
Absorvedor	1,80
Gerador	1,00
Trocador de calor	0,13

As temperaturas e vazões utilizadas na simulação da validação são apresentadas na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 – Temperaturas e vazões utilizadas na simulação da URL de simples efeito

$T_{ab,e}$	25,0	[°C]
$T_{ge,e}$	100,0	[°C]
$T_{ev,s}$	8,0	[°C]
\dot{m}_{ab}	0,28	[kg/s]
\dot{m}_{ev}	0,28	[kg/s]

A Fig. 4.6 apresenta os resultados obtidos para o COP em função da capacidade de refrigeração, na simulação com o programa ABSIM e o programa desenvolvido no presente trabalho. Nota-se que os resultados se aproximam com o aumento da capacidade de refrigeração.

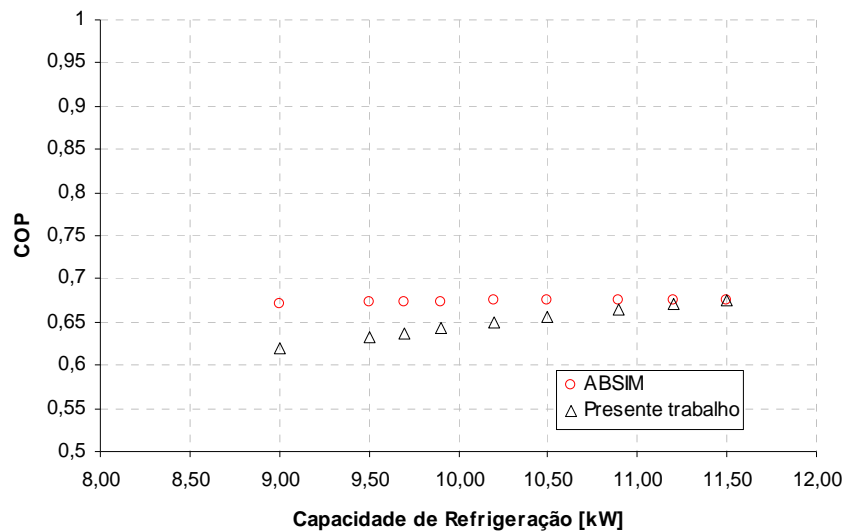


Figura 4.6 – COP da URL de simples efeito em ABSIM e no presente trabalho

O resíduo entre os valores calculados em ABSIM e no presente trabalho, mostram uma diferença máxima de 7,7%, na faixa de capacidade de refrigeração simulada, para a URL de simples efeito. A diferença entre resultados tende a zero com o aumento da capacidade de refrigeração na faixa de capacidade considerada.

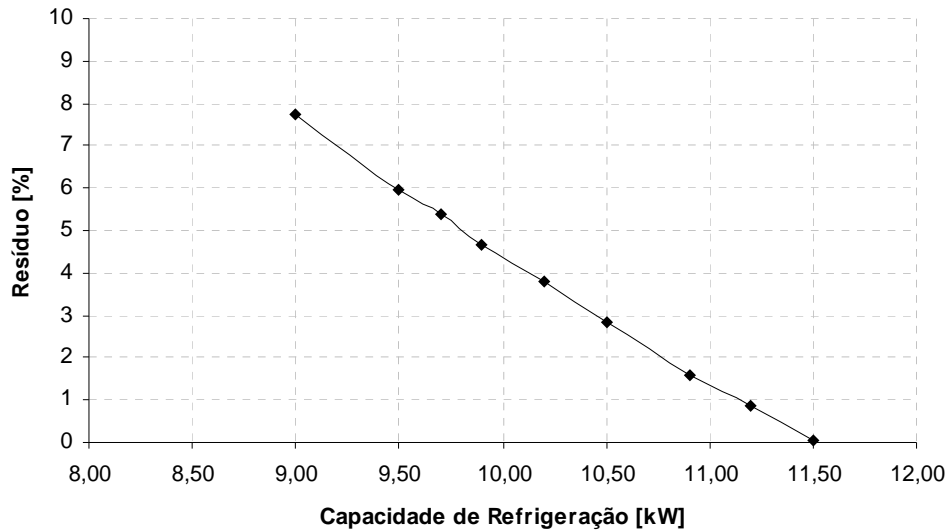


Figura 4.7 – Resíduo entre ABSIM e o presente trabalho para URL de simples efeito

4.3.2 – VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS PARA URL DE DUPLO EFEITO

Na comparação dos resultados obtidos em simulações, para URL de duplo efeito, com o programa ABSIM e o presente trabalho, foram utilizados os seguintes parâmetros e dados de entrada:

Tabela 4.3 – Coeficientes globais de transferência de calor para URL de duplo efeito (Grossman e Zaltash, 2000)

Componente	AU [kW/K]
Evaporador	85,00
Condensador	65,00
Absorvedor	50,00
Gerador de alta	25,00
Gerador de baixa	25,00
Trocador de calor de alta	1,56
Trocador de calor de baixa	1,74

Tabela 4.4 – Temperaturas e vazões utilizadas na simulação da URL de duplo efeito

$T_{ab,e}$	25 [°C]
$T_{ev,s}$	8 [°C]
\dot{m}_{ab}	12 [kg/s]
\dot{m}_{ev}	20 [kg/s]

A variação do COP em função da capacidade de refrigeração da URL a duplo efeito, nas simulação com ABSIM e no presente trabalho, é representada na Fig. 4.8. Nota-se mais uma vez aproximação dos resultados, dos dois programas, com o aumento da capacidade de refrigeração.

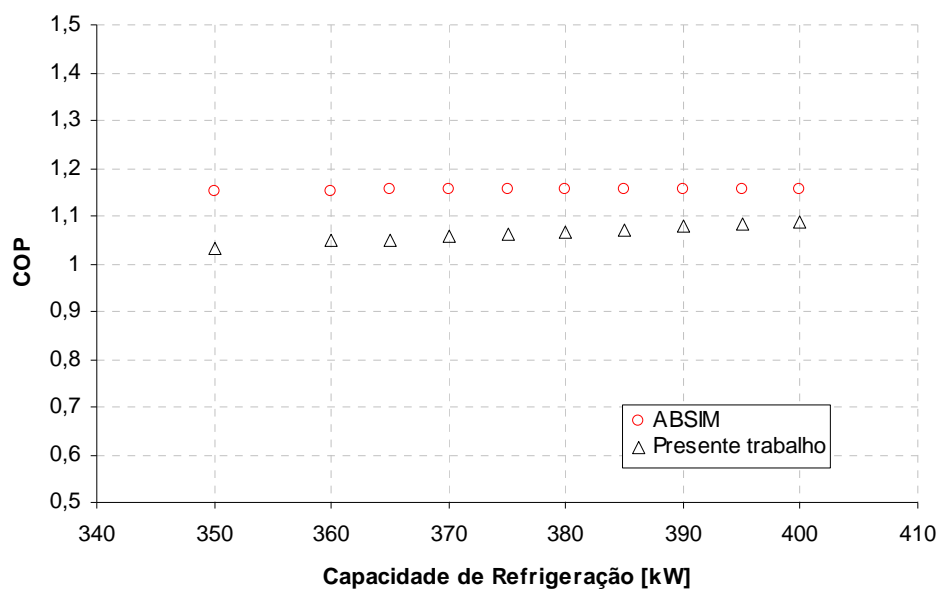


Figura 4.8 – COP da URL de duplo efeito em ABSIM e no presente trabalho

Nesse caso o resíduo máximo calculado para a faixa de capacidade de refrigeração simulada nos dois programas foi de 10,6%.

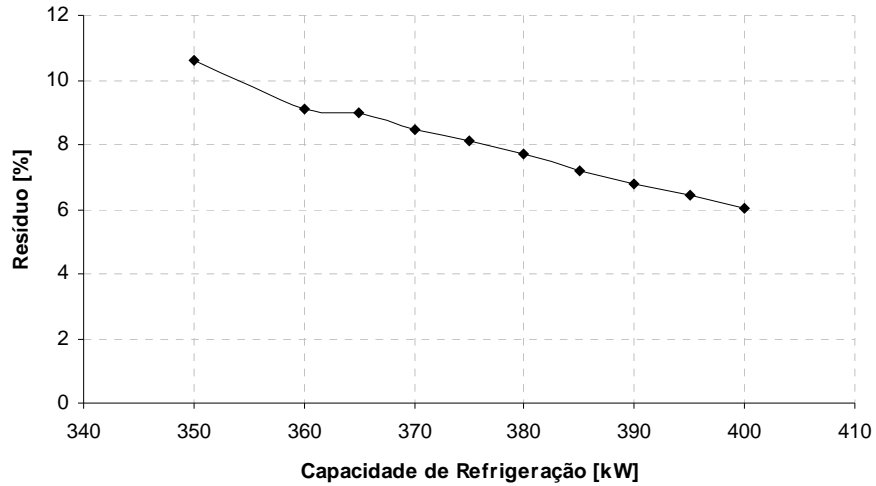


Figura 4.9 – Resíduo entre ABSIM e o presente trabalho para URL de duplo efeito

Nesse caso o resíduo máximo calculado para a faixa de capacidade de refrigeração simulada nos dois programas foi de 10,6%.

De uma forma geral, pode-se considerar os resultados da comparação, como bons, já que foram obtidos resíduos máximos de cerca de 10%. A maior parte do valor dos resíduos calculados, pode estar relacionada com a estimativa dos valores das propriedades dos fluidos, já que os programas utilizados nesta comparação, utilizam distintas correlações para o cálculo das propriedades.

5 – RESULTADOS E ANÁLISE

5.1 – DESCRIÇÃO DOS ESTUDOS DE CASO

Os estudos de caso serão realizados para 4 (quatro) diferentes situações, onde se analisará o comportamento das máquinas, enfocando seus desempenhos e consumos energéticos.

Em primeiro lugar, a simulação de funcionamento de uma unidade resfriadora de líquidos utilizando ciclo por Absorção a Simples Efeito, será executada, variando-se a demanda de carga térmica e verificando-se a influência desse fator sobre o COP e sobre a taxa de transferência de calor ao gerador. Nesta simulação serão comparados ainda o desempenho da máquina com utilização do fluido de resfriamento do condensador e absorvedor nas configurações em série e em paralelo.

No estudo de caso 2, simulação de uma URL a Duplo Efeito, será estimada a potência necessária ao aquecimento do gerador de alta, em termos de vazão de combustível (metano). Nesse caso para o sistema por Queima Direta, utilizando queimador. E ainda a vazão de vapor fornecido ao gerador, para o caso do gerador de alta alimentado a vapor d'água.

O estudo de caso 3 visa o estudo das influências das regiões climáticas sobre o funcionamento do ciclo. Nesta etapa será simulada a operação de uma máquina de absorção de duplo efeito com aplicação em prédio comercial, para 2 regiões climáticas em localidades diferentes no Brasil. Será estimado consumo energético da URL para as localidades de Manaus-AM, Curitiba-PR durante o período de um ano.

A influência do uso de aditivos sobre o desempenho da URL, será simulada no estudo de caso 4. Uma análise comparativa do desempenho da máquina em operação com uso de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, como fluido de trabalho, frente ao uso de uma solução de $\text{LiBr+LiI+HO(CH}_2)_3\text{OH+H}_2\text{O}$.

Os estudos de caso de 1 a 3 serão aplicados à edificação do Núcleo de Tecnologia da Informação (NTI) e Centro de Processamento de Dados (CPD) da Universidade de Brasília (UnB). Os dados de carga térmica do prédio, para as 8760 horas do ano, foram obtidos de simulação no programa Energy Plus desenvolvido por Borduni (2006).

As Figuras 5.2 e 5.3 mostram as plantas baixas dos dois pavimentos do prédio para o qual será feita a simulação.

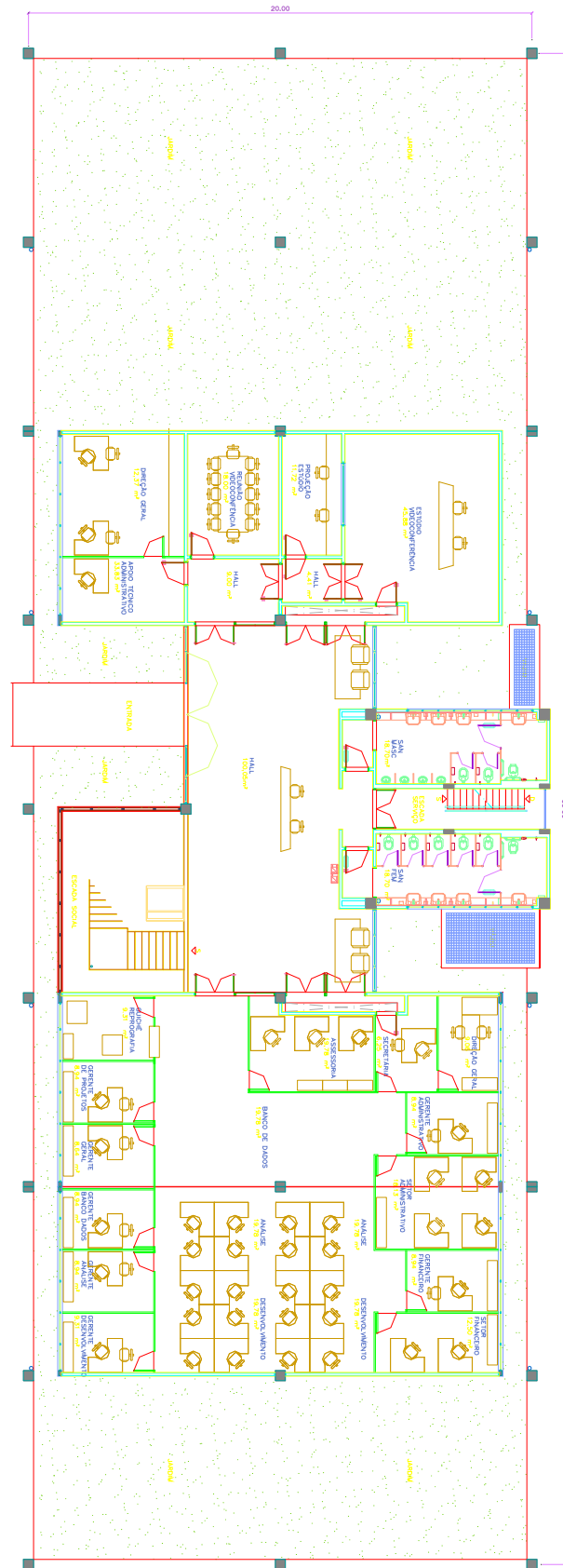


Figura 5.1 – Planta baixa do pavimento térreo do prédio do NTI

5.2 – ESTUDO DE CASO 1 – SIMPLES EFEITO

Baseado na carga térmica máxima do prédio do NTI, em Brasília-DF, aproximadamente 159 TR, foi escolhida URL de 160 TR, de simples efeito com gerador aquecido por água quente, para realização desta simulação.

Os coeficientes globais de transferência de calor para cada um dos componentes, foram obtidos do trabalho publicado por Mehrabian e Shabeik (2004), para máquina com capacidade similar à estudada no presente trabalho. Os autores obtiveram estas informações por meio de catálogos do fabricante.

Tabela 5.1 – Coeficientes globais de transferência de calor (Mehrabian e Shabeik,2004)

Componente	AU (kW/K)
Evaporador	115,55
Condensador	93,25
Absorvedor	62,12
Gerador	54,51
Trocador de calor	4,85

Considerando-se tais coeficientes globais e ainda as informações de entrada de dados constantes da Tab. 5.2, foi inicialmente simulada a URL com variação de carga de 10 a 100%.

Tabela 5.2 – Temperaturas e vazões utilizadas como dados de entrada

Capacidade da URL	562	[kW]
$T_{ab,e}$	24	[°C]
$T_{ge,e}$	88	[°C]
$T_{ev,s}$	8	[°C]
\dot{m}_{ab}	60	[kg/s]
\dot{m}_{ev}	26	[kg/s]

Os resultados da simulação da máquina, nas configurações de resfriamento do absorvedor e condensador em série em paralelo serão apresentados a seguir.

De acordo com a Fig. 5.3, a variação do suprimento de água quente que aquece o gerador é quase linear (com suave curvatura), em relação à variação de carga na URL.

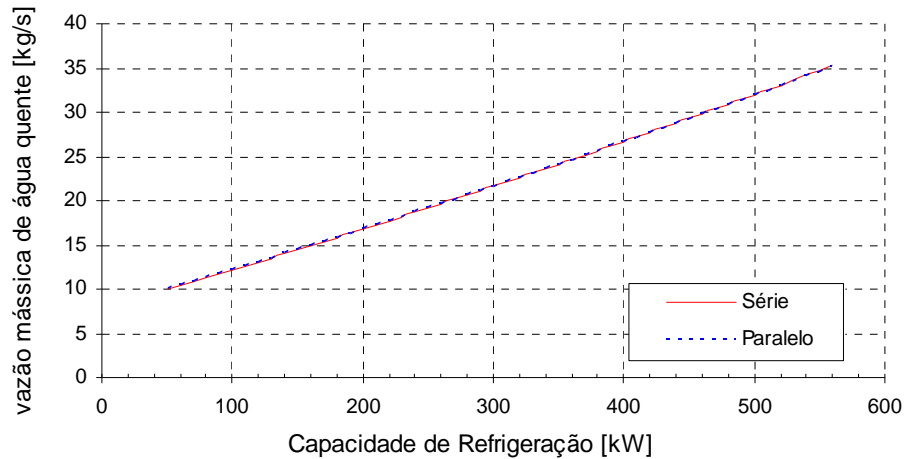


Figura 5.3 – Vazão de água quente para URL de simples efeito

O consumo de água quente pelo gerador, para a URL a plena carga, foi estimado em 35,2 kg/s, o que representa 796 kg/h de água quente à temperatura de entrada no gerador de 88 °C, para cada TR gerada. Estes resultados podem ser considerados razoáveis se comparados com o consumo de uma URL real da marca LS modelo B-160AL que apresenta consumo de água quente de 864 kg/h para cada TR gerada.

Na Fig. 5.4 tem-se o gráfico COP versus porcentagem de carga da URL. Mais uma vez para as configurações em série e em paralelo. De acordo com o gráfico, ocorre um ganho no COP para a configuração em paralelo, de cerca de 0,33% se comparada com em série (para carga de 100%).

Os resultados mostram que o ganho no COP, da configuração em paralelo em relação a em série é inexpressivo. Será adotada, portanto, a configuração em série na execução das simulações, pela maior simplicidade deste tipo de instalação, o que a torna mais usual.

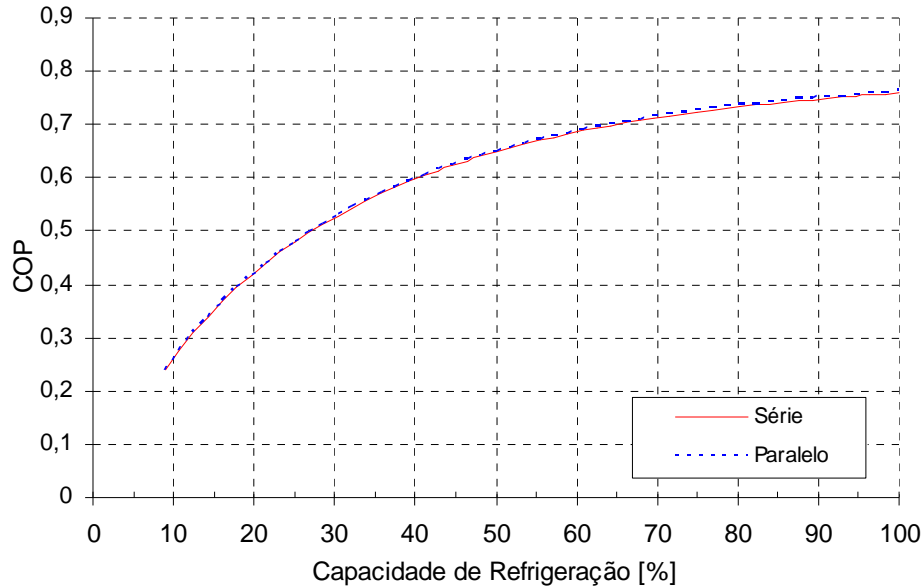


Figura 5.4 – COP versus capacidade de refrigeração para URL de simples efeito

5.2.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA URL DE SIMPLES EFEITO

A carga térmica do prédio do NTI, é um dado de entrada no programa computacional. Por simplicidade, considera-se que a carga térmica do prédio é igual à taxa de transferência de calor no evaporador. Portanto, a Fig. 5.5, representa a taxa de transferência de calor ao evaporador durante um ano de operação da URL de simples efeito. A linha mais escura do gráfico é uma linha de tendência com período igual a 24.

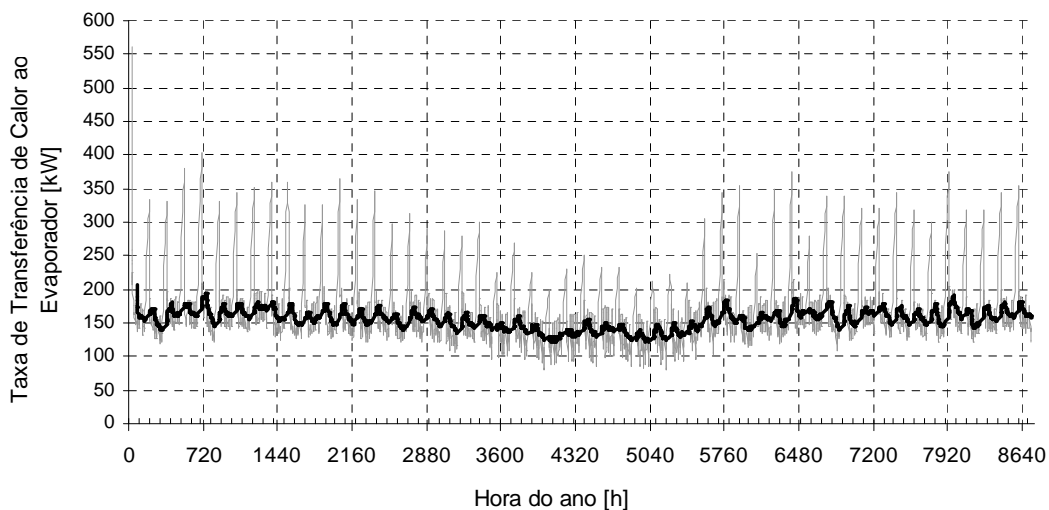


Figura 5.5 – Variação da carga térmica no NTI a cada hora do ano na cidade de Brasília

A Fig. 5.6, mostra como varia a taxa de transferência de calor ao evaporador no dia 03 de Janeiro. É importante se notar a variação da carga térmica nesse dia, pois, serão apresentados resultados de simulação para este dia.

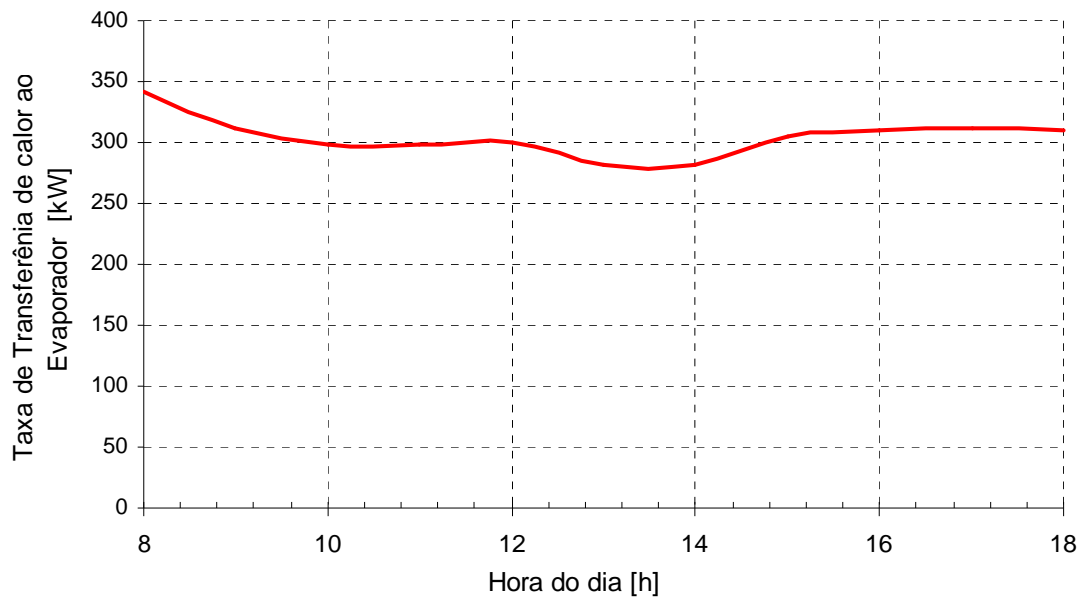


Figura 5.6 – Taxa de transferência de calor ao evaporador no dia 03/janeiro

Feitas as considerações iniciais, serão apresentados a seguir os resultados da simulação aplicada ao edifício sede do NTI, para a unidade de simples efeito com resfriamento do absorvedor e condensador em série. Tendo-se como dados de entrada no programa, as cargas térmicas do prédio e as temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco para cada hora do ano.

A Fig. 5.6, apresenta a variação do COP a cada hora do dia 3 de Janeiro. Observa-se que nos horários de pico de carga térmica, o coeficiente de performance da URL tende a aumentar, o que está de acordo com a teoria estudada. No dia 3 de Janeiro, o melhor coeficiente de performance da máquina é obtido no horário da 8 horas da manhã. Período este em que o edifício apresenta maior carga, exigindo também da máquina maior potência, para suprir a demanda de efeito refrigerante.

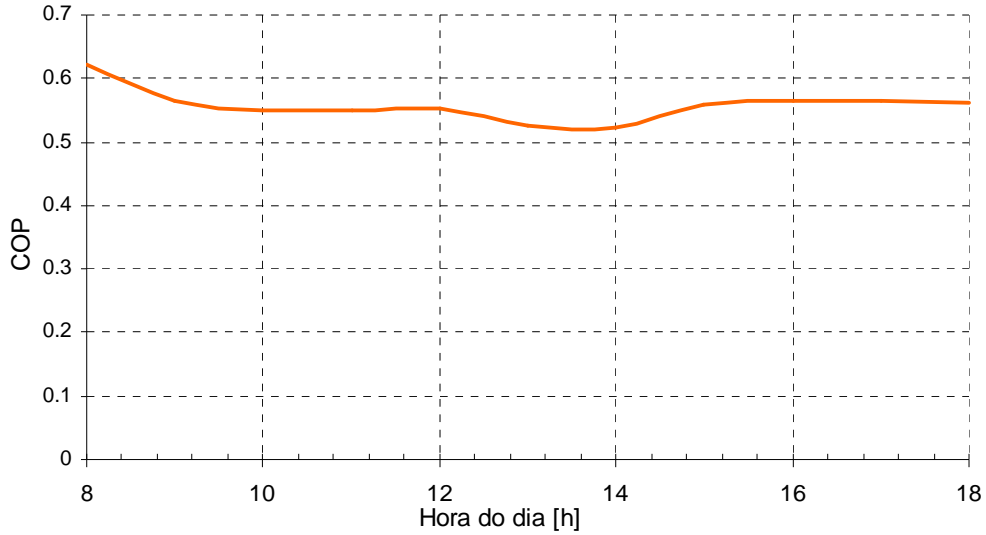


Figura 5.7 – Variação do COP da URL de simples efeito a cada hora do dia 03/janeiro

Com a redução da carga térmica do ambiente, a demanda por efeito refrigerante no evaporador irá reduzir. Como o método de controle de capacidade da URL é através da redução na taxa de transferência de calor ao gerador, haverá queda no fornecimento de água quente ao gerador. A Fig. 5.8, apresenta a situação comentada, mais especificamente, no horário das 12 horas às 13, que de acordo com os dados, carga térmica diminui.

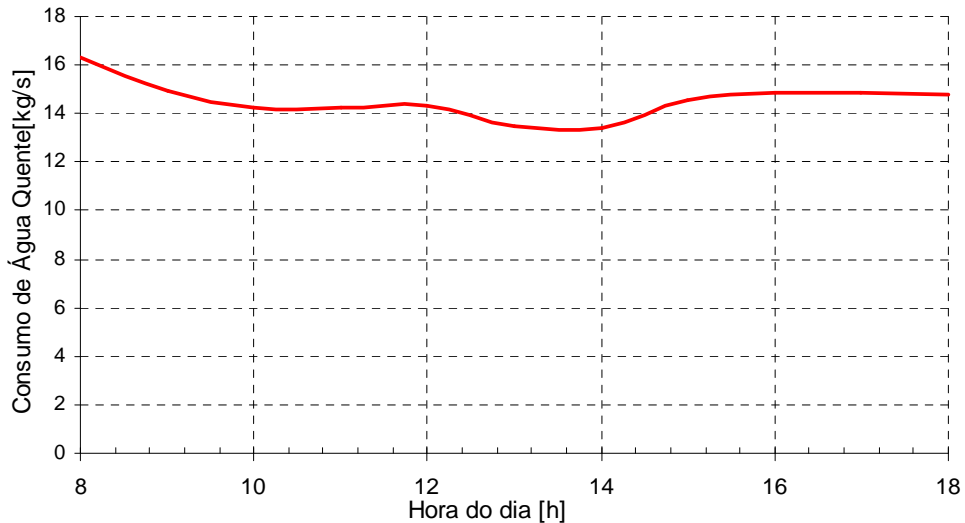


Figura 5.8 – Consumo de água quente da URL simples efeito a cada hora do dia 03/Janeiro

A taxa de transferência de calor ao gerador da URL por absorção, durante o período de um ano, é apresentada na Fig. 5.9. Nota-se do gráfico, o menor fornecimento de energia

térmica ao gerador, nos períodos de inverno, ou mais precisamente entre as horas 3600 a 5040 do ano.

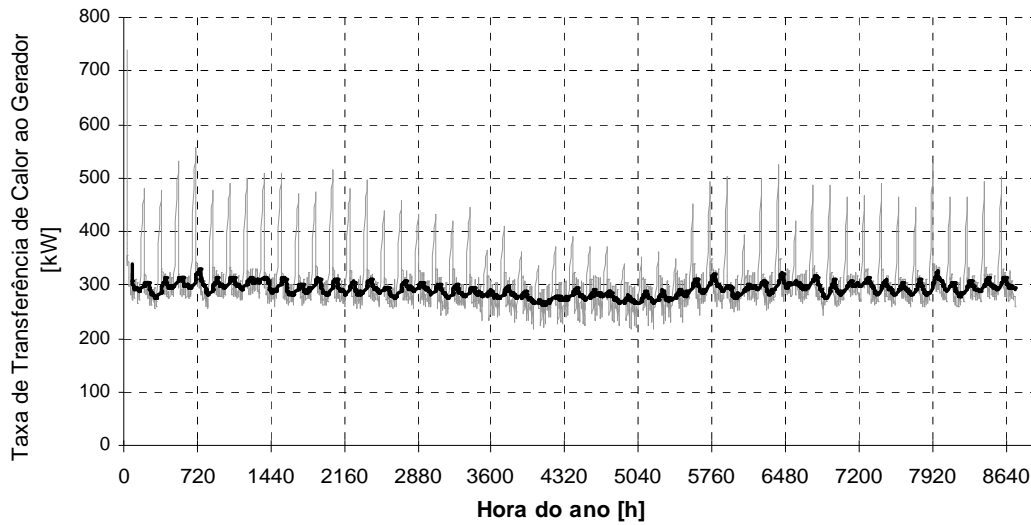


Figura 5.9 – Taxa de Transferência de calor ao gerador em um ano para estudo de caso 1

O total das taxa de transferência de calor durante um ano de operação em cada componente do ciclo são apresentados na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 – Resultado das taxas de transferência de calor para URL de simples efeito

Evaporador	494.563,28	[kW·h]
Gerador	926.900,64	[kW·h]
Condensador	522.017,54	[kW·h]
Absorvedor	899.446,38	[kW·h]
Trocador de Calor	348.571,86	[kW·h]

Como resultado da simulação deste estudo de caso, tem-se também os valores médios e algumas variáveis, calculados durante o ano, conforme Tab. 5.4.

Tabela 5.4 – Valores médios de variáveis calculadas

COP	0,53	
X_l	54,9	[%]
X_4	56,4	[%]
T_{ev}	7,24	[°C]
T_{ge}	79,75	[°C]
T_{cd}	33,11	[°C]
T_{ab}	35,02	[°C]

5.3 – ESTUDO DE CASO 2 – DUPLO EFEITO

O estudo de caso 2, objetiva a simulação e o estudo de uma URL de duplo efeito. Mais uma vez, se utilizará uma unidade com capacidade de resfriamento de 160 TR, capacidade esta que supre a demanda de pico do prédio. A URL de duplo efeito, simulada, terá estimado seu consumo de calor no gerador, tanto para utilização de vapor d'água como pelo processo de queima direta com utilização de gás metano.

O gás metano (CH₄), apresenta as seguintes propriedades, as quais foram utilizadas nesta simulação:

Tabela 5.5 – Propriedades do metano

Temperatura de referência	16,0 [°C]
PCI (poder calorífico inferior)	49997 [kJ/kg]
Calor específico	1,84 [kJ/kg °C]
Densidade	0,722 [kg/m ³]

Os coeficientes globais de transferência de calor para cada um dos componentes da máquina estão relacionados na Tab. 5.6.

Tabela 5.6 – Coeficientes globais de transferência de calor (Mehrabian e Shabeik, 2004)

Componente	AU [kW/K]
Evaporador	115,55
Condensador	93,25
Absorvedor	62,12
Gerador de alta	54,51
Gerador de baixa	54,51
Trocador de calor de alta	4,85
Trocador de calor de baixa	4,85

Mais uma vez se fará uma simulação da variação de carga na máquina de 10 a 100%, para que se conheçam algumas características de operação. Para esta simulação da variação de carga, serão informados as seguintes vazões mássicas e temperaturas.

Tabela 5.7 – dados de entrada na simulação da URL de duplo efeito

Capacidade da URL	562 [kW]
$T_{ab,e}$	24 [°C]
$T_{ev,s}$	8 [°C]
\dot{m}_{ab}	41 [kg/s]
\dot{m}_{ev}	25 [kg/s]
$R_{comb/ar}$	0,137

Pelo gráfico da Fig. 5.10, nota-se um pequeno ganho no COP da máquina de duplo efeito com absorvedor e condensador em paralelo. O ganho no COP chega a 0,4%, se comparado com do sistema que utiliza resfriamento do absorvedor e condensador em série. O COP máximo, simulado para esta URL de duplo efeito, chega a 1,4, COP este, que se comparado com das máquinas comercialmente disponíveis, é um valor razoável.

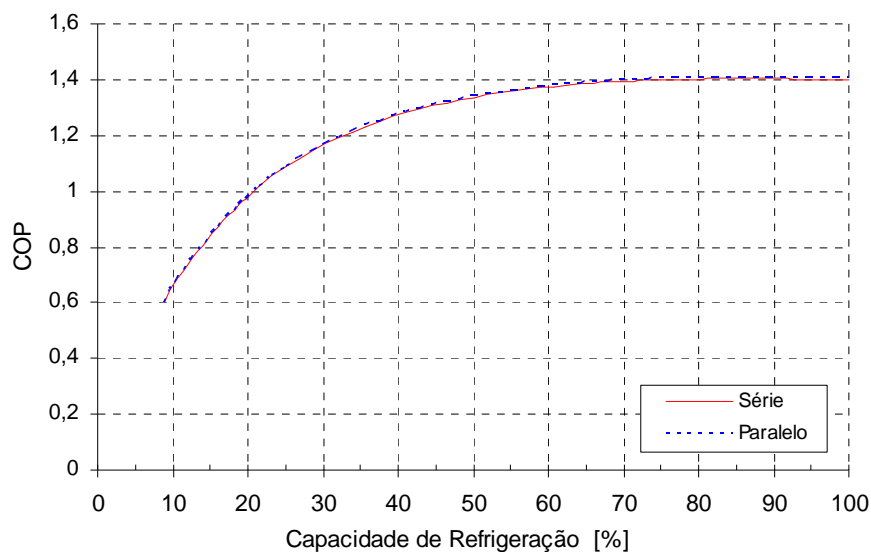


Figura 5.10 – Coeficiente de performance versus capacidade da URL para estudo de caso 2

A unidade simulada a queima direta, apresenta consumo, de cerca de 45 m³/h, para operação a plena carga, conforme Fig. 5.11. Relacionado-se o consumo da máquina com o efeito refrigerante útil gerado, tem-se o valor de 0,255 m³/h de gás metano, para cada TR de efeito refrigerante gerado (1TR \cong 3,52 kW).

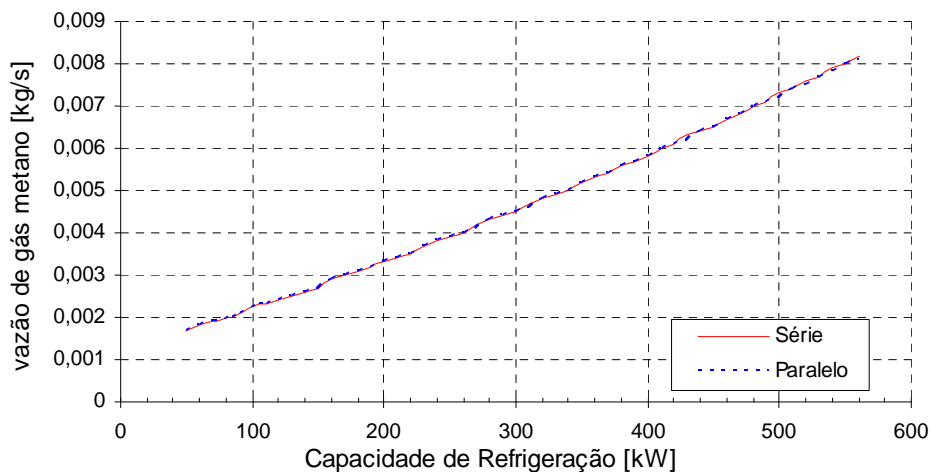


Figura 5.11 – Vazão gás metano versus capacidade da URL para estudo de caso 2

5.3.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA URL DE DUPLO EFEITO

O gráfico de variação do COP, mostra que esta variável, assumi valores maiores, quando a URL de duplo efeito, trabalha com carga de operação maior. No dia 03 de Janeiro, a unidade simulada, apresentou seu melhor desempenho, COP em torno de 1,33, no horário das 15 horas, que é caracteristicamente, um horário de pico de carga térmica.

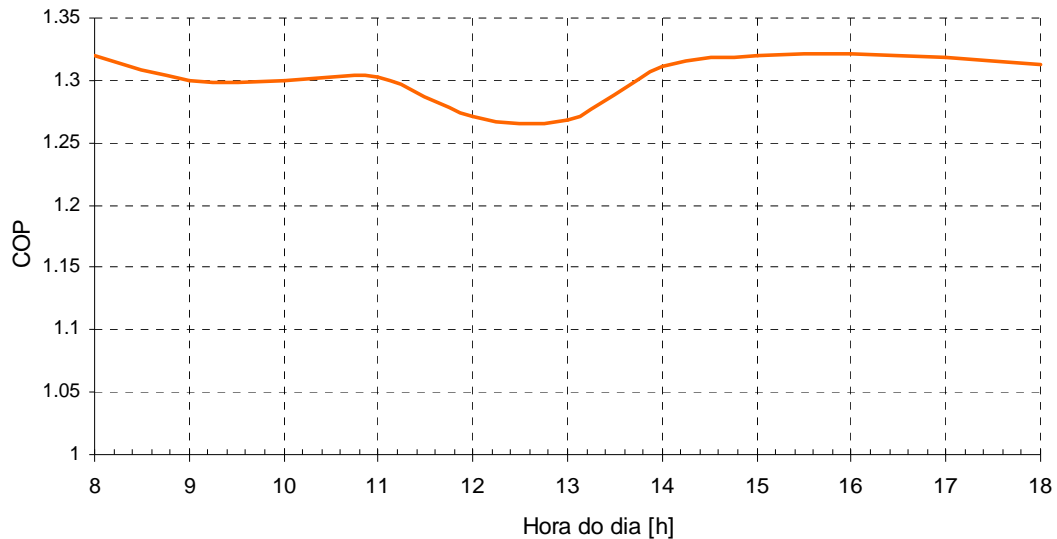


Figura 5.12 – Variação do COP da URL cada hora do dia 03/janeiro para estudo de caso 2

Com relação ao consumo, as Fig. 5.13 e 5.14, apresentam respectivamente a vazão mássica de vapor saturado (temperatura de 150 °C) e a vazão mássica de combustível (metano), e as variações em suas demandas para o dia 03 de Janeiro. A média de consumo de vapor d'água tal dia é de 0,066 kg/s.

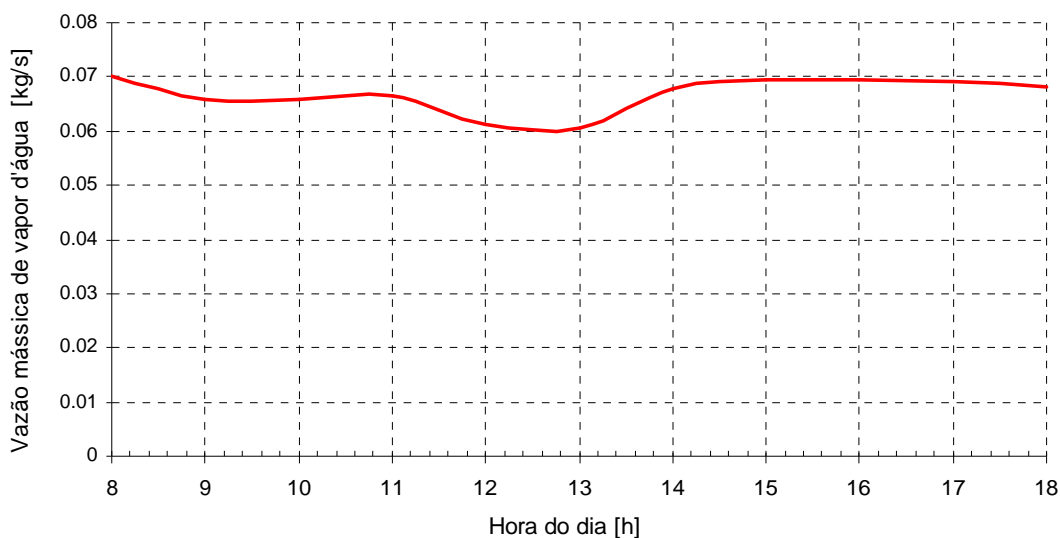


Figura 5.13 – Consumo de vapor d’água a cada hora do dia 03/Janeiro no estudo de caso 2

Considerando-se as condições normais de temperatura e pressão, o consumo total de gás metano no dia 03 de Janeiro, foi de 143,6 m³, para a carga térmica total do prédio, neste dia de 1832,7 kW.

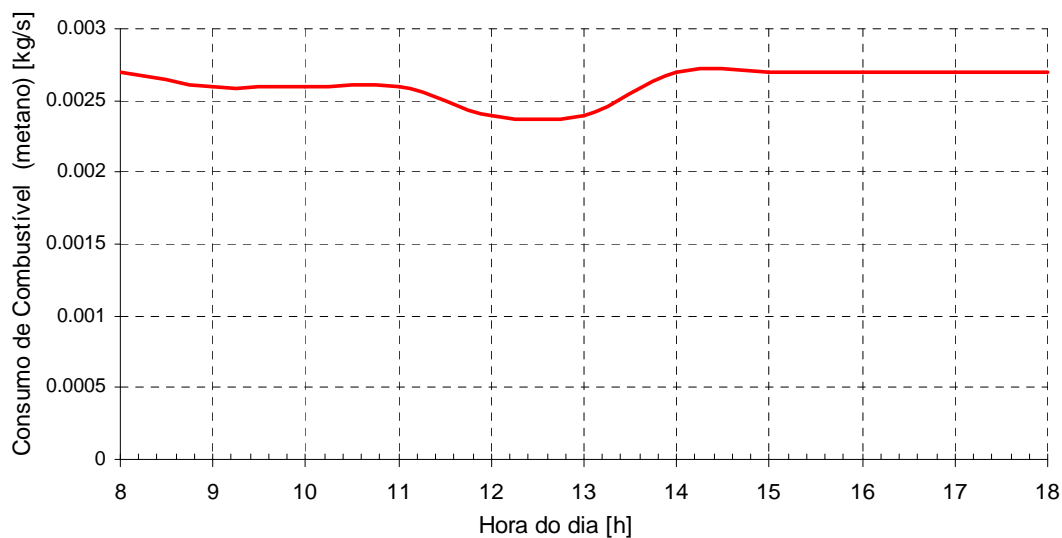


Figura 5.14 – Consumo de metano a cada hora do dia 03/Janeiro para estudo de caso 2

Nas Fig. 5.15, tem-se uma visão geral da variação da taxa de transferência de calor ao gerador. Taxa esta, que está diretamente relacionada à variação no consumo de combustível (CH₄), mostrado na Fig. 5.16. Conforme se esperava, a curva de consumo segue a tendência da variação de carga térmica, apresentando menor vazão, na faixa de

horários entre a hora 3600 e 5040 do ano, que no ano representam os meses de junho a julho. A linha mais escura do gráfico, é uma linha de tendência com período igual a 24.

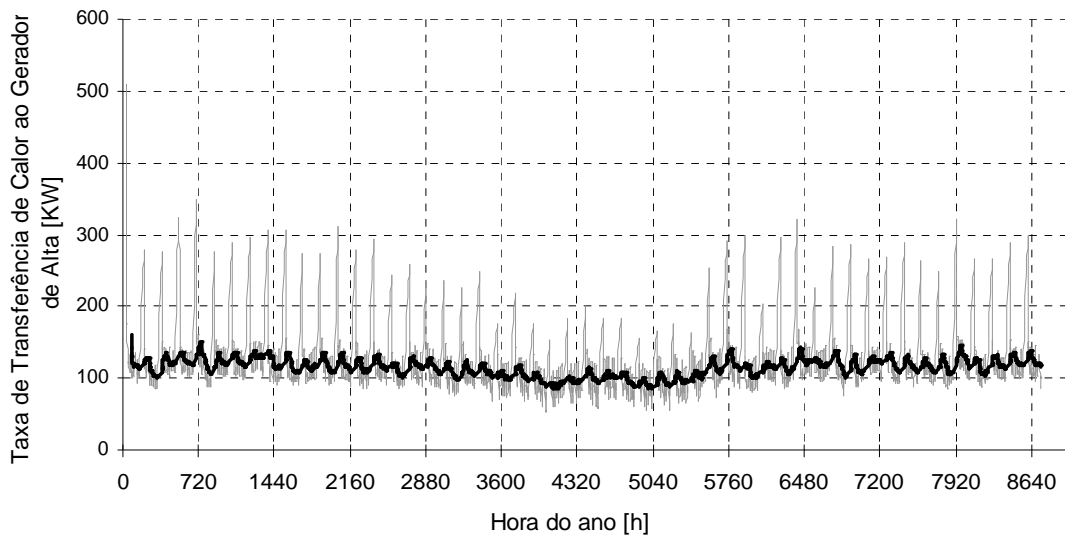


Figura 5.15 – Taxa de transferência de calor ao gerador de alta no período de um ano

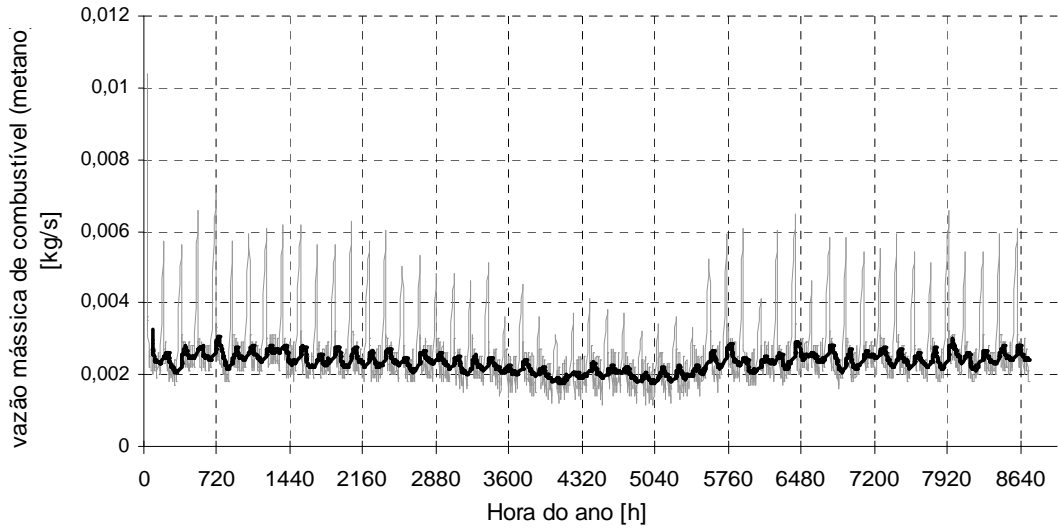


Figura 5.16 – Consumo de metano a cada hora do ano para estudo de caso 2

Um resumo dos resultados obtidos na simulação será apresentado seguir.

Tabela 5.8 – Taxas de transferência de calor e volume de CH₄ consumido na URL de duplo efeito

Evaporador	494.563	[kW·h]
Gerador	365.746	[kW·h]
Condensador	270.079	[kW·h]
Absorvedor	590.230	[kW·h]
Volume de gás (CH ₄)	37.288	[m ³]

Tabela 5.9 – Valores médios de variáveis de operação na URL de duplo efeito

<i>COP</i>	1,36	
<i>X₁</i>	51,90	[%]
<i>X₅</i>	54,86	[%]
<i>X₇</i>	57,40	[%]
<i>T_{ev}</i>	7,26	[°C]
<i>T_{ga}</i>	147,88	[°C]
<i>T_{cd}</i>	29,75	[°C]
<i>T_{ab}</i>	30,44	[°C]

Uma estimativa do consumo médio mensal pode ser feita, dividindo-se o volume total de gás consumido, pelo número de meses do ano. Tem-se, então o consumo médio mensal de 3107 m³ / mês. O valor mensal pago pelo consumo de gás pode ser calculado, tendo-se como base as tarifas da CEG.

Tabela 5.10 – Tarifa do gás natural no Rio de Janeiro (CEG, 2006)

Tarifa limite R\$/m ³	0,9855
Demanda fixa R\$/m ³	0,0920

A tarifa mensal pode ser calculada pela relação:

Tarifa mensal = volume consumido x (Tarifa limite + Demanda fixa)

Tendo como base os valores da Tab. 5.10, o valor do custo mensal, correspondente ao consumo de gás natural seria de R\$ 3.348,00.

5.4 – ESTUDO DE CASO 3 - INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES CLIMÁTICAS

A simulação de operação da URL por absorção para as cidades de Manaus-AM e Curitiba-PR, foi realizada para sistema de duplo efeito com capacidade de 160 TR, conforme estudo de caso anterior. Neste estudo de caso, os dados de entrada no programa para a realização da simulação, foram os coeficientes globais e as variáveis da Tab. 5.6 e 5.7, assim como os arquivos de dados das temperaturas de bulbo úmido, bulbo seco e cargas térmicas anuais do prédio, para as cidades citadas.

5.4.1 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA CIDADE DE MANAUS

Os dados de carga térmica anual do prédio do NTI, considerando-se que este está localizado na cidade de Manaus, é apresentado na Fig. 5.17. Os dados de carga térmica para esta localidade, apresentam-se com pouca variação entre os meses. Devido às características climáticas da região amazônica, não existe diferença notável entre as estações do ano para esta cidade. A região é caracterizada, por apresentar alta umidade e temperatura no decorrer de todo o ano.

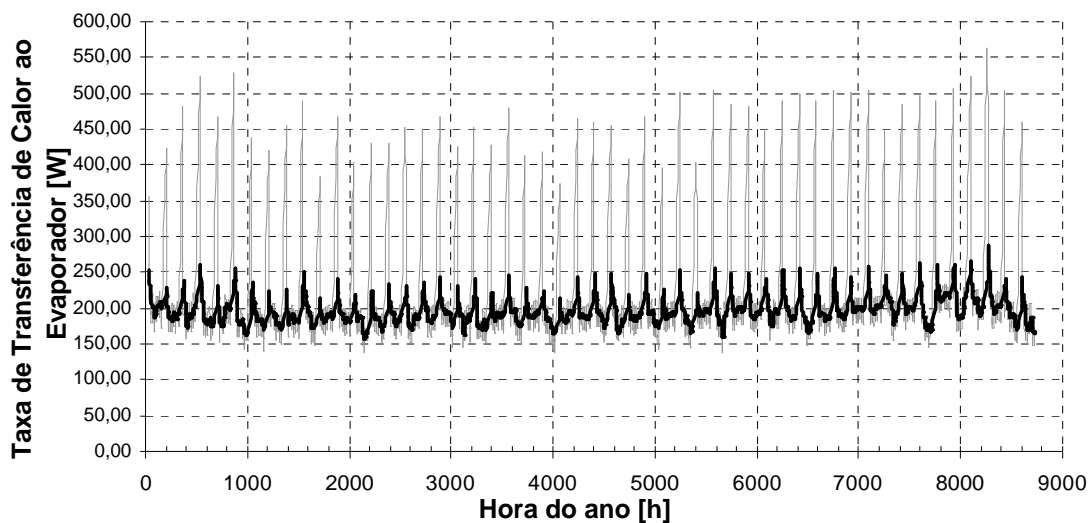


Figura 5.17 – Carga térmica do prédio a cada hora do ano para Manaus-AM

A variação na vazão de combustível, utilizado no fornecimento de calor ao gerador, varia durante o ano, de acordo com a carga térmica.

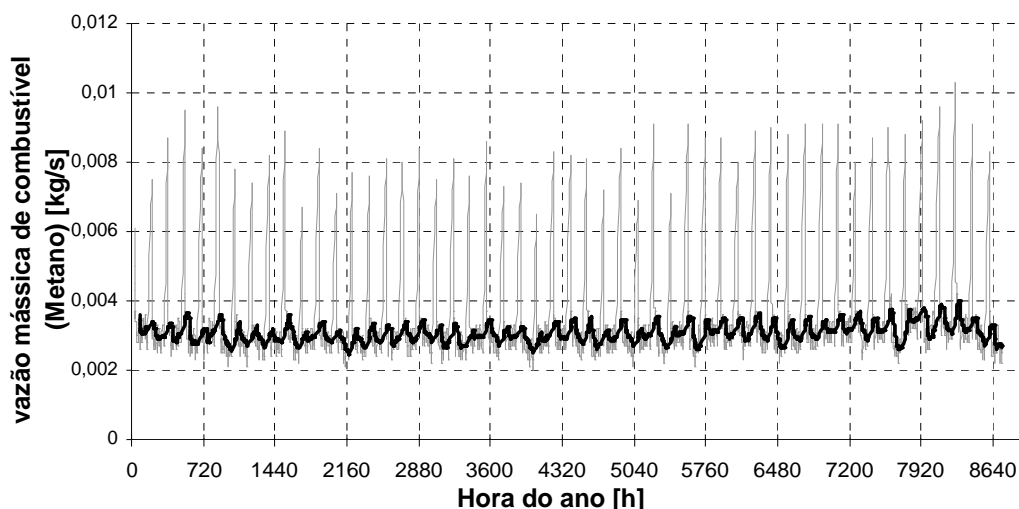


Figura 5.18 – Consumo de metano a cada hora do ano para Manaus-AM

As Tabs. 5.11 e 5.12, apresentam um resumo dos resultados obtidos na simulação para a cidade de Manaus.

Tabela 5.11 – Taxas de transferência de calor e volume de CH₄ consumido em Manaus

Evaporador	622.562,29	[kW·h]
Gerador de alta	480.350,17	[kW·h]
Condensador	339.906,18	[kW·h]
Absorvedor	763.006,27	[kW·h]
Volume de gás (CH ₄)	48.897,17	[m ³]

Tabela 5.12 – Valores médios de variáveis de operação em Manaus

<i>COP</i>	1,30	
<i>X</i> ₁	55,33	[%]
<i>X</i> ₅	58,34	[%]
<i>X</i> ₇	61,13	[%]
<i>T</i> _{ev}	7,06	[°C]
<i>T</i> _{ga}	147,22	[°C]
<i>T</i> _{cd}	34,58	[°C]
<i>T</i> _{ab}	35,51	[°C]

Usando-se a novamente a Tab. 5.10, no cálculo da tarifa média mensal, relacionada ao consumo de gás natural. O consumo médio mensal de gás, calculado na simulação foi de 4074,75 m³. Fazendo-se uma estimativa com base na Tab. 5.10, tem se o custo mensal de R\$ 4390,00.

5.4.2 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA CIDADE DE CURITIBA

A Fig. 5.19 apresenta a variação anual da carga térmica do prédio do NTI, considerando neste caso, que este está localizado na cidade de Curitiba-PR. Diferentemente da variação de carga térmica apresentada para a cidade de Manaus, os dados de de carga térmica na localidade de Curitiba, mostram clara diferenciação entre as estações do ano, com quedas acentuadas nas temperaturas nos meses de inverno.

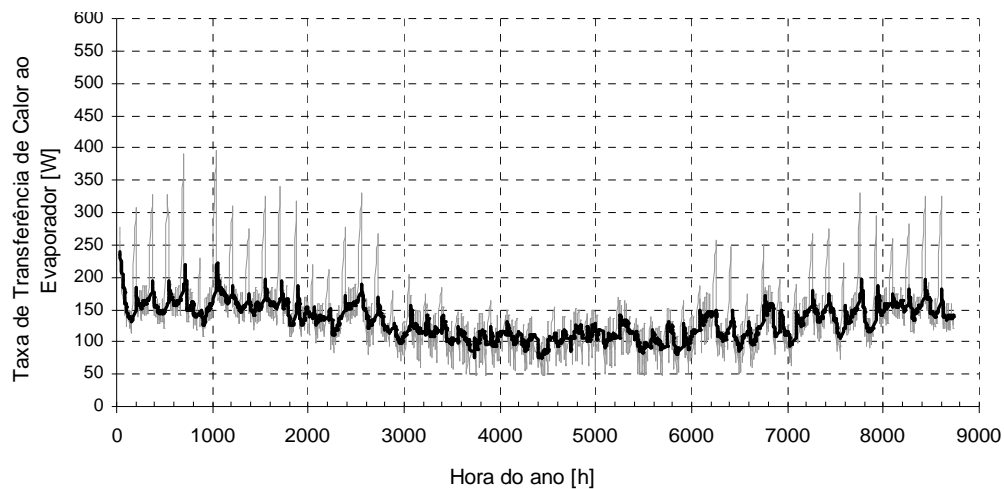


Figura 5.19 – Carga térmica do prédio a cada hora do ano para Curitiba-PR

O gráfico da Fig. 5.20, mostra como varia o fornecimento de gás metano, para suprimento da demanda de calor no gerador. A vazão mássica média de gás metano no decorrer do ano é de 0,00194 kg/s.

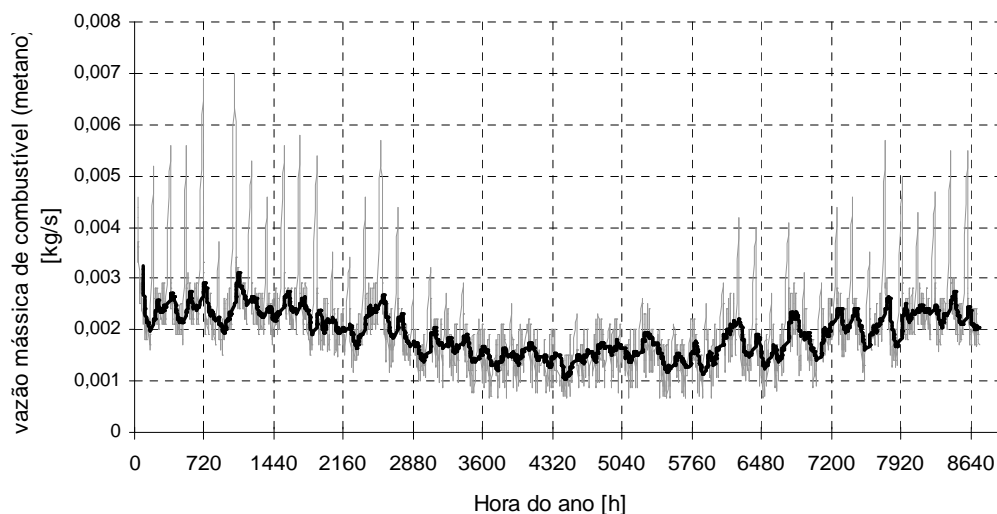


Figura 5.20 – Consumo de metano a cada hora do ano para Curitiba-PR

As Tabs. 5.13 e 5.14, apresentam um resumo dos resultados obtidos na simulação para durante um ano para a cidade de Curitiba.

Tabela 5.13 – Taxas de transferência de calor e volume de CH₄ consumido para Curitiba

Evaporador	417.664,61	[kW·h]
Gerador	300.987,07	[kW·h]
Condensador	227.926,77	[kW·h]
Absorvedor	490.724,81	[kW·h]
Volume de gás (CH ₄)	30.740,61	[m ³]

Tabela 5.14 – Valores médios de variáveis de operação para Curitiba

<i>COP</i>	1,39	
<i>X₁</i>	50,67	[%]
<i>X₅</i>	53,49	[%]
<i>X₇</i>	55,93	[%]
<i>T_{ev}</i>	7,37	[°C]
<i>T_{ga}</i>	148,25	[°C]
<i>T_{cd}</i>	27,99	[°C]
<i>T_{ab}</i>	28,54	[°C]

Neste caso o consumo médio mensal de gás natural seria de 2561,66 m³/mês. Realizando-se os mesmos cálculos tarifários, realizados para as cidades de Brasília e Manaus, o valor do custo mensal de gás natural, calculado foi de R\$ 2759,00.

5.5 – ESTUDO DE CASO 4 - INFLUÊNCIA DO USO DE ADITIVOS

Conforme estudado na seção 2.5.3, ocorre a necessidade do estudo novos fluidos de trabalho para URL por absorção, com características de melhor absorção de vapor e menor entalpia de diluição, objetivando a redução dos custos do equipamento, com a diminuição dos trocadores de calor necessários. A solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O, vem sendo estudada com esse intuito, o que será realizado neste estudo de caso 4.

Este estudo de caso foi subdividido em dois, no primeiro, a aplicação da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O, será feita na URL, estudada nos estudos de caso anteriores, respectivamente para os sistemas de simples efeito e de duplo efeito.

5.5.1 – RESULTADOS DO USO ADITIVOS EM URL DE SIMPLES EFEITO

De acordo com a seção 2.5.3, sabe-se o sal iodeto de lítio (LiI) apresenta entalpia de diluição menor que a do brometo de lítio (LiBr), portanto espera-se que o LiI, melhore o desempenho da URL, pela menor demanda de calor no gerador.

A Fig. 5.21, mostra como varia o COP da URL em função da variação percentual da capacidade de resfriamento da URL. Nota-se um ganho no COP, simulado com uso da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O. Este ganho no valor do COP, é mais destacado para carga da máquina se aproximando da máxima, chegando o aumento do COP a cerca de 2,78%, com uso dos aditivos.

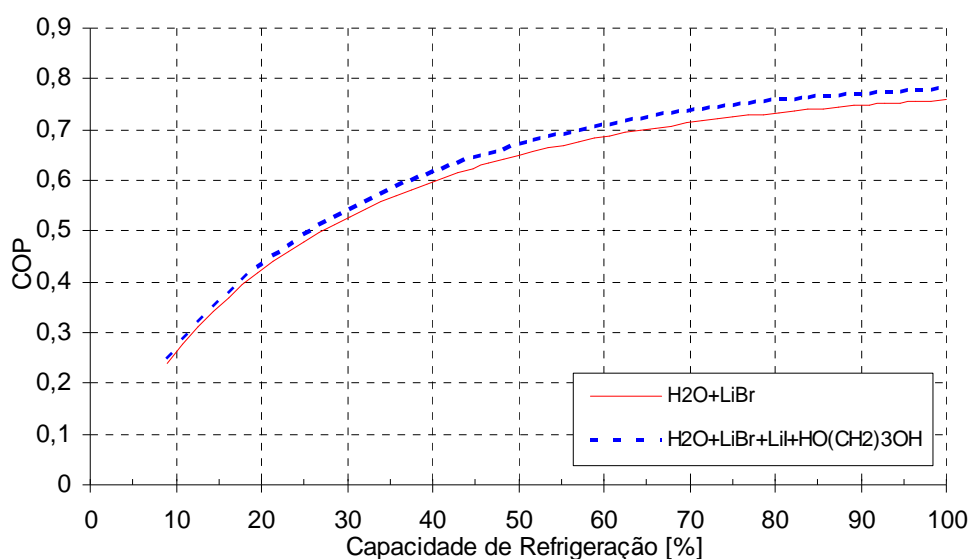


Figura 5.21 – COP versus capacidade da URL de simples efeito para dois tipos de solução

O ganho no COP da URL operada com aditivos pode ser explicado, pelo gráfico da Fig. 5.22. Menor quantidade de calor é fornecida ao gerador, especialmente à carga da máquina quando se aproxima da máxima.

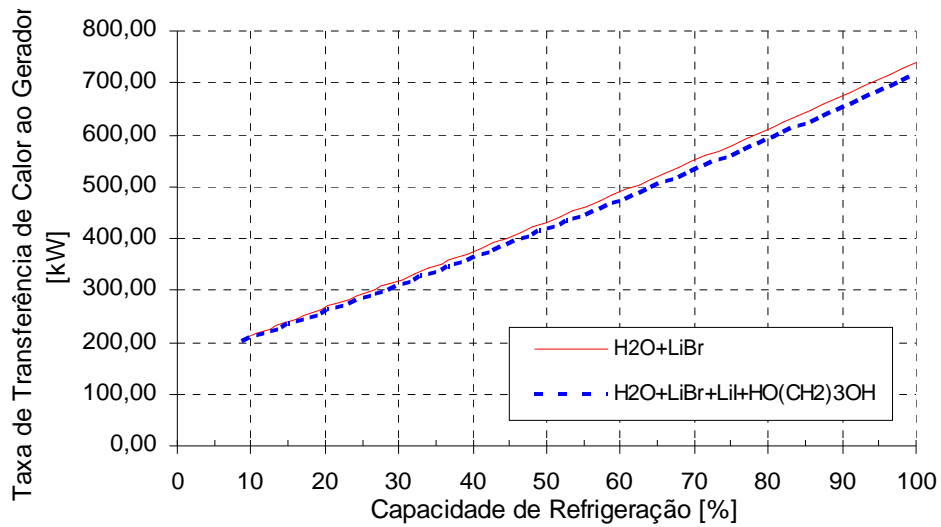


Figura 5.22 – Taxa de transferência de calor ao gerador da URL de simples efeito para dois tipos de solução

5.5.2 – RESULTADOS DO USO ADITIVOS EM URL A DUPLO EFEITO

Os resultados da simulação da URL de duplo efeito são semelhantes aos já obtidos para o caso de simples efeito. Nesse caso, porém tem-se um ganho maior no COP, em favor dos sistema com utilização dos aditivos, tem-se um ganho no COP em torno de 5,54%. Conforme apresenta a Fig. 5.23.

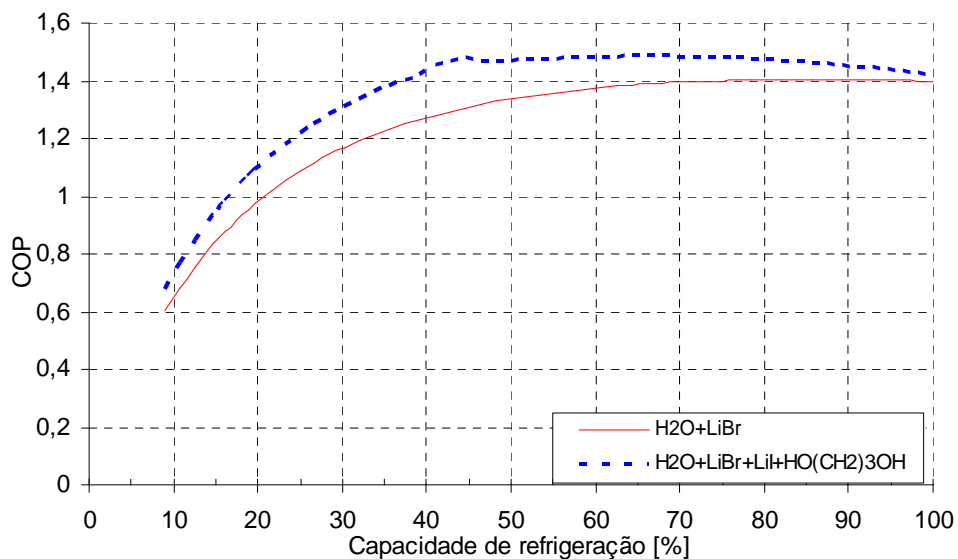


Figura 5.23 – COP versus capacidade da URL de duplo efeito com uso de dois tipos de solução

Mais uma vez o gráfico da Fig. 5.24, apresenta menor taxa de transferência de calor ao gerador obtida pelo melhor desempenho da solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O, que refletirá no aumento do COP dos sistema.

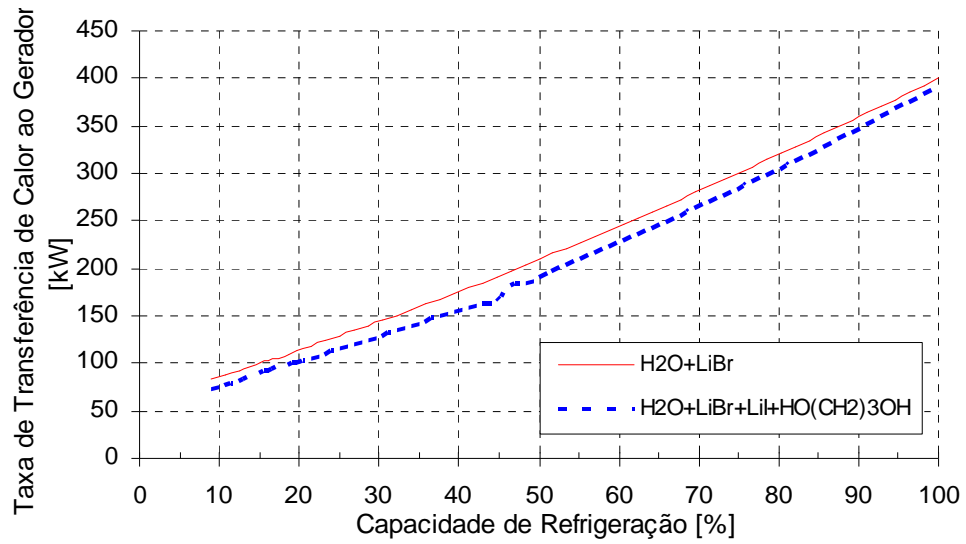


Figura 5.24 – Taxa de transferência de calor ao gerador para URL de duplo efeito com uso de dois tipos de solução

6 - CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou a modelagem e simulação de unidades resfriadoras de líquido, nas configurações de simples efeito e de duplo efeito, durante um ano de operação a carga parcial e com aplicação em um edifício comercial. Foram desenvolvidos, também simulações de operação das URL, para as cidades de Manaus-AM e Curitiba-PR, localidades estas, caracterizadas por climas distintos, onde, se pretendia avaliar a influência do clima local, sobre o desempenho e consumo da máquina. O uso de outros sais e aditivos, na solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, tem sido analisado como uma alternativa à melhora do desempenho da URL a absorção, por isso, neste trabalho se quantificou, a influência do uso da solução de $\text{LiBr+Li+HO(CH}_2)_3\text{OH+H}_2\text{O}$, sobre o desempenho da máquina.

O modelo físico utilizado nesse trabalho é semi-empírico por isso, além da aplicação das correlações da transferência de calor e dos princípios da conservação de energia e massa, depende de dados de operação da URL por absorção e dos coeficientes globais de transferência de calor para cada um dos trocadores de calor dos componentes da máquina. A aplicação do conceito semi-empírico no modelamento físico, acaba por tornar a simulação mais próxima da realidade, mais ao mesmo tempo ocorre a dificuldade de se obter acesso a dados das máquinas, como coeficientes globais de troca de calor, que nem sempre são colocados à disposição pelos fabricantes, além, do que, quando tais informações são prestadas, não se sabe até que ponto são confiáveis.

O método numérico de Newton-Raphson, aplicado na resolução do modelamento físico, se mostrou de fácil aplicação no modelamento do sistema de simples efeito, devido à menor quantidade de equações e variáveis envolvidas no modelo físico. Já, a aplicação do citado método, para simulação do sistema de duplo efeito, não foi de tão fácil implementação, quanto havia sido para o método de simples efeito. O modelo físico desenvolvido para o sistema de duplo efeito, envolvia a resolução do dobro de equações, em relação ao de simples efeito, portanto, certos problemas relacionados à dependência linear de equações envolvidas ocorreram, que foram, entretanto corrigidos com a escolha correta das equações. Com relação à convergência, o método numérico de Newton-Raphson, mostrou-se rápido, foram necessárias cerca de oito iterações, para convergência em cada hora de simulada, o que acabou por reduzir o trabalho computacional.

No primeiro estudo de caso, uma URL por absorção de simples efeito foi simulada tendo-se como informações de entrada na simulação, arquivos de dados de carga térmica e

temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido para cada hora do ano na cidade de Brasília-DF. Em um primeiro momento, foi simulada a variação de carga da URL de simples efeito, nas configurações em série e em paralelo, onde, com base nos resultados, pode se concluir que não ocorre variação significativa no desempenho da máquina. Esse resultado era previsto, pois, de acordo com artigo publicado por Park, et al. (2004), o desempenho da URL é mais influenciado pela variação da temperatura da água de resfriamento do condensador e absorvedor do que por sua vazão. Os resultados para a simulação anual, permitiram estimar o consumo de calor, pela unidade resfriadora de líquido de simples efeito.

A simulação do estudo de caso 2, envolveu uma URL de duplo efeito, com fornecimento de calor ao gerador por queima direta de combustível ou aquecido a vapor e com capacidade de 160 TR. A unidade apresentou consumo de 45 Nm³/h de gás metano, com funcionamento a plena carga. Este resultado é considerado razoável, se comparado com o consumo de máquinas comercialmente disponíveis (exemplo: o modelo LDF-S018 da marca LS, apresenta consumo de gás natural de 49 Nm³/h, a plena carga).

A comparação do desempenho de uma URL de duplo efeito, operando durante o período de um ano, nas localidades de Manaus-AM e Curitiba, foi simulada no estudo de caso 3. Como resultado, foi apresentado consumo de combustível maior na cidade de Manaus. Como esperado, a URL operando na cidade de Manaus apresentou maior consumo de gás em relação à cidade de Curitiba, cerca de 37% maior. Essa diferença entre o consumo apresentado para as duas cidades, ocorreu, não somente pela diferença entre as cargas térmicas do edifício nas duas cidades. Neste caso houve influência das temperaturas ambientes sobre o desempenho da máquina, o que pode ser comprovado pela diferença entre as temperaturas médias de operação dos componentes absorvedor e condensador, apresentadas para as duas cidades. Mais uma vez, observa-se a influência da temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador e absorvedor no desempenho do ciclo por absorção.

A solução de LiBr+LiI+HO(CH₂)₃OH+H₂O, mostrou-se de boa aplicação como fluido de trabalho no ciclo por absorção. Foram obtidos resultados de aumento no COP de cerca de 2,88% para o ciclo por absorção de simples efeito e de 5,54% para a configuração de duplo efeito. Além da melhora no desempenho da máquina, é importante salientar que esta solução de composto de sais, não causa efeitos danosos ao meio ambiente, se comparada aos fluidos utilizados nos convencionais sistemas por compressão de vapor.

De uma forma geral, pode-se concluir que os resultados obtidos nesta simulação, foram bons, pois, as informações geradas estão de acordo com toda a base teórica apresentada e

estudada. Além disso, tais resultados simulados no presente trabalho, foram comparados com resultados do programa ABSIM (Grossman e Zaltash, 2000), obtendo-se resíduos máximos de cerca de 10%, para a faixa de cargas de refrigeração simulada.

Cabe salientar, que melhoras poderiam ser feitas ao presente modelamento e simulação. Várias simplificações foram adotadas no presente trabalho, que poderiam ser devidamente tratadas através do estudo e aplicação do modelamento físico adequado. Pode-se citar, por exemplo, a hipótese em que se fixou o valor dos coeficientes globais de troca de calor. Nesse trabalho, não se tem uma estimativa da influência de todas as hipóteses simplificadoras, sobre os resultados finais.

Os sistemas de refrigeração por absorção, ainda ocupam um pequeno campo na área da refrigeração no Brasil, se comparados com a utilização das máquinas à compressão de vapor. Existe uma grande carência de ferramentas que auxiliem no estudo de viabilidade econômica, para aplicação das URL por absorção. É nesse contexto, que deverá ser inserido este trabalho, pois, os programas computacionais desenvolvidos neste, poderão auxiliar na estimativa de consumo energético das unidades resfriadoras de líquido por absorção em suas várias configurações.

Como propostas para trabalhos futuros pode-se citar:

- O desenvolvimento do presente trabalho, incluindo-se neste, o adequado modelamento da variação dos coeficientes globais dos trocadores de calor dos componentes.
- O estudo do impacto ambiental, atualmente, é de fundamental importância, por isso, o desenvolvimento de metodologia para avaliação do impacto ambiental de URL por absorção é de grande interesse.
- O estudo da viabilidade econômica da utilização de URL por absorção, com auxílio do programa desenvolvido no presente trabalho, como ferramenta para estimar consumo energético, seria também um tema importante a ser estudado em trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS

- Almeida, G.S. (2006), “Metodologia para avaliação econômica de unidades resfriadoras de líquidos por compressão e absorção”. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 118p.
- Arun, m.b., Maiya, m.p., Murthy, s.s. (2001), “Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, p.p 1273–1279.
- ASHRAE (1993), *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Atlanta, USA.
- Borduni, R.N. (2006), “Simulação computacional para análise de eficiência energética em edificações”. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 112 p.
- Couto, M. (2004), “Condicionamento de ar a gás natural”. *Revista ABRAVA*, São Paulo, n.220, p. 26 – 31.
- De Lucas, A., Donate, M., Molero, C., Villaseñor, J., Rodríguez, J. (2003), “Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, p.p 324–330.
- DOE, Department of Energy (2005), *EnergyPlus: Weather Data Sources*, http://www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_sources.html.
- Donate, M., Rodríguez, L., De Lucas, A., Rodríguez, J. (2005), “Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, p.p 30–35.
- EES, “Engineering Equation Solver” (2001), F-Chart Software, Maddleton, Wisconsin.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. (2003), Wrobel L.C., “Design and construction of a LiBr–water absorption machine”, *Energy Conversion and Management*, vol. 44, p.p 2483–2508.
- Glebov, D., Setterwall, F. (2002), “Experimental study of heat transfer additive influence on the absorption chiller performance”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, p.p 538–545.

- Grossman, G, e Zaltash, A. (2000), “ABSIM – Modular Simulation of Advanced Absorption Systems”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, p.p 531–543.
- Herold, K.E., Radermacher, R. e Klein, S.A. (1996), “Absorption Chillers and Heat Pumps”, 1ª edição, CRC Press, New York.
- Ho, J.C., Chua, K.J., Chou S.K. (2004), “Performance study of a Microturbine system for cogeneration application”, *Renewable Energy*, vol. 29, p.p 1121–1133.
- Incropera, F.P. e Dewitt, D.P. (1998), “Fundamentos de transferência de calor e massa”, 4ª edição brasileira, Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro.
- Kim, J.S., Lee H.S. e Lee H. (2000), “Thermal Property Measurements and Enthalpy Calculation of the Lithium Bromide + Lithium Iodide + 1,3-Propanediol + Water System”, *International Journal of Thermophysics*, Vol. 21, N.º 6.
- Kim, J.S. e Lee H. (2001) “Solubilities, Vapor Pressures, Densities, and Viscosities of the LiBr+ LiI + HO(CH₂)₃OH + H₂O System”, *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 46, N.º 1.
- Korper Equipamentos Industriais (2007), disponível em <www.korper.com.br/produtos>.
- Lebrun, J, Bourdouxhe, J.P, Grodent, M. (1994), “A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation”, ASHRAE, Bélgica.
- LS Cable (2006). Catálogo: LS Direct-Fired Absorption Machine: LDF-G Series. Dangienongdong, Coréia.
- Martinez, p.j., pinazo, j.m. (2002), “A method for design analysis of absorption machines”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, p.p 634–639.
- Matlab (2007), Mathworks, version 7.4.0.287.
- Mehrabian, M. A., Shabeik, A. E. (2004), “Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle”, *Proquest science Journals*, pp 261-273.
- Park, C.W., Jeong, J. H., Kang, Y. T. (2004), “Energy consumption characteristics of an absorption chiller during the partial load operation”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, p.p 948–954.
- Stoecker, W.F. e Jones, J.W. (1985), “Refrigeração e ar condicionado”, 1ª edição brasileira, McGraw-Hill Ltda, São Paulo.
- Talbi, M., Agnew, B. (2002), “Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, p.p 693–702.
- Van Wylen, G. J. e Sonntag, R.E. , (1976) “Fundamentos da Termodinâmica Clássica”, 2ª edição brasileira, Edgard Blücher, São Paulo.

ANEXOS

ANEXO A - Programa para simulação da URL de duplo efeito

```
%simulação de um chiller por absorção Agua-LiBr de duplo efeito com
trocaador de calor
%Aluno: Enio Nascimento de Carvalho

%limpando a tela e memoria
clc
clear all
Tl=clock;

%informando coeficientes globais AU [W]
AUga=54511;
AUgb=54511;
AUev=115552;
AUcd=93252;
AUab=78500;%62119;
AUta=4835;
AUtb=4835;
AUtorre=95000;%92123;
tipo_comb=4; %4:Metano
Rcomb_ar=0.137;

% load CARGATESTES.txt
load CARGASNTIBSB.txt
load TBSBSB.txt
load TBUBSB.txt

% load CARGASNTIBSB.txt
% load TBSBSB.txt
% load TBUBSB.txt

Tbs=TBSBSB;
Tbu=TBUBSB;
% cargas=CARGASNTIMAN;
cargas=CARGASNTIBSB;

%escolha da forma de resfriamento do absorvedor e condensador
tipo=1; %1: absorvedor e condensador em série
        %2: absorvedor e condensador em paralelo

for ii=48:90

%propriedades

Cp_agua=4187; % J/kg C
Cp_vapor=1880; % J/Kg C
rho_agua=1000; % kg/m3
Lc=2260872; %J/Kg

%dados de entrada

Qmax=562560;
Q_ev=cargas(ii);

if Q_ev>0 && Q_ev<50000
    Q_ev=50000;
end
```

```

M_ar=30.8;
M_ev=30;%25;           %Kg/s
M_ab=45;
M_cd=20;
Te_ga=150;
Ts_ev=8;               %C
M_lc=.8;%2.5;

if tipo==1
    M_cd=M_ab; %Para condensador e absorvedor em série
end

if ii==1
    Te_ab=Tbu(1);
    Te_cd=Tbu(1);
end

if ii>1 && Q_ev~=0

    if tipo==1
        [Tbs_s_tor1,Tbu_s_tor1] = torre(M_ab,M_ar,Ts_cd,Tbu(ii),AUtorre);
        Te_ab=Tbu_s_tor1;
    else
        [Tbs_s_tor1,Tbu_s_tor1] = torre(M_ab,M_ar,Ts_ab,Tbu(ii),AUtorre);
        [Tbs_s_tor2,Tbu_s_tor2] = torre(M_cd,M_ar,Ts_cd,Tbu(ii),AUtorre);
        Te_ab=Tbu_s_tor1;
        Te_cd=Tbu_s_tor2;
    end

end

dx=.00001;
ccap=Q_ev/Qmax;

%CHUTES

Q_cdc=100000;
Q_abc=100000;
Q_tac=1000;
Q_tbc=1000;
Q_gbc=1000;
M_10=.077;

% M_lc=M_lc*ccap;

%numero de chutes
n=6;
ctmax=50;

if Q_ev==0

% Ts_ab=Tbu(ii);

```

```

% Ts_cd=Tbu(ii);
Ts_ab=30;
Ts_cd=30;

L(1,ii)=0;
L(2,ii)=0;
L(3,ii)=0;
L(4,ii)=0;
L(5,ii)=0;
L(6,ii)=0;
L(7,ii)=0;
L(8,ii)=0;
L(9,ii)=0;
L(10,ii)=0;
L(11,ii)=0;
L(12,ii)=0;
L(13,ii)=0;
L(14,ii)=0;
L(15,ii)=0;
L(16,ii)=0;
L(17,ii)=0;
L(18,ii)=0;
L(19,ii)=0;
L(20,ii)=0;
L(21,ii)=0;
else
ct=0;
erromed=10^10;
erromax=0.000001;
while (erromed>erromax)&&(ct<ctmax)
ct=ct+1;

for i=1:(2*n+1)

X(1,i)=Q_cdc;
X(2,i)=Q_abc;
X(3,i)=Q_tac;
X(4,i)=Q_tbc;
X(5,i)=Q_gbc;
X(6,i)=M_10;

end

X(1,2)=Q_cdc+dX;
X(1,3)=Q_cdc-dX;
X(2,4)=Q_abc+dX;
X(2,5)=Q_abc-dX;
X(3,6)=Q_tac+dX;
X(3,7)=Q_tac-dX;
X(4,8)=Q_tbc+dX;
X(4,9)=Q_tbc-dX;
X(5,10)=Q_gbc+dX;
X(5,11)=Q_gbc-dX;
X(6,12)=M_10+dX;
X(6,13)=M_10-dX;

for j=1:(2*n+1)

Q_cdc=X(1,j);

```

```

Q_abc=X(2,j);
Q_tac=X(3,j);
Q_tbc=X(4,j);
Q_gbc=X(5,j);
M_10=X(6,j);

%calculo das efetividades

Efev=1.-exp(-AUev/(M_ev*Cp_agua));
Efab=1.-exp(-AUab/(M_ab*Cp_agua));
Efcd=1.-exp(-AUcd/(M_cd*Cp_agua));
% Efga=1.-exp(-AUga/(M_gac*Cp_agua));

%calculo da temperatura de entrada da agua do evaporador
Te_ev=Q_ev/(M_ev*Cp_agua)+Ts_ev;

%temperatura no evaporador
T_ev=Te_ev-Q_ev/(Efev*M_ev*Cp_agua);
T_15=T_ev;
P_ev=p_sat(T_ev);
h_15=h_vapor(T_ev);

%no absorvedor
T_ab=Te_ab+Q_abc/(Efab*M_ab*Cp_agua);
T_1=T_ab;
T_2=T_1;
Ts_ab=Te_ab+Q_abc/(M_ab*Cp_agua);
X_1=x_libr(T_1,P_ev);
X_2=X_1;
X_3=X_1;
X_4=X_1;
h_1=h_libr(T_1,X_1);
h_2=h_1; %bomba - processo isoentalpico

%no condensador
if tipo==1
    Te_cd=Ts_ab;
end
T_cd=Te_cd+Q_cdc/(Efcd*M_cd*Cp_agua);
T_13=T_cd;
P_cd=p_sat(T_cd);
h_13=h_agua(T_13);
h_14=h_13 ;%válvula 2 - processo isoentalpico
M_15=Q_ev/(h_15-h_14);
M_14=M_15;
M_13=M_15;
Ts_cd=Te_cd+Q_cdc/(M_cd*Cp_agua);

%calculo do consumo de calor no gerador de alta

Q_ga=Q_cdc+Q_abc-Q_ev;

T_ga=Te_ga-Q_ga/AUga;

he_ga=Lc+Cp_vapor*Te_ga;
hs_ga=Cp_agua*Te_ga;
M_gac=Q_ga/(he_ga-hs_ga);

```

```

%calcular as entalpias de saida e entrada no ga

T_10=T_ga;
T_5=T_ga;
h_10=h_vapor(T_10);

%cálculo da efetividade do gerador de baixa
Efgb=1.-exp(-AUGb/(M_10*Cp_vapor));
% Efgb=.6;

%Temperatura do gerador de baixa
QL_11=M_10*Lc;
%podemos usar o calor latente de vaporização para calculo de
%M_10=Q_gb/(h(sensivel)-h(latente))
T_gb=T_10-(Q_gbc-QL_11)/(Efgb*M_10*Cp_vapor);
T_7=T_gb;
T_12=T_gb;
h_12=h_vapor(T_12);
cp_1=cp_libr(X_1) ; %J/KgK

%cálculo de M_9
% M_1c=M_5c+M_10;
M_9=M_1c-M_15;
M_7=M_9;
M_8=M_9;
M_4=M_1c;
X_7=X_1*M_1c/M_7;

%M_10=M_1c-M_5c;
M_5c=M_1c-M_10;
M_11=M_10;
X_5=X_1*M_1c/M_5c;
X_6=X_5;
h_5=h_libr(T_5,X_5);
h_7=h_libr(T_7,X_7);

%cálculo da pressão no gerador de alta
P_ga=p_libr(T_ga,X_5); %em Pa

%No trocador de calor de baixa temos:

T_3=(Q_tbc/(M_1c*cp_1))+T_2;
h_3=h_libr(T_3,X_3);

%No trocador de calor de alta temos:
T_4=(Q_tac/(M_1c*cp_1))+T_3;
h_4=h_libr(T_4,X_3);

%cálculo de T_6
cp_5=cp_libr(X_5) ; %J/KgK
T_6=T_5-(Q_tac/(M_5c*cp_5));
h_6=h_libr(T_6,X_6);

%cálculo da temperatura T_8
X_8=X_7;
cp_7=cp_libr(X_7) ; %J/KgK
T_8=T_7-Q_tbc/(M_7*cp_7);
h_8=h_libr(T_8,X_8);
h_9=h_8;

```



```

T_9=T_8;

%verificando se ocorre cristalização
hmin=-1396670+24000*X_8;

%cálculo de T_11

T_11=T_10-(Q_gbc-QL_11)/(M_10*Cp_vapor);
h_11=h_agua(T_11);

M_12=M_13-M_11;

%cálculo da potência da bomba de solução
vsol_1=v_libr(X_1); %cálculo do volume específico da solução
W_b=(P_ga-P_ev)*vsol_1*M_1c;

%cálculo da temperatura no ponto 6A, após VE
cp_6=cp_7;

%cálculo do COP
COP=Q_ev/Q_ga;

LMTD_ta=((T_5-T_4)-(T_6-T_3))/log(((T_5-T_4)/(T_6-T_3)));%contra
corrente
LMTD_tb=((T_7-T_3)-(T_8-T_2))/log(((T_7-T_3)/(T_8-T_2)));%contra
corrente

%Cálculo das funções a serem anuladas

F(1,j)=h_12*M_12+h_11*M_10-h_13*M_13-Q_cdc; %Q_cdc
F(2,j)=h_9*M_7+h_15*M_15-h_1*M_1c-Q_abc; %Q_abc
F(3,j)=Q_tac-AUta*LMTD_ta; %Q_tac
F(4,j)=Q_tbc-AUtb*LMTD_tb; %Q_tbc
F(5,j)=Q_gbc+M_5c*h_6-M_12*h_12-M_7*h_7; %Q_gbc
F(6,j)=Q_ga+h_4*M_1c-h_10*M_10-h_5*M_5c; %M_10

end

%cálculo da matriz de derivadas

for i=1:n
    for j=1:n
        if j==1
            m=2;
            l=3;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        elseif j==2
            m=4;
            l=5;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        elseif j==3
            m=6;
            l=7;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        elseif j==4
            m=8;
            l=9;

```

```

        A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
elseif j==5
    m=10;
    l=11;
    A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
elseif j==6
    m=12;
    l=13;
    A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
elseif j==7
    m=14;
    l=15;
    A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
elseif j==8
    m=16;
    l=17;
    A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
    end
end
end
ct;
A;
Ainv=inv(A);

for i=1:n
    XN(i,1)=X(i,1);
end

for i=1:n
    FN(i,1)=F(i,1);
end

% pause(1)

X=XN-Ainv*FN;
X=real(X);
for j=1:n
    erro(j)=abs(X(j,1)-XN(j,1));
end

Q_cdc=X(1,1);
Q_abc=X(2,1);
Q_tac=X(3,1);
Q_tbc=X(4,1);
Q_gbc=X(5,1);
M_10=X(6,1);

if ct==(ctmax-1)
    Q_cdc=real(X(1,1));
    Q_abc=real(X(2,1));
    Q_tac=real(X(3,1));
    Q_tbc=real(X(4,1));
    Q_gbc=real(X(5,1));
    M_10=real(X(6,1));
end

erromed=sum(erro)/n;

end

```

```

% [MfrFuel,CPgas,Tgex,ErrDetec] =
queimador(Ifuel,Choice,Val,Tfuel,Tair,Tenv,MfrW,Twsu,Qga);
[M_comb,CPgas,Ts_gas,errodetec] =
queimador(tipo_comb,1,Rcomb_ar,Tbu(ii),Tbs(ii),Tbs(ii),real(M_5c),real(T_
4),real(Q_ga),real(cp_5),AUga);

ct
L(1,ii)=Q_ev/1000;
L(2,ii)=Q_ga/1000;
L(3,ii)=Q_cdc/1000;
L(4,ii)=Q_abc/1000;
L(5,ii)=Q_gbc/1000;
L(6,ii)=Q_tac/1000;
L(7,ii)=Q_tbc/1000;
L(8,ii)=COP;
L(9,ii)=X_1;
L(10,ii)=X_5;
L(11,ii)=X_7;
L(12,ii)=P_ga;
L(13,ii)=P_cd;
L(14,ii)=P_ev;
L(15,ii)=M_gac;
L(16,ii)=T_ga;
L(17,ii)=T_ev;
L(18,ii)=T_gb;
L(19,ii)=T_cd;
L(20,ii)=T_ab;
L(21,ii)=M_comb;
L(22,ii)=Ts_gas;
L(23,ii)=errodetec;
L(24,ii)=erromed;
%verificando se ocorreu cristalização
if hmin>=h_8
L(25,ii)=1; %ocorreu cristalização
else
L(25,ii)=0; %sem cristalização
end
L(26,ii)=hmin;
L(27,ii)=h_8;

end
L(28,ii)=ii;
ii

% Te_ab
% Te_cd
% Ts_ab
% Ts_cd

end
L=real(L);
Lt=real(L');
T2=clock;
tempo=T2-T1

result=Lt;
save arqnovo.sai result -ascii

```

ANEXO B - Programa para simulação da URL de simples efeito

```
%simulação de um chiller por absorção Agua-LiBr de simples efeito com
trocador de calor
%Aluno: Enio Nascimento de Carvalho

%limpando a tela e memoria
clc
clear all

%informando parametros construtivos

AUge=54511;           %W/K
AUev=115552;
AUcd=93252;
AUab=62119;
AUTc=4835;

%leitura dos arquivos de carga térmica, temperatura de bulbo seco e
%temperatura de bulbo úmido, para 8760 horas do ano

% load CARGASNTIMAN.txt
load CARGATESTES.txt
load TBSMAN.txt
load TBUMAN.txt

Tbs=TBSMAN;
Tbu=TBUMAN;

% cargas=CARGASNTIMAN;
cargas=CARGATESTES;
%escolha da forma de resfriamento do absorvedor e condensador
tipo=1; %absorvedor e condensador em série
% tipo=2; %absorvedor e condensador em paralelo

Qmax=562560;
%propriedades
Cp_agua=4187;         % J/kg C
Cp_vapor=1880;       % J/Kg C
rho_agua=1000;       % kg/m3
dX=.00001;
% Lc=2260872;        % J/Kg
% cargas=50000:5000:562560; %simulação do chiller I=1:103
%dados de entrada
for I=1:52

Q_ev=cargas(I);      %W mínimo 50000
% Q_ev=480816;
Te_ab=24;
Te_cd=24;
ccap=Q_ev/Qmax;
M_ev=26;%16.75;      %20;           %Kg/s
M_ab=60;
M_cd=60;
% Te_ab=25;
% Te_cd=25;
Te_ge=88;            %150;
Ts_ev=8;             %C
```

```

if tipo==1
    M_cd=M_ab;
end
ccap=1;
M_1c=2.5*ccap;

if Q_ev>0 && Q_ev<50000
    Q_ev=50000;
end

% AUge=54511*(ccap);           %W/K
% AUev=115552*(ccap);
% AUcd=93252*(ccap);
% AUab=62119*(ccap);
% AUtc=4835*(ccap);

%CHUTES

Q_cdc=100000;    %185702;
Q_abc=100000;    %436179;
M_ge=10;
Ts_ge=83;

%numero de chutes
n=3;
ctmax=100;

ct=0;
erromed=10^10;
erromax=0.000001;

if Q_ev==0
L(1,I)=0;
L(2,I)=0;
L(3,I)=0;
L(4,I)=0;
L(5,I)=0;
L(6,I)=0;
L(7,I)=0;
L(8,I)=0;
L(9,I)=0;
L(10,I)=0;
L(11,I)=0;
L(12,I)=0;
L(13,I)=0;
L(14,I)=0;
L(15,I)=0;
L(16,I)=0;

else
while (erromed>erromax)&&(ct<ctmax)
ct=ct+1;

for i=1:(2*n+1)
X(1,i)=Q_cdc;
X(2,i)=Q_abc;
X(3,i)=M_ge;
% X(4,i)=Ts_ge;

```

```

end

X(1,2)=Q_cdc+dX;
X(1,3)=Q_cdc-dX;
X(2,4)=Q_abc+dX;
X(2,5)=Q_abc-dX;
X(3,6)=M_ge+dX;
X(3,7)=M_ge-dX;

% X(4,8)=Ts_ge+dX;
% X(4,9)=Ts_ge-dX;

for j=1:(2*n+1)

Q_cdc=X(1,j);
Q_abc=X(2,j);
M_ge=X(3,j);
% Ts_ge=X(4,j);

%calculo das efetividades

Efev=1.-exp(-AUev/(M_ev*Cp_agua));
Efab=1.-exp(-AUab/(M_ab*Cp_agua));
Efcd=1.-exp(-AUcd/(M_cd*Cp_agua));

%calculo da temperatura de entrada da agua do evaporador
Te_ev=Q_ev/(M_ev*Cp_agua)+Ts_ev;

%temperatura no evaporador
T_ev=Te_ev-Q_ev/(Efev*M_ev*Cp_agua);
T_10=T_ev;
P_ev=p_sat(T_ev);
h_10=h_vapor(T_ev);

%no absorvedor
T_ab=Te_ab+Q_abc/(Efab*M_ab*Cp_agua);
T_1=T_ab;
T_2=T_1;
Ts_ab=Te_ab+Q_abc/(M_ab*Cp_agua);
X_1=x_libr(T_1,P_ev);
X_2=X_1;
X_3=X_1;
h_1=h_libr(T_1,X_1);
h_2=h_1; %bomba - processo isoentalpico

%no condensador
if tipo==1
    Te_cd=Ts_ab;
end

T_cd=Te_cd+Q_cdc/(Efcd*M_cd*Cp_agua);
T_8=T_cd;
P_cd=p_sat(T_8);
h_8=h_agua(T_8);
h_9=h_8 ; %válvula 2 - processo isoentalpico
M_10=Q_ev/(h_10-h_9);
M_9=M_10;
M_8=M_10;

```

```

M_7=M_10;
Ts_cd=Te_cd+Q_cdc/(M_cd*Cp_agua);

%calculo do consumo de calor no gerador de alta

Q_ge=Q_cdc+Q_abc-Q_ev;

% M_ge=(Q_ge/(he_ge-hs_ge));
% Ts_ge=Te_ge-Q_ge/(M_ge*Cp_agua);

he_ge=h_agua(Te_ge);
hs_ge=h_agua(Ts_ge);

Efge=1.-exp(-AUge/(M_ge*Cp_agua)); %considerando gerador aquecido por
agua quente
T_ge=Te_ge-Q_ge/(Efge*M_ge*Cp_agua);

%calcular as entalpias de saida e entrada no ge

T_7=T_ge;
T_4=T_ge;
h_7=h_vapor(T_7);

M_6=M_1c-M_10;
M_5=M_6;
M_4=M_6;
M_3=M_1c;
M_2=M_1c;
X_6=X_1*M_1c/M_6;
X_5=X_6;
X_4=X_6;

h_4=h_libr(T_4,X_4);
cp_1=cp_libr(X_1);
cp_4=cp_libr(X_4);

%cálculo da efetividade do trocador de calor

NTU=AUtc/(M_4*cp_4);
C=M_4*cp_4/(M_1c*cp_1);
Eftc=(1.-exp(-NTU*(1.-C)))/(1.-C*exp(-NTU*(1.-C)));

Q_tc=Eftc*M_4*cp_4*(T_ge-T_ab);

%No trocador de calor de baixa temos:
%J/KgK
T_3=(Q_tc/(M_1c*cp_1))+T_2;
h_3=h_libr(T_3,X_1);

%cálculo de T_6
cp_5=cp_libr(X_5); %J/KgK
T_5=T_4-(Q_tc/(M_4*cp_4));
h_5=h_libr(T_5,X_5);
h_6=h_5;

%verificando se ocorre cristalização

hmin=-1396670+24000*X_5;

```

```

%cálculo da potência da bomba de solução
vsol_1=v_libr(X_1); %cálculo do volume específico da solução
W_b=(P_cd-P_ev)*vsol_1*M_1c;

%cálculo do COP

COP=Q_ev/Q_ge;
LMTD_ge=((Te_ge-T_3)-(Ts_ge-T_4))/(log((Te_ge-T_3)/(Ts_ge-T_4)));

%Cálculo das funções a serem anuladas

F(1,j)=Q_cdc-M_7*(h_7-h_8); %Q_cdc
F(2,j)=Q_abc+M_1c*h_1-M_6*h_6-M_10*h_10; %Q_abc
F(3,j)=Q_ge-M_ge*(he_ge-hs_ge); %M_ge

end

%cálculo da matriz de derivadas

for i=1:n
    for j=1:n
        if j==1
            m=2;
            l=3;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        elseif j==2
            m=4;
            l=5;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        elseif j==3
            m=6;
            l=7;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        elseif j==4
            m=8;
            l=9;
            A(i,j)=(F(i,m)-F(i,l))/(2*dX);
        end
    end
end

ct;
A;
Ainv=inv(A);

for i=1:n
    XN(i,1)=X(i,1);
end

for i=1:n
    FN(i,1)=F(i,1);
end

X=XN-Ainv*FN;
X=real(X);

```



```

for j=1:n
    erro(j)=abs(X(j,1)-XN(j,1));
end

Q_cdc=X(1,1);
Q_abc=X(2,1);
M_ge=(X(3,1));

erromed=sum(erro)/n;

end

%guardando valores calculados
L(1,I)=Q_ev/1000;
L(2,I)=Q_ge/1000;
L(3,I)=Q_cdc/1000;
L(4,I)=Q_abc/1000;
L(5,I)=Q_tc/1000;
L(6,I)=COP;
L(7,I)=X_1;
L(8,I)=X_4;
L(9,I)=P_cd;
L(10,I)=P_ev;
L(11,I)=M_ge;
L(12,I)=T_ge;
L(13,I)=T_ev;
L(14,I)=T_cd;
L(15,I)=T_ab;
L(16,I)=M_lc;
L(17,I)=erromed;
L(18,I)=hmin;
L(19,I)=h_5;
%verificando se ocorreu cristalização
if hmin>=h_5
L(20,I)=1; %ocorreu cristalização
else
L(20,I)=0; %sem cristalização
end

end

end

Lt=L';

```

ANEXO C - Subrotina para simulação do queimador

```
function [MfrFuel,CPgas,Tgex,ErrDetec] =  
queimador(Ifuel,Choice,Val,Tfuel,Tair,Tenv,MfrW,Twsu,Qgw,CpWat,AUgw)  
  
Tfuel=Tfuel+273.15;  
Tair=Tair+273.15;  
Tenv=Tenv+273.15;  
Twsu=Twsu+273.15;  
  
[Cweight,FLHV,Tr,Cfuel] = combustivel(Ifuel);  
  
[Fratio,Tadiab,Kmolp,hgsul] = combch(Ifuel,Choice,Val,Tair,Tfuel);  
  
Toler=.000001;  
%propriedades  
% CpWat=4187;  
  
hgsu=hgsul/(1+1/Fratio);  
  
%;  
AUgwCalc=AUgw;%*(MfrGas/MfrGasAss)^0.65;  
  
Tgex=500;  
  
ErrRel=1000;  
iter=0;  
  
while ErrRel>Toler && iter<100  
hgex1=0;  
iter=iter+1;  
  
for I=2:5;  
[hpi,PFCP] = entalpia_esp(I,Tgex);  
  
hgex1=hgex1+Kmolp(I)*hpi;  
end  
  
hgex=hgex1/(1+1/Fratio);  
  
MfrGas=Qgw/(hgsu-hgex);  
  
CPgas=(hgsu-hgex)/(Tadiab-Tgex);  
  
Crgas=Qgw/(Tadiab-Tgex);  
  
Crv=MfrW*CpWat ;
```

```

    if Crgas>Crw
        ErrDetec=1;
%       GOTO 50
    else
        ErrDetec=0;
    end

    par=exp(-AUGwCalc*(1/Crgas-1/Crw));
    Effgw=(1-par)/(1-Crgas*par/Crw);           %podemos usar nesse caso
Effga
    Fct=Effgw*(Tadiab-Twsu)-Tadiab+Tgex;      %função a ser anulada,
deverá ser alterada devemos trocar w por sol H2O-LiBr

    Sum1=0;
    for I=2:5
        Sum2=0;
        for J=1:10
            Jm1=J-1;
            Sum2=Sum2+PFCP(I,J)*Tgex^Jm1;
        end
        Sum1=Sum1+Sum2*Kmolp(I);
    end

    Dhgex=Sum1/(1+1/Fratio);
    DCPgas=(hgsu-hgex-Dhgex*(Tadiab-Tgex))/(Tadiab-Tgex)^2;
    DCrgas=MfrGas*DCPgas;
    DEffgw=(AUGwCalc*DCrgas*par*(1/Crw-1/Crgas)/Crgas+DCrgas*par*(1-
par)/Crw)/(1-(Crgas/Crw)*par)^2;

    Dfct=(Tadiab-Twsu)*DEffgw+1;
    Tgexp=Tgex;

    Tgex=Tgex-Fct/Dfct; %aplicando método de newton
    ErrRel=abs((Tgex-Tgexp)/Tgexp);

%
end

Tgex=Tgexp;
MfrFuel=MfrGas/(1+1/Fratio);

Tgex=Tgex-273.15;
end
-

```

ANEXO D - Subrotina para simulação da torre de resfriamento

```
function [Twex,Twbex] = torre(MfrW,MfrAir,Twsu,Twbsu,AU)

Twsu=(Twsu+273.15);
Twbsu=(Twbsu+273.15);

C0=9362.5;
C1=1786.1;
C2=11.35;
C3=0.98855;

CpWat=4187;
cpMoistAir=1025;
Toler=1E-03;

%cálculo da entalpia do ar de suprimento
hsu=C0+C1*(Twbsu-273.15)+C2*(Twbsu-273.15)^2+C3*(Twbsu-273.15)^3;

%cálculo da capacidade térmica da água

CrW=CpWat*MfrW;

% chute inicial a temperatura de bulbo úmido do ar que sai da torre

Twbex=Twbsu+5;

%cálculo da entalpia do ar que sai da torre

ErrRel=100000;
ct=0;
while ErrRel>Toler && ct<200
ct=ct+1;
hex=C0+C1*(Twbex-273.15)+C2*(Twbex-273.15)^2+C3*(Twbex-273.15)^3;

% cálculo do calor específico e da capacidade térmica do fluido

cpf=(hex-hsu)/(Twbex-Twbsu);
Crf=MfrAir*cpf;

%cálculo da razão entre a capacidade térmica máxima e mínima

CrMin=min(CrW,Crf);
CrMax=max(CrW,Crf);
Crratio=CrMin/CrMax;

%cálculo do coeficiente de transferência de calor e do NTU

AUF=AU*cpf/cpMoistAir;
NTU=AUF/CrMin;

%Cálculo da efetividade do trocador de calor

Eff=(1-exp(-NTU*(1-Crratio)))/(1-Crratio*exp(-NTU*(1-Crratio)));
```

```

%cálculo da transferência de calor entre a água e o ar

Qwair=Eff*CrMin*(Twsu-Twbsu);
Twbexp=Twbex;

%recalculando a temperatura de bulbo úmido do ar de saída

Twbex=Twbsu+Qwair/Crf;

% se convergir então deixar o While

ErrRel=abs((Twbex-Twbexp)/Twbexp);
end

%cálculo da temperatura de saída da água da torre

Twex=Twsu-Qwair/CrW;

Twex=Twex-273.15;
Twbex=Twbex-273.15;

end

```

This document was created with Win2PDF available at <http://www.win2pdf.com>.
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.
This page will not be added after purchasing Win2PDF.