



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-graduação em Engenharia mecânica
- Mestrado - Doutorado

**ESTUDO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE
USANDO O PAR ÁGUA / BROMETO DE LÍTIO.**

Por

Márcio Andrade Rocha

Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da
Paraíba para obtenção do grau de Mestre

João Pessoa, Paraíba

Setembro, 2010

Márcio Andrade Rocha

**ESTUDO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE
USANDO O PAR ÁGUA / BROMETO DE LÍTIO.**

Dissertação apresentada à banca examinadora do Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica na área de concentração de Termofluidos da Universidade Federal da Paraíba em cumprimento às exigências para aquisição do Grau de Mestre.

Orientador: Profº Dr. Carlos Antônio. Cabral dos Santos

João Pessoa, Paraíba

Setembro, 2010

R672e Rocha, Márcio Andrade.

Estudo teórico – experimental de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série usando o par água/ Brometo de lítio / Márcio Andrade Rocha. - - João Pessoa: [s.n.], 2010.

127f.

Orientador: Carlos Antônio Cabral dos Santos.

Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT.

1. Refrigeração por absorção. 2. Duplo efeito em série. 3. Construção da unidade piloto.

ESTUDO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE USANDO O PAR ÁGUA - BROMETO DE LÍTIO

por

MÁRCIO ANDRADE ROCHA

Dissertação aprovada em 30 de setembro de 2010

Período letivo 2010.2


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador – UFPB


Prof. Dr. ZAQUEU ERNESTO DA SILVA
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. WILSON LUCIANO DE SOUZA
Examinador Externo – UFS

DEDICATÓRIA

Aos meus amados pais **Helenito Lima Rocha e Neuza Andrade Rocha**, fonte de amor, carinho e dedicação em minha vida;

Àquela que se fez uma só carne para comigo, minha amada esposa **Solange Novais Rocha**;

Àqueles que são verdadeiros presentes de Deus em minha vida, meus amados filhos **Tiago Novais Rocha e Igor Novais Rocha**.

AGRADECIMENTOS

À **DEUS**, pelo dom da vida e por todas as bênçãos que me concedeste, em especial, família, saúde e sabedoria.

Ao CNPq, IES e RECOGÁS, por incentivar constantemente a pesquisa e desenvolvimento das ciências em nosso país.

Ao estimado orientador Professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos, pela oportunidade, confiança, crédito e ensinamentos a mim concedidos para o desenvolvimento deste trabalho, bem como, pelos valiosos laços de amizade construídos a partir do respeito mútuo, simplicidade e humanismo.

Meus amados pais Helenito Lima Rocha e Neuza Andrade Rocha e tios Maria Lúcia e José Carlos, pelo amor, carinho e doação concedidos durante todos estes anos destinados à minha formação cidadã, religiosa e educacional.

À minha amada esposa Solange Novais Rocha e amados filhos Tiago Novais Rocha e Igor Novais Rocha, pelo amor, dedicação e companheirismo capazes de me fortalecer nos momentos mais difíceis de minha vida.

Ao Professor Dr. Marco Wanderley, pela atenção e acolhimento ao meu ingresso no programa de mestrado.

Aos Professores Dr. Zaqueu Ernesto e Dr. Jacques César, pela amizade firmada e também pelas valiosas colaborações e incentivo em minha vida acadêmica.

Aos Professores e amigos Dr. Telesson Neves Teles e Dr. Jorge Costa do Nascimento, pela contribuição inestimável de apoio e incentivo dados constantemente para o meu desenvolvimento acadêmico.

Ao Professor e amigo Ms José Eduardo de Jesus Silva, pela dedicação e paciência nos momentos destinados aos estudos iniciais que culminaram no nosso ingresso ao mestrado.

Ao estimado amigo e colega Professor Heitor Fragoso, pelos constantes incentivos dedicados em minha vida profissional e acadêmica.

Aos amigos doutorandos Lesso, Frank Werley e Edman, pelo tempo destinado aos conselhos e contribuições acadêmicas a mim concedidas.

Aos colegas do mestrado Antônio Wilton, Francisco Camilo, Juanice Helena e Francisco Fernandes, pelas valiosas discussões firmadas nos momentos de estudo que tivemos, como também pelos laços de amizades firmados.

Aos nossos amigos da graduação que trabalham na iniciação científica e que tanto contribuíram para o desenvolvimento desta pesquisa, em especial a Daniel.

Aos professores, amigos, colegas e funcionários do LES, pela amizade e incentivo durante todos esses anos de convivência e trabalho e, em especial, à secretária Iolanda Campos.

“Mesmo que eu tivesse o dom da profecia, e conhecesse todos os mistérios e toda a ciência; mesmo que eu tivesse toda a fé, a ponto de transportar montanhas, se não tiver amor, não sou nada. Ainda que eu distribuísse todos os meus bens em sustento dos pobres, e ainda que entregasse o meu corpo para ser queimado, se não tiver amor, de nada valeria”.

I Cor 13,2-3

ESTUDO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE USANDO O PAR ÁGUA / BROMETO DE LÍTIO.

RESUMO

O presente trabalho descreve um estudo teórico-experimental de uma máquina de refrigeração por absorção de duplo efeito em série usando o par água brometo de lítio e que utiliza o rejeito de calor proveniente dos gases de escapamento de um motor de combustão interna como fonte energética para o gerador de vapor de vapor de alta. A máquina está sendo desenvolvida nas próprias instalações da Universidade Federal da Paraíba no laboratório do Instituto de Energia Sustentável –IES e RECOGÁS, Rede Cooperativa de Pesquisa Norte/Nordeste de Gás Natural. Este estudo visa descrever os aspectos construtivos de uma unidade piloto com capacidade frigorífica em torno de 0,5 TR, dando ênfase a discussões em relação aos acertos, erros, dificuldades obtidas, problemas identificados e soluções encontradas durante os processos de construção, testes, funcionamento, aquisição de dados e avaliação da unidade piloto. É feito também uma comparação dos dados experimentais com os resultados obtidos de um modelo termodinâmico baseado nos conceitos de energia e exergia. O código computacional é desenvolvido em plataforma EES (Engineering Equation Solver), aproveitando a facilidade de obtenção das propriedades, sobretudo, da solução água brometo de lítio.

Palavras Chave: Refrigeração por absorção; duplo efeito em série; construção da unidade piloto; estudo teórico-experimental.

**THEORETICAL - EXPERIMENTAL STUDY SYSTEM FOR
ABSORPTION REFRIGERATION DOUBLE EFFECT IN SERIES
USING PAR WATER / LITHIUM BROMIDE.**

ABSTRACT

The present paper describes an theoretical-experimental study of an double effect absorption refrigeration machine in series that uses the waste heat from the exhaust fumes of an internal combustion engine as an energy source for the steam generator. Stress that the machine being used was designed and built on the premises of the Federal University of Paraíba in the Institute of Sustainable Energy and recog-IES laboratory, Cooperative Research Network North / Northeast Natural Gas. This study aims to describe the constructive aspects of a pilot plant with cooling capacity of around 0.5 TR, emphasizing discussion relation to the accuracy, errors, difficulties, problems identified and solutions found during the construction processes, testing, operation, data acquisition and evaluation of the pilot plant.

Keywords: Absorption refrigeration; double effect in series; construction of the pilot plant; theoretical-experimental study.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS	ix
LISTA DE SÍMBOLOS E NOMENCLATURA	x
INTRODUÇÃO	xiii
ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	xiv
1. CAPÍTULO I - O TRABALHO DISSERTATIVO	001
1.1 ASPECTOS MOTIVACIONAIS	001
1.2 OBJETIVOS	003
1.2.1 Geral	003
1.2.2 Específicos	004
1.3 METODOLOGIA	004
2. CAPÍTULO II- FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	007
2.1 EVOLUÇÃO HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	007
2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DUPLO EFEITO EM SÉRIE	011
2.3 CARACTERÍSTICA DO FLUIDO DE TRABALHO (ÁGUA / BROMETO DE LÍTIO)	014
2.4 CRISTALIZAÇÃO DA SOLUÇÃO ÁGUA / BROMETO DE LÍTIO	015
2.5 PROCESSOS TÉRMICOS EM MISTURAS BINÁRIAS	017
2.5.1 Vaporização / Condensação	017
2.5.2 Absorção de Vapor	020
2.5.3 Estrangulamento	021

3. CAPÍTULO III - ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	023
3.1 PRINCÍPIO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA	023
3.2 AS LEIS DA TERMODINÂMICA	024
3.2.1 Primeira Lei	025
3.2.2 Segunda Lei	026
3.3 EXERGIA	028
3.4 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E EFICIÊNCIA EXERGÉTICA OU RACIONA	031
3.5 MODELAGEM TERMODINÂMICA.....	033
 4. CAPÍTULO IV – ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DIMENSIONAMENTO	 042
4.1 DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR	043
4.1.1 Escoamento interno	043
4.1.2 Escoamento externo	044
4.2 DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR	047
4.2.1 Escoamento interno	047
4.2.2 Escoamento externo	048
4.3 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES INTERMEDIÁRIOS	050
4.3.1 Escoamento interno	050
4.3.2 Escoamento anular	051
4.4 DIMENSIONAMENTO DO ABSORVEDOR	053
4.4.1 Escoamento interno	053
4.4.2 Escoamento externo	054
4.5 DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPOR DE ALTA	056
4.5.1 Escoamento interno	057
4.5.2 Escoamento externo	058
4.6 DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE BAIXA	060
4.6.1 Escoamento interno	061
4.6.2 Escoamento externo	062
4.7 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	064
4.7.1 Análise dos dispositivos de expansão	064

4.7.2 Dimensionamento dos orifícios de expansão	067
4.8 SISTEMA DE BOMBEAMENTO PARA RECIRCULAÇÃO DA SOLUÇÃO .	068
5. CAPÍTULO V – ASPECTOS CONSTRUTIVOS DA UNIDADE PILOTO.....	069
5.1 GERADOR DE VAPOR DE ALTA OU GERADOR DE VAPOR I	071
5.2 GERADOR DE VAPOR DE BAIXA OU GERADOR DE VAPOR II / CONDENSADOR	072
5.3 EVAPORADOR / ABSORVEDOR	075
5.4 TROCADORES DE CALOR INTERMEDIÁRIOS	075
5.5 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	076
5.6 RECUPERADOR DE CALOR	077
5.7 BOMBAS	078
5.8 TORRES DE RESFRIAMENTO	079
5.9 PAINEL DE COMANDO	080
5.10 INSTRUMENTAÇÃO DA UNIDADE PILOTO	081
6. CAPÍTULO VI – METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	083
6.1 PROCEDIMENTOS E MEDIÇÕES DE TEMPERATURA	083
6.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	086
6.2.1 Resultados experimentais preliminares	086
6.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS PRELIMINARES	087
6.3.1 Analisando o calor fornecido ao gerador de vapor de alta	087
6.3.2. Analisando as pressões	087
6.3.3 Analisando as vazões	088
6.4 INTERVENÇÕES NOS PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS EXECUTADAS	089
6.5 RESULTADOS OBTIDOS APÓS INTERVENÇÕES	094
6.5.1 Analisando os resultados	095
7. CAPÍTULO VII - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	096
SUGESTÕES PARA NOVAS PESQUISAS	098

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	100
ANEXOS	103
ANEXO A – ESQUEMAS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	103
ANEXO B – RESUMO DE CORRELAÇÕES DA CONVECÇÃO PARA O ESCOAMENTO EM UM TUBO CIRCULAR	106

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagramas: a) Sistema de cogeração; b) máquina de absorção de duplo efeito em série.....	013
Figura 2.2 – Diagrama de temperatura-pressão-concentração da solução água / brometo de lítio (STOECKER,1985).....	016
Figura 2.3 – Diagramas de equilíbrio de misturas binárias: a) não azeotrópica; b) azeotrópica para uma dada composição de mistura.....	018
Figura 2.4 - Volume de controle (gerador de vapor).....	019
Figura 2.5 - Processo de absorção.....	020
Figura 2.6 - Transferência de calor de acordo com a Figura 2.5.....	021
Figura 2.7 – Processo de estrangulamento.....	022
Figura 3.1 - Diagramas para determinação da eficiência energética de máquinas térmicas e do coeficiente de eficácia para refrigeradores e bombas de calor.....	031
Figura 3.2 - Volume de controle: gerador de vapor I.....	033
Figura 3.3 - Volume de controle: gerador de vapor II	035
Figura 3.4 - Volume de controle: condensador	036
Figura 3.5 - Volume de controle: evaporador.....	037
Figura 3.6 - Volume de controle: absorvedor.....	038
Figura 3.7 - Volume de controle: trocador de calor I	039
Figura 3.8 - Volume de controle: trocador de calor II.....	040
Figura 4.1 – Esboço da região interna dos trocadores de calor.....	051
Figura 4.2 - Esquema para o equilíbrio de pressão nos vasos comunicantes em função do tubo em U.....	066
Figura 5.1 – Unidade piloto	070
Figura 5.2 – Gerador de vapor I	071
Figura 5.3 – Conjunto gerador de vapor II / condensador	073

Figura 5.4 – Construção interna do conjunto gerador de vapor II / condensador	074
Figura 5.5 – Conjunto evaporador / absorvedor	075
Figura 5.6 – Trocadores de calor intermediários	076
Figura 5.7 – Dispositivos de expansão: orifício e tubo capilar	076
Figura 5.8 – Recuperador de calor	078
Figura 5.9 – Bombas utilizadas na unidade piloto	079
Figura 5.10 – Torres de resfriamento	080
Figura 5.11 – Painel de comando	081
Figura 6.1 – Ensaio para correção de temperatura	084
Figura 6.2 – Ações efetuadas na tentativa de medir vazão	089
Figura 6.3 – Visor	091
Figura 6.4 – Solução contaminada com partículas sólidas	092
Figura 6.5 – Visor de tubo de vidro revestido com mangueira e fixado através de braçadeiras nas extremidades	093

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 - Dimensões dos dispositivos de expansão	077
Tabela 6.1 - Medidas de temperatura dos termopares no ensaio em laboratório.....	085
Tabela 6.2 – Resultados obtidos para temperatura, pressão e vazão (primeira tentativa)	086
Tabela 6.3 – Resultados obtidos para temperatura, pressão e vazão	094

SÍMBOLOS E NOMENCLATURAS

A	Área [m ²]
$\dot{E}$	Fluxo Energético [kW]
$\dot{E}_x$	Fluxo de Exergia [kW]
$\dot{I}$	Fluxo Energético Associado à Irreversibilidade [kW]
$\dot{m}$	Vazão Massica [kg/s]
$\dot{Q}$	Fluxo de Calor [kW]
$\dot{S}_{ger}$	Geração de Entropia [kW]
$\dot{W}$	Potência [kW]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
c_p	Calor Específico à Pressão Constante [kJ/kg °C]
E	Energia [kJ]
E_x	Exergia [kJ]
ex_f	Exergia Física Específica [kJ/kg]
ex_q	Exergia Química Específica [kJ/kg]
g	Aceleração da Gravidade [m/s ²]
H	Entalpia [kJ]
h	Entalpia Específica [kJ/kg] ; Coeficiente convectivo [kW/(m ² .K)]
k	Condutividade térmica [kW/(m.K)]
L	Comprimento [m]
m	Massa [kg]
N_T	Número de tubos
Nu	Número de Nusselt
P	Pressão [kPa]
Pr	Número de Prandlt
Q	Calor [kJ]

R	Constante Universal dos Gases [kJ/kg K]
Re	Número de Reynolds
S	Entropia [kJ]
s	Entropia Específica [kJ/kg]
T	Temperatura [°C]
t	Tempo [s]
U	Energia interna [kJ]
V	Velocidade [m/s]
V	Volume [m ³]
v	Volume Específico [m ³ /kg]
W	Trabalho [kJ]
x	Concentração [%]
Z	Altura [m]

Letras Gregas

β	Coeficiente de Eficácia (Refrigeradores)
β'	Coeficiente de Eficácia (Bombas de Calor)
η_I	Eficiência Energética ou pela 1ª Lei da Termodinâmica
η_{II}	Eficiência Exergética ou Racional
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ΔT_{ml}	Temperatura média logarítmica

Subscrito

abs	Absorvedor
an	Anular
$dist$	Distribuída
e	Entrada
ef	Efetiva
ext	Externo
F	Fila

<i>f</i>	Final
<i>fr</i>	Frio
<i>gI</i>	Gerador de alta ou gerador I
<i>gII</i>	Gerador de baixa ou gerador II
<i>i</i>	Inicial
<i>int</i>	Interno
<i>inf</i>	Infinito
<i>lat</i>	Lateral
<i>LiBr</i>	Brometo de lítio
<i>Loc</i>	Localizada
<i>m</i>	Médio
<i>o</i>	Estado de Referência
<i>o.e</i>	Objeto de Estudo
<i>q</i>	Quente
<i>s</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturação
<i>sol</i>	Solução
<i>sup</i>	Superfície
<i>T</i>	Tubo
<i>t</i>	Total
<i>v</i>	Vapor
<i>v.c</i>	Volume de controle

INTRODUÇÃO

É consensual que embora o desenvolvimento científico e tecnológico tenha proporcionado benefícios incalculáveis à humanidade, junto a estes surgiram também problemas de ordem social, ambiental, econômico, dentre outros.

Com o crescente aumento da população mundial se faz necessário a criação de novas indústrias e, com estas, a necessidade de aumentar também a geração de energia. Por outro lado, atender essa demanda sem promover danos ambientais e, ainda, fazer uso de forma racional dessa energia é, sem dúvidas, um grande desafio mundial.

Algo que tem despertado o interesse de muitos pesquisadores é o processo de cogeração que busca aproveitar ao máximo os rejeitos térmicos provenientes de equipamentos industriais que são lançados diretamente no meio ambiente tais como gases de escapamento de motores de combustão interna, gases de chaminés de caldeiras e fornos, dentre outros.

Em vista a isto, pesquisas estão sendo desenvolvida na Universidade Federal da Paraíba por alunos da pós-graduação da engenharia mecânica na área de termofluidos, coordenadas pelo Professor Dr. Carlos Antônio Cabral Santos no que tange ao processo de cogeração e construção, análise e dimensionamento de máquinas de refrigeração por absorção de vapor.

O presente trabalho visa dar continuidade às pesquisas iniciadas por Varani (2001) que fez análise energética e exergética de sistemas de simples efeito, Moreira (2004) que fez análise termoeconômica de sistemas de simples e duplo efeito em série, Santos (2005) fez análise exergética em sistemas de múltiplos efeitos.

ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho dissertativo foi estruturado em sete capítulos conforme são descritos a seguir:

No primeiro capítulo, procura-se evidenciar a proposta dessa pesquisa, as idéias que serviram de base motivacional, os objetivos que se deseja alcançar e os aspectos metodológicos que norteiam esta pesquisa.

No segundo capítulo é feita uma abordagem à cerca da evolução histórica do sistema de refrigeração por absorção de vapor seguida de uma descrição do princípio de funcionamento da máquina que será construída e utilizada para o desenvolvimento dessa pesquisa, características do fluido de trabalho e, por fim, os processos envolvendo misturas binárias que ocorrem em diversos componentes da máquina.

No terceiro capítulo são descritos dois grandes princípios da natureza, a saber, o da conservação massa e da espécie e o princípio da conservação da energia. Apresentam-se, ainda, as duas leis da termodinâmica, os conceitos termodinâmicos fundamentais à análise energética e exergética da máquina fundamentadas na primeira e segunda lei da termodinâmica, respectivamente, e a modelagem matemática.

O quarto capítulo mostra a análise de transferência de calor e dimensionamento dos sete trocadores de calor, dos dispositivos de expansão e bombas que são utilizadas na unidade piloto que foi construída.

O quinto capítulo foi destinado à apresentação dos aspectos construtivos dos diversos componente que constituem a unidade piloto.

No sexto capítulo é feito uma descrição da metodologia experimental desenvolvida. Nele são apresentados os procedimentos de medições de temperatura, resultados obtidos, intervenções realizadas e análise de resultados.

O sétimo e último capítulo deste trabalho dissertativo apresenta as conclusões do estudo teórico-experimental realizado como também as sugestões para novas pesquisas a serem desenvolvidas na área de refrigeração por absorção de vapor, em específico, na unidade piloto construída.

CAPÍTULO I

O TRABALHO DISSERTATIVO

O capítulo que se inicia busca abordar os aspectos gerais que norteiam esta pesquisa. Inicia-se com um breve relato dos fatos que serviram de motivação a esta pesquisa. Em seguida, apresentam-se os objetivos que se propõe alcançar e, por fim, a metodologia que será aplicada para o desenvolvimento deste trabalho.

1.1 ASPECTOS MOTIVACIONAIS

Os sistemas de refrigeração mais utilizados atualmente baseiam-se na compressão de determinados fluidos, os quais proporcionam, a partir de ciclos termodinâmicos apropriados, o efeito desejado, ou seja, o conforto¹ térmico de ambientes, resfriamento de alimentos para sua conservação e produção de gelo dentre outros.

O funcionamento dessas máquinas de refrigeração exige um elevado consumo de energia e, em sua maioria, energia elétrica. Além disso, também fazem uso de fluidos de trabalho os quais agredem substancialmente o meio ambiente.

Por outro lado, é de vasto conhecimento a preocupação mundial no que tange às questões referentes à produção de energia limpa e controle racional do consumo dessa energia bem como a preservação do meio ambiente e o desenvolvimento humano.

¹ Segundo Costa (1974), dá-se o nome de “Zona de Conforto Térmico” o conjunto de condições distintas do ar, caracterizadas na carta psicométrica, capaz de proporcionar sensações de bem estar consideradas como ótimas para a maioria das pessoas. A zona de conforto tem como limites de temperaturas efetivas, mínimo de 18,5°C e máximo de 24,5°C, correspondendo o valor médio para o conforto no inverno a 20°C e, no verão a 22°C. Quanto à umidade, o grau higrométrico deve estar compreendido entre 40% a 60%, a fim de permitir uma boa regulação térmica no caso de variação de atividade orgânica.

Tais fatos remetem a fazer as seguintes indagações: primeiro, o consumo de energia necessário ao funcionamento de tais equipamentos estão compatíveis com as propostas de racionamento e otimização de energias firmadas mundialmente? Segundo, os fluidos utilizados nesses equipamentos para promover o efeito de resfriamento desejado, de alguma forma, não promovem agressões ao meio ambiente contrapondo-se, assim, aos acordos firmados mundialmente? Terceiro, o que podemos fazer para reduzir o consumo de energia desses equipamentos? Quarto, é possível substituir materiais e ou substâncias nocivas ao meio ambiente por outras menos agressoras?

A Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente Humano realizada em Estocolmo em 1972, a Conferência das Nações Unidas sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento realizada no Rio de Janeiro em 1992 (ECO-92), Protocolo de Kyoto no Japão em 1997 e a Conferência sobre Mudanças Climáticas realizada recentemente em Copenhague (2009) retratam muito bem a preocupação dos líderes mundiais quanto à produção de energia a partir de fontes renováveis, do uso racional de energia e, principalmente, da preservação do meio ambiente e da vida na terra. Redução da camada de ozônio, aumento do efeito estufa e o aquecimento global são evidências científicas as quais devem promover sérias consequências para a vida na terra em curto prazo.

Portanto, são plausíveis os questionamentos acima mencionados, visto que já é conhecido que sistemas de refrigeração por compressão consomem muito mais energia quando comparados com sistemas de refrigeração por absorção. Além disso, também é sabido que os fluidos de trabalho utilizados nos sistemas por compressão (Halogenados, CFC's, HCFC's) produzem agressões severas ao meio ambiente quando são liberados para este, enquanto que fluidos de trabalho nos sistemas por absorção, geralmente misturas binárias tais como água/brometo de lítio ou amônia/água, agredem bem menos o meio ambiente.

Embora o nascimento² da primeira máquina de refrigeração por absorção date de 1859, ainda hoje ela é muito pouco utilizada, pois são máquinas mais robustas, exigem maior espaço para instalação, possuem custo mais elevado em sua manutenção e, principalmente, pelo fato de o seu rendimento ser muito inferior ao das máquinas por compressão.

² (ÇENGEL, 2006) - A máquina de refrigeração de amônia e água foi patenteada pelo francês Ferdinand Carre em 1859.

Por outro lado, muitos pesquisadores têm dedicado esforços em promoverem estudos mais aprofundados para o desenvolvimento de um sistema de refrigeração por absorção mais eficaz. Vale ressaltar que a motivação para tais estudos encontra-se alicerçada no fato de que a tecnologia de refrigeração por absorção de vapor pode ser alimentada a partir do reaproveitamento de resíduos térmicos provenientes das indústrias, motores de combustão interna e demais máquinas térmicas em um processo de cogeração³, ou ainda, através da utilização da energia solar como fonte geradora de vapor.

Busca-se, neste trabalho, contribuir significativamente com o desenvolvimento de máquinas de refrigeração por absorção a partir da realização de um estudo teórico-experimental em uma máquina⁴ de refrigeração por absorção de duplo efeito em série que utilize o par água/brometo de lítio. A fonte de aquecimento utilizada para gerar vapor é proveniente do reaproveitamento do calor dos gases de escape de um motor de combustão interna o qual está acoplado a um gerador de energia elétrica.

Contudo, para se efetuar tal estudo teórico-experimental será tomado como base o trabalho teórico de SANTOS (2005) o qual desenvolveu programas computacionais em plataforma EES (Engineering Equation Solver) para análise energética e exergética em máquinas de absorção de simples, duplo e triplo efeitos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Geral

Realizar estudo teórico-experimental em uma máquina de refrigeração por absorção de duplo efeito em série, alicerçando contribuições significativas para o desenvolvimento e otimização de componentes e da própria máquina.

³ A cogeração consiste em se obter a partir de uma mesma fonte de energia, produção e utilização de outras formas de energia, por exemplo, a utilização do gás natural no acionamento de um motor de combustão interna para produção e utilização de energia elétrica (gerador acoplado ao motor) e energia térmica (aproveitamento do calor dos gases de escape para produção de frio) simultaneamente.

⁴ A máquina aqui mencionada foi projetada pelo Prof^o Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos, orientador dessa pesquisa.

1.2.2 Objetivos específicos

- Construir uma unidade piloto;
- Descrever aspectos positivos e negativos referentes à construção da máquina;
- Descrever soluções encontradas para resolução de problemas identificados durante a construção da máquina;
- Avaliar a viabilidade da utilização da máquina em processos de cogeração;
- pontar sugestões que possibilitem aprimorar e ou otimizar equipamentos que compõem a máquina;
- Disponibilizar novos dados teóricos os quais motivarão estudos futuros.

1.3 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento metodológico dessa pesquisa foi dada a preferência em dividir o trabalho em etapas conforme a descrição abaixo:

- **Levantamento bibliográfico:**

Todo trabalho científico requer, antes de tudo, um levantamento bibliográfico sobre trabalhos publicados referentes ao tema ou próximos a ele. Em primeira mão, esta etapa busca efetuar uma análise sobre os trabalhos de pesquisa realizados em nível mundial e publicados em revistas da área específica⁵ ou mesmo livros concernentes ao tema em estudo. A partir desta análise, é possível identificar se algum pesquisador já não tenha efetuado, a princípio, o estudo que se propõe. Em segunda instância, tais pesquisas servirão de base para identificar as tecnologias já utilizadas nessas máquinas de absorção, bem como ideias para inovações, implementação e otimização de processos, possibilitando assim fundamentar teoricamente o trabalho de pesquisa.

⁵ Buscaram-se artigos publicados no periódico CAPES na área térmica da engenharia, dissertação de mestrado, teses de doutorado e também livros.

- **Análise termodinâmica:**

A análise termodinâmica será desenvolvida para cada componente da unidade a ser construída como também para o ciclo de refrigeração por absorção de vapor de duplo efeito em série. Fazendo-se o uso da primeira lei da termodinâmica, obtém-se os fluxos de calor e de massa, o coeficiente de performance e a efetividade de cada componente dos sistemas, para condições pré-estabelecidas para o gerador de vapor de alta. A partir da segunda lei da termodinâmica avaliam-se as irreversibilidades, a eficiência racional e também o grau de perfeição termodinâmico.

- **Análise da transferência de calor:**

Através da análise da transferência de calor, será realizado o dimensionamento de cada componente de forma a se determinar dados referentes à área de troca de calor e comprimento e diâmetro dos tubos necessários para a troca de calor exigida em cada componente com base na análise termodinâmica.

- **Construção da unidade piloto:**

O projeto da máquina de absorção de duplo efeito nasceu a partir da contribuição de trabalhos realizados anteriormente pela equipe de pesquisadores⁶ da engenharia mecânica na área de refrigeração por absorção coordenada pelo Professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos. Nesta etapa, a máquina de refrigeração por absorção de vapor de duplo efeito em série será construída. Para tanto, faz-se necessário o acompanhamento dos processos que envolvem a fabricação da máquina, realização dos testes de estanqueidade dos trocadores de calor, seleção dos pontos para instalação dos aparelhos de medidas, instrumentação da máquina, teste do funcionamento da máquina e ajustes necessários. No capítulo IV deste trabalho será feita uma descrição de forma mais detalhada a respeito dos aspectos construtivos de cada componente da máquina.

⁶ Muitos trabalhos de pesquisa em nível de iniciação científica, mestrado e doutorado realizado anteriormente por alunos da graduação e pós-graduação, serviram de base para o projeto e construção da máquina de refrigeração por absorção de duplo efeito em série.

- **Instrumentação e aquisição de dados:**

Serão selecionados transdutores de pressão, termopares, medidor de vazão, variador de frequência e indicadores digitais apropriados à necessidade. Vale ressaltar que a maioria desses equipamentos já se encontra disponível em nosso laboratório, visto que trabalhos realizados anteriormente necessitaram dessas aquisições.

Estando a máquina instrumentalizada e funcionando de forma adequada, serão feitas as devidas leituras dos valores das grandezas a serem medidas em diversos momentos. Tais medidas servirão de base para estudo e análise do funcionamento de alguns componentes e também da própria máquina, de forma a evidenciar acertos e ou possíveis modificações a serem efetuadas capazes de promover melhorias significativas.

- **Estudo teórico-experimental:**

De posse dos dados obtidos experimentalmente, será desenvolvido um estudo teórico embasado nas leis da termodinâmica e nas equações de transferência de calor e massa a fim de poder avaliar o funcionamento dos diversos componentes e evidenciar novos caminhos a serem seguidos no intuito de aprimorar a unidade piloto.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será feita uma descrição, a priori, de alguns fatos que marcaram o desenvolvimento histórico da refrigeração dando ênfase, principalmente, àqueles relacionados à refrigeração por absorção de vapor. Em um segundo momento, descreve-se o sistema de cogeração e a máquina de refrigeração a ser utilizada evidenciando seu princípio de funcionamento e características do fluido de trabalho. Por fim, serão discutidos alguns processos envolvendo misturas binárias que serão utilizados na máquina de refrigeração.

2.1 EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA REFRIGERAÇÃO

Desde a pré-história, o homem tem buscado formas de resfriamento que façam com que alimentos ou outras substâncias alcancem temperaturas inferiores a do ambiente.

Registros antigos que datam aproximadamente do ano 1000 a.C, relatam que os Chineses já faziam uso do gelo para conservar alimentos e resfriar bebidas. O gelo que eles usavam era obtido da própria natureza fruto da solidificação da água nos rios e lagos durante os climas frios. Esse gelo era então cortado e armazenado em poços cobertos com palhas para minimizar o seu derretimento em dias quentes.

Os Egípcios e Indianos que não possuíam uma condição geográfica e climática favorável à obtenção de gelo natural, refrescavam a água através do processo de evaporação e uso de vasos de barro. Conseguiram também produzir gelo em noites frias através da evaporação da água combinado com a troca de calor por radiação entre a água e

o meio ambiente e da redução da temperatura durante a noite. Tais acontecimentos datam em torno de 500 a.C (SOUZAa, 2007, p.10).

Entretanto, durante um longo período de tempo, a única utilidade que o homem encontrou para o gelo foi a de refrigerar alimentos e bebidas para melhorar seu paladar. Aliado a isto se pode mencionar ainda o avanço pouco significativo das ciências no período da Idade Média. Tais fatos fizeram com que o desenvolvimento da refrigeração ficasse adormecido por um longo tempo.

A partir dos trabalhos de Galileu Galilei (1564-1642) é que se pode falar em retomada dos estudos na área térmica. Para o nosso caso, suas contribuições na termometria com a invenção do primeiro instrumento de medição de temperatura, o “termoscópio de ar”, proporcionaram avanços futuros como a criação e aperfeiçoamento de outras escalas e aparelhos de medições de temperatura.

Em 1755, o professor de química, William Cullen (1710-1790), demonstrou a formação de gelo na água em contato com um recipiente contendo éter, ou seja, ao reduzir a pressão sobre o éter promoveu sua ebulição a uma temperatura baixa o suficiente para proporcionar a formação do gelo.

A idéia de unir as técnicas de evaporação e condensação e criar um sistema cíclico por compressão parece ter sido sugerida pela primeira vez pelo norte americano Oliver Evans (1755-1819) em seu livro “The Young Steam Engineer's Guide” no ano de 1805. Neste mesmo ano, nos Estados Unidos, Frederic Tudor (1783-1864) deu início a um negócio no qual blocos de gelo eram retirados do rio Hudson e mananciais próximos e vendido a grande parte da população, por um preço bem acessível. Nasce assim a “Tudor Ice Company”, indústria de gelo natural.

Em 1834, Jacob Perkins (1766-1849), tendo como base os trabalhos de Olivier Evans, patenteia uma máquina de produção de gelo artificial. Mas foi em 1844 que Perkins construiu uma máquina de refrigeração a partir da expansão de líquidos voláteis em ciclo fechado. Era, na verdade, a primeira máquina de refrigeração por compressão de vapor a qual conduziu aquelas conhecidas atualmente.

Apesar do primeiro sistema de refrigeração por compressão ter sido desenvolvido em 1834 por Jakob Perkins, apenas uma década após o início da comercialização da máquina de refrigeração por absorção de Carré, esse sistema somente passou a dominar o mercado na década de 1930. Essa demora se deveu aos seguintes fatores:

- Alto custo da energia mecânica e elétrica.

- Elevado nível de ruído.
- Motores grandes, pesados e caros (ABREU, 1999a).

Dezesseis anos depois da construção da máquina de Perkins, Edmond Carré (1822-1890) constrói a primeira máquina de refrigeração por absorção de vapor utilizando o par água/ácido sulfúrico. Suas máquinas foram comercializadas e instaladas em hotéis e restaurantes na França, Inglaterra, Alemanha e Austrália.

No ano de 1859, Ferdinand Carré (1824-1894), irmão de Edmond, constrói a primeira máquina de refrigeração por absorção de vapor a qual funcionava com o par água/amônia. Muitas dessas máquinas foram criadas nos Estados Unidos destinadas a fazer gelo e armazenar alimentos (ÇENGEL, 2006).

Segundo SANTOS (2005a), Ferdinand Carré preconizou, com sua máquina, algumas futuras instalações que, nos dias de hoje, são indispensáveis aos seres humanos.

Por volta de 1880, Carl von Linde (1842-1934) introduz no mercado americano máquinas de refrigeração por compressão de vapor em cervejarias, promovendo dessa forma uma redução no consumo de vapor. A partir daí os sistemas de refrigeração por absorção começaram a ser substituídos, isto pelo fato destas terem menor eficiência quando comparadas com máquinas por compressão (SANTOS 2005b).

É de nosso conhecimento atualmente que máquinas por compressão sejam bem mais eficientes em relação àquelas por absorção, entretanto só a partir de 1930 é que o mercado absorve de forma dominante as máquinas por compressão.

Após 1930, os sistemas de refrigeração por compressão passaram a dominar o mercado devido a:

- Invenção dos CFCs (Cloro-Fluor-Carbono).
- Barateamento da eletricidade.
- Introdução do verniz isolante em motores elétricos.

-Desenvolvimento do compressor hermético para refrigerante R12, o que popularizou definitivamente a refrigeração por compressão (ABREU, 1999b).

Embora o segmento de mercado dos sistemas de refrigeração por compressão tenha dominado o mercado a partir de 1930, avanços significativos no desenvolvimento de máquinas por absorção tem sido verificado daquela data até os dias de hoje.

SOUZA (2005b) descreve ainda que a CARRIER e SERVEL desenvolveram e fabricaram na década de 40 sistemas por absorção que utilizavam o par água/cloreto de

lítio inicialmente e, posteriormente, água/brometo de lítio e cuja capacidade variava entre 100 e 700 Toneladas.

VARANI (2001) relata que em 1941 houve um forte impulso no desenvolvimento do sistema brometo de lítio e água pela SERVEL, CARRIER e outras, e depois da guerra este sistema ganhou impulso e popularidade em aplicações domésticas e comerciais.

Na década de 70, mais um impulso no mercado de refrigeração por absorção é percebido. Desta vez a causa é a crise mundial de abastecimento de petróleo imposta principalmente pelo aumento dos preços por parte dos países produtores do oriente médio, ocorridos em 1973 e 1979.

Na década de 1970 em razão da crise energética foram comercializados, por empresas como Carrier, York e Trane, vários modelos de equipamentos de condicionamento ambiental por absorção para uso em sistemas de cogeração, principalmente usando o par água/brometo de lítio. (ABREU, 1999c)

Além da crise de energia ocorrida na década de 70, outro fator tem impulsionado estudos na área da refrigeração por absorção. A descoberta de fatores que têm proporcionado a degradação ambiental tais como, o buraco na camada de ozônio e o aumento do efeito estufa aliado à preocupação com o uso racional de energia provinda de fontes renováveis têm sido fonte de debates em conferências mundiais desde aquela década até os dias atuais como é possível citar a Conferência de Estocolmo em 1972, o Protocolo de Montreal em 1987, a ECO-92 realizada no Rio de Janeiro, o Protocolo de Kyoto em 1997 e, recentemente, a Conferência de Copenhague ano passado.

LU ZHEN (1999 apud VARANI, 2001) relata que com a crise de energia de 1973, até o *Protocolo de Montreal*, em 1987, a Refrigeração por Absorção utilizando brometo de lítio e água para condicionamento de ar, deu um salto em seu desenvolvimento principalmente no Japão e na China.

Atualmente, embora o mercado mundial adote de forma dominante os sistemas de refrigeração por compressão, diversos estudos envolvendo sistemas por absorção são encontrados principalmente pelo fato desses sistemas utilizarem fontes de calor com temperaturas relativamente baixas¹ podendo, portanto, fazer uso da energia solar, cogeração e também do calor proveniente de rejeitos térmicos.

¹ Nos sistemas de simples efeito geralmente a fonte térmica encontra-se a uma temperatura compreendida entre 70°C a 110°C. Já para duplo efeito, a temperatura está entre 140°C e 170°C.

Exemplos de estudos publicados recentemente a respeito de pesquisas e desenvolvimento de máquinas em sistemas por absorção realizados no mundo podem ser vistos nos trabalhos² de: Yattara, Zhu e Ali (2003) na China sobre comparação entre máquinas solares de simples e duplo efeitos; Rabah e Riad (2008) na Argélia abordando análise pela segunda lei do vapor em sistema de cooler de absorção de duplo efeito; Kaushik e Arora (2009) na Índia descrevendo análise energética e exergética em sistemas de simples e duplo efeito, dentre outros.

Aqui no Brasil, segundo ABREU (1999d), vários estudos sobre a aplicação de sistemas frigoríficos por absorção, tais como, Santos (1980); Medeiros (1981); Sresnewsky (1983); Maia (1986); além de diversos estudos realizados pela equipe da UNICAMP, relatados por Cortez (1998), entretanto, poucas aplicações práticas foram feitas. No Brasil, atualmente, é realizada a produção de refrigeradores domésticos por absorção pela Consul. Existe também um fabricante de sistemas com capacidade acima de 20 TR (70,3 kW), além da importação de resfriadores de líquidos (chillers).

Além dessas contribuições, não se pode deixar de salientar a respeito dos trabalhos desenvolvidos pela equipe da Universidade Federal da Paraíba-UFPB em refrigeração por absorção, mais especificamente na construção, desenvolvimento e análise experimental de máquinas por absorção de simples e duplo efeitos e elaboração de código computacional para análise energética e exergética em simulação computacional utilizando plataforma EES e FORTAN para máquinas de simples, duplo e triplo efeitos.

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE:

Os sistemas de refrigeração por absorção são classificados quanto ao número de efeitos, isto é, pela quantidade de vezes que o fluido de trabalho é aquecido podendo ser de simples, duplo ou triplo efeitos. Vale ressaltar que o sistema de simples efeito trabalha com dois níveis de pressão, o de duplo efeito com três níveis de pressão e o triplo com quatro níveis de pressão.

Os sistemas que contém mais de um efeito são novamente classificados em série ou paralelo a depender da forma como o fluido de trabalho é bombeado para os geradores de vapor. Nos sistemas em série, o fluido de trabalho é bombeado diretamente do

² Os trabalhos citados estão dispostos nas referências bibliográficas para maiores detalhes.

absorvedor para o gerador de vapor de mais alta pressão. Já no caso do sistema em paralelo, o fluido de trabalho é bombeado simultaneamente para todos os geradores de vapor.

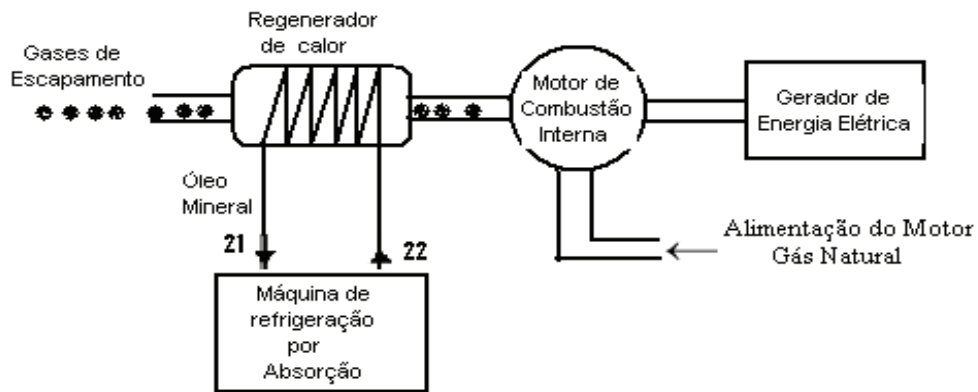
Não é de interesse descrever aqui o princípio de funcionamento de todos os sistemas, apenas será discutido aquele a ser utilizado nesta investigação científica. Entretanto, no Anexo A é mostrado o esboço dos demais sistemas mencionados.

As Figuras 2.1a e 2.1b ilustram, respectivamente, o sistema de cogeração e a máquina de refrigeração por absorção de duplo efeito em série que será utilizado em nosso estudo comparativo. A máquina é composta por: dois geradores de vapor, sendo que um deles trabalhará com a mais alta pressão do sistema e o outro com a pressão intermediária do sistema; dois trocadores de calor; um condensador; um evaporador; um absorvedor; uma bomba para bombeamento da solução e quatro válvulas de expansão.

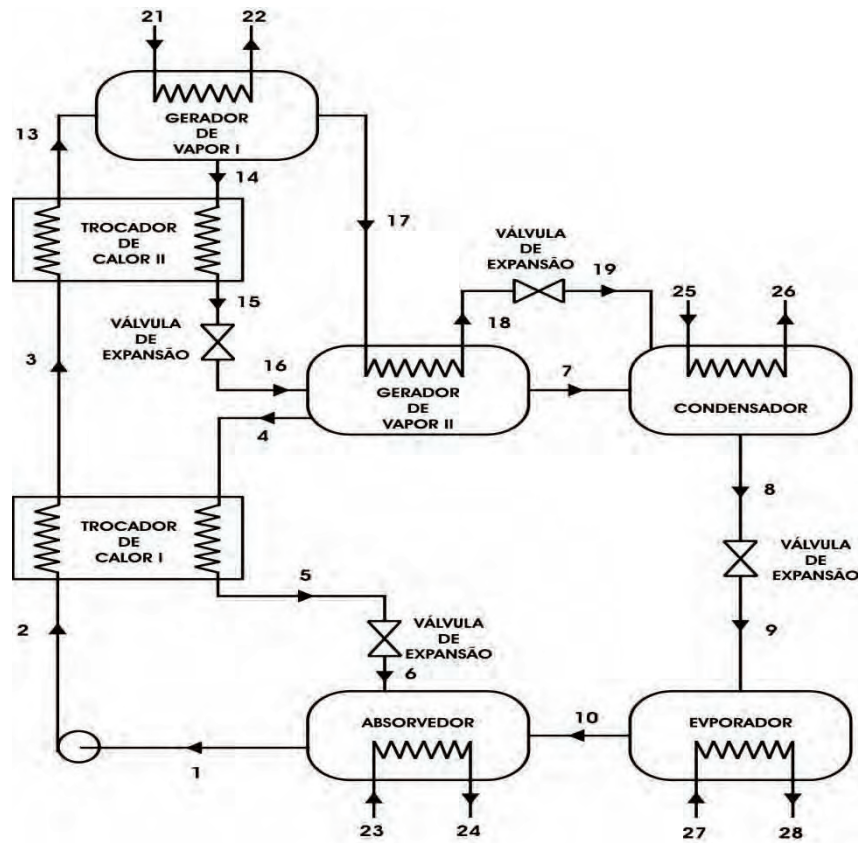
A máquina será acoplada a um regenerador de calor, que por sua vez irá receber gases de escapamento de um motor de combustão interna a alta temperatura e óleo mineral a uma temperatura mais baixa. Os gases fornecerão calor ao óleo mineral e este, por sua vez, será enviado ao gerador de vapor I (pontos 21 e 22) onde irá transferir calor para a solução água/brometo de lítio. O óleo mineral funciona apenas como meio de transporte de calor.

O fluido de trabalho da máquina de absorção que é a solução água/brometo de lítio é bombeado do absorvedor diretamente para o gerador de vapor I o qual está com o nível de pressão mais alto do sistema. Antes de alcançar o gerador, o fluido é pré-aquecido duas vezes ao passar pelos trocadores de calor I e II. Ao chegar ao gerador de vapor I, parte da água – que neste caso é o fluido refrigerante e que está contida na solução – é vaporizada ao receber calor proveniente do óleo mineral (pontos 21 e 22) e se encaminhará ao gerador de vapor II (ponto 17).

A solução, cuja concentração está em nível médio em refrigerante, segue para o trocador de calor II (ponto 14) transferindo calor à solução que irá para o gerador de vapor I. Logo após, passará por um dispositivo de expansão (pontos 15 e 16) para reduzir a sua pressão ao nível médio e entrará no gerador de vapor II. Enquanto isso, o vapor d'água produzido no gerador de vapor I é enviado ao gerador de vapor II (ponto 17) em um circuito independente. Como o vapor d'água está a uma temperatura superior à da solução, aquele cederá calor à solução fazendo com que outra quantidade de água ainda contida na solução seja vaporizada.



a) Diagrama do sistema de cogeração



b) Diagrama da máquina de absorção de duplo efeito em série

Figura 2.1 – Diagramas: a) Sistema de cogeração; b) máquina de absorção de duplo efeito em série

O vapor vindo do gerador I, após ceder calor à solução, passará por um dispositivo de expansão (pontos 18 e 19) para que sua pressão seja reduzida também ao nível médio e, então, entrará no condensador juntamente com o vapor vindo do gerador II. A solução que sobra no gerador de vapor II (solução com baixa concentração em refrigerante), segue para o trocador de calor I onde irá pré aquecer a solução rica em refrigerante que irá para o gerador de vapor I e, em seguida, sofrerá redução de pressão ao nível baixo ao passar por um dispositivo de expansão (ponto 5 e 6) chegando ao absorvedor. O refrigerante, por sua vez, irá se condensar no condensador (pontos 19, 7 e 8), passará pelo dispositivo de expansão (pontos 8 e 9) reduzindo também sua pressão ao nível baixo e alcançará o evaporador. É exatamente no evaporador que o refrigerante irá absorver calor do ambiente a ser refrigerado (pontos 27 e 28), isso pelo fato do ambiente estar a uma temperatura superior ao do refrigerante. Este, então, seguirá para o absorvedor, local onde irá ser absorvido pela solução com baixa concentração em refrigerante tornando-se agora uma solução de alta concentração em refrigerante novamente. Daí em diante, inicia-se o ciclo mais uma vez através do bombeamento (pontos 1 e 2) da solução de alta concentração para o gerador de vapor I.

2.3 CARACTERÍSTICAS DO FLUIDO DE TRABALHO (ÁGUA/BROMETO DE LÍTIO):

Brometo de Lítio é um sal sólido cristalino de cor branca, de sabor amargo, facilmente solúvel em água e, quando dissolvido, forma uma solução líquida homogênea. Possui elevada afinidade por vapor de água e, por isso, é usado em equipamentos industriais de secagem. A solução aquosa é usada também como absorvente em equipamentos de refrigeração por absorção. É ainda empregado como sedativo em medicina, na fabricação de medicamentos, como fluxo para soldas, etc. Possui massa específica³ igual a 3464 kg/m^3 , ponto de fusão a 547°C e ponto de ebulição a 1265°C .

O custo inicial e operacional de um equipamento de absorção tem uma grande dependência das propriedades do fluido de trabalho. Além do mais, um refrigerante ideal deve apresentar características termodinâmicas favoráveis, ser quimicamente estável, não ser tóxico, não ser inflamável, apresentar certo grau de compatibilidade com materiais, ser

³ Valores obtidos em www.msps.eng.br

facilmente detectado em caso de vazamento, não ser prejudicial ao meio ambiente e estar disponível comercialmente a um custo razoável (STOECKER, 2002a).

Dentre essas características chamamos atenção para os seguintes fatos: primeiro, a solução água e brometo de lítio não deve ser utilizada para temperaturas⁴ inferiores a 6 °C, visto que pode ocorrer precipitação da solução e com isso iniciar um processo de cristalização ocasionando assim interrupção da circulação da solução nos componentes; segundo, o brometo de lítio é altamente corrosivo necessitando, portanto, utilização de materiais que não sejam agredidos facilmente como é o caso dos aços inoxidáveis os quais irão onerar consideravelmente o custo do projeto; terceiro, o sistema faz uso de pressão negativa em alguns componentes, fato este que dificulta a identificação de possíveis vazamento que por ventura venham ocorrer no sistema.

Por outro lado, deve-se ressaltar também que o brometo de lítio não se evapora na temperatura de ebulição da água, isto faz com que o sistema não necessite de dispositivo de retificação para separar o brometo de lítio (que é o meio de transporte) do vapor de água (que é o refrigerante) após este sair do gerador de vapor. Além disso, vale destacar ainda os fatos de o brometo de lítio não agredir ao meio ambiente, não ser inflamável e ser atóxico.

2.4 CRISTALIZAÇÃO DA SOLUÇÃO ÁGUA / BROMETO DE LÍTIO

Segundo DORGAN *et al* (1995), no passado, a maior queixa com máquinas de absorção que utilizam o par água/brometo de lítio tem sido a cristalização do sistema. Com o passar dos anos, estudos conduziram a descoberta dos fatores os quais desencadeavam o processo de cristalização. A ocorrência de precipitados em soluções aquosas está ligada principalmente à sua concentração e temperatura, ou seja, existe um limite de solubilidade e quando esse limite é ultrapassado pela elevação da concentração e queda de temperatura, surgem os cristais.

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 no limite da solubilidade (HEROLD *et al*, 1996).

⁴ (DORGAN *et al*, 1995, p. 53, tradução nossa) relata: “Um sistema água / LiBr é tipicamente o melhor par para uma aplicação com resfriamento até 6 °C.”

A Figura 2.2 ilustra o diagrama em que estão representadas temperatura, pressão e concentração da solução, de forma que é aplicada em condições nas quais a solução encontra-se em equilíbrio com o vapor d'água, isto é, em condições de saturação.

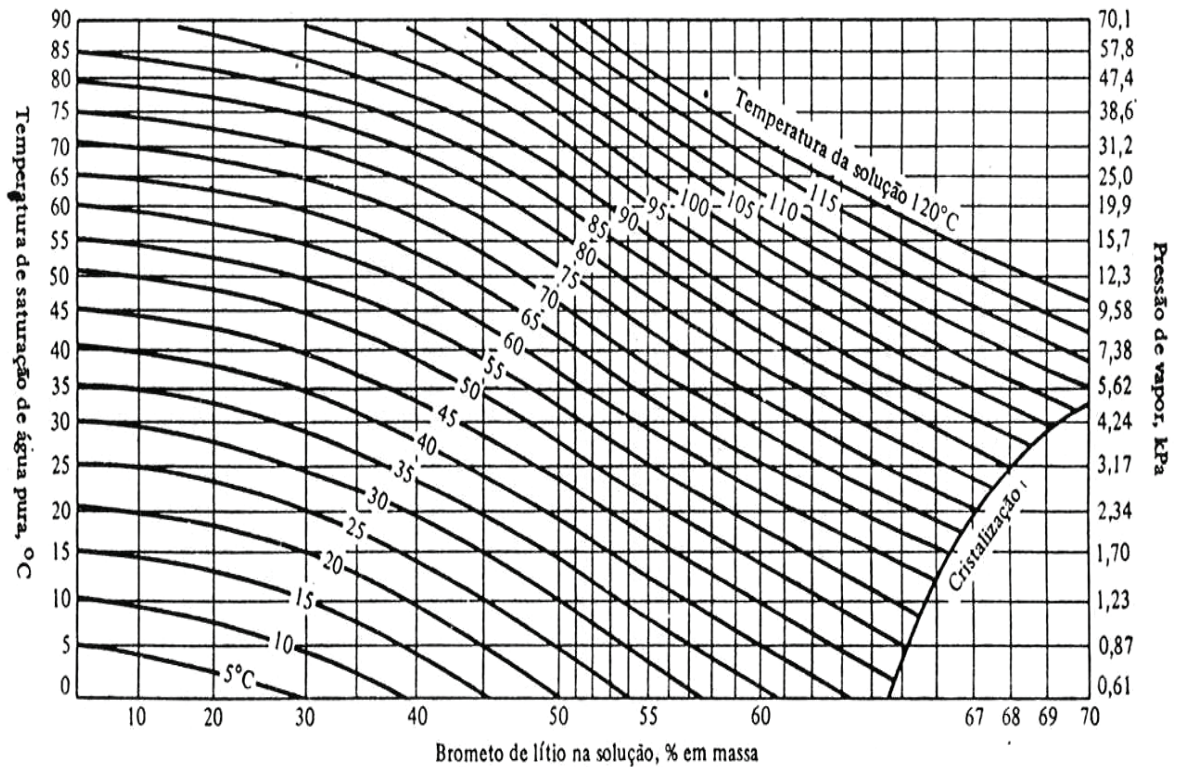


Figura 2.2 – Diagrama de temperatura-pressão-concentração da solução água / brometo de lítio (STOECKER, 1985)

Existem alguns pontos críticos relacionados à cristalização em sistemas de absorção, a saber, a tubulação que leva solução concentrada do gerador de vapor ao absorvedor, os orifícios de expansão e o próprio absorvedor. Caso ocorra cristalização da solução no sistema, uma das atitudes que podem ser tomadas é aquecer a região onde ocorreu a precipitação.

Atualmente, os fabricantes de máquinas de refrigeração por absorção incluem sistemas de controle⁵ sensíveis à possibilidade de cristalização.

⁵ MARQUES (2010), desenvolveu um sistema de controle utilizando lógica FUZZY.

2.5 PROCESSOS TÉRMICOS EM MISTURAS BINÁRIAS:

Quando o estado termodinâmico de uma substância pura é analisado, sua fase é determinada a partir do conhecimento dos valores correspondentes a pelo menos duas propriedades, ou seja, conhecendo-se o valor de duas propriedades termodinâmicas de uma substância pura obtêm-se os valores das demais propriedades e, conseqüentemente, tem-se o seu estado termodinâmico completamente determinado.

Ao se trabalhar com misturas binárias, o mesmo não pode ser considerado para se determinar o estado termodinâmico. Todavia, faz-se necessário conhecer não apenas duas de suas propriedades, mas sim três, por exemplo, temperatura, pressão e concentração. Isso faz com que a análise dos estados termodinâmicos das misturas se torne bem mais complexo em comparação às substâncias puras. Tal fato remete a se conhecer mais profundamente como ocorrem alguns processos envolvendo essas misturas.

2.5.1 Vaporização / condensação:

Quando dois componentes puros são misturados, uma mistura binária é formada. Esta, por sua vez, pode ser considerada homogênea quando sua composição for similar para qualquer amostra analisada ou heterogênea, caso contrário. Além disso, os termos “azeotrópico e não azeotrópicos” são também utilizados para designar misturas a depender do seu comportamento ao mudar de fase. Uma mistura é dita azeotrópica, caso a temperatura e a pressão permaneçam constantes durante a mudança de fase, similarmente a uma substância pura. Já nas misturas não azeotrópicas a temperatura muda a uma pressão constante ao mudar de fase (STOECKER, 2002b).

Os diagramas da Fig. (2.3) mostram os comportamentos das misturas binárias no processo de vaporização. O processo de vaporização ou de condensação mantendo-se a pressão constante da mistura, o qual ocorre segundo uma linha vertical ascendente ou descendente, respectivamente, conforme a que passa pelo ponto A Fig.(2.3a), por exemplo. O eixo das ordenadas informa o valor da temperatura da misturado, enquanto que o eixo das abscissas informa a concentração

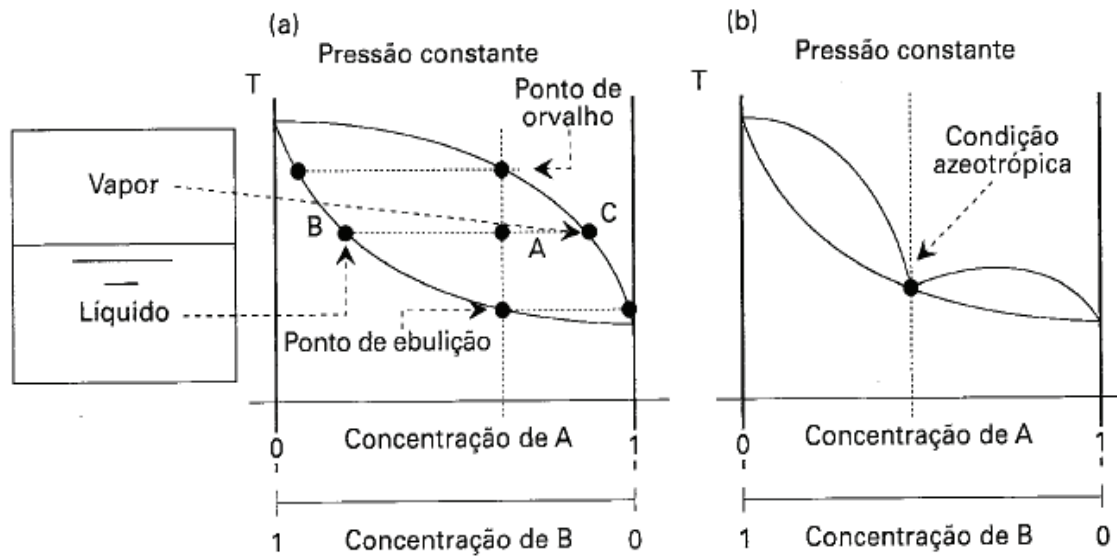


Figura 2.3 - Diagramas de equilíbrio de misturas binárias: a) não azeotrópica; b) azeotrópica para uma dada composição de mistura.

Considerando-se o processo de vaporização e estando a mistura no estado A, a mistura encontra-se com uma determinada pressão constante P , uma temperatura T e uma quantidade de vapor cuja concentração é dada por x_C e uma quantidade de líquido com concentração x_B . Adicionando-se calor, as concentrações x_B e x_C diminuirão até que a vaporização se complete e, quando não houver mais líquido, a concentração será a mesma quando do início do processo no ponto de ebulição.

Portanto, uma mistura binária homogênea ao contrário das substâncias puras, não tem temperatura fixa da vaporização e de condensação para cada pressão, pois além de apresentarem para cada pressão uma temperatura de início de condensação diferente da temperatura de início de vaporização, estas variam com a concentração (COSTA, 1982).

A determinação da fração vaporizada ou condensada e das composições do vapor e do líquido de uma solução binária pode ser feita a partir dos balanços de massa e energia para um volume de controle. A Figura 2.4 mostra um volume de controle no qual entra um peso F da solução com entalpia h e concentração do componente mais volátil x . Como saídas temos: V peso de vapor com entalpia h_V e concentração x_V ; L peso do líquido com entalpia h_L e concentração x_L .

Aplicando o balanço de massa e considerando o regime estacionário, temos:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_{entra} - \sum \dot{m}_{sai} \quad (2.1)$$

$$F = V + L \quad (2.2)$$

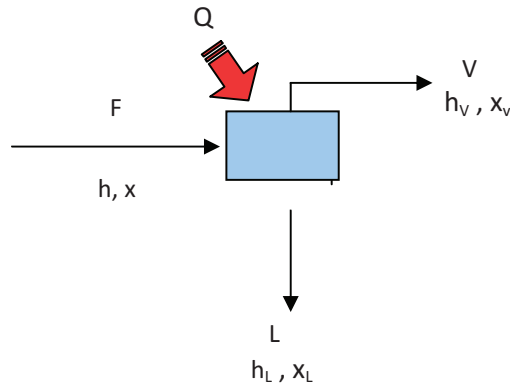


Figura 2-4 - Volume de controle (gerador de vapor, por exemplo)

O balanço material do componente mais volátil será dado por:

$$Fx = Vx_v + Lx_L \quad (2.3)$$

Das Eq. (2.2) e (2.3), tem-se:

$$\frac{V}{F} = \frac{x - x_L}{x_v - x_L} \quad (2.4)$$

O balanço de energia, considerando o processo em regime estacionário e sabendo que trabalho não é fornecido ao volume de controle nem tão pouco aplicado por este no meio, tem-se:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum (\dot{m}.h)_{entra} - \sum (\dot{m}.h)_{sai} \quad (2.5)$$

$$Q = Vh_v + Lh_L - Fh \quad (2.6)$$

Aplicando a Eq. (2.2) na (2.6), tem-se a quantidade de calor fornecido:

$$Q = V(h_v - h_L) + F(h_L - h) \quad (2.7)$$

$$Q = V(h_v - h_L) + F(h_L - h)$$

2.5.2 Processo de Absorção:

O processo de absorção de vapor é realizado no absorvedor. Para isso, o refrigerante deverá sair do evaporador no estado de vapor o qual irá ser absorvido pela solução de brometo de lítio pobre em refrigerante que, por sua vez, tem elevada afinidade ao vapor d'água. A Figura⁶ 2.5 ilustra o processo de absorção no qual uma quantidade de vapor $D(\text{kg/h})$, cujo estado é (P_d, x_d, h_d, t_d) , é introduzido em uma quantidade de líquido $F_1(\text{kg/h})$ cujo estado é (P_1, x_1, h_1, t_1) .

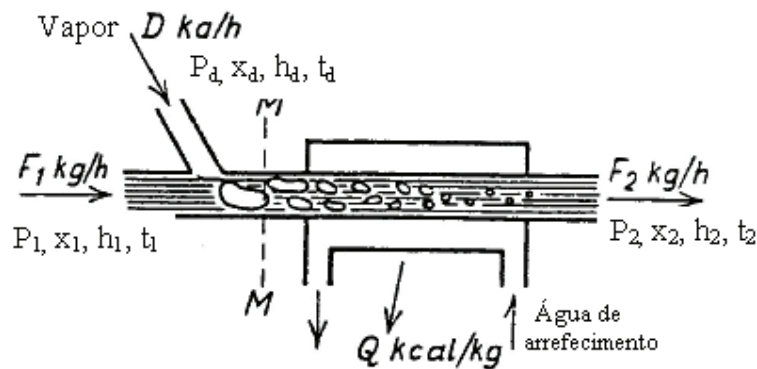


Figura 2.5 - Processo de absorção

Tome agora a secção transversal M que está imediatamente após a mistura. O estado da mistura – ponto M – pode ser determinado no diagrama entalpia h versus a concentração x da Fig.⁷ (2.6) através do segmento de reta que liga os pontos $F_1(\text{kg/h})$ de estado (P_1, x_1, h_1, t_1) e $D(\text{kg/h})$ de estado (P_2, x_2, h_2, t_2) e cuja concentração é x_2 . Neste caso, o vapor adicionado ao líquido não é completamente absorvido, isto é, $\phi_M(\text{kg/kg})$ é absorvido no estado líquido enquanto que δ_M permanecerá como vapor. Para que o vapor seja absorvido completamente, faz-se necessário que a quantidade de calor Q/D (kcal/kg) por 1kg/h de vapor absorvido seja retirado, fato este que pode ser conseguido a partir da introdução de um trocador de calor conforme mostra a Fig. (2.5).

⁶ BOSNJAKOVIC, 1965, p. 143

⁷ BOSNJAKOVIC, 1965, p. 144

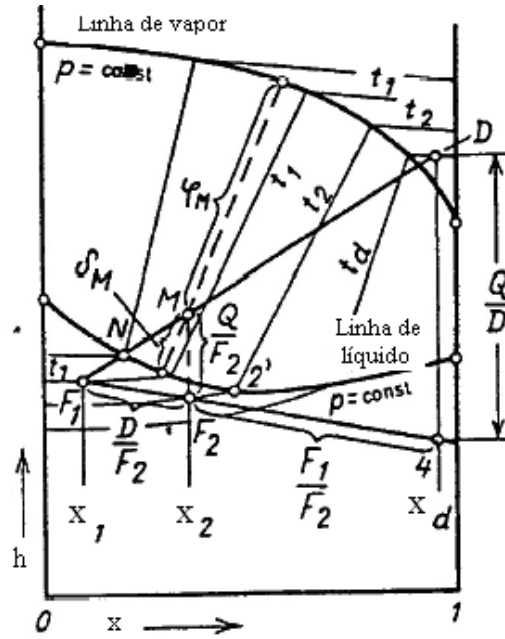


Figura 2.6 - Transferência de calor de acordo com a Fig.(2.5)

2.5.3 Processo de Estrangulamento

O processo de estrangulamento consiste na redução da pressão do fluido no sistema através do escoamento deste por uma válvula de expansão, tubo capilar ou outras restrições. Em tal processo a composição média da mistura não é alterada, visto que nenhuma substância entre a entrada e a saída da restrição é perdida ou acrescentada. A Figura 2.7 diagrama entalpia h versus a concentração x ilustra o processo de estrangulamento em uma mistura binária.

Considerando que calor não é adicionado, tampouco retirado no processo, ou seja, que o estrangulamento seja adiabático, a característica do processo será:

$$h_1 = h_2 = \text{constante} \quad \text{e} \quad x_1 = x_2 = \text{constante} \quad 2.8$$

Isto significa dizer que no diagrama h versus x , o ponto que representa o estado termodinâmico permanece fixo, embora os estados sejam diferentes. Considerando o ponto 1, por exemplo, cujo estado é (P_1, h_1, i_1, t_1) sendo estrangulado para o ponto 2 com estado (P_2, h_2, i_2, t_2) .

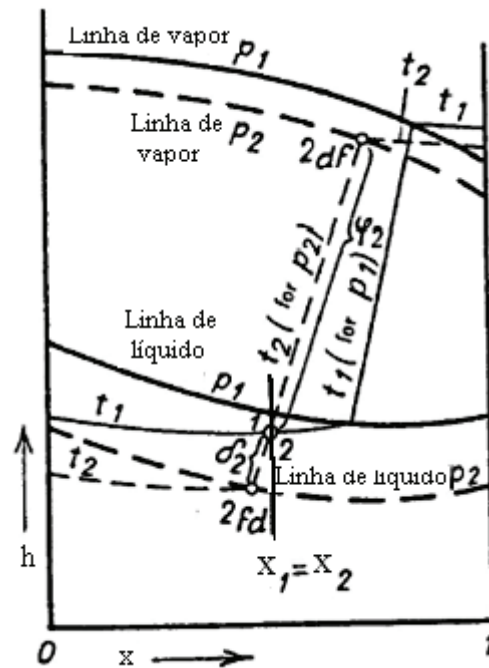


Figura 2.7 - Processo de estrangulamento

Conforme as Eq. (2.8), o ponto 1 é idêntico ao ponto 2, porém os estados são diferentes, ou seja, o ponto 1 na pressão P_1 encontra-se na região líquida, enquanto que na pressão P_2 está na região de vapor úmido. Portanto, para se caracterizar o estado 2 deve-se traçar uma isoterma de vapor úmido t_2 para a pressão P_2 , passando pelo ponto 2. Daí é possível observar que $t_2 < t_1$ e também que o líquido 1 se separa em vapor 2_{df} e líquido 2_{fd} cujas quantidades estão representadas por ϕ_2 e δ_2 , respectivamente.

CAPÍTULO III

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

Este capítulo foi reservado para se desenvolver uma análise energética e exergética do sistema de refrigeração por absorção. Inicia-se com a apresentação do princípio da conservação da massa e da espécie e dos conceitos de sistemas e volumes de controle. Em seguida, abordam-se as Leis da Termodinâmica, sendo que a Primeira Lei retrata o Princípio da Conservação da Energia e a Segunda Lei expressa o caráter qualitativo da disponibilidade energética e o aspecto direcional das transformações que ocorrem na natureza de forma espontânea. Por fim, discutem-se os conceitos de Exergia, Geração de Entropia, Irreversibilidade e eficiência energética e exergética.

3.1 PRINCÍPIO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

Fala-se em energia para poder praticar esporte, acender uma lâmpada, movimentar um veículo, elevar um peso a uma determinada altura, aquecer um corpo, dentre outras tantas aplicações. Entretanto, a energia é uma grandeza física de caráter extremamente complexo ou mesmo impossível para ser definida, embora inúmeras vezes se utilize do termo “Energia” cotidianamente.

Por outro lado, é sabido que a energia se manifesta na natureza sob diversas formas, a saber: energia mecânica a qual é subdividida em cinética e potencial; energia térmica; química; elétrica; nuclear; hidráulica; eólica, dentre outras.

Até meados do século XIX, o calor não tinha sido bem compreendido, ou seja, algumas teorias, mais precisamente a do flogístico e a do calórico, tentaram explicar a essência do calor. A teoria do calórico, por exemplo, considerava o calor como um fluido

invisível e inodoro denominado de calórico o qual era inerente a toda matéria em uma quantidade finita.

Por volta de 1790, ao visitar uma fábrica de armamentos, Benjamin Thompson verificou um grande aquecimento no processo de usinagem de canhões. Com uma broca cega, constatou ainda um aquecimento incessante dos canhões, fato esse que o levou a concluir que o aquecimento era proveniente do movimento de rotação da broca. Era, na verdade, a constatação de que o calor era uma forma de energia e também da queda da teoria do calórico.

Coube ao físico britânico Prescott Joule (1818-1889), por volta de 1845, o mérito de quantificar de forma precisa a ideia de Thompson. Em seu experimento, Joule relacionou a energia proveniente da queda de massa determinada, com a realização de trabalho através da rotação de pás em um recipiente contendo água e também com aquecimento e consequente aumento da temperatura da água.

Segundo Kuhn (1977), existem dois momentos fundamentais para a elaboração do princípio da conservação da energia, um entre 1800 e 1842 em que o princípio de convertibilidade das “forças” (energia) era compartilhado por vários pesquisadores da época e outro entre 1842 e 1847 em que ocorre a descoberta simultânea do princípio da conservação da energia marcado pela generalidade na formulação e aplicações quantitativas concretas.

Na verdade, é fato que para o estabelecimento do princípio da conservação da energia houve a interação simultânea entre as várias áreas do conhecimento tais como mecânica, fisiologia, eletromagnetismo e química. Cientistas como Mayer, Joule, Colding, Helmholtz, Sadi Carnot, Faraday entre outros, preocupados com problemas diferentes, promoveram a elaboração de um princípio generalizado.

3.2 AS LEIS DA TERMODINÂMICA

A descoberta da conservação da energia, a invenção da máquina a vapor e a necessidade de melhorar o rendimento dessas máquinas alicerçaram o desenvolvimento de um novo ramo das ciências o qual se denominou de Termodinâmica.

Atualmente a termodinâmica desenvolveu vertentes e, portanto, pode ser vista através de um enfoque microscópico da matéria como descreve a mecânica estatística, termoeconômica, envolvendo análise de custo benefício e também através de uma

abordagem mais tradicional ou macroscópico da matéria. Entretanto, ao nível da engenharia e, em especial, neste trabalho de pesquisa, explora-se apenas o aspecto relacionado às transformações de calor, trabalho e energia em nível macroscópico.

Nesta abordagem, a termodinâmica é alicerçada a partir de duas leis fundamentais conhecidas como Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica as quais serão descritas a seguir.

3.2.1 Primeira Lei da Termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica é frequentemente chamada de Lei da Conservação da Energia, visto que relaciona as mudanças de estado que ocorrem em um sistema ou volume de controle e as quantidades de energia na forma de calor e trabalho que são transferidas no processo em análise (WYLEN, 2003).

Utilizando o Sistema internacional de Unidade, um sistemas que percorre qualquer ciclo, a Primeira Lei estabelece que a integral cíclica do calor é igual à integral cíclica do trabalho que, matematicamente, é expresso por:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (3.1)$$

Um fato importante observado por Joule nas transformações que envolvem calor e trabalho em sistemas fechados é que a diferença $(\delta Q - \delta W)$ refere-se a uma propriedade intrínseca aos sistemas e cuja diferencial é uma função de ponto e, portanto, independe do processo realizado. Essa propriedade é a energia do sistema representada aqui por E . Então, a primeira lei para sistemas, torna-se:

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (3.2)$$

Por outro lado, quando o estudo é feito em volumes de controle torna-se necessário levar em consideração a contribuição energética dada pelo fluxo de massa no escoamento do fluido que entra e que sai do objeto de estudo. Esta parcela, expressa matematicamente por $(U + PV)$, caracteriza outra propriedade termodinâmica conhecida

como entalpia H . Neste caso U representa a energia interna num estado, P é a pressão e V o volume do fluido escoado.

Levando-se em consideração agora a parcela de energia que é transportada pelo fluxo de massa para dentro e para fora do volume de controle, a primeira lei aplicada a volume de controle passa, portanto, a ser expressa como:

$$\frac{dE_{o,e}}{dt} = \dot{Q}_{o,e} - \dot{W}_{o,e} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s - \frac{1}{2} V_s^2 + g Z_s \right) \quad (3.3)$$

3.2 2 Segunda Lei da Termodinâmica

Antes de se enunciar a segunda lei da termodinâmica, faz-se necessário introduzir os conceitos de reversibilidade e irreversibilidade. Diz-se que um processo é reversível¹ se, para uma determinada transformação, seu estado inicial for alcançado novamente a partir da inversão do caminho seguido no processo anterior. Caso contrário, ele é dito irreversível. Em sua totalidade, os processos que ocorrem na natureza são irreversíveis, por exemplo: uma pessoa não fica mais jovem com o passar do tempo; uma folha de papel não volta a ser papel depois de queimada; uma gota de tinta de uma determinada cor depois de misturada a uma quantidade de tinta de outra cor não pode ser obtida novamente através de um processo inverso; um veículo consome combustível ao subir uma ladeira, porém se o mesmo desce a ladeira o combustível não retorna ao reservatório e assim por diante.

Joule e seus contemporâneos não entendiam, inicialmente, que os processos termodinâmicos reais deveriam ser irreversíveis². Eles viam a energia no universo como sendo um processo que poderia ser repetido indefinidamente e que através da inversão de sentido da transformação retornasse à mesma energia. Essa ideia, no entanto, só veio a cair com a descoberta da Segunda Lei da Termodinâmica a qual irá revelar a qualidade da disponibilidade de energia como também um sentido preferencial e único a ser seguido nos processos que ocorrem na natureza.

¹ Os processos reversíveis são idealizados, na engenharia, para avaliar o melhor desempenho dos processos reais.

² O atrito, transferência de calor com diferença finita de temperatura, expansão não resistida, reação química espontânea, fluxo de corrente elétrica atravessando um resistor, magnetização com histerese e deformações inelásticas são fatores que promovem as irreversibilidades (MORAN & SHAPIRO, 2002).

Dada a diversidade das áreas de aplicação da Segunda Lei, tais como, economia, filosofia, física, engenharias, dentre outras, não há um enunciado que contemple cada uma delas ao mesmo tempo, entretanto os enunciados elaborados por *Clausius* e por *Kelvin-Planck*, respectivamente, são de extrema aplicação na área térmica da engenharia a qual este trabalho está aplicado.

Primeiro enunciado: “*É impossível para qualquer sistema operar de tal forma que o único resultado seja a transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente*”.

Segundo enunciado: “*É impossível para qualquer sistema operar em um ciclo termodinâmico e fornecer uma quantidade líquida de energia através de trabalho para a vizinhança enquanto recebe energia por transferência de calor de um único reservatório térmico*”.

Embora o primeiro enunciado seja elaborado a partir do ciclo de refrigeração e o segundo do ciclo de potência, é possível comprovar que ambos os enunciados são equivalentes. Não é de interesse aqui aprofundar quanto a tal comprovação, entretanto pretende-se enfatizar a importância e a utilidade da aplicação da segunda lei em sistemas térmicos.

Segundo Moran et al (2005), a segunda lei e as deduções a partir dela são úteis porque fornecem meios para: previsão da direção dos processos; estabelecimento das condições de equilíbrio; determinação do melhor desempenho teórico dos ciclos, motores e outros equipamentos; avaliação quantitativa dos fatos que impedem a obtenção do melhor nível de desempenho teórico.

Outro fato merecedor de destaque surge a partir de um corolário proveniente da segunda lei conhecido como *Desigualdade de Clausius* o qual é representado matematicamente por:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \leq 0 \quad (3.4)$$

É fácil verificar que a integral $\int \left(\frac{\delta Q}{T} \right) = c$ é constante para todos os processos reversíveis entre os estados 1 e 2 e, portanto, independe do caminho. Tal fato remete a concluir que se trata mais uma vez de uma propriedade termodinâmica a qual foi

denominada de *Entropia* (S). Vale salientar ainda que a variação da entropia entre dois estados é a mesma qualquer que seja o processo, seja ele reversível ou não, visto que entropia é uma propriedade. Além disso, essa variação pode ser determinada matematicamente de forma generalizada por:

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \quad (3.5)$$

Um estudo mais aprofundado da Eq. (3.5) aplicada nos processos reais remete a concluir que a variação da entropia líquida³ de um sistema fechado é sempre positiva. Tal fato é conhecido como *Princípio do Aumento da Entropia*. Para que se possa verificar a igualdade neste caso, faz-se necessário a introdução de um termo adicional o qual é definido como *Geração de Entropia ou Entropia Gerada* (S_{ger}).

Por outro lado, quando o estudo envolve volumes de controle, o fato de a entropia ser uma propriedade extensiva, faz com que ela possa ser transportada para dentro ou para fora do volume de controle por escoamento da matéria. Sendo assim, a segunda lei da termodinâmica passa a ser expressa quantitativamente e de forma generalizada como:

$$\frac{dS_{o.e}}{dt} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right) + \dot{S}_{ger} \quad (3.6)$$

3.3 EXERGIA

A segunda lei da termodinâmica trata da qualidade da energia, diz respeito à degradação da energia durante um processo, à geração de entropia e às oportunidades perdidas de realizar trabalho. Já é compreensível que por mais eficiente que seja uma máquina térmica, ela não consegue converter integralmente a energia que recebe em trabalho. A introdução do conceito de *Exergia* irá ajudar a determinar o trabalho máximo que uma máquina reversível poderia produzir e também fornecer dados necessários para aperfeiçoar processos e máquinas. Então, qual a quantidade de energia que uma máquina recebe que pode ser extraída em trabalho útil?

Antes de responder esta pergunta é necessário compreender o conceito de *Estado Morto*. Neste estado um determinado sistema encontra-se à mesma temperatura e pressão

³ A variação da entropia líquida corresponde à soma da variação da entropia do sistema com a variação da entropia do meio, ou seja, $dS_{liq} = dS_{sistema} + dS_{meio} = \sum \delta S_{gerado} \geq 0$.

do ambiente, não possui energia cinética nem potencial em relação ao ambiente, não reage quimicamente com este e, também, não possui tensões magnéticas, elétricas e de superfície desequilibradas em sua fronteira.

Szargut *et al* (1988) conceitua *Exergia* como sendo a quantidade de trabalho obtida quando uma matéria qualquer é trazida para um estado de equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente, por um processo reversível, envolvendo interações apenas com os componentes do meio ambiente.

O equilíbrio termodinâmico entre o sistema e o meio ambiente representa o estado morto. São consideradas, a menos que sejam especificadas de outra forma, as condições de temperatura $T_0 = 25\text{ °C}$ e pressão $P_0 = 1\text{ atm}$ para o estado morto. Além disso, este estado representa o referencial para a determinação quantitativa da exergia do sistema, logo o valor da exergia neste estado é nulo.

Para Çengel (2006), *Exergia* é o trabalho máximo útil que pode ser obtido de um sistema em um determinado estado e em um ambiente especificado. É uma propriedade que nos permite determinar o potencial de trabalho útil de uma determinada quantidade de energia em um estado especificado.

Pode-se observar que o conceito de exergia combina as condições do ambiente, mais precisamente, as condições de estado morto com as propriedades do sistema ou volume de controle. Os termos *Disponibilidade* e *Energia Disponível* também são utilizados como sinônimos de exergia.

Szargut *et al* (1988) e Kotas (1995) subdividem a exergia total em: cinética; potencial; física ou termomecânica e química⁴. As duas primeiras são determinadas matematicamente a partir de equações idênticas às da energia cinética e potencial, visto que podem ser convertidas integralmente em trabalho útil. A exergia física, por sua vez, pode ser transferida para dentro ou para fora de um volume de controle a partir da transferência de calor, realização de trabalho e escoamento de massa.

As equações⁵ abaixo mostram como é possível se determinar a transferência de exergia física:

⁴ Não será abordado a Exergia Química, visto que, não temos reações químicas que influenciam significativamente o funcionamento da máquina em estudo. Maiores informações consultem Kotas (1995).

⁵ As equações foram extraídas de Çengel (2006).

- **Transferência de exergia por calor:**

$$Ex_{calor} = \int (1 - \frac{T_0}{T}) \delta Q \quad (\text{para } T \text{ variável}) \quad (3.7a)$$

$$Ex_{calor} = (1 - \frac{T_0}{T}) Q \quad (\text{para } T \text{ constante}) \quad (3.7b)$$

- **Transferência de exergia por trabalho:**

$$Ex_{trabalho} = W - P_0 (V_2 - V_1) \quad (\text{trabalho de fronteira}) \quad (3.8a)$$

$$Ex_{calor} = W \quad (\text{outras formas de trabalho}) \quad (3.8b)$$

- **Transferência de exergia por fluxo de massa:**

$$Ex_{fluxo} = m[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz] \quad (\text{outras formas de trabalho}) \quad (3.9)$$

Uma vez conhecido o conceito de exergia, suas subdivisões e as respectivas equações, pode-se efetuar o balanço de exergia o qual é feito para volume de controle em forma de taxa.

$$\frac{dEx_{v.c}}{dt} = \sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q}_k - (\dot{W} - p_0 \frac{dV_{v.c}}{dt}) + \sum_e \dot{m} ex - \sum_s \dot{m} ex - \dot{Ex}_{destruída} \quad (3.10)$$

sendo:

$$ex = \frac{Ex_{fluxo}}{m} \quad (3.11)$$

A última parcela da Eq. (3.11) corresponde à *Exergia Destruída* (em taxa) em decorrência das irreversibilidades inerentes aos processos reais. Por isso também é chamada de *Irreversibilidades* ou *Trabalho Perdido*. Gouy (1889) e Stodola (1910) constataram que essas irreversibilidades eram proporcionais à geração de entropia e poderiam ser determinadas, em taxa, por (BEJAN,1996):

$$\dot{Ex}_{destruída} = \dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.12)$$

3.4 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

As máquinas térmicas são equipamentos que convertem energia térmica (calor) em trabalho útil. Os refrigeradores e as bombas de calor, por sua vez, recebem energia em forma de trabalho para poder transferir calor de uma fonte a baixa temperatura para outra com temperatura mais elevada. A diferença entre refrigeradores e bombas de calor encontra-se naquilo em que se deseja, isto é, no primeiro refrigerar um ambiente enquanto que no segundo aquecer um ambiente ou fornecer calor a certos processos industriais que acontecem a temperaturas elevadas.

Pelo que já se sabe, nenhuma máquina dessas é capaz de converter integralmente calor em trabalho ou transferir calor de uma fonte fria para uma quente espontaneamente. Neste momento, faz-se necessário introduzir um parâmetro capaz de informar o quanto de trabalho está sendo produzido a partir de certa quantidade de calor fornecido ou, então, o quanto de calor está sendo transferindo a partir do fornecimento de certa quantidade de energia em forma de trabalho. Esta grandeza representa na verdade a *Eficiência Energética* ou *Rendimento* η_I de uma máquina térmica. Porém, quando se refere a refrigeradores ou bombas de calor encontraremos o *Coeficiente de Desempenho ou de Eficácia (COP)* representados por β ou β' , respectivamente.

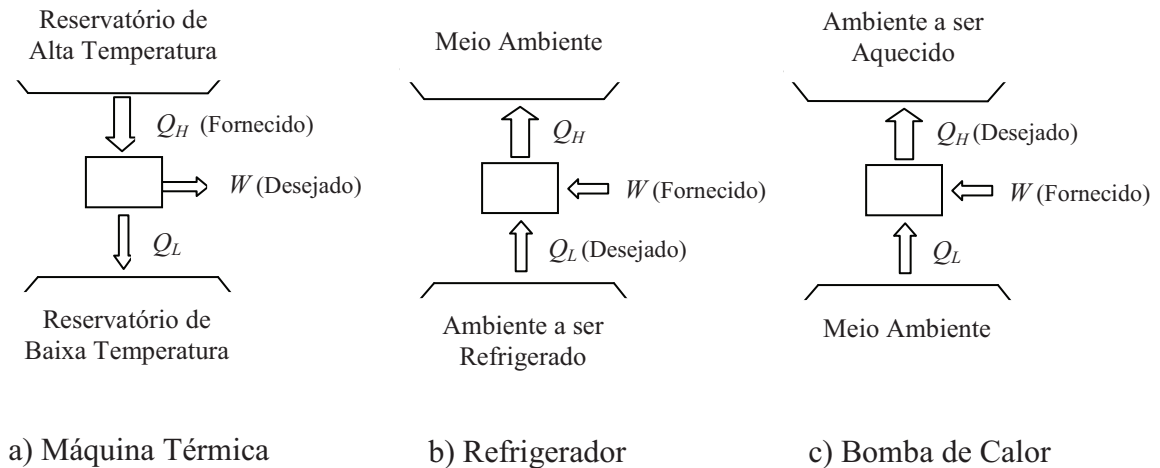


Figura 3.1 - Diagramas para determinação da eficiência energética de máquinas térmicas e do coeficiente de eficácia para refrigeradores e bombas de calor

Wylen (2003) define essa eficiência como sendo a razão entre o que é pretendido (energia pretendida) e o que é usado (energia gasta). Os diagramas mostrados na Fig.(3.3) representam uma máquina térmica, um refrigerador e uma bomba de calor, respectivamente. Aplicando a definição, determina-se a eficiência energética de uma máquina térmica e também o coeficiente de eficácia para refrigeradores e bombas de calor que operam em ciclos. A saber:

$$\eta_I = \frac{W_{\text{liquido}}}{Q_{\text{fornecido}}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (\text{Máquina Térmica}) \quad (3.13)$$

$$\beta = \frac{Q_L}{W_{\text{fornecido}}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (\text{Refrigerador}) \quad (3.14)$$

$$\beta' = \frac{Q_H}{W_{\text{fornecido}}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (\text{Bomba de Calor}) \quad (3.15)$$

Por outro lado, a eficiência segundo a primeira lei da termodinâmica não retrata a realidade, visto que, não faz referência ao melhor desempenho possível desses equipamentos sob as mesmas condições de funcionamento. Isto ocorre porque parte da energia que fornecemos a um equipamento, na verdade, não pode ser aproveitada. É a chamada *Anergia*.

Em decorrência a isto, devemos introduzir um novo parâmetro que retrate de forma mais realista o desempenho termodinâmico de um equipamento. Trata-se, portanto, da *Eficiência Exergética* ou *Racional* que, segundo Kotas (1995) a define como a razão entre a variação da exergia do produto pela variação da exergia do insumo necessária ao processo ou ao ciclo, conforme mostra a Eq. (3.16).

$$\eta_{II} = \frac{\Delta \dot{Ex}_{\text{produto}}}{\Delta \dot{Ex}_{\text{insumo}}} = \frac{\dot{Ex}_{\text{ganho}}}{\dot{Ex}_{\text{fornecido}}} = \frac{\dot{Ex}_{\text{fornecido}} - \dot{Ex}_{\text{destruido}}}{\dot{Ex}_{\text{fornecido}}} \quad (3.16)$$

A eficiência baseada na segunda lei da termodinâmica compara o dispositivo real com o ideal operando com os mesmos escoamentos e estados de alimentação e descarga. Além disso, levam-se em consideração as irreversibilidades inerentes aos processos efetuados.

3.5 MODELAGEM TERMODINÂMICA

A modelagem termodinâmica é, na verdade, a aplicação das equações da conservação da massa, conservação da espécie, primeira e segunda leis da termodinâmica, determinação das entropias geradas, irreversibilidades e eficiências energética e exergética nos diversos volumes de controle que compõem a máquina como também ao ciclo termodinâmico.

Antes de iniciar a modelagem é necessário fazer algumas considerações que serão utilizadas nos equacionamentos:

- i. Todos os componentes deverão operar em regime estacionário;
- ii. As contribuições de energia provenientes das variações de energia cinética e potencial são consideradas desprezíveis;
- iii. Na saída do evaporador e do condensador, o refrigerante é suposto em condições de saturação;
- iv. A solução de brometo de lítio tem condições de equilíbrio nas saídas do absorvedor e do gerador de vapor;
- v. Não ocorre transferência de calor entre os trocadores de calor e sua vizinhança;
- vi. As perdas de carga por atrito nos trocadores de calor e nas tubulações são consideradas desprezíveis.
- vii. A exergia total ex_t será dada pela soma da exergia física ex_f com a exergia química ex_q .

3.5.1 Volume de Controle: Gerador de Vapor I

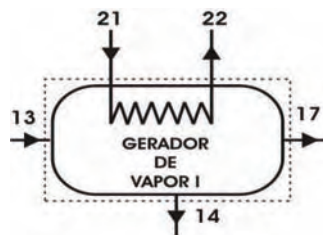


Figura 3.2 - Volume de controle do gerador de vapor I do sistema de duplo efeito em série.

Conservação da massa e da espécie:

$$\dot{m}_{13}x_{13} = \dot{m}_{14}x_{14} + \dot{m}_{17}x_{17} \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (3.18)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{gl} = \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{Q}_{pc} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) \quad (3.19)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(gl)} = \frac{|\dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{17}h_{17}|}{|\dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22})|} \quad (3.20)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(gl)} = \dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{13}s_{13} - \frac{\dot{Q}_{gl}}{T_{gl}} \quad (3.21)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad i = 13, 14, 17, 21 \text{ e } 22 \quad (3.22)$$

$$ex_q = \sum_i x_i b_{oi}^q + RT_o \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad i = 21 \text{ e } 22 \quad (3.23)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_{21}ex_{t21} + \dot{m}_{13}ex_{t13} - \dot{m}_{14}ex_{t14} - \dot{m}_{17}ex_{t17} - \dot{m}_{22}ex_{t22} \quad (3.24)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(gl)} = \frac{\dot{m}_{14}(ex_{t14} - ex_{t13}) + \dot{m}_{17}(ex_{t17} - ex_{t13})}{\dot{m}_{21}(ex_{t21} - ex_{t22})} \quad (3.25)$$

3.5.2 - Volume de Controle: Gerador de Vapor II

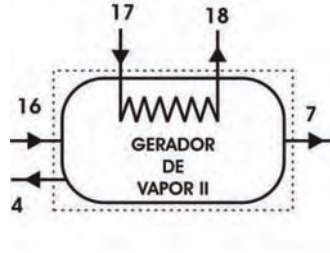


Figura 3.3 - Volume de controle do gerador de vapor II do sistema de duplo efeito em série.

Conservação da massa e da espécie:

$$\dot{m}_{16}x_{16} = \dot{m}_4x_4 + \dot{m}_7x_7 \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} \quad (3.27)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{gII} = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{16}h_{16} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (3.28)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(gII)} = \frac{|\dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_7h_7|}{|\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})|} \quad (3.29)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(gII)} = \dot{m}_7s_7 + \dot{m}_4s_4 - \dot{m}_{16}s_{16} - \frac{\dot{Q}_{gII}}{T_{gII}} \quad (3.30)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad i = 4, 7, 16, 17 \text{ e } 18 \quad (3.31)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_{17}ex_{t17} + \dot{m}_{16}ex_{t16} - \dot{m}_4ex_{t4} - \dot{m}_7ex_{t7} - \dot{m}_{18}ex_{t18} \quad (3.32)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(gII)} = \frac{\dot{m}_4(ex_{t4} - ex_{t16}) + \dot{m}_7(ex_{t7} - ex_{t16})}{\dot{m}_{17}(ex_{t17} - ex_{t18})} \quad (3.33)$$

3.5.3 Volume de Controle: Condensador

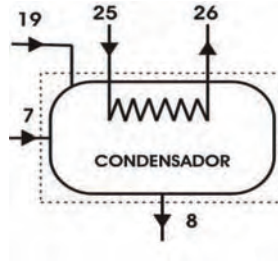


Figura 3.4 - Volume de controle do condensador do sistema de duplo efeito em série.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{19} \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \quad (3.35)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_{25} (h_{26} - h_{25}) \quad (3.36)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(c)} = \frac{|\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8|}{|\dot{m}_{25} (h_{25} - h_{26})|} \quad (3.37)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(c)} = \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_{19} s_{19} - \dot{m}_7 s_7 - \frac{\dot{Q}_c}{T_c} \quad (3.38)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o) \quad i = 7, 8, 19, 25 \text{ e } 26 \quad (3.39)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_{25} ex_{t25} + \dot{m}_{19} ex_{t19} + \dot{m}_7 ex_{t7} - \dot{m}_{26} ex_{t26} - \dot{m}_8 ex_{t8} \quad (3.40)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(c)} = \frac{\dot{m}_8 (ex_{t8} - ex_{t19}) + \dot{m}_8 (ex_{t8} - ex_{t7})}{\dot{m}_{25} (ex_{t25} - ex_{t26})} \quad (3.41)$$

3.5.4 Volume de Controle: Evaporador

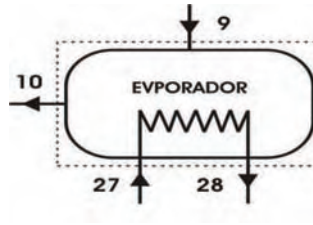


Figura 3.5 - Volume de controle do evaporador do sistema de duplo efeito em série.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.42)$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} \quad (3.43)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10}) = \dot{m}_{27} C_{p_{H_2O}} (T_{27} - T_{28}) \quad (3.44)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(ev)} = \frac{|\dot{m}_{27} (h_{27} - h_{28})|}{|\dot{m}_{10} (h_{10} - h_9)|} \quad (3.45)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(ev)} = \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_9s_9 - \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{ev}} \quad (3.46)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad i = 9, 10, 27 \text{ e } 28 \quad (3.47)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_{27}ex_{t27} + \dot{m}_9ex_{t9} - \dot{m}_{28}ex_{t28} - \dot{m}_{10}ex_{t10} \quad (3.48)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(ev)} = \frac{\dot{m}_{27}(ex_{t27} - ex_{t28})}{\dot{m}_{10}(ex_{t9} - ex_{t10})} \quad (3.49)$$

3.5.5 Volume de Controle: Absorvedor

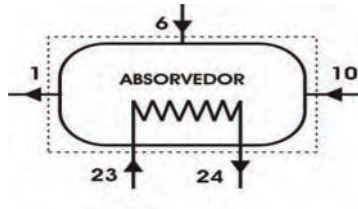


Figura 3.6 - Volume de controle do absorvedor do sistema de duplo efeito em série.

Conservação da massa e da espécie:

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \quad (3.50)$$

$$\dot{m}_1x_1 = \dot{m}_6x_6 + \dot{m}_{10}x_{10} \quad (3.51)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_{23}Cp_{ar}(T_{24} - T_{23}) \quad (3.52)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(a)} = \frac{|\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1|}{|\dot{m}_{23} (h_{24} - h_{23})|} \quad (3.53)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(a)} = \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{10} s_{10} - \frac{\dot{Q}_a}{T_a} \quad (3.54)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o) \quad i = 1, 6, 23 \text{ e } 24 \quad (3.55)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_6 ex_{t6} + \dot{m}_{10} ex_{t10} + \dot{m}_{23} ex_{t23} - \dot{m}_1 ex_{t1} - \dot{m}_{24} ex_{t24} \quad (3.56)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(a)} = \frac{\dot{m}_6 (ex_{t6} - ex_{t1}) + \dot{m}_{10} (ex_{t10} - ex_{t1})}{\dot{m}_{23} (ex_{t24} - ex_{t23})} \quad (3.57)$$

3.5.6 Volume de Controle: Trocadores de calor I

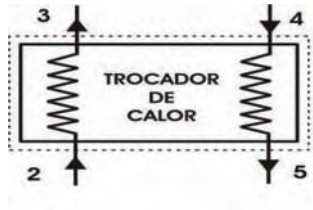


Figura 3.7 - Volume de controle do trocador de calor I do sistema de duplo efeito em série

Conservação da massa e da espécie:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.59)$$

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (3.60)$$

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 \quad (3.61)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{tcI} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (3.62)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(tcI)} = \frac{|\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2|}{|\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5|} \quad (3.63)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(tcI)} = \dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_4 s_4 \quad (3.64)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad i = 2, 3, 4 \text{ e } 5 \quad (3.65)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_2 ex_{t2} + \dot{m}_4 ex_{t4} - \dot{m}_3 ex_{t3} - \dot{m}_5 ex_{t5} \quad (3.66)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(tcI)} = \frac{\dot{m}_3 (ex_{t3} - ex_{t2})}{\dot{m}_4 (ex_{t4} - ex_{t5})} \quad (3.67)$$

3.5.7 Volume de Controle: Trocadores de calor II

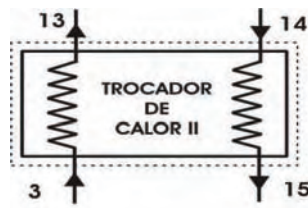


Figura 3.8 - Volume de controle do trocador de calor II do sistema de duplo efeito em série.

Conservação da massa e da espécie:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{13} \quad (3.68)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (3.69)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_{13} x_{13} \quad (3.70)$$

$$\dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{15} x_{15} \quad (3.71)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{tcII} = \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{15} h_{15} \quad (3.72)$$

Eficiência energética:

$$\eta_{I(tcII)} = \frac{|\dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_3 h_3|}{|\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{15} h_{15}|} \quad (3.73)$$

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger(tcII)} = \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_{15} s_{15} - \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_{14} s_{14} \quad (3.74)$$

Exergia:

$$ex_f = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad i = 3, 13, 14 \text{ e } 15 \quad (3.75)$$

Irreversibilidade:

$$I = \dot{m}_3 ex_{t3} + \dot{m}_{14} ex_{t14} - \dot{m}_{13} ex_{t13} - \dot{m}_{15} ex_{t15} \quad (3.76)$$

Eficiência racional:

$$\eta_{II(tcII)} = \frac{\dot{m}_{13}(ex_{t13} - ex_{t3})}{\dot{m}_{14}(ex_{t14} - ex_{t15})} \quad (3.77)$$

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DIMENSIONAMENTO

A análise de transferência de calor leva em consideração os aspectos construtivos de cada componente da unidade. Neste capítulo serão feitos os dimensionamentos dos diversos trocadores de calor e dos dispositivos de expansão que compõem a unidade piloto, de forma a garantir que a quantificação das transferências de calor obtida a partir da análise termodinâmica possa ser verificada durante o funcionamento.

Para se efetuar o dimensionamento dos diversos trocadores de calor, foi utilizado o método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura – DTML. Neste método, a taxa de transferência de calor entre os fluidos que circulam pelo volume de controle é dada por:

$$Q = A_t \cdot U_m \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.1)$$

Conhecido o calor trocador em cada trocador através da análise termodinâmica, o dimensionamento se restringe agora em se determinar a área total de troca de calor, o coeficiente global de transferência de calor e a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos.

Para o dimensionamento dos trocadores¹ de calor, foram adotadas as seguintes considerações:

- i- Perda de calor para a vizinhança desprezível;
- ii- Mudança nas energias cinética e potencial desprezível;

¹ Refere-se aqui a trocadores de calor: geradores de vapor de alta e de baixa; condensador; evaporador; absorvedor e trocadores intermediários.

- iii- Propriedades constantes;
- iv- Fator de deposição no tubo desprezível;
- v- Condições de escoamento plenamente desenvolvidas;
- vi- Propriedades dos fluidos obtidas a partir do EES.
- vii- Todos os trocadores funcionam em contra corrente.

Caso seja necessário fazer alguma alteração, acréscimo ou retirada nas considerações mencionadas em algum caso particular de dimensionamento será esclarecido no momento oportuno. Além disso, as equações de transferência de calor foram retiradas de (INCROPERA *et al*, 2008), salvo restrição àquelas informadas durante os equacionamentos.

4.1 DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

Para a modelagem das equações do condensador, toma-se como base o volume de controle mostrado na Fig.(3.4). Acrescenta-se também a consideração de que a condensação ocorra em forma de filme na superfície dos tubos.

4.1.1 Escoamento interno

O fluido que escoar na região interna dos tubos é a água cujas propriedades foram obtidas a partir do EES tendo como base a temperatura média aritmética em relação às temperaturas de entrada e de saída da água nos tubos.

- **Cálculo do número de Reynolds**

O número de Reynolds é calculado para o escoamento do fluido em apenas um único tubo e é determinado por:

$$Re_{(int)} = \frac{4 \cdot \left(\dot{m}_{(H_2O)} / N_T \right)}{\pi \cdot d_{(int)} \cdot \mu_{(H_2O)}} \quad (4.2)$$

- **Cálculo do número de Nusselt**

O número de Nusselt no escoamento turbulento no interior do tubo liso pode ser determinado a partir da Tab. (A1) do Anexo B referente às correlações da convecção para escoamento em tubo circular. Para Re encontrado é válido o uso da equação:

$$Nu_{(int)} = 0,023 \cdot Re_{(int)}^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \quad (4.3)$$

sendo o Número de Prandtl dado por:

$$pr = \frac{cp_{(H_2O)} \cdot \mu_{(H_2O)}}{k_{(H_2O)}} \quad (4.4)$$

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Conhecido o Número de Nusselt, pode-se agora determinar o coeficiente de convecção interno através da equação:

$$h_{(int)} = \frac{Nu_{(int)} \cdot k_{(H_2O)}}{d_{(int)}} \quad (4.5)$$

4.1.2 Escoamento externo

O fluido que passa por entre os tubos internos e o casco do condensador é o vapor d'água o qual deverá ser condensado.

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Considerando que o processo de condensação acontece na forma de filme, ou seja, um filme de líquido se forma por toda a superfície dos tubos, o coeficiente de convecção pode ser calculado a partir da equação:

$$h_{(ext)} = 0,729 \left[\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv} \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sup}) \cdot N_{T,F} \cdot D_T} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.6a)$$

sendo que (h'_{lv}) a entalpia corrigida de mudança de fase a qual é determinada através do número de Jacob que representa a razão entre a energia sensível absorvida e a energia latente absorvida na mudança de fase líquido-vapor, ou seja,

$$Ja = Cp_v \frac{(T_{sup} - T_{sat})}{h_{lv}} \quad (4.6b)$$

e

$$h'_{lv} = h_{lv} (1 + 0,68 \cdot Ja) \quad (4.6c)$$

As propriedades do líquido saturado contidas na Eq.(4.6a) foram obtidas levando-se em consideração a temperatura do filme a qual pode ser determinada pela equação,

$$T_{filme} = \frac{T_{(sup)} + T_{(inf)}}{2} \quad (4.7)$$

A temperatura de saturação T_{sat} é igual à temperatura do condensado na saída do condensador, ou seja, T_8 . Entretanto, como o condensador possui duas tubulações de entrada de vapor é necessário que as temperaturas na superfície T_{sup} e no infinito T_{inf} sejam determinadas da seguinte forma:

Primeiro foi estimado uma temperatura média para a entrada do vapor no condensador tomando como base a conservação da energia e considerando o calor específico constante, resultando,

$$T_{Sat (7,19)} = \frac{\dot{m}_7 \cdot T_7 + \dot{m}_{19} \cdot T_{19}}{\dot{m}_7 + \dot{m}_{19}} \quad (4.8)$$

Em seguida, estimou-se a temperatura em um ponto distante da superfície dos tubos chamada aqui de temperatura no infinito, dada por:

$$T_{(inf)} = \frac{T_{(7,19)} + T_8}{2} \quad \text{Temperatura no infinito} \quad (4.9)$$

A temperatura da superfície dos tubos foi considerada como a média aritmética das temperaturas de entrada e saída da água de arrefecimento no interior dos tubos, dada por;

$$T_{(sup)} = \frac{T_{25} + T_{26}}{2} \quad \text{Temperatura na superfície dos tubos} \quad (4.10)$$

- **Cálculo do coeficiente global de transferência de calor**

Para o cálculo do coeficiente global foi feito uso da equação:

$$U_m = \frac{1}{h_{(int)} \cdot A_{(int,lat)}} + \frac{\ln\left(\frac{D_h}{d_{(int)}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{1}{h_{(ext)} \cdot A_{(ext,lat)} \cdot N_T} \quad (4.11)$$

- **Cálculo do ΔT_{ml}**

O cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura é feito com base nos trocadores de calor em contra corrente. Dessa forma, são utilizadas as equações:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (4.12)$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{fr,s} = T_{26} - T_8 \quad (4.13a)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{fr,e} = T_{25} - T_8 \quad (4.13b)$$

- **Cálculo da área total de transferência de calor**

A área total de troca de calor é calculada pela equação:

$$A_t = \pi \cdot D_T \cdot L_T \cdot N_T \quad (4.14)$$

Substituindo a Eq.(4.14) na Eq.(4.1), encontra-se a relação entre o comprimento do tubo e o número de tubos que é dado por:

$$L_T \cdot N_T = \frac{Q}{\pi \cdot D_T U_m \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.15)$$

4.2 DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR

Pelo evaporador circulam dois fluxos de fluido, sendo que pelo interior dos tubos circula água a qual deverá ser resfriada, enquanto que, pela região entre o casco e os tubos circula o líquido refrigerante que, nesse caso, também é a água. O detalhe é que o refrigerante deverá entrar no evaporador na fase líquida e sair como vapor saturado ocorrendo assim mudança de fase. Para que isso ocorra, a água que circula pelo interior dos tubos deverá fornecer calor ao refrigerante e, com isso, sairá do evaporador com uma temperatura mais baixa do que a que entrou, é o chamado efeito frigorífico.

Para o dimensionamento do evaporador, foram adotadas as mesmas considerações citadas anteriormente para o condensador, salvo correção na consideração que diz respeito à condensação em filme, visto que se trata agora de um processo de ebulição em filme. Além disso, é tomado agora o volume de controle mostrado na Fig.(3.5) para expressar os referidos pontos no equacionamento.

4.2.1 Escoamento interno

No interior dos tubos contidos no evaporador circula água a qual deverá ser refrigerada. Para se obter as propriedades da água foi adotada a média aritmética das temperaturas da entrada e da saída da água no evaporador, uma vez que a temperatura da água varia durante sua passagem pelos tubos.

- **Cálculo do número de Reynolds**

O Número de Reynolds para um tubo é dado por:

$$Re_{(int)} = \frac{4 \cdot \left(\dot{m}_{(H_2O)} / N_T \right)}{\pi \cdot d_{(int)} \cdot \mu_{(H_2O)}} \quad (4.16)$$

- **Cálculo do número de Nusselt**

Para Re encontrado é válido mais uma vez o uso das Equações:

$$Nu_{(int)} = 0,023 \cdot Re_{(int)}^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.17)$$

sendo o Número de Prandtl dado por:

$$Pr = \frac{cp_{(H_2O)} \cdot \mu_{(H_2O)}}{k_{(H_2O)}} \quad (4.18)$$

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Conhecido o Número de Nusselt, pode-se agora determinar o coeficiente de convecção interno através da equação:

$$h_{(int)} = \frac{Nu_{(int)} \cdot k_{(H_2O)}}{d_{(int)}} \quad (4.19)$$

4.2.2 Escoamento externo

O fluido que passa por entre os tubos internos e o casco do evaporador também é água, entretanto pretende-se que ela saia do evaporador como vapor saturado.

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

O coeficiente de convecção pode ser calculado a partir da equação:

$$h_{(ext)} = 0,729 \left[\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv} \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sup}) \cdot N_{T,F} \cdot D_T} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.20)$$

As propriedades do líquido saturado contidas na Eq.(4.20) foram obtidas levando-se em consideração a temperatura do filme a qual pode ser determinada pela equação:

$$T_{filme} = \frac{T_{sat} + T_{sup}}{2} \quad (4.21)$$

sendo

$$T_{sup} = \frac{T_{27} + T_{28}}{2} \quad e \quad T_{sat} = T_{10} \quad (4.22)$$

- **Cálculo do coeficiente global de transferência de calor**

Para o cálculo do coeficiente global foi feito uso da equação:

$$U_m = \frac{1}{h_{(int)} \cdot A_{(int,lat)}} + \frac{\ln \left(\frac{D_h}{d_{(int)}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{1}{h_{(ext)} \cdot A_{(ext,lat)} \cdot N_T} \quad (4.23)$$

- **Cálculo do ΔT_{ml}**

O cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura é feito com base nos trocadores de calor em contra corrente. Dessa forma, são utilizadas as equações:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (4.24)$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{fr,s} = T_{27} - T_9 \quad (4.25a)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{fr,e} = T_{28} - T_{10} \quad (4.25b)$$

- **Cálculo da área total de transferência de calor**

A área total de troca de calor corresponde à superfície dos tubos que é banhada pelo fluido é calculada pela equação:

$$A_t = \pi \cdot D_T \cdot L_T \cdot N_T \quad (4.26)$$

Substituindo a Eq.(4.26) na Eq.(4.1), encontra-se a relação entre o comprimento do tubo e o número de tubos que é dado por:

$$L_T \cdot N_T = \frac{Q}{\pi \cdot D_T U_m \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.27)$$

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES INTERMEDIÁRIOS

Os fluidos que irão circular nos trocadores de calor intermediários é a solução de água/brometo de lítio em concentrações distintas os quais irão trocar calor entre si sem que haja mudança de fase. A solução com concentração fraca passa pela região anular em ambos os trocadores, enquanto que solução com concentração forte e média passa pelos tubos internos no trocador de baixa e de alta, respectivamente. A partir dos dados do programa de simulação computacional de Santos (2005) e dos valores das propriedades necessárias obtidas através do EES, foram efetuados os procedimentos para o dimensionamento.

Foram tomados os volumes de controle mostrado nas Fig.(3.7) e (3.8) para expressar os referidos pontos no equacionamento do trocador de calor de alta e o de baixa, respectivamente.

4.3.1 Escoamento interno

- **Cálculo do número de Reynolds**

O número de Reynolds para um único tubo é determinado pela equação:

$$Re_{(int)} = \frac{4 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{(LiBr)}}{N_T} \right)}{\pi \cdot d_{(int)} \cdot \mu_{(LiBr)}} \quad (4.28)$$

Para Reynolds encontrado, toma-se Nusselt igual a $Nu = 4,36$ da Tab. (A.1) do Anexo B.

- **Cálculo de coeficiente de convecção**

Conhecendo-se o número de Nusselt, o coeficiente de convecção interno pode ser determinado por:

$$Nu = \frac{h_{(int)} \cdot d_{(int)}}{k_{(LiBr)}} = 4,36 \quad (4.29)$$

4.3.2 Escoamento anular

Foi considerado que os vinte tubos internos funcionassem como se fosse um único tubo com área transversal correspondente ao conjunto, conforme mostra a Fig (4.1). Sendo assim o escoamento é tratado como anular.

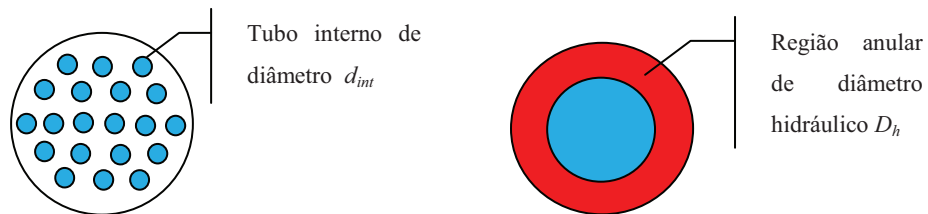


Figura 4.1- Esboço da região interna dos trocadores de calor

- **Cálculo do número de Reynolds**

$$Re_{(an)} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{(LiBr)}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_{(LiBr)}} \quad (4.30)$$

Para Reynolds encontrado, Nusselt é tomado $Nu = 4,36$.

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Sabendo-se o valor do número de Nusselt, o coeficiente de convecção externo é determinado a partir da equação:

$$Nu = \frac{h_{(ext)} \cdot D_h}{k_{(LiBr)}} \quad (4.31)$$

- **Cálculo do coeficiente global**

De posse dos valores dos coeficientes de convecção, encontra-se o coeficiente global de transferência de calor o qual é determinado por:

$$U_m = \frac{1}{h_{(int)} \cdot A_{(int,lat)}} + \frac{\ln\left(\frac{D_h}{d_{(int)}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{1}{h_{(ext)} \cdot A_{(ext,lat)}} \quad (4.32)$$

- **Cálculo do ΔT_{ml}**

Como os trocadores intermediários também funcionam em contra corrente, a média logarítmica das diferenças de temperatura é determinada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (4.33)$$

	$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{fr,s}$	$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{fr,e}$	
Trocador de alta	$\Delta T_1 = T_{14} - T_{13}$	$\Delta T_2 = T_{15} - T_3$	(4.34a)
Trocador de baixa	$\Delta T_1 = T_4 - T_3$	$\Delta T_2 = T_5 - T_2$	(4.34b)

- **Cálculo da área total de transferência de calor**

A área total de troca de calor corresponde à superfície dos tubos que é banhada pelo fluido calculada pela equação:

$$A_t = \pi \cdot D_h \cdot L_T \cdot N_T \quad (4.35)$$

Substituindo a Eq.(4.35) na Eq.(4.1), encontra-se a relação entre o comprimento do tubo e o número de tubos que é dado por:

$$L_T \cdot N_T = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_h U_m \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.36)$$

sendo

$$\dot{Q} = \dot{m}_3 (h_{13} - h_3) \quad \text{para o trocador de alta} \quad (4.37)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad \text{para o trocador de baixa} \quad (4.38)$$

4.4 DIMENSIONAMENTO DO ABSORVEDOR

A Figura 3.6 ilustra o volume de controle em estudo. O absorvedor é o equipamento responsável em promover a absorção do vapor d'água vinda do evaporador pela solução de brometo de lítio de concentração forte proveniente do gerador de vapor de baixa, fazendo com que a concentração da solução retorne ao nível fraco e, com isso, complete o ciclo de refrigeração por absorção. Neste processo de absorção ocorre liberação de calor, fato que irá dificultar a absorção do vapor caso não seja removido do volume de controle. Para tanto, se faz necessário um sistema de arrefecimento que, nesse caso, é realizado pela passagem de água pelo interior dos tubos que compõem o absorvedor. O calor que deve ser removido é determinado pela equação:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{23} \cdot c_{p(H_2O)} \cdot (T_{24} - T_{23}) = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.39)$$

4.4.1 Escoamento interno

- **Cálculo do número de Reynolds**

O Número de Reynolds para um tubo é dado por:

$$Re_{(int)} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_{(H_2O)} / N_T)}{\pi \cdot d_{(int)} \cdot \mu_{(H_2O)}} \quad (4.40)$$

- **Cálculo do número de Nusselt:**

Para Re encontrado é válido o uso das equações:

$$Nu_{(int)} = 0,023 \cdot Re_{(int)}^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.41)$$

sendo o Número de Prandlt dado por:

$$Pr = \frac{cp_{(H_2O)} \cdot \mu_{(H_2O)}}{k_{(H_2O)}} \quad (4.42)$$

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Conhecido o Número de Nusselt, pode-se agora determinar o coeficiente de convecção interno através da equação:

$$h_{(int)} = \frac{Nu_{(int)} \cdot k_{(H_2O)}}{d_{(int)}} \quad (4.43)$$

4.4.2 Escoamento externo

O refrigerante vindo do evaporador, preferencialmente na fase de vapor, deverá ser absorvido pela solução de concentração forte vinda do gerador de vapor de baixa. Nesse caso o vapor deverá se condensar formando assim uma solução de concentração fraca. Ambos os fluxos irão passar por entre os tubos e o casco do absorvedor.

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Para a determinação do coeficiente de convecção externo foi feito uso da equação,

$$h_{(ext)} = 0,729 \left[\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv} \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sup}) \cdot N_{T,F} \cdot D_T} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.44)$$

Para a determinação da temperatura de filme, visto que se tem uma tubulação de entrada escoando solução forte e outra de vapor d'água, calcula-se da seguinte forma: Primeiro determina-se uma temperatura média para a entrada do vapor e da solução de concentração forte como se fosse uma única entrada. Isso foi feito através da conservação da energia o que resultou na equação:

$$T_{(6,10)} = \frac{\dot{m}_6 \cdot T_6 + \dot{m}_{10} \cdot T_{10}}{\dot{m}_1} \quad (4.45)$$

Em seguida calcula-se a temperatura no infinito, dada por:

$$T_{(inf)} = \frac{T_{(6,10)} + T_1}{2} \quad \text{Temperatura no infinito} \quad (4.46)$$

A temperatura da superfície dos tubos foi considerada como a média aritmética das temperaturas de entrada e saída da água de arrefecimento que circula pelo interior dos tubos, dada por:

$$T_{(sup)} = \frac{T_{23} + T_{24}}{2} \quad \text{Temperatura na superfície dos tubos} \quad (4.47)$$

A temperatura de filme utilizada para se determinar as propriedades da solução e do vapor que entram no absorvedor foi definida como:

$$T_{filme} = \frac{T_{(sup)} + T_{(inf)}}{2} \quad \text{Temperatura do filme} \quad (4.48)$$

A concentração média foi então calculada pela equação,

$$x_m = \frac{\dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_{10} \cdot x_{10}}{\dot{m}_1} \quad (4.49)$$

Com a temperatura do filme e da concentração média e fazendo uso do EES, encontram-se as propriedades necessárias exigidas na Eq.(4.44).

- **Cálculo do coeficiente global de transferência de calor**

Para o cálculo do coeficiente global foi feito uso da equação:

$$U_m = \frac{1}{h_{(int)} \cdot A_{(int,lat)} \cdot N_T} + \frac{\ln\left(\frac{D_h}{d_{(int)}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{1}{h_{(ext)} \cdot A_{(ext,lat)} \cdot N_T} \quad (4.50)$$

- **Cálculo do ΔT_{ml}**

O cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura é feito com base nos trocadores de calor em contra corrente resultando em:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_1 - T_{24}) - (T_{(6,10)} - T_{23})}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{24}}{T_{(6,10)} - T_{23}}\right)} \quad (4.51)$$

- **Cálculo da área total de transferência de calor**

A área total de troca de calor corresponde à superfície dos tubos que é banhada pelo fluido calculada pelas equações:

$$A_t = \pi \cdot D_T \cdot L_T \cdot N_T \quad (4.52)$$

$$L_T \cdot N_T = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\pi \cdot D_h \cdot U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.53)$$

4.5 DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPOR DE ALTA

O estudo do gerador de alta é feito com base no volume de controle mostrado na Fig.(3.2). Considera-se também que o processo de ebulição da água seja realizado em

forma de filme. O calor fornecido para o funcionamento do gerador de vapor de alta virá do óleo mineral que irá circular pelo interior dos tubos contidos no gerador. Como não existe mudança de fase do óleo, o calor que este irá transferir à solução de água / brometo de lítio está estimado pela termodinâmica através da equação,

$$\dot{Q}_{gl} = \dot{Q}_{\acute{o}leo} = \dot{m}_{\acute{o}leo} \cdot cp_{m,\acute{o}leo} \cdot \Delta T_{\acute{o}leo} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.54)$$

Para o cálculo do calor específico médio, utilizam-se dados fornecidos pelo fabricante do óleo. Determina-se a equação da reta através do gráfico que relaciona o calor específico *versus* temperatura e, com isso, o calor específico médio é calculado como a média aritmética dos calores específicos do óleo na entrada e saída do gerador a qual foi calculada por,

$$cp_{m,\acute{o}leo} = 0,001675 \cdot (T_{21} + T_{22}) + 1,84175 \quad (4.55)$$

Como se está desprezando perdas de calor para o ambiente pelo fato do gerador esta isolado termicamente, considera-se que todo o calor fornecido pelo óleo será absorvido pela solução de água / brometo de lítio de concentração fraca que passa por entre os tubos e o casco do gerador.

4.5.1 Escoamento interno

Para a determinação das propriedades do óleo mineral foi adotado que sua temperatura de funcionamento seria dada pela média aritmética das temperaturas de entrada e saída no gerador de vapor.

- **Cálculo do número de Reynolds**

O Número de Reynolds para um tubo é dado por:

$$Re_{(int)} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_{(\acute{o}leo)} / N_T)}{\pi \cdot d_{(int)} \cdot \mu_{(\acute{o}leo)}} \quad (4.56)$$

- **Cálculo do número de Nusselt**

Para Re encontrado é válido mais uma vez o uso das Equações:

$$Nu_{(int)} = 0,023 \cdot Re_{(int)}^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.57)$$

sendo o Número de Prandtl dado por:

$$Pr = \frac{cp_{m,\acute{o}leo} \cdot \mu_{(\acute{o}leo)}}{k_{(\acute{o}leo)}} \quad (4.58)$$

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

Conhecido o Número de Nusselt, pode-se agora determinar o coeficiente de convecção interno através da equação:

$$h_{(int)} = \frac{Nu_{(int)} \cdot k_{(\acute{o}leo)}}{d_{(int)}} \quad (4.59)$$

4.5.2 Escoamento externo

O gerador de vapor de alta receberá uma solução com concentração fraca e terá como fluxos de saída vapor d'água e solução com concentração média saindo por tubulações distintas. Dessa forma, tem-se uma entrada e duas saídas, fato que ira dificultar o dimensionamento. Neste caso, torna-se necessário identificar uma temperatura ideal de forma a se obter as propriedades da solução e do vapor considerando que exista ao invés de duas saídas apenas uma única, visto que as equações observadas na literatura são formuladas para uma entrada e uma saída apenas. Para tanto, seguiram-se os procedimentos de determinar uma temperatura média para a saída do vapor e da solução de concentração média como se fosse uma única saída. Isso foi feito através da conservação da energia o que resultou na equação:

$$T_{(14,17)} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot T_{14} + \dot{m}_{17} \cdot T_{17}}{\dot{m}_{13}} \quad (4.60)$$

Em seguida determina-se a temperatura em um ponto distante da superfície dos tubos, ou seja, a temperatura no infinito que é dada por:

$$T_{(inf)} = \frac{T_{(14,17)} + T_{13}}{2} \quad \text{Temperatura no infinito} \quad (4.61)$$

A temperatura da superfície dos tubos foi considerada como a média aritmética das temperaturas de entrada e saída do óleo mineral no interior dos tubos, dada por:

$$T_{(sup)} = \frac{T_{21} + T_{22}}{2} \quad \text{Temperatura na superfície dos tubos} \quad (4.62)$$

A temperatura de filme utilizada para se determinar as propriedades da solução e do vapor que saem do gerador foi definida conforme a Eq.(4.48). Além da temperatura do filme também foi necessário se determinar uma concentração média para que as propriedades pudessem ser obtidas. A concentração foi então calculada pela equação,

$$x_m = \frac{\dot{m}_{14} \cdot x_{14} + \dot{m}_{17} \cdot x_{17}}{\dot{m}_{13}} \quad (4.63)$$

De posse dos valores da temperatura do filme e da concentração média e fazendo uso do EES, encontraram-se as propriedades necessárias para poder dar continuidade aos demais cálculos envolvidos no dimensionamento.

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

O cálculo do coeficiente de convecção externo no processo de ebulição em filme para cilindro disposto horizontalmente foi desenvolvido com base na equação²,

² (BEJAN, 1948, p. 429)

$$\frac{h_{(ext)} \cdot D_T}{k_v} = 0,62 \left[\frac{D_T^3 g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv}}{k_v \cdot v_v (T_{(filme)} - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.64)$$

- **Cálculo do coeficiente global de transferência de calor:**

Para o cálculo do coeficiente global foi feito uso da equação:

$$U_m = \frac{1}{h_{(int)} \cdot A_{(int,lat)} \cdot N_T} + \frac{\ln \left(\frac{D_h}{d_{(int)}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{1}{h_{(ext)} \cdot A_{(ext,lat)} \cdot N_T} \quad (4.65)$$

- **Cálculo do ΔT_{ml} :**

O cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura é feito com base nos trocadores de calor em contra corrente resultando em:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{(T_{21} - T_{13}) - (T_{22} - T_{(14,17)})}{\ln \left(\frac{T_{21} - T_{13}}{T_{22} - T_{(14,17)}} \right)} \quad (4.66)$$

Cálculo da área total de transferência de calor:

A área total de troca de calor corresponde à superfície dos tubos que é banhada pelo fluido e a relação número de tubos *versus* comprimento é calculada pelas equações:

$$A_t = \pi \cdot D_T \cdot L_T \cdot N_T \quad (4.67)$$

$$L_T \cdot N_T = \frac{\dot{Q}_{(óleo)}}{\pi \cdot D_h U_m \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.68)$$

4.6 DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE BAIXA

O calor fornecido para o funcionamento do gerador de vapor de baixa é proveniente do vapor d'água vindo do gerador de alta o qual irá circular pelo interior

dos tubos contidos no gerador de baixa. Tomando como base o volume de controle mostrado na Fig.(3.3), o calor fornecido nesse caso é quantificado por:

$$\dot{Q}_{gII} = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.69)$$

Como se está desprezando perdas de calor para o ambiente pelo fato do gerador esta isolado termicamente, considera-se que todo o calor fornecido pelo vapor será absorvido pela solução de água / brometo de lítio de concentração média que passa por entre os tubos e o casco do gerador de vapor de baixa, resultando assim em vapor d'água e solução com concentração forte saindo do gerador de baixa.

4.6.1 Escoamento interno

O vapor d'água que passa pelo interior dos tubos irá ceder calor à solução que se encontra entre os tubos e o casco do gerador. Existe uma tendência, portanto, que parte desse vapor sofra uma mudança de fase durante o escoamento. Para baixas velocidades do escoamento do vapor onde é válida a equação³

$$Re_{v,e} = \left(\frac{\rho_v \cdot u_{(m,v)} \cdot D_T}{\mu_v} \right)_e < 35000 \quad (4.70)$$

se recomenda o uso da Eq.(4.71) o para a determinação do coeficiente de convecção médio

$$\bar{h}_{(int)} = 0,555 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sup}) \cdot D_T} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.71)$$

sendo que o calor latente modificado é calculado por,

$$h'_{lv} \equiv h_{lv} + \frac{3}{8} \cdot c_{pl} \cdot (T_{sat} - T_{sup}) \quad (4.72)$$

³ As equações 4.70; 4.71e 4.72 foram retiradas de (ÇENGEL, 2009, p.591)

e que as propriedades nessas equações são avaliadas com base na temperatura de filme e ρ_v e h_{lv} estimado na temperatura de saturação.

4.6.2 Escoamento externo

O gerador de vapor de baixa receberá uma solução com concentração média e terá como fluxos de saída vapor d'água e solução com concentração média saindo por tubulações distintas. O procedimento para o dimensionamento deve ser semelhante ao desenvolvido anteriormente para o gerador de alta. Inicialmente, calcula-se a partir da conservação da energia, a temperatura do fluxo de saída do gerador considerando, mais uma vez, que o vapor e a solução de baixa concentração saem por uma única tubulação, o que resulta em;

$$T_{(4,7)} = \frac{\dot{m}_4 \cdot T_4 + \dot{m}_7 \cdot T_7}{\dot{m}_{16}} \quad (4.73)$$

Em seguida determina-se a temperatura em um ponto distante da superfície dos tubos a qual é dada por;

$$T_{(inf)} = \frac{T_{(4,7)} + T_{16}}{2} \quad \text{Temperatura no infinito} \quad (4.74)$$

A temperatura da superfície dos tubos foi considerada como a média aritmética das temperaturas de entrada e saída do vapor proveniente do gerador de alta o qual passará no interior dos tubos, sendo dada por;

$$T_{(sup)} = \frac{T_{17} + T_{18}}{2} \quad \text{Temperatura na superfície dos tubos} \quad (4.75)$$

A temperatura do filme será então determinada pela Eq.(4.48), enquanto que a concentração média é calculada pela equação,

$$x_m = \frac{\dot{m}_{16} \cdot x_{16} + \dot{m}_4 \cdot x_4}{\dot{m}_{16} + \dot{m}_4} \quad (4.76)$$

- **Cálculo do coeficiente de convecção**

O cálculo do coeficiente de convecção externo no processo de ebulição em filme para cilindros dispostos horizontalmente foi desenvolvido com base na equação,

$$\frac{h_{(ext)} \cdot D_T}{k_v} = 0,62 \left[\frac{D_T^3 g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv}}{k_v \cdot v_v (T_{(filme)} - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.77)$$

- **Cálculo do coeficiente global de transferência de calor**

Para o cálculo do coeficiente global foi feito uso da equação:

$$U_m = \frac{1}{h_{(int)} \cdot A_{(int,lat)} \cdot N_T} + \frac{\ln \left(\frac{D_h}{d_{(int)}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{1}{h_{(ext)} \cdot A_{(ext,lat)} \cdot N_T} \quad (4.78)$$

- **Cálculo do ΔT_{ml}**

O cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura é feito com base nos trocadores de calor em contra corrente resultando em,:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{(T_{24} - T_{(4,7)}) - (T_{23} - T_{22})}{\ln \left(\frac{T_{24} - T_{(4,7)}}{T_{23} - T_{22}} \right)} \quad (4.79)$$

- **Cálculo da área total de transferência de calor:**

A área total de troca de calor corresponde à superfície dos tubos que é banhada pelo fluido e a relação número de tubos *versus* comprimento é calculada, respectivamente, pelas equações:

$$A_t = \pi \cdot D_T \cdot L_T \cdot N_T \quad (4.80)$$

$$L_T \cdot N_T = \frac{\dot{Q}_{gII}}{\pi \cdot D_h U_m \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.81)$$

4.7 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

No ciclo de refrigeração por absorção os dispositivos de expansão têm duas finalidades: reduzir a pressão do refrigerante líquido e da solução forte bem como controlar as respectivas vazões no evaporador e no absorvedor. Os tipos mais comuns de dispositivos de expansão são: tubos capilares e em U; a válvula de expansão termostática; a válvula de pressão constante, e o orifício de expansão.

4.7.1 Análise dos Dispositivos de Expansão

Tubos Capilares:

Os tubos capilares são usados em todos os sistemas frigoríficos pequenos, com capacidades de até 10 KW (2,843 TR). Os tubos capilares são tubos de diâmetro interno variando de 0,5 mm a 2 mm, o fluido entra no tubo e perde pressão à medida que escoar por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido, resultando na evaporação de parte do fluido.

Diversas combinações de diâmetros internos e comprimento do tubo podem ser feitas para se obter o comprimento desejado, entretanto não é possível acomodar vazão e diferença de pressão para variações nas cargas ou das pressões de descarga e de aspiração.

Os tubos capilares como muitos outros dispositivos apresentam vantagens e desvantagens. Em refrigeração onde ocorre sua maior aplicação, os tubos capilares são universalmente aceitos em unidades seladas de fábrica devido as suas vantagens: eles são simples, não apresentam partes móveis e são de baixo custo, além de permitir a equalização das pressões no sistema durante as paradas. Dentre as desvantagens dos tubos capilares aparecem a possibilidade de obstrução por matéria estranha e a exigência de uma carga de fluido dentro de limites estreitos. Esta última condição impõe o uso dos dispositivos em unidades herméticas onde a possibilidade de vazamentos é bastante reduzida. O tubo capilar é projetado para uma faixa de condições de operação, portanto alterações na carga térmica ou na temperatura de condensação em relação às de projeto acarreta uma redução da eficiência operacional. A seleção do tubo capilar é uma atividade iterativa com uma combinação do diâmetro e do comprimento para o atendimento a temperatura de evaporação imposta ou desejada no evaporador. O

comprimento definitivo do tubo capilar é, não raro, obtido por tentativas. Um tubo mais longo do que o projetado para a perda no sistema resulta numa temperatura de evaporação mais baixa. Consequentemente, esta redução provoca uma respectiva elevação da temperatura no evaporador.

Orifício de expansão:

O orifício de expansão é constituído por uma placa fina com pequeno furo que pode ser interposta entre flanges de tubos ou mesmo soldada na tubulação. Com características de fácil construção, instalação e substituição e apresenta ainda baixo custo. A borda viva do orifício não ficará incrustada com depósitos ou matéria em suspensão. Contudo material em suspensão pode se acumular no lado da entrada de um orifício concêntrico num tubo horizontal; um orifício excêntrico pode ser colocado rente com o lado inferior do tubo a fim de evitar esse problema. As principais desvantagens do orifício são sua capacidade limitada e a elevada perda de carga permanente, em função da expansão não controlada a jusante do elemento medidor.

Tubo Curto de Orifício:

O tubo curto de orifício controlado apresenta característica similar entre o orifício de expansão e o tubo capilar com condicionantes de dificuldades construtivas. O fato de ter orifício mais alongado de reduzido diâmetro dificulta sua construção e, diferentemente do tubo capilar, não existe disponível. Os tubos curtos de orifício controlado possuem comprimento limitado entre 3 e 20 vezes o diâmetro do orifício. Os dispositivos deprimogêneos apresentam vantagens construtivas e de custos, mas, no entanto, limitam a variação de vazão. A possibilidade de uma avaliação acurada da vazão é restrita a um gradiente de pressão especificado, caso de interesse nos sistemas de refrigeração por absorção. No caso dos sistemas de absorção usando o para água brometo de lítio o baixo gradiente de pressão entre os vasos do gerador de vapor e do absorvedor propicia a obtenção de diâmetros muito pequenos e que podem obstruir o fluxo com facilidade através de impurezas e também até provocar foco de cristalização.

Tubo em U:

Nos sistemas de refrigeração por absorção usando água brometo de lítio a redução de pressão tem sido realizada com auxílio de tubo na forma de U com diâmetros maiores e que permitem estabelecer uma diferença de coluna formada pelo vapor e o líquido. Esse dispositivo flexibiliza o uso conjunto com orifício, tubos capilares e mesmo válvulas de controle manual quando se vislumbra a possibilidade de variações na vazão da solução e do refrigerante. Para uma análise simples, os vasos de pressão são considerados em regime permanente e as pressões se mantêm estáticas. Isto permite estabelecer relação do desnível de coluna com o gradiente de pressão prescrito pelo projeto. Os recipientes de pressão P_1 e P_2 possuem volumes maiores do que os necessários para acomodar as vazões da solução e do refrigerante e a seção transversal da tubulação entre os vasos é bastante superior a necessária para vazão do líquido, o que permitiria um aumento na vazão sem encharcar ou aumentar a pressão. Desta forma, considerando um arranjo conforme a figura abaixo, pode ser estabelecida a seguinte relação pelo equilíbrio de pressão nos vasos:

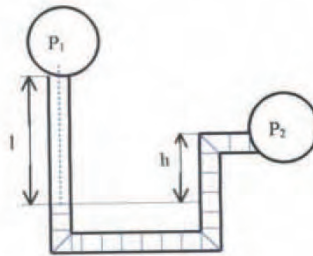


Figura 4.2 - Esquema para o equilíbrio de pressão nos vasos comunicantes em função do tubo em U.

$$P_1 + \rho_1 \cdot g l = \rho_2 \cdot g h + P_2 \quad (4.82)$$

ou

$$h = \frac{(P_2 - P_1)}{g \cdot \rho_2} + \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot l \quad (4.83)$$

O dimensionamento da seção transversal segue o procedimento do uso do método da velocidade recomendada [1997], de 1 m/s para tubos do tipo em ferro ou aço inox.

Com o fornecimento da vazão e das pressões a partir da análise termodinâmica a seção transversal é obtida de:

$$Q = V \cdot A \quad (4.84)$$

$$D = \sqrt{4 \cdot \frac{Q}{\pi \cdot V}} \quad (4.85)$$

4.7.2 Dimensionamento dos Orifícios de Expansão

Foram utilizados quatro dispositivos de expansão na unidade piloto, sendo dois deles em forma de arruela com orifício central, outro como tarugo com orifício central e o último um tubo capilar. Para o dimensionamento dos dispositivos de expansão foram adotadas as seguintes considerações:

- i- Escoamento em regime estacionário do fluido no interior dos tubos;
- ii- Escoamento incompressível;
- iii- Dispositivos isolados termicamente, portanto, ausência de transferência de calor;

Com essas considerações pode-se fazer uso da equação de Bernoulli, ou seja;

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (4.86)$$

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} + z_1 \cdot g = \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + z_2 \cdot g + Perdas \quad (4.87)$$

As perdas, por sua vez, correspondem à soma das perdas localizadas (p_{Loc}) com as perdas distribuídas (p_{dist}), as quais são calculadas através das equações⁴;

$$p_{Loc} = \sum_i k_i \cdot \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (4.88a)$$

$$p_{dist} = \sum_i f_i \cdot \left(\frac{L_i}{D_i} \right) \cdot \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (4.88b)$$

⁴ (ÇENGEL, 2007, p.302)

Na Eq. (4.88a), o valor do coeficiente de perda⁵ adotado é $k = 0,04$, enquanto que na Eq.(4.83b) o fator de atrito (f) é determinado em função do número de Reynolds conforme Tab.⁶ (A1) do Anexo B.

Com ajuda do recurso computacional, mais precisamente do EES, implementou-se um programa de forma a introduzir os valores das pressões, diâmetro da tubulação, vazões mássicas, densidade do fluido e os equacionamentos mostrados, obtendo-se assim como resultados o comprimento e o diâmetro dos dispositivos de expansão.

4.8 SISTEMA DE BOMBEAMENTO PARA RECIRCULAÇÃO DA SOLUÇÃO.

O sistema de refrigeração por absorção usando o par água brometo de lítio opera com pressões abaixo da pressão atmosférica o que exige cuidados especiais em função da possibilidade de infiltrações no sistema. Dentre os componentes do sistema o que apresenta maior risco de vazamento, pela natureza de funcionamento, é a bomba de recirculação, principalmente, pela forma de acionamento empregado na grande maioria das bombas centrífugas disponíveis no mercado. O acionamento por eixo mecânico, mesmo usando com cuidado selo mecânico, existirá sempre o risco de infiltrações.

Ainda, associado, ao sistema usando o par água brometo de lítio pela característica corrosiva da solução é o material no qual é constituída a bomba. A solução adotada foi a utilização de uma bomba de acoplamento magnético construída de polipropileno. A menor bomba disponível no mercado supera em muito a potência necessária, teórica, para o acionamento da bomba do sistema. Mesmo assim, foi usada a bomba disponível, fornecida pela BOMAX de referência NH-30PX-T com potência nominal de 10 watts e operando em 220 volts.

⁵ (ÇENGEL, 2007, p.303)

⁶ Equações (8.19), (8.20a) e (8.20b).

CAPÍTULO V

ASPECTOS CONSTRUTIVOS DA UNIDADE PILOTO

Uma das contribuições concretas que se pode citar desta pesquisa encontra-se exatamente na construção máquina de refrigeração por absorção de duplo efeito em série designada aqui por unidade piloto. Vê-se oportuno, neste momento, uma descrição mais detalhada em relação ao aspecto construtivo dos diversos equipamentos os quais compõem a referida máquina

O projeto que se propõe aqui é a construção de uma unidade de baixa capacidade de refrigeração, estimada em torno de 0,5TR (1,75 kW). Trata-se, portanto, de uma máquina de pequeno porte, que se encontra em desenvolvimento a título de protótipo para pesquisa na área de refrigeração por absorção, visando assim fornecer informações que possam servir de base para estudos futuros tais como: otimização dos componentes e também da própria máquina de refrigeração; viabilidade econômica; cogeração, dentre outros.

Um dos grandes desafios para muitos pesquisadores que atuam na área de refrigeração por absorção é construir máquinas em tamanhos reduzidos, visto que pequenas tubulações e o elevado número de soldas exigidas em ambientes com pouco espaço dificultam o projeto, a construção de componentes e instrumentação da máquina. A ausência de defeitos nas diversas soldas e conexões que comprometam a estanqueidade do conjunto e a baixa vazão de fluido de trabalho tornam o aspecto construtivo ainda mais difícil, uma vez que, a máquina trabalha em vácuo e, portanto, exige uma perfeita vedação, as medições de vazão de forma não invasiva em tubulações com pequeno diâmetro são complicadas como também a fabricação dos orifícios de expansão.

A unidade piloto opera com três níveis de pressão aqui denominada alta, média e baixa e possui quatro sistemas acoplados que são: sistema de recuperação de calor, o qual utiliza o óleo mineral como meio de transporte de calor dos gases de escape do motor para o gerador da máquina de absorção; um sistema de arrefecimento para o condensador e evaporador da máquina de absorção tendo como fluido a água; um sistema de água a ser refrigerada; e um sistema do fluido de trabalho (solução água/brometo de lítio). A Fig. (4.1), ilustra a unidade piloto construída e montada.

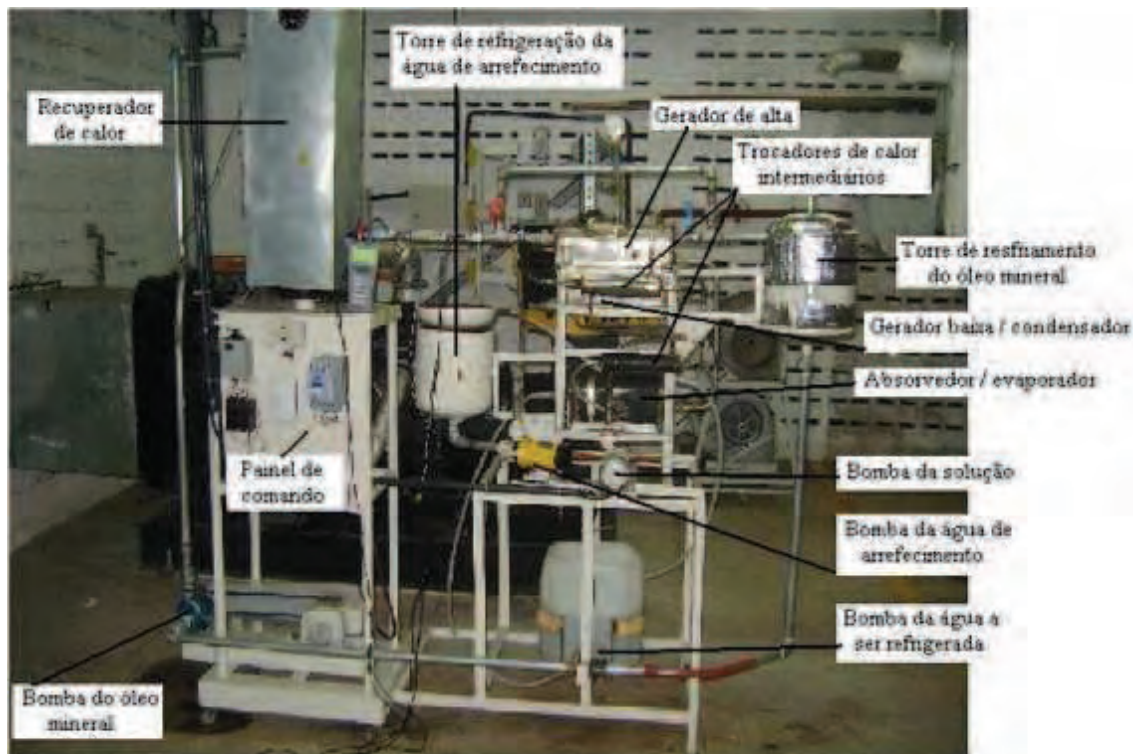


Figura 5.1 - Unidade Piloto

Compõem ainda a unidade piloto os seguintes componentes: um gerador de vapor que opera em nível alto de pressão; um gerador de vapor e um condensador construído em um único compartimento e que operam em nível médio de pressão; um evaporador e um absorvedor também construídos em um mesmo compartimento e que operam em nível baixo de pressão; um recuperador de calor; uma bomba para o circuito do óleo mineral, este destinado ao transporte de calor dos gases de escape de um motor de combustão interna para o gerador de vapor de alta pressão; uma bomba para o fluido de trabalho (água/brometo de lítio); uma bomba para alimentar simultaneamente e em paralelo o sistema de arrefecimento do condensador e do absorvedor; uma bomba

para o sistema de água a ser refrigerada; quatro dispositivos de expansão sendo dois deles em forma de arruela com orifício centrado, outro como tarugo com orifício centrado e o último um tubo capilar; duas torres de resfriamento, sendo uma para o óleo mineral e outra para o sistema de arrefecimento.

Uma vez conhecida a unidade piloto, o próximo passo agora é descrever os diversos componentes, a começar com o gerador de alta.

5.1 GERADOR DE VAPOR DE ALTA OU GERADOR DE VAPOR I:

A Figura. 5.2, mostra o gerador de vapor que trabalha no nível mais alto de pressão do sistema daí ser chamado de gerador de alta.



(a) Vista Frontal e Perspectivas do Gerador de Vapor I



(b) Vistas Laterais do Gerador de Vapor I

Figura 5.2 – Gerador de Vapor I

O gerador de vapor I possui nove tubos de aço inoxidável com diâmetro externo de 12,5 mm, parede de 1,5 mm e comprimento de 25,0 mm cada passo, perfazendo um total de três passos. Estes tubos foram soldados em arco voltaico em dois espelhos internos, um em cada extremidade, e o conjunto foi instalado no casco também confeccionado em aço inox. A fixação do conjunto é feita por solda em arco voltaico executada entre os espelhos internos e o casco. As extremidades dos nove tubos foram soldadas novamente em dois outros espelhos externos os quais são vistos nas imagens da Fig.(5.2) e cuja função é direcionar o escoamento do óleo internamente nos três passes. Os espelhos externos também foram soldados no casco. Para o fechamento das extremidades foram instaladas tampas em aço inox contendo juntas de borracha para vedação cuja fixação é feita através de parafusos roscados no próprio casco.

Pela região interna dos tubos passará o óleo mineral que irá ceder calor à solução de água / brometo de lítio a qual passará pela região compreendida entre o casco e os tubos, fazendo com que parte da água contida na solução atinja a fase de vapor superaquecido e se dissocie da solução aumentando assim sua concentração para um nível médio.

5.2 GERADOR DE VAPOR II / CONDENSADOR:

Apesar do gerador de vapor II também ser chamado de gerador de baixa, na verdade tanto ele como o condensador trabalham com uma pressão em nível médio, porém como só existem dois geradores no sistema, geralmente se utilizam os termos “alta e baixa”.

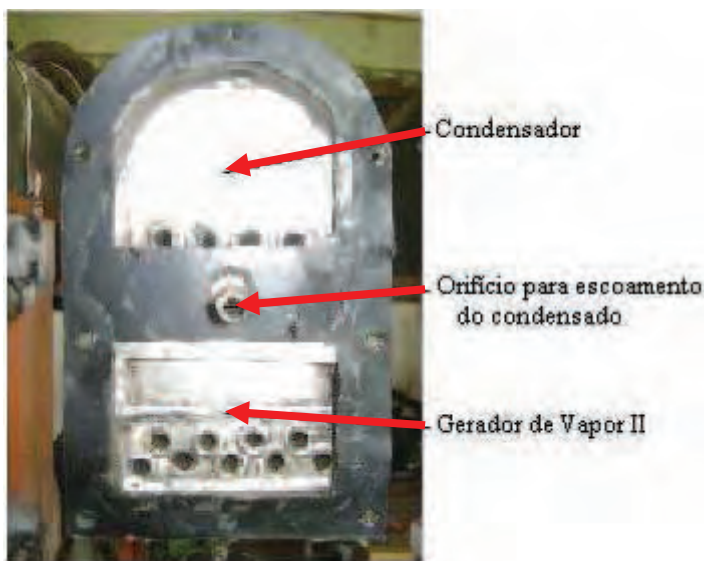
A Figura. 5.3 ilustra o conjunto que forma o gerador de vapor II e o condensador. O casco é confeccionado em chapa de aço inoxidável de espessura 2,0mm cujas dimensões são iguais a 330,0mm de comprimento, 90,0mm de largura e 150,0mm de altura.

Internamente, temos um total de 48 tubos de aço inoxidável de 12,5 mm de diâmetro externo, 1,5 mm de espessura e 300,0 mm de comprimento. O condensador encontra-se na parte superior e utiliza 21 tubos de forma a se obter três passos contendo 7 tubos cada passo. Já o gerador de vapor II utiliza os demais tubos também distribuídos a formar três passos contendo nove tubos cada passe. Na região central entre os tubos foi instalada uma chapa para que o vapor que será condensado possa ser coletado e

escoar saindo pelo furo central que é mostrado na Fig. (5.3b), dirigindo-se ao absorvedor.



(a) Vista frontal do conjunto gerador II / condensador



(b) Vista lateral direita



(c) Vista lateral esquerda

Figura 5.3 – Conjunto Gerador de Vapor II / Condensador: (a) vista frontal;
(b) vista lateral direita; (c) vista lateral esquerda.

A Figura 5.4 mostra a formação estrutural interna do conjunto gerador II e condensador. O espelho foi confeccionado em chapa de aço inox cuja espessura é de 3,0 mm.



a) Vista interna do conjunto



b) Espelho



c) Montagem do conjunto

Figura 5.4 – Construção interna do conjunto gerador de vapor II / condensador

O movimento dos fluidos que circulam no interior dos tubos que constituem o condensador e o gerador de vapor II é determinado por divisórias soldadas nos espelhos nos locais que aparecem marcados com tinta azul (Fig. 5.4b) juntamente com as tampas laterais.

O conjunto formado pelos tubos, chapa coletora de condensado e espelhos foi montado no casco e fixado através de solda por arco voltaico. As tampas laterais são

fabricadas a partir da mesma chapa utilizada na fabricação do casco. A fixação das tampas é feita através de parafusos em aço inox roscados no casco.

5.3 EVAPORADOR / ABSORVEDOR

O absorvedor e o evaporador foram montados também em um único compartimento construído de maneira idêntica ao conjunto gerador II / condensador, ou seja, com o mesmo tipo de material, igual quantidade de tubos e mesma distribuição dos tubos. A Fig. (5.5), mostra o conjunto evaporador / absorvedor.

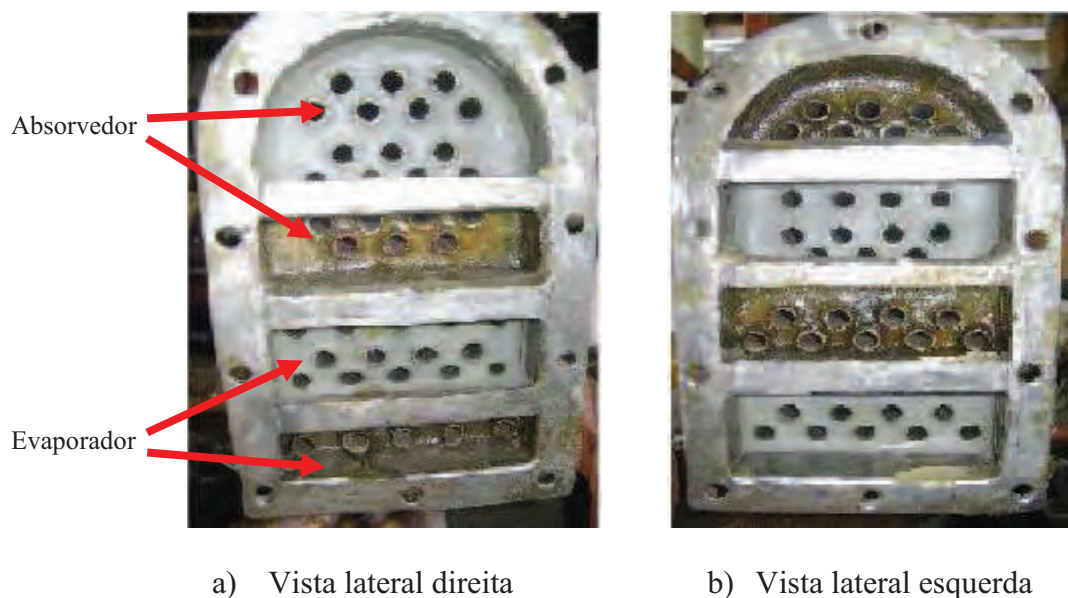


Figura 5.5 Conjunto Evaporador / Absorvedor

5.4 TROCADORES DE CALOR INTERMEDIÁRIOS

Foram construídos e instalados na máquina dois trocadores de calor idênticos do tipo casco tubos. Para a confecção do casco foi utilizado tubo de aço inox com diâmetro externo de 50,0 mm, espessura de 2,0 mm e comprimento 300,0 mm. Internamente, um conjunto formado por 20 tubos de 5,0mm de diâmetro interno em aço inox cada um foram soldados com uma distribuição simétrica em dois espelhos, um em cada extremidade, e instalados na região interna do casco. Assim, um fluxo da solução que sai da bomba a uma temperatura baixa é enviado para o gerador de vapor II e I, respectivamente, passando pelos tubos internos dos trocadores enquanto que, em

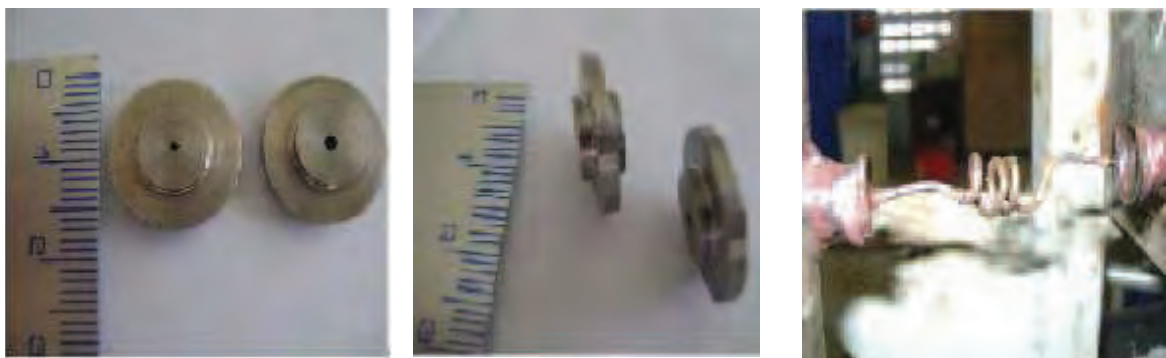
sentido contrário, outro fluxo de solução com temperatura mais alta circula por entre os cascos e os tubos promovendo a troca de calor. A Fig. (5.6) ilustra o trocador de calor.



Figura 5.6 Trocador de calor Intermediário: vista frontal

5.5 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

O sistema exige que sejam instalados quatro dispositivos de expansão. Por questões de custo, optou-se aqui em trabalhar com dispositivos do tipo orifícios de expansão e tubo capilar. Todos eles foram dimensionados a partir do uso de um programa computacional desenvolvido em plataforma E.E.S onde são utilizados os seguintes dados referentes a: diferença de pressão entre a entrada e a saída do fluido; vazões do fluido; viscosidades do fluido; densidades do fluido e diâmetro da tubulação.



a) vista frontal dos orifícios b) vista em perspectiva dos orifícios c) vista frontal do tubo capilar já soldado.

Figura 5.7 Dispositivos de expansão: orifícios e tubo capilar

Foram utilizados três orifícios de expansão e um tubo capilar. A Fig.(5.7) mostra os orifícios de expansão e o tubo capilar que foram construídos e instalados na

máquina enquanto que a Tab. (5.1) mostra os diâmetros e os comprimentos dos orifícios e do tubo capilar como também os respectivos locais de instalação conforme mostrado na Fig.(2.1).

Tabela 5.1 Dimensões dos dispositivos de expansão

	1º Orifício	2º Orifício	3º Orifício	Capilar
Local de instalação	Pontos(8 / 9)	Pontos(5 / 6)	Pontos(15 / 16)	Pontos(18 / 19)
Diâmetro do furo	1,00mm	1,84mm	1,04mm	0,78mm
Comprimento do furo	16,30mm	3,00mm	3,00mm	150,00mm

Os orifícios foram confeccionados a partir da usinagem feita em um tarugo de aço inoxidável com 16 mm de diâmetro e depois soldado na tubulação, enquanto que o capilar, cujo material é o cobre, foi adquirido em uma loja de materiais para refrigeração, sendo este serrado no devido comprimento e soldado em arruelas de aço inox. O conjunto é então soldado mais uma vez na tubulação.

5.6 RECUPERADOR DE CALOR

O recuperador de calor é um trocador de calor no qual gases de escapamento a alta temperatura provenientes do motor de combustão interna transfere calor para o óleo mineral que passa pelo interior de um conjunto de tubos e que, depois de aquecido, irá abastecer o gerador de vapor de alta servindo assim de fonte de calor para o ciclo de refrigeração por absorção.

A Figura 5.8 mostra o interior do recuperador de calor. Um conjunto de oito tubos de 7,3 mm de diâmetro interno nos quais são soldados dez blocos de aletas circulares contendo 45 arames de 1,5 mm de diâmetro cada bloco foram instalados na região interna do recuperador. O óleo mineral irá escoar pelo interior desses tubos no sentido descendente e seguirá para a máquina de refrigeração por absorção, enquanto que pela região externa a esses tubos aletados passarão os gases de escapamento em

contra fluxo ao óleo mineral. Os gases irão entrar por um tubo central e serão distribuídos por um total de vinte e três tubos de 23,0 mm de diâmetro cada um, de forma a rastrear toda a área interna do recuperador e, por fim, sairão novamente por um tubo central para o meio ambiente.

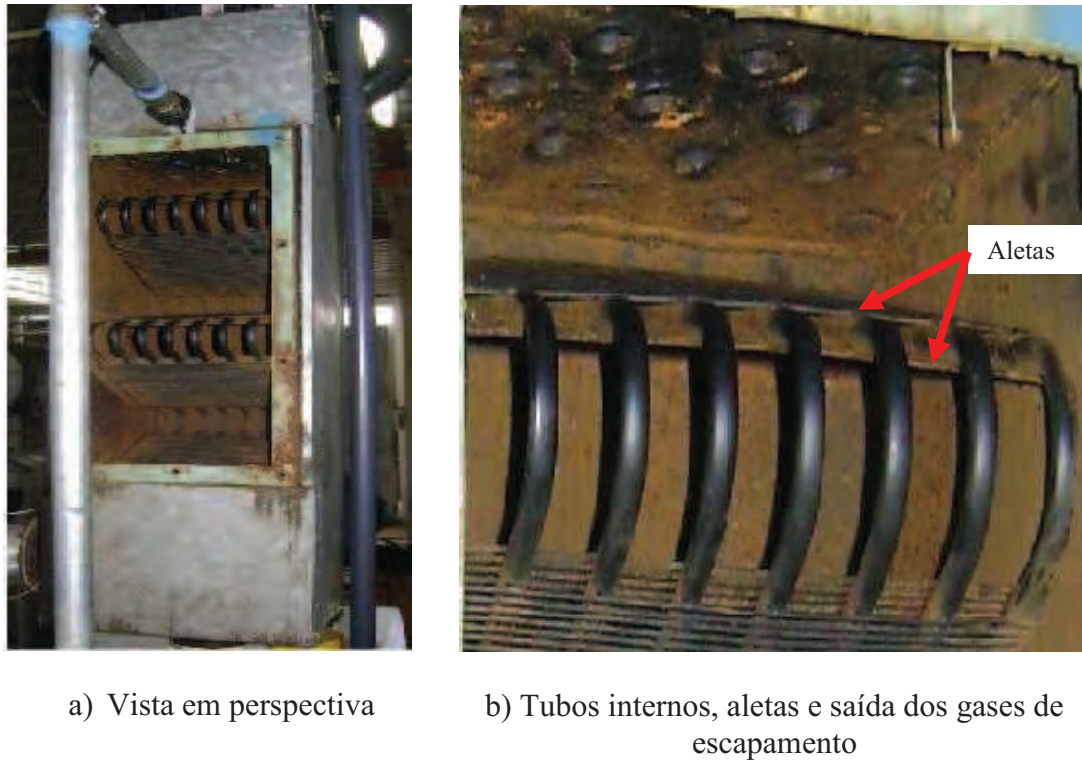


Figura 5.8 - Recuperador de Calor

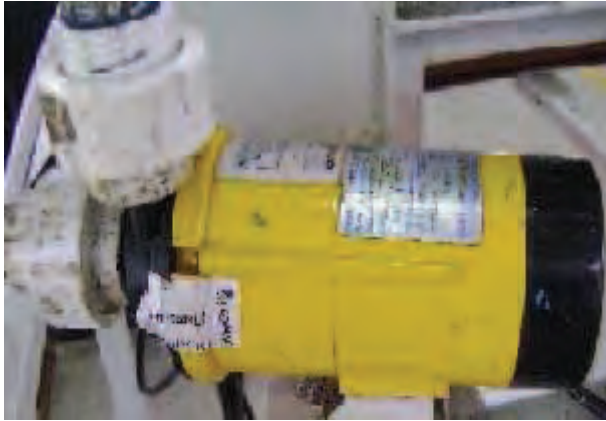
5.7 BOMBAS

Ao todo, foram utilizadas quatro bombas, a saber:

- duas bombas centrífugas magnética do tipo NH-30PX-T comercializada pela Bomax cuja potência nominal é de 10 W, acionada por um motor monofásico alimentado com tensão de 220 V, sendo que uma delas foi utilizada para a solução água / brometo de lítio e a outra para alimentação da água de refrigeração que circula pelo condensador e absorvedor simultaneamente e em paralelo.
- uma bomba centrífuga para circulação da água a ser refrigerada fabricada pela Skoll cujo código é 23250 a qual possui potência nominal de 34 W, acionada por um motor monofásico alimentado a 220 V.

- uma bomba¹ centrífuga WAT.para bombeamento do óleo mineral acionada por um motor elétrico trifásico.

A Figura. 5.9, mostra as bombas utilizadas e já instaladas na unidade piloto.



a) Bomba NH-30PX-T



b) Bomba WAT



c) Bomba Skoll

Figura 5.9-Bombas utilizadas na unidade piloto

5.8 TORRES DE RESFRIAMENTO

Foram construídas duas torres de resfriamento, sendo uma para o óleo mineral e outra para a água do sistema de arrefecimento do condensador e do absorvedor. A Fig. (5.10) mostra as torres que utilizadas.

¹ Esta bomba, que já se encontrava nas dependências do laboratório, não possuía plaqueta de identificação nem tão pouco de especificação. Entretanto, pelo seu porte físico, verifico-se sua possível compatibilidade para atender as necessidades de bombeamento do óleo mineral, fato este testado durante o seu funcionamento.



Figura 5.10-Torres de resfriamento

Na torre mostrada na Fig.(5.10a), a água de arrefecimento do condensador e absorvedor entra pela tubulação superior em forma circular a qual contém furos de forma a pulverizar a água facilitando assim uma troca de calor por convecção entre ela e o ar ambiente, caindo em seguida no reservatório retornado à tubulação de sucção da bomba novamente. Na torre da Fig. (5.10b), o óleo mineral entra no reservatório interno pela tubulação superior, troca calor com a água contida no reservatório externo e retorna à bomba pela tubulação inferior.

Visando redução de custo, as torres foram confeccionadas a partir do reaproveitamento de recipientes que armazenavam fluidos refrigerantes e que seriam descartados. Salienta-se ainda que um estudo mais aprimorado para o dimensionamento dessas torres não foi desenvolvido, ficando este fato para estudos futuros que envolvam otimização dos equipamentos.

5.9 PAINEL DE COMANDO

A Figura. 5.11 mostra o painel de comando montado para acionamento e controle dos diversos componentes da unidade piloto

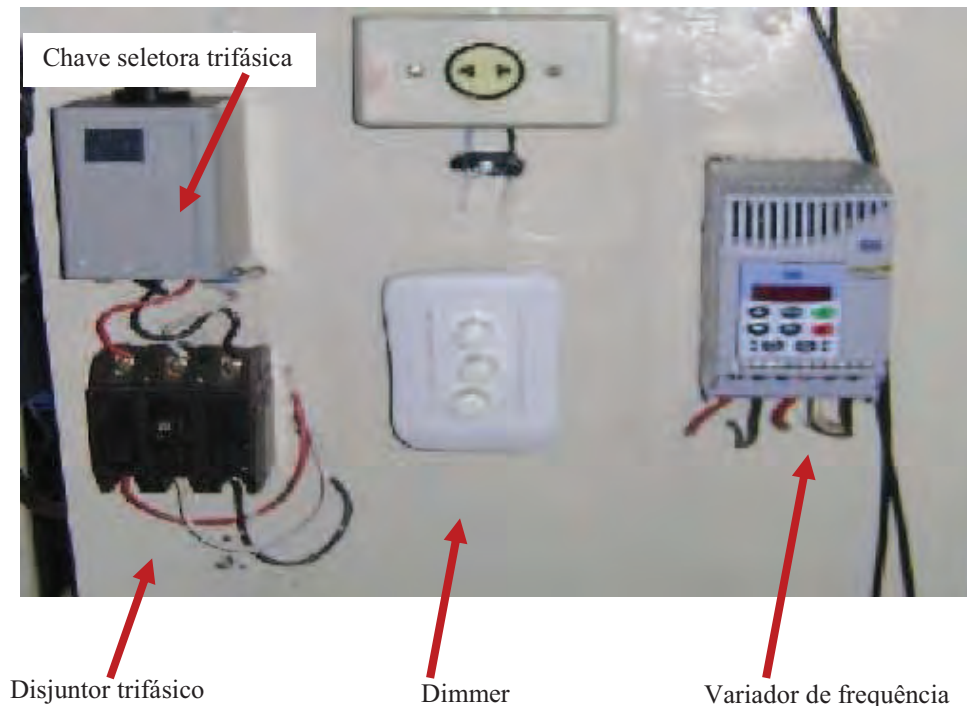


Figura 5.11 - Painel de comando

O variador de frequência tem como função controlar a vazão da bomba de óleo mineral visto que esta é acionada por um motor elétrico trifásico e, com isto, um controle para a temperatura do gerador de vapor de alta possa ser efetuado. Quanto aos dimmers, estes foram utilizados na tentativa em se obter um controle da vazão nas bombas da solução de água / brometo de lítio e também da água de arrefecimento do condensador e absorvedor. A chave seletora selecionava a alimentação proveniente da rede ou então de gerador acoplado ao motor de combustão utilizado em um processo de cogeração em estudo por outro grupo de pesquisadores.

5.10 INSTRUMENTAÇÃO DA UNIDADE PILOTO

Para a aquisição dos dados necessários ao propósito deste trabalho foram utilizados os seguintes equipamentos:

- **Termopar MTK-01 e Termômetro Digital MT-525 / Fabriacante²-Minipa:** foram utilizados um total de treze termopares os quais foram instalados³ na

²Para maiores esclarecimentos sobre o equipamento, consulte:

www.minipa.com.br

www.plandata.com.br/fms

www.hytronic.com.br

superfície da tubulação de entrada e saída dos componentes da máquina de refrigeração para aquisição das medidas da temperatura do fluido de trabalho, da água a ser refrigerada e do óleo mineral. Cuidado especial foi dado quanto à limpeza da superfície para instalação, utilização de pasta térmica, fixação dos termopares e isolamento térmico para minimizar o máximo possível o erro, visto que os termopares foram instalados na superfície da tubulação de forma não invasiva já que a máquina trabalha em vácuo. Além disso, um estudo⁴ feito em laboratório foi desenvolvido no intuito de efetuar possíveis correções nas leituras.

- **Termômetro Infravermelho MT350 / Fabricante-*Minipa*:** usado para medir as temperaturas nas superfícies dos componentes da máquina de refrigeração, do recuperador de calor e da tubulação de escapamento do motor.

- **Medidor de Vazão Ultra Sônico UFM140 / Fabricante-*FMS Plandata CSI Ltda*; Medidor de Vazão Ultra Sônico PORTAFLOW X / Fabricante-*Fuji Electric*:** esses equipamentos foram utilizados para medir a vazão do fluido de trabalho na entrada e na saída da solução no gerador de vapor I (pontos 13 e 14 da Figura 2.1b), na saída da solução no gerador de vapor II (ponto 4 da Fig 2.1b) e do óleo mineral ao entrar no gerador de vapor I (ponto 21 da Fig. 2.1b).

- **Medidor de Pressão PIEZOVAC PV20 / Transdutor de Pressão TM25 / Fabricante-*Hytronic*:** foram instalados dois transdutores TM25/100, sendo um deles instalado no evaporador/absorvedor (baixa pressão) e outro no gerador de vapor II (pressão intermediária) e o Piezovac instalado no gerador de vapor I (pressão alta)

- **Indicador de Pressão HM204 / Fabricante-*Hytronic*:** o transdutor enviava o sinal ao indicador e este, por sua vez, informava o valor da pressão baixa e média.

³ Os termopares foram instalados nos seguintes pontos: 3; 8; 13; 14; 15; 17; 21; 22; 23 = 25 ; 24; 26; 27 e 28 conforme Figura 2.1b.

⁴ O ensaio e o resultado desse estudo é mostrado no capítulo VI

CAPÍTULO VI

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste último capítulo desta dissertação abordar-se-ão todos os aspectos relacionados à metodologia experimental aplicada, evidenciando os resultados experimentais obtidos, discussões a respeito dos aspectos construtivos e de funcionamento da máquina, problemas detectados, intervenções realizadas na unidade piloto e soluções de alguns dos problemas observados. Por fim, são apresentados os aspectos conclusivos do trabalho de pesquisa desenvolvido e a descrição de sugestões para realização de novas pesquisas que, ao serem realizadas, venham a contribuir tanto com o aprimoramento de componentes e da própria unidade piloto como também na formação de novos pesquisadores na área de refrigeração por absorção.

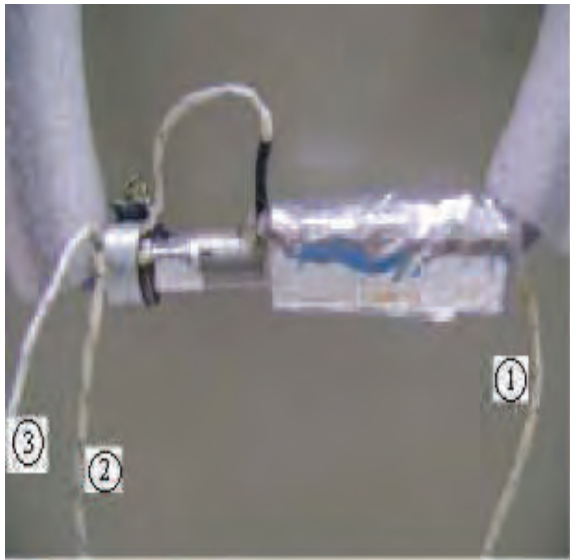
6.1 PROCEDIMENTOS E MEDIÇÕES DE TEMPERATURAS

No capítulo anterior foram discutidos os aspectos construtivos, onde se ressaltou que as medidas das temperaturas foram obtidas através do uso de termopares instalados em diversos pontos da unidade piloto. Como eles foram instalados na superfície da tubulação de forma não invasiva, foi verificado a necessidade de se fazer um estudo a respeito do erro cometido na aquisição desses valores, visto que os sensores não estariam em contato direto com o fluido de trabalho e, portanto, estariam sujeitos a erros em virtude da transferência de calor por condução na parede do tubo e por convecção do ar na região externa do tubo os quais não seriam computados.

Para se efetuar tal estudo se tomou parte do próprio tubo que foi utilizado na máquina de refrigeração por absorção com aproximadamente 100,0 mm de comprimento onde foram instalados três termopares de forma distinta, sendo o primeiro fixado sobre a

superfície com uso de pasta e isolamento térmicos, o segundo também fixado na superfície, porém sem o uso de pasta e isolamento térmicos e um terceiro instalado de forma invasiva ficando em contato direto com o fluido. Esse aparato foi instalado em uma máquina de banho térmico de forma a circular água pelo interior do tubo cuja temperatura seria variada de 25 °C até 80 °C com leituras realizadas em intervalos de 5 °C

As Figura 6.1 e Tabela 6.1 abaixo mostram o aparato experimental montado na máquina de banho térmico e os resultados das leituras efetuadas, respectivamente.



- 1- Com pasta e isolamento térmicos
- 2- Sem pasta e isolamento térmicos
- 3- Invasiva

a) Tubo com termopares instalados



- 1- Tubo com termopares
- 2- Termômetro digital
- 3- Banho térmico

b) Banho térmico

Figura 6.1 - Ensaio para correção de temperatura

Comparando-se os resultados deste ensaio, verifica-se que as temperaturas indicadas pelos termopares T_1 e T_3 são bastante próximas e, portanto, o erro introduzido nessas leituras não afetará de forma significativa a análise dos resultados, visto que o erro médio relativo encontrado é de, aproximadamente, 1,3 %. Em vista a este baixo valor, optou-se aqui em não se efetuar correções nos valores obtidos na Tab. (6.1).

Tabela 6.1 - Medidas de temperatura dos termopares no ensaio em laboratório

TEMPERATURA °C												
Termopar	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
T ₁	27,5	32,6	38,9	42,9	47,1	52,0	57,2	61,9	66,2	71,3	75,1	80,4
T ₂	27,8	31,9	36,0	40,0	44,3	48,5	53,5	56,2	60,4	65,6	68,1	73,9
T ₃	28,0	32,5	38,0	42,2	47,3	51,8	57,7	62,6	66,8	72,5	76,4	82,4

T₁ = termopar fixado na superfície com pasta e isolamento térmicos

T₂ = termopar fixado na superfície sem pasta e isolamento térmicos

T₃ = termopar instalado de forma invasiva

As leituras dos pontos 27 e 28, entrada e saída da água a ser refrigerada no evaporador, respectivamente, mostram que durante os quarenta e cinco minutos iniciais de funcionamento a máquina promoveu um pequeno efeito de refrigeração na água. A partir do quarto instante de leitura dos dados, pôde-se observar o efeito contrário a aquilo que se deseja. Nesse momento, detectou-se que não estava ocorrendo vazão da solução na tubulação de retorno do gerador de vapor I (ponto 14 da Fig. 2.1b). Tal observação levantou a suspeita de dois fatos: ou havia ocorrido bloqueio no dispositivo de expansão já que o orifício possui diâmetro muito pequeno; ou, então, a solução teria cristalizado.

A temperatura para o funcionamento do gerador de vapor I para máquinas de absorção de duplo efeito que utiliza o par água / brometo de lítio proposta por Khaliq e Kumar (2007) foi de 160 °C, enquanto que Kaushik e Arora (2009) utilizou o valor de 140,6 °C. A 5ª leitura realizada nos pontos 21 e 22 evidenciam a ocorrência de algum tipo de erro e, portanto, não deve ser levada em consideração. Além disso, percebe-se que a temperatura do gerador não atingiu a faixa limitada pelos trabalhos acima citados, entretanto possivelmente seria alcançada caso fosse assegurado um tempo maior de funcionamento da máquina.

As temperaturas dos pontos 14 e 15 se mantiveram bastante próximas e com valores baixos fato que levou a suspeitar de algum problema relacionado ao bloqueio da tubulação por motivo de cristalização.

6.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A seguir são apresentados resultados experimentais preliminares obtidos no sistema de refrigeração de duplo efeito com os trocadores dispostos horizontalmente. Em seguida, será feita uma discussões dos aspectos construtivos, de funcionamento da máquina, dos problemas detectados e das intervenções realizadas na unidade piloto.

6.2.1 Resultados Experimentais Preliminares

A Tabela. 6.2 ilustra os valores da temperatura, pressão e vazão lidos nos instrumentos de medida em seis momentos distintos de funcionamento da unidade piloto, sendo a leitura dos instrumentos executada em intervalos de 15min.

Tabela 6.2 - Resultados obtidos para temperatura, pressão e vazão. (Primeira tentativa)

Leituras realizadas em intervalos de 15min						
Temperatura(°C)	1°	2°	3°	4°	5°	6°
T3	29,5	30,6	31,0	30,1	31,0	32,4
T8	30,7	32,0	32,1	32,3	30,9	33,3
T13	29,5	29,4	30,7	32,0	32,6	32,9
T14	30,8	29,1	30,1	31,6	31,2	32,5
T15	28,5	30,9	30,9	31,7	32,0	32,2
T17	33,0	37,6	41,7	56,9	56,9	62,4
T21	63,0	74,5	91,4	104,9	185,1	116,0
T22	49,3	60,7	79,3	93,5	89,4	108,3
T23=T25	31,5	29,5	29,7	30,0	31,1	30,6
T24	30,1	30,1	30,1	31,2	32,4	32,4
T26	30,3	30,3	30,3	31,1	31,1	34,1
T27	28,2	30,1	30,2	30,4	30,5	30,5
T28	28,2	28,7	29,3	30,7	31,3	32,4

Pressão(mBar)	1º	2º	3º	4º	5º	6º
Alta	149,0	156,0	169,0	182,0	202,0	202,0
Média	80,14	80,14	80,14	80,14	80,14	80,14
Baixa	10,19	10,19	10,19	10,19	10,19	10,19
Vazão(l/s)	1º	2º	3º	4º	5º	6º
V3						
V4						
V14						
V_(óleo)	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08

Salienta-se que a numeração que aparece na primeira coluna da esquerda corresponde àquela adotada no diagrama mostrado na Fig. (2.1b). Dessa aquisição é possível se tirar algumas conclusões as quais serão discutidas a seguir.

6.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS PRELIMINARES

6.3.1 Analisando o calor fornecido ao gerador de alta

Entre os pontos 21 e 22 que correspondem à entrada e saída do óleo mineral no gerador I, descartando a 5ª leitura, tem-se uma variação média de temperatura de 11,7 °C. Conhecendo a densidade do óleo mineral expressa pelo fabricante que é de 0,83 g/ml e tendo a vazão volumétrica do óleo mineral medida, calcula-se a vazão mássica cujo valor é $\dot{m} = 6,64 \times 10^{-2}$ kg/s. Tendo ainda o calor específico fornecido também pelo fabricante de 0,55 cal/g°C, chega-se ao valor de $Q = 1,74$ kW o qual seria, aproximadamente, o calor estimado fornecido pelo óleo ao gerador I mesmo trabalhando em uma temperatura abaixo da proposta para o óleo mineral na simulação computacional.

6.3.2 Analisando as pressões:

Vê-se perfeitamente que as leituras das pressões baixas e médias não sofreram alterações durante o ensaio. A priori, foram levantadas as seguintes hipóteses: indicador de pressão ou os transdutores com defeito; pouca quantidade de fluido de trabalho, bomba

com pouca capacidade de bombeamento; bloqueio dos orifícios de expansão; cristalização da solução.

6.3.3 Analisando as vazões:

Na Tabela 6.2 não constam os valores das vazões V3, V4 e V14 que são, respectivamente: a vazão total da solução que enviada ao gerador I; a vazão da solução que sai do gerador II; a vazão da solução que sai do gerador I. Tais valores não foram obtidos porque as leituras nos instrumentos utilizados eram totalmente instáveis, ocorriam grandes oscilação e constantes perdas de sinal. Acredita-se que o fato preponderante para tal episódio encontra-se no diâmetro abaixo da especificação mínima indicada para o uso do equipamento que é de 13 mm, fornecida pelo fabricante. Uma segunda hipótese levantada foi a pouca quantidade de fluido de trabalho colocada na máquina que foi inicialmente de 1400 ml, fato que favorecia o não preenchimento total das tubulações impossibilitando assim a leitura com o referido instrumento de medida. Entretanto, mesmo após o acréscimo na quantidade de fluido de trabalho os problemas continuaram.

Duas novas ações foram executadas no intuito de conseguir medidas satisfatórias. A primeira tentativa foi revestir o tubo com uma mangueira de borracha haja vista que no manual do fabricante do instrumento constava revestimento de borracha. Sem sucesso, partiu-se para a segunda que foi abrir um tubo de mesmo material (aço inoxidável) cujo diâmetro interno era de 13,0 mm formando assim duas capas as quais foram soldadas externamente na tubulação de forma a se obter um diâmetro externo de 15,0 mm tornando-o compatível com o recomendado pelo fabricante. A Figura 6.2 ilustra ambas tentativas que foram realizadas.



a) Tubo encapado com aço inox



b) Tubo com revestimento de borracha

Figura 6.2 - Ações efetuadas na tentativa de medir vazão

Embora esforços tenham sido feitos no intuito de se alcançar algum resultado satisfatório, mesmo assim êxito não foi alcançado quanto às medidas das vazões.

Quanto à medida da vazão do óleo mineral não foi constatado nenhum empecilho, visto que a tubulação utilizada possuía diâmetro igual a 19 mm, medida esta superior à mínima exigida pelo fabricante do instrumento de medida de vazão. Além do mais, a tubulação permanecia completamente cheia de óleo, não havia resíduos de partículas sólidas e também bolhas de ar que pudessem interferir na leitura.

6.4 INTERVENÇÕES NOS PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS EXECUTADAS

A partir dos dados obtidos no primeiro instante de funcionamento da máquina, tornou-se evidente a necessidade de se efetuar intervenções na máquina no intuito de obter resultados mais significativos. O desafio observado nesse momento era fazer com que o fluido de trabalho circulasse normalmente pelas tubulações. Achou-se por bem, em um segundo momento de funcionamento da máquina, aumentar a quantidade de fluido de trabalho no sistema. A princípio, foi introduzido no sistema um total de 1400 ml de solução de brometo de lítio cuja concentração, determinada em análise laboratorial, era de 55,8 %. Verificou-se ainda, a necessidade de se fazer vácuo novamente no sistema para que se pudesse conseguir uma melhor equalização dos três níveis de pressão que atuam no sistema.

Seguindo esse raciocínio, foi acrescentado 1000 ml de solução no sistema perfazendo agora um total de 2400 ml de solução. Em seguida, foi realizado vácuo em todo o sistema equalizando as pressões e, só então, pôs-se a máquina em funcionamento. Desta vez não houve a preocupação em se fazer as leituras das temperaturas, apenas uma tentativa de verificar circulação de fluido de trabalho nas tubulações como também do alcance das pressões cujos valores são de 77,52 kPa, 4,24 kPa e 0,87 kPa para os níveis alto, médio e baixo, respectivamente, conforme havia sido estimado computacionalmente por (SANTOS, 2005).

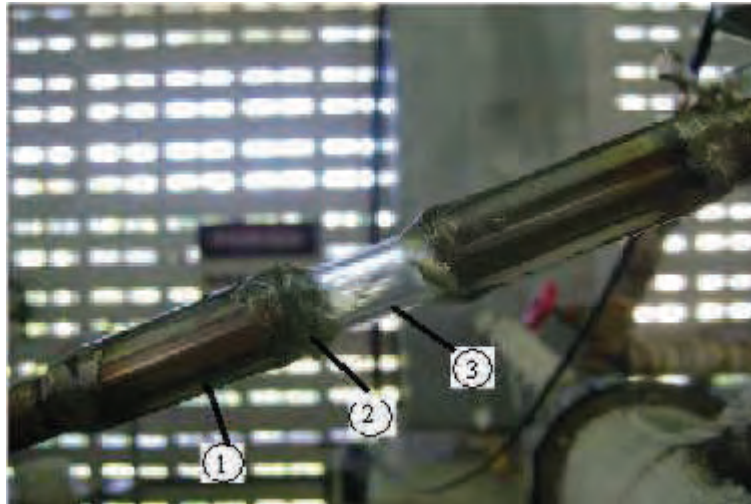
Após algum tempo de funcionamento, constatou-se mais uma vez que os problemas continuavam. Foi aí então que se resolveu efetuar a substituição da bomba de acionamento da solução por outra de potência igual a 30 W, um pouco maior do que a anterior que era de 10 W. Ao desacoplar a bomba da máquina, recolher-se apenas um total de 450 ml de solução. Um fato interessante que deve ser relatado diz respeito à concentração da solução que foi retirada da máquina quando executada a substituição da bomba da solução. Foi verificado na análise laboratorial que a concentração da solução baixou para 39,4 %. Tal fato direcionava o pensamento a se concluir que o circuito descrito pelo refrigerante estava funcionando corretamente enquanto que o circuito da solução tinha sido bloqueado pela cristalização da solução.

Seguindo esse raciocínio, ou seja, que se tratava de um problema relacionado à cristalização da solução, as seguintes atitudes foram tomadas: primeiro foi adicionado água destilada à solução; em seguida foi acionada a bomba da solução; por fim, calor foi fornecido às tubulações de retorno da solução através de chamas localizadas. Depois de algum tempo de tentativa, não foi verificado êxito.

Até então não se tinha a certeza que o problema de circulação do fluido de trabalho era decorrente de um processo de cristalização da solução ou bloqueio dos orifícios de expansão por partículas sólidas existentes no fluido. Na verdade, durante a construção da máquina foi decidido não se instalar visores nem tão pouco conexões nas tubulações, visto que a instalação de tais dispositivos facilitaria a ocorrência de possíveis pontos de vazamento e, só relembrando, a máquina trabalha em vácuo.

Diante de tal problema e após a realização dos procedimentos acima relatados, ficava cada vez mais evidente que seria necessário optar em instalar visores e enfrentar

problemas relacionados a possíveis vazamentos. Dessa forma, foi projetado, construído e instalado¹ três visores conforme é mostrado na Fig.(6.3).



- 1 – Luva
- 2 – Fixação com cola
- 3 – Visor de vidro

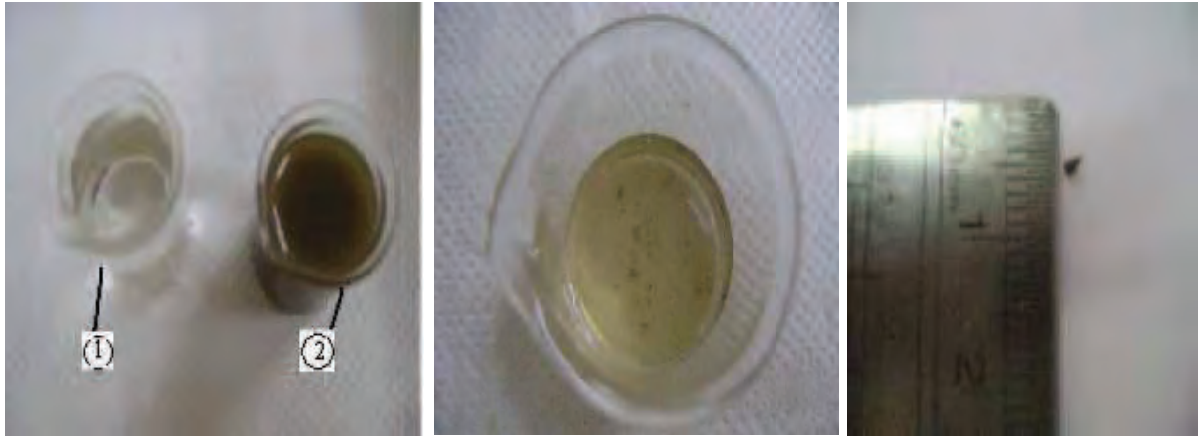
Figura 6.3 – Visor

Após a instalação dos visores foi feito um jateamento com argônio no interior da máquina para que fosse retirado totalmente o fluido de trabalho e, um novo, pudesse ser adicionado sem a preocupação de contaminação. Antes, porém, de ser introduzido o fluido de trabalho na máquina, realizou-se teste de estanqueidade e o vácuo do sistema.

Ao ser acionada a bomba de circulação do fluido de trabalho foi constatado que o problema não se tratava, na verdade, de cristalização e sim de bloqueio dos orifícios de expansão por partículas sólidas existentes no interior da máquina provenientes do próprio processo de fabricação e das constantes intervenções realizadas.

Embora tenha sido feito uma limpeza no interior da máquina antes de introduzir o fluido de trabalho, pequenas partículas em suspensão, foram observadas e, o fluido novo, cujo aspecto era transparente, passou a ter coloração escura como pode ser visto na Fig.(6.4).

¹ Os visores foram instalados nos pontos 5, 13 e 15 conforme Fig.(2.1b).



1 – Solução nova

2 – Solução retirada da máquina

a) Solução LiBr / H₂O

b) Partículas sólidas na
solução

c) Dimensão de uma
partícula sólida

Figura 6.4 – Solução contaminada com partículas sólidas

A princípio se tentou fazer a limpeza do fluido através de sucessivas filtrações, ao todo, cerca de umas cinco filtrações. Inúmeras partículas foram retiradas nesse processo, porém, mesmo assim, não foi suficiente para fazer o fluido circular normalmente. Além disso, os visores que foram instalados não suportaram pequenas torções e se romperam. Com isso, decidiu-se que deveria ser realizada uma lavagem criteriosa no interior da máquina utilizando para tanto água corrente entrando pela tubulação superior e saindo pela inferior e os visores deveriam ser substituídos por outros que permitissem, de certa forma, uma movimentação da tubulação e também que funcionassem como uma espécie de conexão. Pensou-se, então, em se utilizar um tubo de vidro como o anterior, porém ao invés de colado na luva metálica deveria ser introduzido no interior de uma mangueira de diâmetro aproximadamente igual e cujo comprimento um pouco maior a qual seria fixada nos tubos em suas extremidades através de braçadeiras, conforme mostra a Fig.(6.5).



Figura 6.5 – Visor de tubo de vidro revestido com mangueira e fixado através de braçadeiras nas extremidades.

Tal ideia possibilitou a visualização imediata do bloqueio do orifício de expansão, abertura da tubulação para remoção da partícula que promovera o bloqueio, fácil substituição do visor ou da mangueira caso seja necessário e reinstalação sem necessidade de solda e com perfeita vedação. Em contra partida, não impede a quebra do vácuo na máquina e ocorrência de perda de uma pequena quantidade de fluido de trabalho durante possíveis intervenções.

Depois de realizado todos esses procedimentos, ou seja, substituição dos visores, lavagem interna da máquina, retirada de resíduos de água no compartimento interno da máquina através de injeção de argônio, teste de estanqueidade, realização de vácuo, introdução do fluido de trabalho e teste de circulação deste fluido, verificou-se que a máquina poderia ser posta em funcionamento. Agora se tinha a certeza de que seria possível observar a circulação do fluido de trabalho nos diversos pontos considerados como críticos, bloqueio ocasionado por partículas sólidas que por ventura pudessem surgir ou ainda algum problema relacionado à cristalização da solução. Na verdade, o fato de se ter esse controle foi um avanço de grande valia no desenvolvimento da máquina.

6.5 RESULTADOS OBTIDOS APÓS AS INTERVENÇÕES

A Tabela 6.3 mostra os resultados obtidos na quarta tentativa, justamente aquele que proporcionou um tempo maior de funcionamento da máquina sem a ocorrência do bloqueio dos orifícios de expansão.

Tabela 6.3 - Resultados obtidos para temperatura, pressão e vazão.

Leituras realizadas em intervalos de 15min						
Temperatura(°C)	1º	2º	3º	4º	5º	6º
T3	32,0	37,1	57,5	50,2	-	-
T8	32,8	37,5	40,4	42,3	-	-
T13	33,6	65,5	76,0	59,9	-	-
T14	33,6	78,4	84,0	56,4	-	-
T15	34,8	44,9	72,8	52,4	-	-
T17	34,5	66,8	76,8	78,5	-	-
T21	33,3	111,8	156,5	162,8	-	-
T22	33,8	105,7	149,4	157,9	-	-
T23=T25	31,8	32,3	39,7	40,7	-	-
T24	31,9	32,3	41,8	40,9	-	-
T26	31,9	33,4	41,6	43,1	-	-
T27	30,9	30,3	31,7	31,2	-	-
T28	30,7	29,7	30,8	29,9	-	-
Pressão(mBar)	1º	2º	3º	4º	5º	6º
Alta	43,0	335,0	479,0	483,0	-	-
Média	33,4	55,2	71,9	75,5	-	-
Baixa	8,8	23,1	62,4	61,9	-	-
Vazão(l/s)	1º	2º	3º	4º	5º	6º
V3	-	-	-	-	-	-
V4	-	-	-	-	-	-
V14	-	-	-	-	-	-
V _(óleo)	0,08	0,08	0,08	0,08	-	-

Após a execução de todas as intervenções descritas acima, testes realizados no sistema de circulação do fluido de trabalho evidenciaram o seu correto funcionamento, ou seja, não foi observado bloqueio nos orifícios de expansão. Diante disso, a máquina foi posta em funcionamento. Quatro novas tentativas foram efetuadas, entretanto em todas elas, constatou-se, novamente, problema de bloqueio do orifício de expansão e tal situação só foi verificada quando a solução já estava aquecida com temperatura em torno de 80 °C.

6.5.1 – Analisando os resultados

Comparando-se os resultados da Tab. (6.3) com os da Tab. (6.2), é fácil verificar que os valores das temperaturas medidos em diversos pontos da máquina evidenciaram variações significativas, como por exemplo, nos pontos 3, 13, 14 e 15. Tais resultados remetem a dizer que há circulação de fluido nas tubulações e ocorrência de troca de calor entre as soluções de maneira a constatar o funcionamento do trocador de calor de alta, fato este não observado anteriormente. A efetividade do trocador de calor de alta determinado experimentalmente e tomando como base os valores da terceira leitura da Tab.(6.3) é de 0,698, enquanto que o valor estimado no trabalho de Santos (2005) é de 0,7. As temperaturas T_{27} e T_{28} evidenciam também um pequeno efeito frigorífico, porém muito aquém daquilo que se deseja alcançar.

Quanto às pressões obtidas no sistema é claramente visível que houve uma melhora significativa. Os valores medidos na Tab.(6.2), principalmente os de média e baixa, permaneceram constantes em tempo integral e, portanto, não caracterizam algum aspecto conclusivo. Já os valores obtidos na Tab.(6.3), é possível verificar uma melhor equalização entre os três níveis de pressão alcançados como também uma melhor aproximação desses valores com aqueles já descritos anteriormente na secção 6.4.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O desenvolvimento deste trabalho de pesquisa seguiu todos os passos metodológicos apresentados no capítulo I. Baseando-se em um levantamento bibliográfico preliminar, foi desenvolvida uma análise do ciclo termodinâmico de refrigeração por absorção de vapor de duplo efeito em série. Na ótica da primeira lei da termodinâmica foram obtidos os fluxos de calor e de massa, o coeficiente de performance e a efetividade de cada componente dos sistemas, para condições pré - estabelecidas para o gerador de vapor de alta. Por outro lado, através da segunda lei da termodinâmica foi desenvolvida uma análise exergetica, onde foram avaliadas as irreversibilidades, a eficiência racional e também o grau de perfeição termodinâmico de cada componente e do ciclo.

Alicerçado no passo anterior, partiu-se para o desenvolvimento da análise dimensional dos componentes com a qual foi possível determinar dados referentes à área de troca de calor e comprimento e diâmetro dos tubos necessários para a troca de calor exigida em cada componente.

Diante das análises termodinâmica e de transferência de calor, deram-se início às etapas caracterizadas pela construção, montagem, teste para funcionamento, execução de correções, funcionamento da unidade piloto e, por fim, a avaliação dos resultados obtidos.

Portanto, a amplitude desse trabalho de pesquisa vai além dos aspectos de interesse prático na engenharia, pois refletem ainda todo um conhecimento teórico adquirido em sua metodologia.

Em um trabalho experimental como este nem sempre é possível alcançar os objetivos propostos integralmente, entretanto, embora não se tenha conseguido obter o perfeito funcionamento da unidade piloto algumas conclusões importantes podem ser descritas:

Mesmo a unidade piloto não tenha atingindo o regime permanente de funcionamento, o sistema de cogeração utilizado mostrou-se apto a fornecer a potência necessária requerida no gerador de vapor de alta para realização do ciclo de absorção, ou seja, valor estimado 1,75 kw contra 1,74 kw determinado experimentalmente ainda fora do regime permanente.

As temperaturas atingidas nas entradas e saídas do trocador de calor de alta determinaram uma efetividade do trocador compatível com aquela proposta pela simulação computacional do trabalho de Santos (2005).

Os orifícios de expansão que foram utilizados como equipamentos que reduzem a pressão do sistema não se mostraram eficazes, visto que promoveram constantes bloqueios do sistema durante o funcionamento da unidade piloto, não sendo possível, portanto, observar o efeito de refrigeração desejado. Isto não implica dizer também que se não tivessem ocorrido os bloqueios, a máquina de refrigeração teria proporcionado o referido efeito. Na verdade, fazer com que ocorra continuidade no ciclo de refrigeração por absorção fazendo com que a máquina atinja o regime estacionário é apenas o ponto inicial para que se possam obter resultados futuros capazes de indicar o funcionamento satisfatório ou não da unidade construída.

Existem, à venda no mercado, válvulas capazes de realizar tal função, entretanto o custo para a sua aquisição é elevadíssimo o que o torna inviável. Assim, uma das idéias que se lança é tentar desenvolver um dispositivo que agregue o orifício com diâmetro maior a um tubo em forma de “U” na tentativa de se obter circulação do fluido de trabalho sem que ocorra bloqueio da tubulação e promova a queda de pressão desejada.

O conhecimento e a experiência prática adquiridos em função da participação no desenvolvimento da máquina que vai desde a elaboração de um projeto embasado por leis e conceitos teóricos, fabricação dos componentes, realização de testes preliminares ao funcionamento, ajustes e correções, discussões relacionadas à melhoria de componentes, descobertas de defeitos e soluções encontradas para saná-los e, ainda, novas idéias de aprimoramento e estudos futuros, fizeram deste trabalho de pesquisa um excelente laboratório.

Salienta-se, ainda, que os resultados teóricos obtidos mediante as análises termodinâmica e de transferência de calor são consistentes com a literatura pesquisada e, portanto, não deixam de ser validadas pelos resultados experimentais obtidos na unidade piloto. Por outro lado, para que se possa conseguir uma melhor sintonia entre a teoria e o

experimento, se faz necessário efetuar novas intervenções, sejam elas, no projeto ou mesmo de ordem prática referentes a alguns componentes da unidade que foi construída. Diante disso, é proposto a seguir, algumas sugestões para novas pesquisas as quais poderão contribuir para o desenvolvimento da unidade e melhor equalização dos resultados prático e teórico.

SUGESTÕES PARA NOVAS PESQUISAS

O primeiro ponto a ser comentado diz respeito ao processo de aquisição dos dados experimentais. Embora se tenha procurado minimizar o máximo possível a introdução dos erros nas leituras realizadas, observou-se que esta etapa pode ser melhorada a partir da introdução de um sistema de aquisição gerenciada computacionalmente de forma a obter, simultaneamente, os dados referentes a todos os pontos necessários nessa pesquisa, visto que a aquisição foi realizada manualmente ponto a ponto principalmente no que tange à temperatura e a vazão do fluido de trabalho.

O segundo ponto merecedor de um estudo mais aprimorado encontra-se no dispositivo a ser utilizado nos processos de estrangulamento como também o seu dimensionamento, funcionalidade e custos relacionados. A preferência foi dada ao uso de orifícios de expansão e tubos capilares em vista às vantagens de baixo custo e de fácil construção, quando comparados às válvulas.

Um dos grandes desafios que pesquisadores que trabalham no desenvolvimento de máquinas de absorção enfrentam é a redução das dimensões da máquina em decorrência da elevada quantidade de trocadores de calor necessários ao funcionamento do conjunto. Projetar trocadores de calor com alta eficiência e cujas dimensões satisfaçam o propósito poderá também ser incorporado como novas sugestões para estudos futuro.

Máquinas de pequeno porte funcionam com baixa vazão de fluido de trabalho. O dimensionamento dos orifícios de expansão exige diâmetros muito pequenos, fato este difícil ou mesmo impossível de ser obtida através do processo convencional de usinagem, em específico, furação com uso de brocas. Além disso, orifícios pequenos são bastante suscetíveis a bloqueio ocasionados por partículas sólidas. Portanto, um estudo aprofundado a respeito da melhor forma de se obter redução e controle dos níveis de pressão no sistema acoplado a um baixo custo e facilidade de fabricação, merece atenção especial.

Um dos objetivos do engenheiro é aliar um bom projeto a um excelente custo benefício. Máquinas que utilizam o brometo exigem a utilização de materiais que suportem alto poder de corrosão e isto faz com que o equipamento tenha um custo elevado. A viabilidade econômica quanto ao uso de máquinas de absorção de pequeno porte em relação àquelas por compressão, incorporam ainda a lista de sugestões para novos trabalhos na área térmica.

Otimização de componentes e ou da própria unidade piloto que foi construída pode também despertar o interesse de alguns pesquisadores para contribuírem em seu desenvolvimento.

Adequação da máquina quanto à utilização de outras fontes de energia para seu acionamento e, ainda, fabricação de uma máquina de triplo efeito também pode ser destacada como temas sugestivos desenvolvimento de novas pesquisas. Todavia, antes de tudo, é necessário solucionar os problemas até aqui observados na unidade piloto construída, sejam eles de aspecto dimensional e ou de fabricação para só então poder se pensar em trilhar por outras vertentes propostas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREU, Ari F. de ., 1999, *Sistema de Refrigeração por Absorção Intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas*. Tese de D.S.c – Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia da Universidade de São Paulo.
- BEJAN, A., 1996, *Entropy Generation Minimization*, [S.I]: CRC. Printed the U.S.A.
- BEJAN, A., 1948, *Heat Transfer*, JohnWiley & Sons, Inc. , N.Y.
- BOSNJAKOVIC, F. & BLACKSHEAR JR. , P. L. , 1965, *Thecnical Thermodynamic* , editado por Holt, Rinehart and Winston, Inc. , N.Y.
- ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A., 2006, *Termodinâmica*. 5ª ed. São Paulo, McGraw-Hill.
- ÇENGEL, Y. , CIMBALA, J. M. , 2007, *Mecânica dos Fluidos Fundamentos e Aplicações*. 1ª ed. São Paulo: McGraw Hill.
- COSTA, E. C. Da , 1974, *Física Aplicada à Construção: conforto térmico*. 3ª ed. São Paulo, Edgard Blucher.
- COSTA, E. C. Da , 1982, *Refrigeração*. 3ª ed. São Paulo, Edgard Blucher.
- DORGAN, C. B., DORGAN, E. C., LEIGHT, S. P., 1995, *Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat*. Atlanta, USA, America Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.

- GOMRI, Rabah, 2009, “Second Law Comparasion of Single Effect and Double Effect Vapour Absorption Refrigeration Systems”, *Energy Conversion and Management*, v. 50, pp. 1279-1287.
- GOMRI, R. & HAKIMI, R., 2008, “Second Law Analysis of Double effect Vapor Absorption Cooler System”, *Energy Conversion and Management*, v. 49, pp. 3343-3348.
- HEROLD, K. E. , RADERMACHER, R. , KLEIN, S. A. , 1996, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, Inc. , N.Y.
- INCROPERA, F. P. , *et al* , 2008, *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC.
- KHALIQ, A. & KUMAR, R., 2008, “Exergy Analysis of Double Effect Vapor Absorption Refrigeration System”, *International Journal of Energy Research*, v. 32, pp.161-174.
- KAUSHIK, S. C. & ARORA, A., 2009, “Energy and Exergy Analysis of Single Effect and Series Flow Double Effect Water-Lithium Bromide Absorption Refrigeration System”, *International Jornal of Refrigeration*, v. 32, pp. 1247-1258.
- KOTAS, T. J. , 1995, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Reprint Edition.
- KUHN, T. S. , 1977, *A Tensão Essencial*. Lisboa: Edições 70.
- LU, Zhen et al., 1999, *Development of Absorption Technologies with Lithium Bromide, in China*. Munich/Germany, ISHPC'99, pp. 45-49
- MARQUES, J.E.S, 2010, *Aplicação da Lógica Fuzzy no Controle da Cristalização de um Sistema de Refrigeração por Absorção com o Par-Brometo de Lítio*. Tese de D.S.c, – Universidade Federal da Paraíba/UFPB, João Pessoa – PB.

- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. , 2002, *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 4ª ed. Rio de Janeiro, LTC.
- MORAN, M. J. et al , 2005, *Introdução à Engenharia de Sistemas Térmico: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor*. Rio de Janeiro, LTC.
- SANTOS, P. H. D. dos ., 2005,. *Análise exergética de sistemas de refrigeração por absorção de múltiplos estágios com o par água-brometo de lítio*. Dissertação de M.S.c , João Pessoa-PB:
- SOUZA, Wilson L. de ., 2007, *Análise Exergoeconômica dos Ciclos de Refrigeração por Absorção de Única Pressão*. Tese de D.S.c , – Universidade Federal da Paraíba/UFPB, João Pessoa – PB.
- VARANI, C. M. R. , 2001, *Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água/Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural*. Tese de D.S.c , — Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – PB.
- WYLEN, G. J. V. ; SONNTAG, R. E.;BORGNAKKE, C., 2003 , *Fundamentos da Termodinâmica*. 6ª ed. São Paulo, Edgard Blucher.
- YATTARA, A. et al, 2003, “Comparison Between Solar Single-Effect and Single-Effect Double-lift Absorption Machines”, *Applied Thermal Engineering*, v. 23, pp. 1981-1992.

ANEXO A

Esquemas dos Sistemas de Refrigeração por Absorção

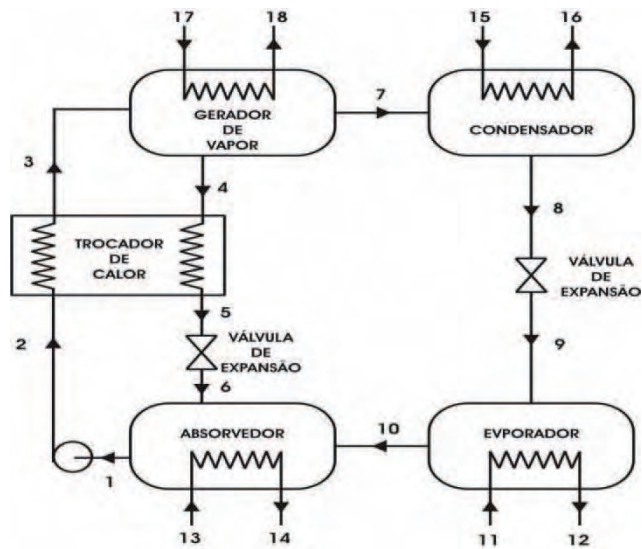


Figura A.1: Esquema do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

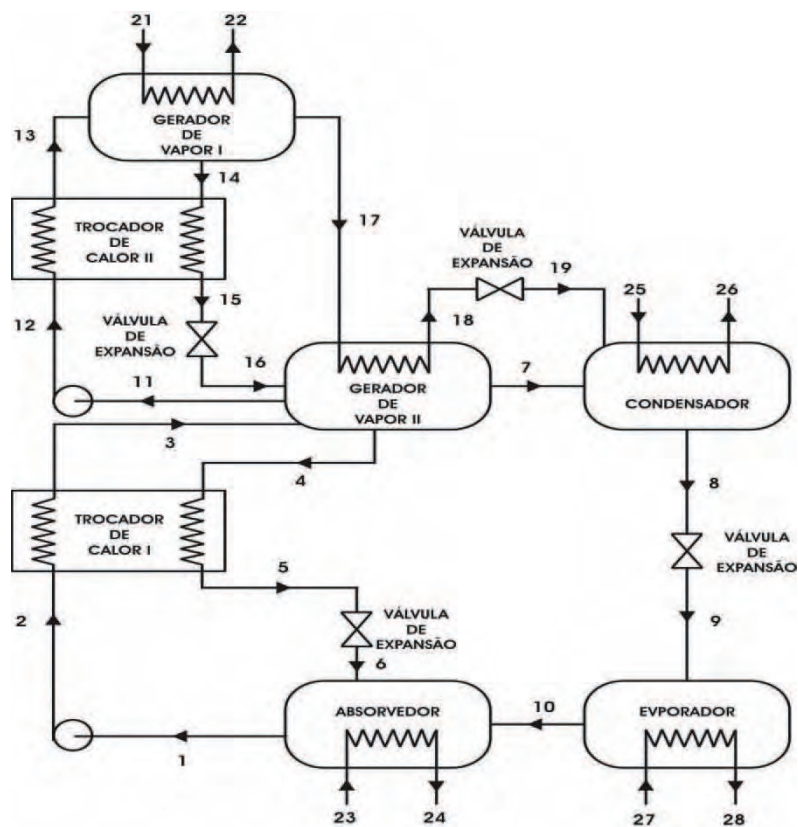


Figura A.2: Esquema do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em paralelo.

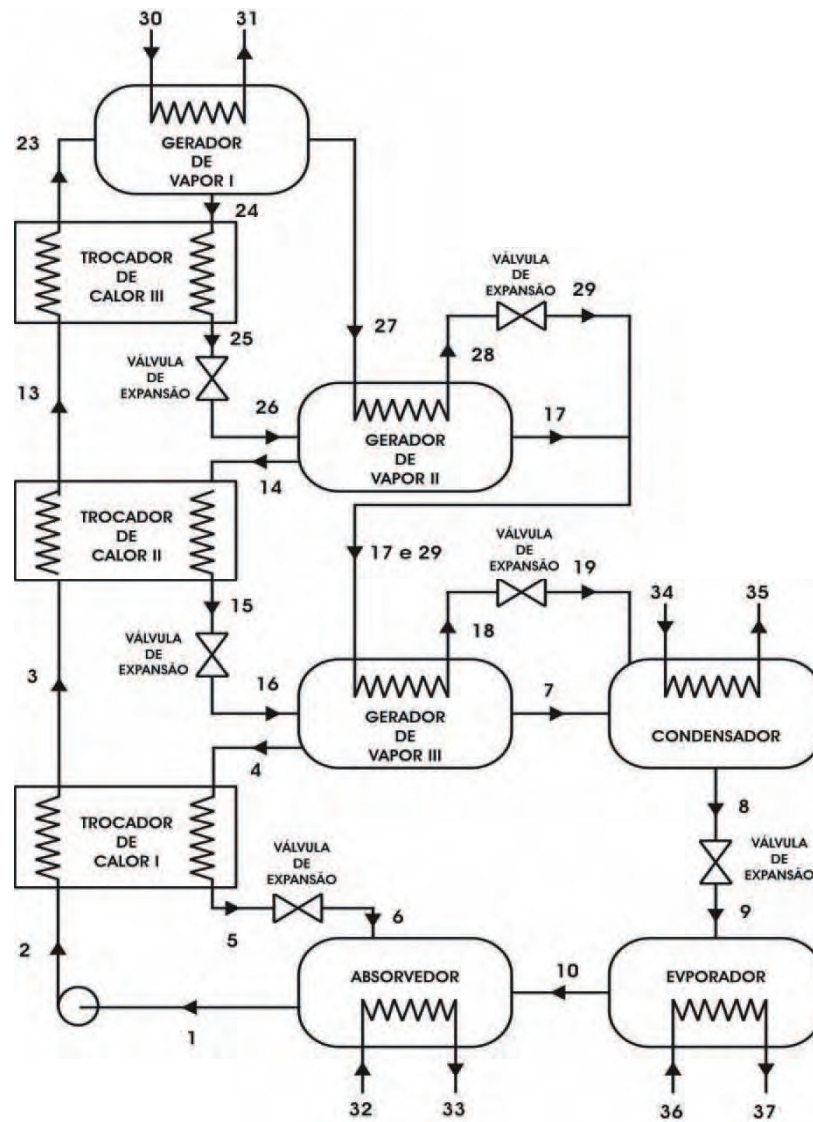


Figura A.3: Esquema do sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito em série.

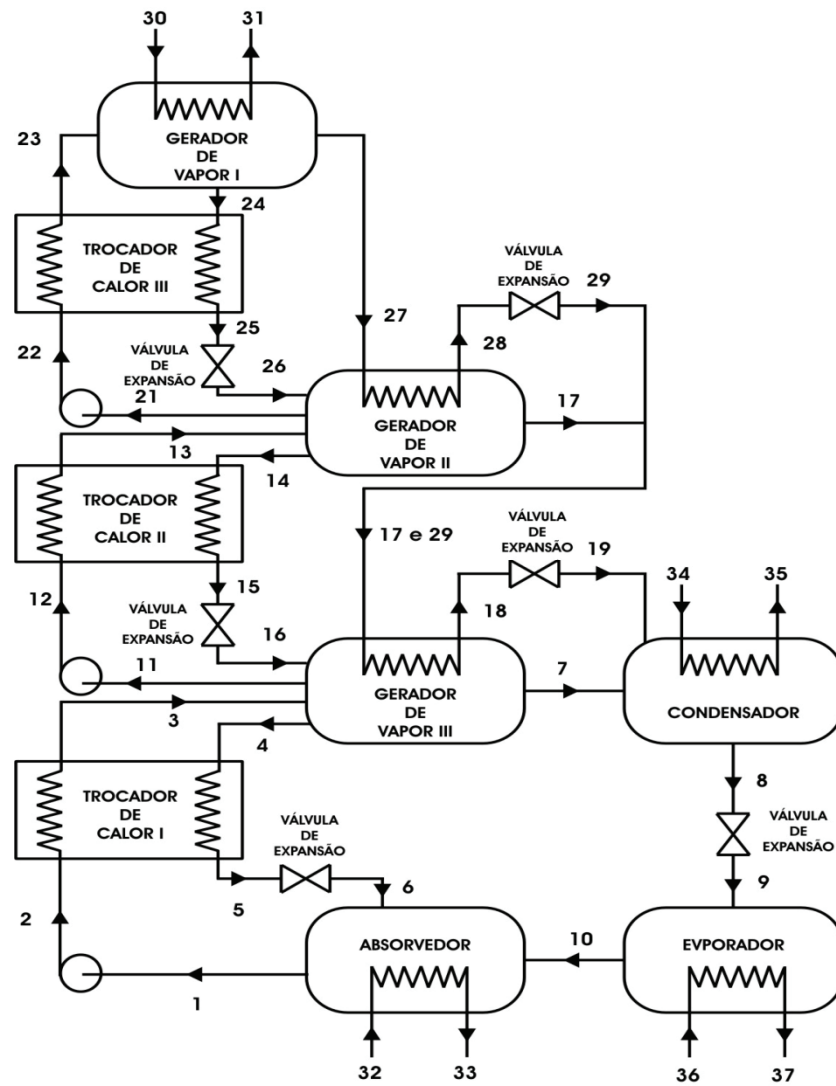


Figura A.4: Esquema do sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito em paralelo.

ANEXO B

TABELA - A1 – Resumo de correlações da convecção para o escoamento em um tubo circular (INCROPERA, 2008, p. 333)

Correlações		Condições
$f = 64/Re$	(8.19)	Laminar, plenamente desenvolvido
$Nu = 4,36$	(8.53)	Laminar, plenamente desenvolvido, q_s'' uniforme
$Nu = 3,66$	(8.55)	Laminar, plenamente desenvolvido, T_s uniforme
$\overline{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re.Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re.Pr]^{\frac{2}{3}}}$	(8.56)	Laminar, entrada térmica(ou entrada combinada com $Pr \gtrsim 5$), T_s uniforme.
$\overline{Nu} = 1,86 \cdot \left(\frac{Re.Pr}{L/D}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$	(8.57)	Laminar, entrada combinada, $0,6 \leq Pr \leq 5$; $0,0044 \leq (\mu/\mu_s) \leq 9,75$; T_s uniforme.
$f = 0,316Re^{-\frac{1}{4}}$	(8.20a) ^c	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re \lesssim 2 \times 10^4$
$f = 0,184Re^{-\frac{1}{5}}$	(8.20b) ^c	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re \gtrsim 2 \times 10^4$
$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2}$	(8.21) ^c	Turbulento, plenamente desenvolvido, $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$
$Nu = 0,023.Re^{\frac{4}{5}}.Pr^n$	(8.60) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re \gtrsim 10^4$, $(L/D) \gtrsim 10$, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0,3$ para $T_s < T_m$.
$Nu = 0,027.Re^{\frac{4}{5}}.Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$	(8.61) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,7 \leq Pr \leq 16.7000$, $Re \gtrsim 10^4$, $(L/D) \gtrsim 10$
$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$	(8.62) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \gtrsim 10$
$Nu = 4,82 + 0,0185(Re.Pr)^{0,827}$	(8.64)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, q_s'' uniforme, $3600 \leq Re \leq 9,05 \times 10^5$, $10^2 \leq Pe \leq 10^4$.
$Nu = 5,0 + 0,025(Re.Pr)^{0,8}$	(8.65)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, T_s uniforme, $Pe \gtrsim 100$.