MARCO AURÉLIO LOPES

**PROJETO E SIMULAÇÃO DE RESFRIADORES
DE LÍQUIDOS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia

São Paulo

2007

MARCO AURÉLIO LOPES

**PROJETO E SIMULAÇÃO DE RESFRIADORES
DE LÍQUIDOS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

Orientador:

Arlindo Tribess

São Paulo

2007

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 10 de abril de 2007

Marco Aurélio Lopes
Autor

Arlindo Tribess
Orientador

FICHA CATALOGRÁFICA

Lopes, Marco Aurélio

Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquidos
139 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica

1. Refrigeração 2. Resfriadores de líquidos 3. Projeto 4.
Simulação. I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica II. t

Aos meus pais, Sandra Lia e Carlos Alberto.
Pessoas especiais a quem devo tudo o que sou hoje.

Agradecimentos

Em especial, ao orientador Prof. Dr. Arlindo Tribess, pela confiança e motivação que tornaram possível a realização deste trabalho, e por toda ajuda dada sempre que necessário.

A minha família e a meus amigos, pela força, paciência e pela vibração nesta jornada.

Aos colegas de trabalho, pelo apoio e pelos ensinamentos valiosos que foram compartilhados.

A todos que, com boa intenção, colaboraram para a realização e finalização deste estudo.

SUMÁRIO

Lista de figuras	X
Lista de tabelas	XIII
Lista de símbolo	XIV
Resumo	XVI
Abstract	XVII
Capítulo 1 Introdução	1
1.1 Objetivo e motivação de estudo	4
1.2 Organização do trabalho	4
Capítulo 2 Termodinâmica e conceitos básicos	6
2.1 Calor e Trabalho.....	7
2.2 Temperatura e escalas de temperatura	8
2.3 Pressão	9
2.4 Massa específica e volume específico	9
2.5 Calor específico.....	9
2.6 Entalpia	10
2.7 Primeira lei da termodinâmica	10
2.8 Segunda lei da termodinâmica	11
Capítulo 3 Ciclo de refrigeração	13
3.1 Ciclo de Carnot.....	14
3.2 Ciclo padrão de refrigeração	15
3.3 Ciclo real de refrigeração	17
Capítulo 4 Resfriadores de líquidos	18
4.1 Princípio de funcionamento	19
4.2 Principais componentes	20
4.2.1 Evaporador.....	20
4.2.2 Condensador.....	27
4.2.3 Compressor.....	32
4.2.4 Dispositivos de expansão	37
4.3 Acessórios do sistema de refrigeração	39
4.3.1 Visor de líquido	39
4.3.2 Filtro secador	39

4.4	Fluidos refrigerantes.....	40
4.4.1	Fluidos refrigerantes e a camada de Ozônio	41
4.4.2	Protocolo de Montreal.....	42
4.4.3	Utilização de CFCs e HCFCs.....	43
Capítulo 5	Projeto do resfriador de líquidos	45
5.1	Carga térmica do processo a ser resfriado.....	45
5.1.1	Processo de injeção de plásticos.....	47
5.1.2	Exemplo de cálculo de carga térmica	49
5.2	Vazão de água gelada	50
5.3	Métodos de análise de trocadores de calor.....	51
5.3.1	Método da DTML	51
5.3.2	Método NUT- ϵ	53
5.4	Evaporador.....	55
5.5	Condensador.....	57
5.6	Compressor.....	58
5.6.1	Superaquecimento e sub-resfriamento	59
5.7	Válvula de expansão	60
5.8	Tubulações de refrigerante	61
5.8.1	Dimensionamento da tubulação.....	62
5.8.2	Arraste de óleo.....	63
Capítulo 6	Modelagem do sistema.....	65
6.1	Evaporador.....	66
6.1.1	Coeficiente global de transferência de calor	66
6.1.2	Coeficiente de película do lado água – h_e	70
6.1.3	Coeficiente de película do lado refrigerante – h_i	71
6.2	Compressor.....	73
6.2.1	Transferência de calor no compressor	74
6.2.2	Potência requerida	75
6.2.3	Temperatura de descarga	75
6.2.4	Polinômios do compressor	75
6.3	Condensador a água.....	76
6.3.1	Coeficiente de película h_e	76
6.3.2	Coeficiente de película h_i	77
6.4	Condensador a ar.....	78

6.4.1	Coeficiente de película h_e	79
6.4.2	Transferência de calor nas aletas	83
6.4.3	Coeficiente de película do lado refrigerante – h_i	84
6.4.4	Coeficiente global de transferência de calor	85
6.5	Válvula de Expansão.....	86
6.5.1	Modelo por meio do ajuste de curvas	87
Capítulo 7	Simulação	89
7.1	Dados de entrada.....	89
7.1.1	Temperatura da água.....	89
7.1.2	Vazão de água	91
7.1.3	Seleção dos componentes principais.....	91
7.1.4	Seleção do condensador	92
7.1.5	Dados iniciais	92
7.2	Parâmetros da simulação.....	93
7.3	Evaporador.....	93
7.3.1	Dados de entrada do evaporador.....	93
7.3.2	Área de passagem da água	93
7.3.3	Simulação do evaporador	94
7.4	Compressor.....	96
7.5	Condensador a água.....	98
7.5.1	Dados de entrada.....	98
7.6	Condensador a ar.....	98
7.6.1	Dados de entrada.....	98
7.7	Válvula de expansão	103
7.7.1	Dados de entrada.....	103
7.7.2	Abertura da válvula	103
7.7.3	Simulação da válvula de expansão.....	103
7.8	Resultados da simulação	103
Capítulo 8	Testes realizados e resultados	106
8.1	Localização dos sensores	107
8.2	Instrumentação.....	109
8.3	Medições realizadas.....	109
8.4	Resultados dos testes	111
8.4.1	Temperatura de evaporação	111

8.4.2	Temperatura de condensação	112
8.4.3	Superaquecimento	112
8.4.4	Sub-resfriamento.....	113
8.4.5	Vazão de ar pelo condensador	114
8.4.6	Diferencial de pressão no ventilador	114
8.4.7	Capacidade efetiva	114
Capítulo 9	Comparação entre os dados simulados e os obtidos nos testes	116
9.1	Análise dos resultados	118
Capítulo 10	Análise de sensibilidade	119
10.1	Vazão de água gelada	119
10.2	Tipo de condensação	119
10.3	Condensador a ar.....	121
10.4	Condensador a água.....	124
10.5	Evaporador.....	127
10.6	Compressor.....	128
10.7	Válvula de expansão	130
Capítulo 11	Conclusões e continuidade do trabalho	131
Capítulo 12	Referências bibliográficas	134
12.1	Referências na Internet	137
Anexos		138

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Enunciados da segunda lei da termodinâmica (Van Wylen <i>et al</i> , 1998)...	12
Figura 3.1 Esquema e diagrama T-s do ciclo de Carnot (Çengel e Boles, 1998).....	14
Figura 3.2 Esquema e diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor (Çengel e Boles, 1998).....	16
Figura 4.1 Variação de temperatura durante um processo típico de transformação do plástico.	18
Figura 4.2 Esquema de funcionamento de um resfriador de líquidos	20
Figura 4.3 Esquema de funcionamento de evaporador tipo casco-e-tubo com expansão direta (adaptado de ASHRAE, 2004).....	22
Figura 4.4 Exemplo de evaporador tipo casco-e-tubo (www.evacon.com.br)	22
Figura 4.5 Evaporador casco-e-tubo inundado (adaptado de ASHRAE, 2004)	23
Figura 4.6 Esquema de evaporador tipo Baudelot inundado (adaptado de ASHRAE, 2004)	24
Figura 4.7 Exemplo de evaporador tipo Baudelot (www.tipsacv.com)	25
Figura 4.8 Evaporador tipo casco-e-serpentina (adaptado de ASHRAE, 2004).....	25
Figura 4.9 Exemplo de evaporador tipo casco-e-serpentina (www.vrcco.com).....	25
Figura 4.10 Esquema de evaporador tipo <i>tube-in-tube</i> em contracorrente (Incropera, 1998).....	26
Figura 4.11 Exemplo de trocador de calor <i>tube-in-tube</i> (www.acptermotecnica.com.br).....	26
Figura 4.12 Esquema de evaporador a placas (adaptado de Stoecker, 2002)	27
Figura 4.13 Exemplo de trocadores de calor a placas (www.apiheattransfer.com)...	27
Figura 4.14 Exemplo de condensadores a água (www.evacon.com).....	29
Figura 4.15 Esquema de condensador a ar (adaptado de Stoecker, 2002).	30
Figura 4.16 Condensadores a ar	30
Figura 4.17 Esquema de condensador evaporativo (adaptador de Stoecker, 2002).	31
Figura 4.18 Compressor alternativo semi-hermético em corte (www.copeland.com)	33
Figura 4.19 Corte do compressor tipo pistão de rolamento (http://tmhf.eng.shizuoka.ac.jp/m5/yanafuku/compressor/comp.htm)	34
Figura 4.20 Desenho em corte de compressor de palhetas (www.purelubrificants.com)	34

Figura 4.21 Desenho em corte de compressor parafuso (www.mycom.com)	35
Figura 4.22 Exemplo de compressor <i>Scroll</i> (www.copeland-corp.com)	36
Figura 4.23 Desenho em corte de compressor tipo <i>Scroll</i> (www.copeland.com)	36
Figura 4.24 Exemplo de válvula termostática de expansão (Danfoss, 2006).....	38
Figura 4.25 Desenho em corte de válvula termostática de expansão.	39
Figura 5.1 Fluxograma do processo de elaboração de projeto térmico (Jaluria, 1998)	46
Figura 5.2 Tempo de ciclo de injeção (Liang e Ness, 1996)	47
Figura 5.3 Esquema do sistema de resfriamento de um processo de injeção.	49
Figura 5.4 Variação de temperaturas em um trocador de calor com escoamento dos fluidos em paralelo (adaptado de Incropera, 1998)	53
Figura 5.5 Variação de temperaturas em um trocador de calor com escoamento dos fluidos em contracorrente (adaptado de Incropera, 1998).....	53
Figura 5.6 Distribuições de temperatura em trocador de calor em contracorrente infinito (adaptado de Incropera, 1998)	54
Figura 5.7 Curva característica da válvula de expansão (Stoecker, 2002)	60
Figura 6.1 Mecanismos de transferência de calor em um evaporador casco e tubo (adaptado de Stoecker, 2002)	67
Figura 6.2 Evolução do estado do fluido refrigerante através do compressor <i>scroll</i> (Winandy, 2002)	73
Figura 6.3 Esquema de um feixe de tubos em um escoamento cruzado (adaptado de Incropera, 1998)	80
Figura 6.4 Configurações dos tubos em um feixe. a) Alinhados. b) Alternados (adaptado de Incropera, 1998)	80
Figura 7.1 Fluxograma esquemático da simulação do sistema.....	90
Figura 7.2 Detalhe de corte no evaporador	94
Figura 7.3 Fluxograma da simulação do evaporador (continua)	95
Figura 7.4 Variação do coeficiente C0 em função do superaquecimento	97
Figura 7.5 Fluxograma da simulação do compressor.....	97
Figura 7.6 Fluxograma de simulação do condensador a água.....	100
Figura 7.7 Fluxograma da simulação do condensador a ar (continua).....	101
Figura 7.8 Fluxograma da simulação da válvula de expansão.....	104
Figura 8.1 Esquema da bancada de testes.	106
Figura 8.2 Bancada de testes.....	107

Figura 8.3 <i>Skid</i> com resistência para simular carga térmica	107
Figura 8.4 Localização dos sensores na bancada de testes	108
Figura 8.5 Sistema de aquisição de dados	108
Figura 8.6 Esquema dos pontos onde foi medida a velocidade do ar	110
Figura 8.7 Temperatura de evaporação	111
Figura 8.8 Temperatura de condensação.	112
Figura 8.9 Superaquecimento	113
Figura 8.10 Sub-resfriamento.....	113
Figura 8.11 Capacidade efetiva de resfriamento.....	115
Figura 9.1 Comparação entre temperatura de evaporação real e simulada	116
Figura 9.2 Comparação entre temperatura de condensação real e simulada.....	117
Figura 9.3 Comparação entre capacidade efetiva real e simulada.....	117
Figura 10.1 Variação da capacidade efetiva e temperatura de evaporação em função da vazão de água gelada	119
Figura 10.2 Comparação entre temperaturas de condensação considerando condensação a ar e a água.....	120
Figura 10.3 Comparação da temperatura de evaporação com condensação a ar e a água	121
Figura 10.4 Comparação entre capacidade efetiva entre condensação a ar e a água	121
Figura 10.5 Capacidade de refrigeração em função da vazão de ar	122
Figura 10.6 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação em.....	122
Figura 10.7 Variação da temperatura de condensação em função da temperatura ambiente	123
Figura 10.8 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação como função da temperatura ambiente	124
Figura 10.9 Influência do condensador na capacidade do equipamento	124
Figura 10.10 Capacidade e temperatura de condensação como função da vazão de água de resfriamento	125
Figura 10.11 Capacidade e temperatura de condensação em função da temperatura da água de resfriamento	126
Figura 10.12 Capacidade e temperatura de condensação em função do UA do condensador a água	126
Figura 10.13 Capacidade e temperatura de evaporação em função do UA do	

evaporador	127
Figura 10.14 Temperatura de condensação em função do UA do evaporador	128
Figura 10.15 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação para diferentes modelos de compressores	129
Figura 10.16 Temperatura de condensação em função do modelo do compressor	129
Figura 10.17 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação versus modelo da válvula de expansão	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 Tipos de evaporadores (ASHRAE, 2004)	21
Tabela 4.2 Cronograma para substituição de CFCs e HCFCs previsto no Protocolo de Montreal, revisão Copenhagen 1992 (Silvares, 1999)	43
Tabela 5.1 Propriedades térmicas de polímeros (Throne, 1987)	48
Tabela 5.2 Características de trocadores de calor comerciais (Adaptado de Evacon, 2006).....	56
Tabela 5.3 Velocidade do refrigerante na tubulação para R-22, R-134a e R-502 (ASHRAE, 1998)	62
Tabela 5.4 Capacidade mínima de refrigeração em kW para arrasto de óleo em tubulações de sucção (ASHRAE, 2002).	64
Tabela 6.1 Parâmetros da analogia elétrica do mecanismo de transferência de calor em um trocador de calor (Stoecker, 2002)	67
Tabela 6.2 Valores representativos do Coeficiente Global de Transferência de Calor (Incropera, 1998).....	70
Tabela 6.3 Números adimensionais usados em transferência de calor (adaptado de ASHRAE, 1997)	70
Tabela 6.4 Constante a serem utilizadas na equação 6.13 (Knudsen e Katz, 1958 apud Holman, 1983).....	71
Tabela 6.5 Constantes C_1 e n para escoamento de ar sobre feixes com 10 ou mais fileiras (Grimson, 1937 apud Incropera, 1998)	82
Tabela 6.6 Fator de correção C_2 para feixes com menos de 10 tubos (Incropera, 1998)	83
Tabela 6.7 Capacidades em kW para válvula de expansão TEX-2 com orifício número 4 (Danfoss, 2000).....	88
Tabela 7.1 Dados iniciais da simulação	93
Tabela 7.2 Dados construtivos do evaporador	94
Tabela 7.3 Dados construtivos do condensador a água	98
Tabela 7.4 Dados de entrada do condensador a ar	99
Tabela 7.5 Coeficientes da válvula de expansão	103
Tabela 7.6 Resultado da simulação	104
Tabela 8.1 Relação dos instrumentos utilizados no teste	109

Tabela 8.2 Faixa de trabalho e incertezas dos instrumentos	109
Tabela 8.3 Medições realizadas durante os testes	110
Tabela 8.4 Velocidade do ar nos pontos medidos (m/s).	110
Tabela 8.5 Tensão e corrente medidos na resistência (Água a 22,4°C)	111
Tabela 8.6 Tensão e corrente medidos na resistência (Água a 15,1°C)	111

SÍMBOLOS

A	Área de troca de calor
C	Capacidade térmica
c_p	Calor específico a pressão constante
c_v	Calor específico a volume constante
COP	Coeficiente de performance
D	Diâmetro da tubulação
E	Energia total
e	Espessura
f	Força na direção do deslocamento
H	Entalpia
h	Entalpia por unidade de massa
h	Coeficiente de troca de calor por convecção
I	Corrente elétrica
J	Fator de carga
K	Condutividade térmica
L	Comprimento
$\dot{m}$	Vazão em massa por unidade de tempo
n	Número de tubos
p	Pressão manométrica
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor
Q	Transferência de calor por unidade de massa
R	Resistência elétrica
s	Entropia
T	Temperatura em °C
U	Coeficiente global de transferência de calor
U	Energia interna
u	Energia interna por unidade de massa
V'	Diferença de potencial elétrico
V	Volume
$\dot{V}$	Vazão volumétrica
v	Volume específico

W	Trabalho
$\dot{W}$	Taxa de transferência de trabalho
X	Deslocamento linear

Índices

e	Relativo à superfícies externas
i	Relativo à superfícies internas
cp	Compressor
cd	Condensação
ev	Evaporação
L	Fonte fria
H	Fonte quente
a	Água
r	Fluido refrigerante
abs	Valor absoluto
ml	Média logarítmica
max	Valor máximo
min	Valor mínimo
in	Relativo à fluxos que entram no volume de controle
sat	Saturação
l	Líquido
v	Vapor
fg	Mudança de fase
s	Sucção
d	Descarga

Símbolos gregos

ρ	Massa específica
Δ	Variação, diferença. (Ex. ΔT , variação de temperatura)
ε	Efetividade do trocador de calor
π	Constante (3,14159265359)
ν	Viscosidade cinemática
η	Rendimento
μ	Viscosidade absoluta

Grupos adimensionais

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

RESUMO

Na última década, o mundo passou por uma transformação importante. O aumento do número de empresas e a globalização fizeram com que a concorrência obrigasse os diversos setores da indústria a aumentarem a produtividade e a qualidade para se manterem competitivos. Neste contexto, os sistemas de refrigeração proporcionam redução do tempo de ciclo em diversos processos de manufatura e, conseqüentemente, aumento de produtividade, maior confiabilidade, repetibilidade e qualidade do produto acabado. Diante desse cenário, fica evidente a importância de um estudo sobre refrigeração industrial.

Neste trabalho é apresentado um estudo do projeto, dimensionamento e simulação de resfriadores de líquidos utilizados em refrigeração industrial. São analisados os principais aspectos relevantes ao projeto do sistema hidráulico e de refrigeração, além do dimensionamento dos principais componentes do equipamento. Após análise do projeto, são desenvolvidos modelos matemáticos para simulação do sistema de refrigeração em regime permanente.

Os resultados de simulação são comparados com resultados obtidos em bancada experimental, verificando-se diferenças máximas de 3°C na temperatura de evaporação, 2°C na temperatura de condensação e 20% na capacidade efetiva de refrigeração.

Adicionalmente, os resultados obtidos mostram que o equipamento não atinge a capacidade projetada e são propostas alterações no compressor e no condensador a ar. É sugerida a substituição do compressor, o aumento da área de troca do condensador e diminuição do número de aletas por polegadas para aumentar a vazão de ar.

Por fim, o desenvolvimento do trabalho resulta em um programa de simulação de resfriadores de líquidos, que constitui importante ferramenta de análise e otimização.

ABSTRACT

In the last decade, the world passed through an important transformation. The raise in the number of companies and globalization obligated the industry to increase production and quality to be competitive. This scene turns clear the importance of researches in the industrial refrigeration area. The cooling systems allow reduction in the manufacture time cycle, and consequently, rise in productivity, more reliability and quality of the final product.

In this work, an analysis of the design, dimensioning and simulation of liquid chillers used for industrial refrigeration is presented. The main aspects of the hydraulic and refrigeration systems and the dimensioning of the components used in the equipment are analyzed. After the analysis of the project, a mathematical model of the system for simulation in equilibrium state is developed.

The results of the simulations are compared with the data obtained during the tests and the maximum differences was 3°C in the evaporating temperature, 2°C in condensing temperature and 20% of cooling capacity.

Additionally, the results show that the equipment hasn't achieved the design capacity and changes were proposed in the compressor and air cooled condenser.

The equipment has been tested and the data obtained has been compared with the simulation. It's suggested to change the compressor for another model with higher capacity, to increase the heat exchange area and to reduce the number of fins in the air cooled condenser.

Finally, the development of this work resulted in a simulation program of liquid coolers, very useful tool for analysis and optimization.

Capítulo 1 Introdução

Pode-se definir refrigeração como o ramo da ciência que trata dos processos de transferência de calor para redução e conservação da temperatura de um determinado volume de controle abaixo da temperatura do ambiente circundante (Dossat, 2004).

Desde a era pré-histórica, o homem percebeu que podia conservar alimentos por mais tempo se armazenados em cavernas frias ou sob a neve. Hebreus, gregos e romanos armazenavam neve em buracos cavados na terra e isolados com madeira.

Os egípcios e os índios do sudoeste americano utilizavam jarros de barro porosos de modo que a evaporação da água na superfície externa do jarro, no ambiente árido em que viviam, produzia a redução da temperatura do jarro e da água contida; utilizando, assim, o resfriamento evaporativo, podendo ou não ser combinado com a radiação noturna para a abóbada celeste (Silvares, 1999). Há também relatos de chineses que borrifavam água para diminuir a temperatura do ar.

A palavra “refrigeração” teria sido usada pela primeira vez em 1550, quando foi utilizado nitrato de sódio e nitrato de potássio para resfriar vinho, mas as informações sobre a história desse ramo da ciência são escassas e algumas vezes, contraditórias.

Segundo Silvares (1999), a primeira refrigeração mecânica realizada pelo homem é creditada a Willian Cullen da Universidade de Glasgow, Escócia, em 1748, produzida pela evaporação de éter etílico em um ambiente parcialmente evacuado.

Thévenot (1979) atribui a Jacob Perkins, em 1834, a autoria do primeiro equipamento de refrigeração baseado em um ciclo por compressão de vapor, utilizando éter como fluido refrigerante.

Segundo Gladstone (1998), o primeiro equipamento de refrigeração teria surgido apenas em 1842, quando John Gorrie, médico norte americano, teria desenvolvido um equipamento para refrigerar salas de um hospital na Flórida, baseado em um ciclo a ar, que recebeu em 1851 a primeira patente norte americana em refrigeração mecânica.

Em 1856, Alexander C. Twinning de Cleveland nos Estados Unidos, construiu

a primeira máquina comercial por compressão de vapor para produção de gelo.

De qualquer forma, sabe-se que há mais de um século o homem vem buscando diferentes tecnologias para controlar a temperatura de ambientes e processos.

Nos primórdios da refrigeração os equipamentos eram muito grandes, caros e ineficientes. Além disso, eram complexos de serem operados e requeriam manutenção constante. Esses aspectos, aliados à sua toxicidade, limitavam o seu uso à apenas algumas aplicações (Dossat, 2004)

Nos últimos anos, a indústria da refrigeração apresentou um progresso enorme e se tornou uma indústria gigantesca que movimenta bilhões de dólares todos os anos ao redor do mundo.

Essa rápida expansão pode ser explicada por diversos fatores, entre eles, o desenvolvimento da mecânica de precisão e processos de fabricação sofisticados e o surgimento de compressores com motores elétricos de baixa potência; o que possibilitou o desenvolvimento dos refrigeradores e condicionadores de ar domésticos de pequeno porte (Dossat, 2004).

Outro fator importante foi a evolução dos fluidos refrigerantes. Os primeiros equipamentos utilizavam refrigerantes à base de éter. Em 1873, surgiu o primeiro ciclo de compressão de amônia e o gás carbônico começou a ser utilizado. Mais tarde surgiria o dicloroetano e em 1926, o cloreto de metileno; fluidos altamente tóxicos e inflamáveis. Finalmente, em 1930, foi sintetizado o diclorodifluormetano (CHCl_2F_2), conhecido como R-12. Pelo fato de não ser tóxico e nem inflamável, possibilitou um salto significativo no avanço da refrigeração (Nagengast, 1989).

No Brasil, no início da década de 1990, a refrigeração deu mais um salto tecnológico importante. Evangelinos (2003) destaca como responsáveis por esse crescimento, a abertura econômica, em função da concorrência externa e da entrada de tecnologias estrangeiras no país. Além disso, nessa última década, também houve maior estabilidade econômica e uma retomada nos investimentos.

As aplicações de refrigeração podem ser divididas, basicamente, em cinco categorias principais:

- a) Doméstica
-

- b) Comercial
- c) Industrial
- d) Condicionamento de ar
- e) Transporte frigorificado

A refrigeração doméstica abrange a fabricação de refrigeradores e congeladores de pequeno porte utilizados em residências. Já a aplicação comercial, abrange o projeto, instalação e manutenção de instalações refrigeradas usadas em restaurantes, hotéis e locais de armazenamento, exposição e beneficiamento de alimentos perecíveis.

No condicionamento do ar objetiva-se a climatização de ambientes, com o controle da temperatura, umidade e velocidade do ar, para proporcionar conforto aos ocupantes daqueles ambientes. O transporte frigorificado abrange o controle de temperatura em veículos especiais, utilizados principalmente para a distribuição de alimentos perecíveis.

Entretanto, quando se trata de refrigeração industrial, torna-se difícil resumir em poucas linhas quais são as principais aplicações, porque é utilizada em muitos tipos diferentes de indústrias e em processos de manufatura extremamente diversificados. Entre eles estão: indústria alimentícia, farmacêutica, flexográfica, médica e hospitalar, metalúrgica e de transformação de metais e plásticos, etc. Neste último, o sistema de resfriamento do molde é fundamental para o processo de injeção de plásticos. A temperatura da cavidade do molde tem um impacto direto na produtividade e na qualidade do produto. No processo de extrusão de plástico, a matéria prima é extrudada na forma de um balão vertical de secção circular. O fluxo de ar refrigerado nas superfícies internas e externas desse balão proporciona um filme com maior transparência, mais brilho e maior estabilidade de espessura, além de permitir uma velocidade maior no processo, aumentando também a produtividade da extrusora.

Diante desse cenário, fica evidente a importância de um sistema de refrigeração bem dimensionado e “otimizado”. No entanto, observa-se no país uma escassez de estudos na área de refrigeração industrial. Tipicamente, os

equipamentos são projetados baseados em modelos importados ou modelos semelhantes já presentes no mercado.

Esse sintoma do setor é consequência de uma concorrência cada vez mais acirrada, que limita a margem de contribuição dos equipamentos vendidos e não estimula investimentos em pesquisa e desenvolvimento.

Essa forma de agir é equivocada porque o desenvolvimento de novas tecnologias e o aperfeiçoamento dos produtos atuais proporcionaria redução nos custos e aumento de eficiência, o que com certeza é um diferencial importante no mercado.

1.1 Objetivo e motivação de estudo

O objetivo principal do trabalho é o estabelecimento de um modelo para simulação de resfriadores de líquidos. Para verificação da qualidade do modelo desenvolvido, valores obtidos na simulação são comparados com resultados obtidos em bancada experimental. Também é realizada análise da influência de cada componente do sistema na capacidade de refrigeração do equipamento utilizando o programa de simulação desenvolvido.

O objeto de estudo é um resfriador de líquidos de 8.000 kcal/h de capacidade, com condensação a ar, reservatório interno, evaporador tipo casco-e-tubo, condensador aletado e bomba centrífuga para circulação de água gelada pelo processo.

A motivação de estudo é um processo específico no qual este equipamento é utilizado que é o resfriamento de moldes de injetoras em processos de transformação de termoplásticos. O resfriamento do molde possibilita aumento de produtividade com rápido retorno do investimento e melhora a qualidade do produto final.

1.2 Organização do trabalho

Nos capítulos 2 e 3, apresenta-se a teoria relativa à termodinâmica e ciclos de

refrigeração necessários para o entendimento do funcionamento do equipamento objeto de estudo. Todos os conceitos básicos e teoria utilizados ao longo do texto são introduzidos nesse capítulo.

A seguir, no capítulo 4 é apresentada a teoria sobre resfriadores de líquidos. Neste capítulo o princípio de funcionamento é explicado e os principais componentes que compõem o sistema hidráulico e frigorífico são analisados detalhadamente.

O capítulo 5 trata do projeto do sistema. São apresentados os principais aspectos do projeto e como deve ser feito o dimensionamento e seleção dos componentes principais.

No capítulo 6 é apresentada a teoria utilizada para modelagem do sistema frigorífico. Cada componente do sistema é analisado matematicamente e são apresentadas as equações que regem seu funcionamento. Estas equações matemáticas são utilizadas como base para a construção de um modelo completo do sistema e simulação da operação do resfriador de líquidos.

No capítulo 7 é feita a simulação dos dados de projeto a partir do modelo elaborado no capítulo 6. Os dados de entrada definidos para o teste são utilizados no modelo e as condições que serão impostas no teste real são simuladas para comparação dos resultados.

Depois de feita a simulação, no capítulo 8 é apresentada a forma como foi realizado o teste do equipamento nas mesmas condições simuladas. Os dados obtidos são comparados com os dados reais no capítulo 9.

No capítulo 10, é analisada a influência de cada componente do equipamento no funcionamento do sistema como um todo e finalmente, no capítulo 11 são apresentadas as conclusões da comparação entre o teste real e a simulação e são propostas as alterações necessárias para melhorar o projeto e a simulação.

Capítulo 2 Termodinâmica e conceitos básicos

Historicamente, a termodinâmica surgiu a partir de um ramo da física nos séculos XVIII e XIX, apesar de algumas idéias serem bem mais antigas. Dos cientistas que contribuíram para o desenvolvimento desta ciência pode-se destacar: Sadi Carnot (1796-1832), Rudolph J. Clausius (1822-1888), Lord Kelvin (1824-1907) e J. P. Joule (1818-1889). Considerando-se o tempo histórico, pode-se afirmar que a termodinâmica é uma ciência relativamente recente (Russel & Adebisi, 1993).

A definição de termodinâmica varia muito, mas todas elas são relacionadas a fluxos e transformações de energia e alterações em propriedades de sistemas.

Segundo Russel & Adebisi (1993), termodinâmica é a ciência que trata das transformações de energia e as relações entre as propriedades dos sistemas.

Van Wylen *et al.* (1998), são um pouco mais claros ao se referirem a calor e trabalho, ao invés de simplesmente energia. Segundo os autores, a Termodinâmica é a ciência que trata do calor, do trabalho e daquelas propriedades das substâncias relacionadas ao calor e ao trabalho. A base da termodinâmica, como a de todas as ciências, é a observação experimental. Na termodinâmica essas descobertas foram formalizadas por meio de certas leis básicas, conhecidas como primeira, segunda e terceira leis da termodinâmica. Além dessas, a lei zero, que no desenvolvimento lógico da termodinâmica precede a primeira lei, também foi estabelecida.

Segundo a lei zero da termodinâmica, quando dois corpos têm igualdade de temperatura com um terceiro corpo, estes terão igualdade de temperatura entre si. Uma vez que este fato não foi possível de ser deduzido de outras leis e uma vez que na apresentação da termodinâmica ela precede a primeira lei, recebeu o nome de “lei zero da termodinâmica”

A primeira lei da termodinâmica, também chamada de lei da conservação de energia, estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, a integral cíclica do calor é proporcional à integral cíclica do trabalho.

Quando o sistema não percorre um ciclo, e sofre mudança de estado, a energia pode cruzar a fronteira na forma de calor ou trabalho, e cada um destes pode ser positivo ou negativo. A variação líquida de energia do sistema será igual à

transferência líquida de energia que cruza a fronteira do sistema. A energia do sistema pode variar por qualquer uma das três maneiras a saber: por uma variação de energia interna, da energia cinética ou da energia potencial.

A primeira lei não impõe restrição alguma quanto à direção dos fluxos de calor e trabalho. Um ciclo, no qual uma determinada quantidade de calor é cedida pelo sistema e uma quantidade equivalente de trabalho é recebida por esse mesmo sistema, satisfaz a primeira lei, da mesma maneira que um ciclo onde estas trocas se dão em sentidos opostos. Sabe-se que, se um dado ciclo proposto não viola a primeira lei, não está assegurado que este ciclo possa realmente existir. Este tipo de evidência levou à formulação da segunda lei da termodinâmica. Assim, um ciclo só poderá ocorrer se, tanto a primeira como a segunda lei, forem satisfeitas.

Num sentido amplo, a segunda lei envolve o fato de que processos ocorrem num dado sentido e não no oposto (Van Wylen *op. cit.*).

2.1 Calor e Trabalho

O trabalho, W , é usualmente definido como uma força f agindo através de um deslocamento x , sendo este deslocamento na direção da força.

$$W = \int_{x_2}^{x_1} f \cdot dx \quad (2.1)$$

A definição de calor é um tanto diferente da interpretação comum da palavra. O calor é definido como sendo a forma de transferência de energia através da fronteira de um sistema, numa dada temperatura, a um outro sistema (ou o meio), que apresenta uma temperatura inferior, em virtude da diferença de temperatura entre os dois sistemas. (Van Wylen *et al.*, 1998)

Um aspecto importante na análise de um sistema térmico é a identificação das propriedades termodinâmicas adequadas. Uma propriedade é uma característica ou atributo da matéria que pode ser avaliada quantitativamente, tal como temperatura, pressão e massa específica. Trabalho e calor podem ser

determinados em termos de variações de propriedades, não sendo, entretanto, propriedades. Uma propriedade é algo inerente à matéria. Trabalho e calor, por outro lado, são interações entre sistemas que alteram suas propriedades, podendo ser medidos somente na fronteira do sistema. A quantidade de energia transferida depende de como uma dada mudança ocorre.

Uma vez que a termodinâmica se desenvolve em torno da energia, todas as propriedades termodinâmicas a ela se relacionam. A condição ou estado de um sistema é definido pelo valor de suas propriedades. Na análise que se segue serão considerados estados de equilíbrio, os quais exigem para sua definição o conhecimento de duas propriedades intensivas no caso de substâncias simples. No caso de misturas, por exemplo, ar seco e o vapor de água, três são as propriedades necessárias para definir o estado do sistema. Definido o estado, todas as outras propriedades poderão ser determinadas, uma vez que elas não são independentes (Stoecker, 1985).

2.2 Temperatura e escalas de temperatura

Segundo Stoecker (1985), a temperatura, T , de uma substância indica seu estado térmico e a sua habilidade de trocar energia com outra substância que esteja em comunicação térmica. Assim, uma substância a uma temperatura mais elevada pode ceder calor à outra a uma temperatura mais baixa.

A escala usada para medir temperatura no sistema de unidades SI é o Celsius. Esta escala é baseada em dois pontos fixos, facilmente reproduzíveis: o ponto de fusão do gelo e o de vaporização da água. A temperatura de fusão do gelo é definida como a temperatura de uma mistura de gelo e água que está em equilíbrio com ar saturado à pressão de 1,0 atm. A temperatura de vaporização da água é a temperatura em que água e vapor se encontram em equilíbrio a pressão de 1,0 atm. Na escala Celsius, esses dois pontos recebem os valores 0 e 100, respectivamente (Van Wylen, *et al.*, 1998).

A escala absoluta relacionada à escala Celsius é chamada de escala Kelvin e indicada por K. A relação entre essas escalas é:

$$T_{abs}[K]=T[^{\circ}C] + 273,15 \quad (2.2)$$

Uma vez que os intervalos de temperatura em ambas as escalas são iguais, diferenças de temperatura podem ser apresentadas indistintamente em ambas as escalas. (Stoeker, 1985)

2.3 Pressão

Pressão, p , é a força normal por unidade de área da superfície sobre a qual a força atua. Denomina-se pressão manométrica ao valor da pressão em relação à pressão atmosférica. Caso contrário tem-se a pressão absoluta, medida a partir do vácuo absoluto. (Stoeker, 1985)

2.4 Massa específica e volume específico

A massa específica de um fluido, ρ , é a massa que ocupa uma unidade de volume; o volume específico, v , é o volume ocupado pela unidade de massa. A massa específica é o inverso do volume específico e vice-versa (Stoeker, 1985).

2.5 Calor específico

O calor específico de uma substância é a energia necessária para elevar em 1 K a temperatura de uma massa unitária dessa substância. Uma vez que o valor numérico dessa propriedade depende da maneira como o processo é realizado, deve-se descrever o modo pelo qual o calor é fornecido ou removido. As descrições mais comuns são: calor específico a volume constante, c_v , e a pressão constante, c_p . Este último é mais importante nos processos de refrigeração (Stoeker, 1985).

2.6 Entalpia

Ao se analisar tipos específicos de processos, freqüentemente são, encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas que são, portanto, também propriedades da substância que sofre a mudança de estado. Em muitos casos, a transferência de calor durante o processo é igual à variação da quantidade $u + pv$ entre os estados inicial e final. Como todos os elementos dessa expressão são propriedades termodinâmicas, função apenas do estado do sistema, a combinação dos mesmos deve apresentar obrigatoriamente as mesmas características. Torna-se, portanto, conveniente definir uma nova propriedade chamada entalpia, designada pela letra h (Van Wylen *et al.*, 1998)

$$h = u + p.v \quad (2.3)$$

onde u é a energia interna, p a pressão estática e v o volume específico.

2.7 Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é apresentada de várias formas diferentes na literatura. Qualquer uma delas poderia servir como definição principal, e então, usando lógica, outras definições derivadas e corolários poderiam ser apresentados.

Uma forma bastante simples de apresentar a primeira lei da termodinâmica é a definição de Poincare, apresentada por Keenan e Shapiro, (1947, *et al. apud* Moran & Shapiro, 2004) e diz que em um ciclo, o calor líquido é proporcional ao trabalho líquido.

$$\oint W = \oint Q \quad (2.4)$$

Uma outra forma mais genérica é a apresentada por Moran e Shapiro (2004 *op. cit.*): “A variação de energia em um sistema durante um determinado intervalo de tempo é igual à quantidade líquida de energia que entra pela fronteira do sistema na

forma de calor menos a energia líquida que sai na forma de trabalho”.

$$E_2 - E_1 = Q - W \quad (2.5)$$

2.8 Segunda lei da termodinâmica

A segunda lei da termodinâmica diferencia e quantifica processos que ocorrem em apenas uma direção (processos irreversíveis). A segunda lei também pode ser descrita de várias formas. Uma delas é por meio do conceito de fluxo de entropia em um sistema aberto e a irreversibilidade associada com o processo. O conceito de irreversibilidade é um parâmetro para avaliação do funcionamento de um ciclo. Por exemplo, quanto maior for a irreversibilidade de um ciclo de refrigeração operando sob determinadas condições, maior será a quantidade de energia requerida para operar o sistema (Van Wylen *et al*, 1998).

Russel & Adebisi (1993), utilizam o postulado de Kelvin-Planck para a segunda lei da termodinâmica, como mostrado na figura 2.1a:

“É impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo e produza nenhum outro efeito além do levantamento de um peso e troca de calor com um reservatório térmico”.

Van Wylen (*et al*, 1998) apresentam também o postulado de Clausius:

“É impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo, e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente” (figura 2.1b).

Figura 2.1 Enunciados da segunda lei da termodinâmica (Van Wylen *et al*, 1998)

Onde T_H e T_L são as temperaturas da fonte quente e fria respectivamente, Q_H e Q_L são os fluxos de calor trocado com a fonte quente e fria respectivamente e W é o trabalho realizado pelo motor térmico.

Capítulo 3 Ciclo de refrigeração

O princípio básico da refrigeração é muito simples: quando se deseja resfriar algum corpo, deve-se colocá-lo em contato com um outro corpo mais frio ou deixá-lo em um meio com temperatura mais baixa.

Durante muitos anos o gelo foi usado como agente refrigerante para controlar a temperatura de câmaras e processos industriais. O uso do gelo era tão comum que foi criada uma unidade de medida chamada tonelada de refrigeração, ou TR, que equivale à quantidade de calor necessária para fundir uma tonelada de gelo, à 0°C, em 24 horas. Para exemplificar, quando dizemos que um equipamento tem capacidade de 10 TR, isso significa que ele equivale a fusão de 10 toneladas de gelo a 0°C a cada 24 horas.

O gelo, porém, apresentava o enorme inconveniente de ter que ser repostado constantemente, além de criar uma grande quantidade de água que deveria ser drenada. Por volta do ano de 1840 surgiram os primeiros equipamentos que utilizavam um ciclo contínuo de refrigeração e éter como agente refrigerante.

Quando um líquido evapora, ele “absorve” calor do meio a sua volta. É por isso que, quando derramamos álcool em nossas mãos, temos a impressão que ele está gelado, mesmo que esteja à temperatura ambiente. Isso acontece porque, ao entrar em contato com as mãos, o álcool evapora e troca calor com a pele; consistindo no efeito chamado de refrigeração evaporativa (Russel e Adebiyi, 1993).

Os ciclos de refrigeração mais comuns utilizam esse princípio, fornecendo um fluxo de refrigerante líquido no interior de uma serpentina para trocar o calor desejado ao evaporar. Para manter esse sistema em ciclo fechado, esse refrigerante que evaporou deve novamente ser levado à forma líquida. Para isso, utiliza-se o artifício de comprimir o vapor à alta pressão. Quando o refrigerante está sob alta pressão ele pode ser condensado novamente com o ar ambiente ou com a água de uma torre de resfriamento. O ciclo por compressão de vapor é o mais usado na prática em aplicações estacionárias. Para resumir, nesse ciclo o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída, de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão. (Stoecker, 1985).

3.1 Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas. Esse ciclo é conhecido na termodinâmica como motor térmico, cujo esquema e diagrama temperatura-entropia são mostrados na figura 3.1. O motor térmico de Carnot recebe energia a temperatura alta, converte parte da energia em trabalho e cede o restante a um reservatório térmico a baixa temperatura. (Stoecker, 1985).

Figura 3.1 Esquema e diagrama T-s do ciclo de Carnot (Çengel e Boles, 1998).

O ciclo de refrigeração de Carnot opera no sentido inverso, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto. Este ciclo requer, para a sua operação, a ação de trabalho externo.

Os processos que ocorrem no ciclo são:

- Compressão adiabática
- Rejeição isotérmica de calor
- Expansão adiabática
- Recebimento isotérmico de calor

Todos os processos do ciclo de Carnot são reversíveis. A extração de calor da fonte de baixa temperatura é a finalidade do ciclo. Todos os outros processos do ciclo ocorrem para transferir energia retirada da fonte de baixa temperatura para um reservatório conveniente de temperatura mais elevada.

3.2 Ciclo padrão de refrigeração

No ciclo de Carnot, mostrado na figura 3.1, a energia obtida a partir da expansão na turbina não é significativa e não compensa os custos de instalação de uma turbina. Substituindo-se a turbina por um dispositivo simples de expansão e considerando vapor saturado na entrada do compressor, tem-se o ciclo de refrigeração por compressão de vapor mostrado na figura 3.2.

Ao passar pelo evaporador, calor é transferido do espaço ou fluido a ser refrigerado e resulta na vaporização do refrigerante. Considerando-se o volume de controle do lado do refrigerante no evaporador, os balanços de energia e massa podem ser simplificados, resultando na taxa de transferência de calor por unidade de vazão mássica de refrigerante (Moran & Shapiro, 2004):

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}} = h_1' - h_4' \quad (3.1)$$

O calor transferido $\dot{Q}_L$ é normalmente expresso em kW e é chamado de capacidade de refrigeração.

O refrigerante que deixa o evaporador é comprimido a alta pressão e alta temperatura no compressor. Considerando o balanço de energia para o volume de controle envolvendo o compressor tem-se:

$$\frac{\dot{W}_{cp}}{\dot{m}} = h_2' - h_1' \quad (3.2)$$

Figura 3.2 Esquema e diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor (Çengel e Boles, 1998)

Em seguida, o refrigerante passa para o condensador, no qual troca calor com o agente de condensação, normalmente ar ambiente ou água de resfriamento. Para um volume de controle em torno do refrigerante no trocador de calor, a taxa de transferência de calor é dada por:

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}} = h_2' - h_3' \quad (3.3)$$

Finalmente, o refrigerante no estado 3 entra no dispositivo de expansão adiabática e há um aumento na entropia específica. O refrigerante sai do dispositivo de expansão como uma mistura líquido-vapor. Esse processo ideal é isoentálpico.

3.3 Ciclo real de refrigeração

Segundo Van Wylen (1998), o ciclo real de refrigeração se afasta do ciclo ideal devido às perdas de carga associadas ao escoamento do fluido de trabalho e à transferência de calor para ou do meio envolvente.

A temperatura com que o refrigerante sai do evaporador geralmente é maior do que a temperatura de evaporação. Esta diferença de temperatura é chamada de superaquecimento.

Durante o processo de compressão ocorrem irreversibilidades e transferência de calor para ou do meio. Portanto, a entropia pode aumentar ou diminuir durante esse processo, pois a irreversibilidade e a transferência de calor para o refrigerante provocam um aumento de entropia, e a transferência de calor do refrigerante provoca uma diminuição da entropia. A pressão do líquido que deixa o condensador será menor do que a pressão do vapor que entra, e a temperatura do refrigerante, no condensador estará um pouco acima daquela do meio para o qual o calor é transferido.

Usualmente, a temperatura do líquido que deixa o condensador é inferior à temperatura de saturação e pode diminuir mais um tanto na tubulação entre o condensador e a válvula de expansão. Essa diferença de temperatura é chamada de subresfriamento. Isso, entretanto, representa ganho porque, em consequência dessa transferência de calor, o refrigerante entra no evaporador com uma entalpia menor, permitindo assim mais transferência de calor para o refrigerante no evaporador.

Há uma queda de pressão quando o refrigerante escoar através do evaporador. O refrigerante pode estar levemente superaquecido quando deixa o evaporador e, devido à transferência de calor do meio, a temperatura pode aumentar na tubulação entre o evaporador e o compressor. Essa transferência de calor representa uma perda porque ela aumenta o trabalho do compressor em consequência do aumento do volume específico do fluido que entra no componente (Van Wylen *et al*, 1998).

Capítulo 4 Resfriadores de líquidos

Na maioria dos processos industriais o efeito de refrigeração é obtido por meio da circulação de um fluido a baixa temperatura (água, amônia, salmoura ou outros).

Um processo específico no qual a refrigeração é muito importante é a transformação de resinas termoplásticas onde se utiliza água para resfriamento do molde. A matéria-prima para a produção de plástico é estocada a temperatura ambiente, mas tem que ser aquecida para que possa ser moldada de acordo com o produto desejado. Tipicamente, a temperatura chega próximo de 200°C e precisa ser resfriada novamente para ser embalada (figura 4.1). A temperatura da água utilizada no resfriamento desses moldes tem um impacto direto na qualidade e na produtividade do processo, uma vez que, quanto mais rápido for o resfriamento, menor será o tempo do ciclo e mais peças poderão ser fabricadas em um mesmo intervalo de tempo.

Figura 4.1 Variação de temperatura durante um processo típico de transformação do plástico.

Os resfriadores de líquidos, também chamados de *chillers*, ou unidades de água gelada, são equipamentos projetados para garantir o fornecimento contínuo de água à temperatura ajustada para o resfriamento de processos industriais, como o ilustrado na figura 4.1.

4.1 Princípio de funcionamento

As Unidades de Água Gelada utilizam um ciclo por compressão de vapor para refrigerar fluidos em processos com carga térmica. Os principais componentes desse ciclo são:

- a) **Evaporador:** tem a função de garantir uma superfície de transmissão de calor, através da qual possa haver transferência de calor entre o fluido de processo e o refrigerante em evaporação
- b) **Tubulação de sucção:** que conduz o vapor a baixa pressão do evaporador para a admissão do compressor;
- c) **Compressor de vapor:** para succionar o vapor do evaporador e elevar a pressão e temperatura deste a um ponto tal que ele possa ser condensado com o agente de condensação disponível (sumidouros de calor); normalmente ar ambiente ou água de resfriamento;
- d) **Tubulação de descarga:** fornece vapor da exaustão do compressor ao condensador;
- e) **Condensador:** com o objetivo de garantir uma superfície de transmissão de calor, entre o vapor refrigerante aquecido para o agente de condensação;
- f) **Tubulação de líquido:** conduz o refrigerante até o evaporador;
- g) **Válvula de expansão:** reduz a pressão do líquido refrigerante para que este evapore ao trocar calor no evaporador.

O esquema que representa o funcionamento desse equipamento é apresentado na figura 4.2.

Além do sistema frigorífico, os resfriadores de líquidos possuem sistema hidráulico para fornecimento contínuo de fluido refrigerado ao processo. Esse sistema é constituído por tubulação de sucção, tubulação de recalque, bomba centrífuga e, dependendo do modelo da máquina, reservatório para armazenamento de fluido refrigerado.

Figura 4.2 Esquema de funcionamento de um resfriador de líquidos

4.2 Principais componentes

4.2.1 Evaporador

Dossat (2004) define o evaporador como sendo qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de “remover calor” de um espaço ou produto refrigerado. Em outras palavras, é um componente de refrigeração no qual refrigerante é evaporado para produzir o efeito de resfriamento em um fluido (ASHRAE, 2004). Existem vários tipos e formas de evaporadores devido às diversas aplicações nas quais são utilizados.

Segundo Stoecker (1985), os evaporadores tipo casco e tubo (*shell-and-tube*)

são os mais utilizados e podem ser classificados em dois grupos: evaporadores nos quais o refrigerante escoa por fora dos tubos e aqueles nos quais o refrigerante escoa por dentro dos tubos. A ASHRAE (2004) também faz essa divisão, porém, chama o primeiro grupo de evaporadores inundados e o segundo de evaporadores por expansão direta (Tabela 4.1).

Tabela 4.1 Tipos de evaporadores (ASHRAE, 2004)

Tipo de Evaporador	Faixa de capacidade típica (kW)	Refrigerantes mais utilizados
Casco-e-tubo inundado	90 a 7.000	11, 12, 22, 113, 114, 123, 134a, 500, 502 e 717
Casco-e-tubo tipo spray	180 a 35.000	11, 12, 13B1, 22, 113, 114, 123 e 134a
Casco-e-tubo com expansão direta	7 a 3.500	12, 22, 134a, 500, 502 e 717
Baudelot (inundado)	35 a 350	22 e 717
Baudelot (expansão direta)	18 a 90	12, 22, 134a e 717
Tubo-em-tubo	18 a 90	12, 22, 134a e 717
Casco-e-serpentina	7 a 35	12, 22, 134a e 717
Placas brazadas	2 a 7.000	12, 22, 134a, 500, 502 e 717

4.2.1.1 Evaporadores tipo Casco-e-Tubo

Os evaporadores casco e tubo por expansão direta são formados por um casco por onde circula o fluido a ser refrigerado, conforme mostrado nas figuras 4.3 e 4.4. Chicanas são posicionadas convenientemente para aumentar a velocidade do fluido e intensificar a troca de calor. Dentro do casco um feixe de tubos, com fluido refrigerante em evaporação, é responsável pelo resfriamento do fluido a ser refrigerado. Nesse tipo de trocador de calor a distribuição do fluido refrigerante é muito importante para evitar que refrigerante líquido seja succionado pelo compressor (ASHRAE, 2004)

Figura 4.3 Esquema de funcionamento de evaporador tipo casco-e-tubo com expansão direta (adaptado de ASHRAE, 2004).

Figura 4.4 Exemplo de evaporador tipo casco-e-tubo (www.evacon.com.br)

No casco-e-tubo inundado (figura 4.5), o refrigerante evapora na superfície externa dos tubos, que estão imersos em líquido refrigerante. Os evaporadores inundados são tipicamente utilizados com compressores tipo parafuso ou centrífugos para resfriar água.

O refrigerante líquido é alimentado pela parte inferior do casco. Normalmente, é utilizado um distribuidor para distribuir o refrigerante uniformemente por baixo dos tubos. O fluido a ser resfriado aumenta a temperatura do refrigerante próximo às

paredes dos tubos, fazendo com que este evapore. As bolhas formadas sobem até a parte superior do trocador e acumulam vapor refrigerante no espaço acima dos tubos (ASHRAE, 2004).

Figura 4.5 Evaporador casco-e-tubo inundado (adaptado de ASHRAE, 2004)

Uma variação deste tipo de evaporador é o casco-e-tubo tipo spray. Neste caso são utilizados trocadores com diâmetro maior e a taxa de transferência de calor é inversamente proporcional à pressão do refrigerante. No trocador tipo spray, refrigerante líquido é pulverizado sobre os tubos para cobri-los com uma película de líquido ao invés de manter os tubos imersos em líquido refrigerante. Uma bomba mantém a circulação do refrigerante acumulado na parte inferior até os bicos pulverizadores (ASHRAE, 2004).

4.2.1.2 Evaporadores tipo Baudelot

Os evaporadores tipo Baudelot (figura 4.6 e 4.7) são utilizados para resfriar fluidos próximos à temperatura de congelamento em aplicações industriais e alimentícias. Neste tipo de trocador o fluido a ser resfriado é circulado sobre a superfície externa de placas verticais, fáceis de limpar. A superfície interna das placas é resfriada pela evaporação do fluido refrigerante. O fluido a ser resfriado é distribuído uniformemente pela parte superior das placas e desce por gravidade até uma bandeja coletora.

O fluido refrigerante normalmente utilizado neste tipo de trocador é o R-717

(amônia). O refrigerante circula por gravidade pelo evaporador e por um tanque de líquido. Para manter o nível no tanque de líquido é utilizada uma válvula tipo bóia de baixa pressão. Os trocadores de calor tipo Baudelot com outros fluidos refrigerantes, normalmente, são do tipo expansão direta com válvulas termostáticas de expansão para controle do fluxo de refrigerante.

4.2.1.3 Evaporador tipo tubo-e-serpentina

Conforme mostrado na figura 4.8 e 4.9, este tipo de trocador consiste em um tanque com o fluido a ser refrigerado com um simples tubo em forma de serpentina que pode ser imerso dentro do tanque ou fixo na superfície externa do reservatório, de forma que permita uma boa transferência de calor. Uma vantagem desta forma construtiva é que permite o acúmulo de fluido refrigerado para suprir picos de carga térmica. As principais aplicações são para capacidades baixas como padarias, laboratórios fotográficos e resfriamento de água potável (ASHRAE, 2004).

Figura 4.6 Esquema de evaporador tipo Baudelot inundado (adaptado de ASHRAE, 2004)

Figura 4.7 Exemplo de evaporador tipo Baudelot (www.tipsacv.com)

Figura 4.8 Evaporador tipo casco-e-serpentina (adaptado de ASHRAE, 2004)

Figura 4.9 Exemplo de evaporador tipo casco-e-serpentina (www.vrcco.com)

4.2.1.4 Evaporador tubo-em-tubo

Os evaporadores tubo-em-tubo são formados por dois tubos concêntricos, um dentro do outro. Geralmente o fluido a ser refrigerado circula pelo tubo interno e o refrigerante circula em contracorrente pelo espaço anular entre os tubos (figuras 4.10 e 4.11).

Figura 4.10 Esquema de evaporador tipo *tube-in-tube* em contracorrente (Incropera, 1998).

Figura 4.11 Exemplo de trocador de calor *tube-in-tube* (www.acptermotecnica.com.br).

4.2.1.5 Trocador de calor a placas

Esse tipo de trocador de calor é formado por placas que formam canais por onde escoam o fluido refrigerado e o refrigerante, como mostrado na figura 4.12. Esses trocadores são bastante compactos (figura 4.13) e eficientes, mas a limpeza é complicada e não é possível reparar trincas ou furos internos (ASHRAE, 2004).

Figura 4.12 Esquema de evaporador a placas (adaptado de Stoecker, 2002)

Figura 4.13 Exemplo de trocadores de calor a placas (www.apiheattransfer.com)

4.2.2 Condensador

A condensação ocorre quando a temperatura do vapor é reduzida a valores inferiores ao de sua temperatura de saturação. Em equipamentos industriais o processo resulta usualmente do contato entre o vapor e uma superfície. A energia latente é liberada, calor é transferido para a superfície e forma-se o condensado (Incropera e DeWitt, 1998).

Os tipos de trocadores de calor citados acima também são aplicáveis para utilização em condensadores. Os evaporadores e condensadores têm muitas características em comum. Por exemplo, as leis que regem o escoamento do fluido refrigerado através da carcaça e sobre o feixe de tubos de um trocador de calor são as mesmas, seja o trocador de calor um evaporador ou condensador (Dossat, 2004).

O condensador também consiste de uma superfície de transmissão de calor. A função do condensador é rejeitar para o agente de condensação o calor trocado no evaporador e o trabalho consumido no compressor. O calor do vapor refrigerante aquecido passa através das paredes para o meio de condensação. Segundo Stoecker (2002), os condensadores podem ser de três tipos, condensadores a água, a ar ou evaporativos.

4.2.2.1 Condensadores a água

Os condensadores a água são geralmente do tipo casco e tubo inundado (figura 4.14), com o fluido refrigerante na parte externa dos tubos, como visto anteriormente. São silenciosos, eficientes, compactos, e não são muito sensíveis a variações de temperatura ambiente. Em contrapartida, sua limpeza é complicada, necessitam de um fluxo de água de resfriamento, tratamento de água e, geralmente, desperdiçam grandes quantidades de água em torres de resfriamento.

Esses condensadores apresentam menor temperatura de condensação que os resfriados a ar, uma vez que a rejeição de calor se faz com referência à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Em casos em que a distância entre o compressor e o equipamento de rejeição de calor é relativamente longa, os condensadores resfriados a água são mais vantajosos que os evaporativos porque ao invés do fluido refrigerante, água é bombeada até a torre de resfriamento (Stoecker, 2002).

Segundo a ASHRAE (2004), os tipos mais comuns de condensadores refrigerados a água são:

- a) Casco-e-tubo
 - b) Casco-e-serpentina
 - c) Tubo-e-tubo
 - d) Trocador a placas
-

Para selecionar o tipo adequado deve-se levar em consideração a carga térmica, o refrigerante utilizado, a qualidade e a temperatura da água disponível, a vazão de água que pode ser circulada, o local e o espaço disponível, e custos de instalação e operação (ASHRAE, 2004).

Figura 4.14 Exemplo de condensadores a água (www.evacon.com)

4.2.2.2 Condensadores a ar

Condensadores a ar são construídos por tubos com aletas para aumentar a superfície de troca de calor, como mostrado na figura 4.15 e 4.16. O ar é forçado entre as aletas e promove a troca de calor com o refrigerante no interior dos tubos. Esses trocadores podem estar localizados no próprio equipamento ou em unidades remotas. A limpeza é mais simples do que nos sistemas com condensação a água; ocupam, entretanto, mais espaço e são mais sensíveis a variações de temperatura ambiente.

Comparado com os condensadores a água e evaporativos, os condensadores a ar apresentam o menor custo inicial aliado a um custo reduzido de manutenção, uma vez que não há circulação ou evaporação de água (Stoecker, 2002).

Figura 4.15 Esquema de condensador a ar (adaptado de Stoecker, 2002).

Figura 4.16 Condensadores a ar

4.2.2.3 Condensadores evaporativos

No condensador evaporativo o refrigerante, que se condensa no interior dos tubos, “remove” calor da água que é borrifada no exterior, que, por sua vez, é resfriada, a exemplo do que ocorre em uma torre de resfriamento, por uma corrente de ar ambiente que circula em contracorrente. A evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante na remoção de calor do refrigerante que se condensa (Stoecker, 2002).

São compactos e permitem a operação a temperaturas inferiores àquelas dos resfriados a água com torre de resfriamento ou ar. Na figura 4.17 está representada a operação de um condensador evaporativo. Nesta figura fica claro que este tipo de condensador pode ser considerado resultado da combinação das características dos condensadores resfriados a ar e água.

Figura 4.17 Esquema de condensador evaporativo (adaptador de Stoecker, 2002).

Os condensadores evaporativos são utilizados na refrigeração industrial porque permitem operar a temperaturas de condensação relativamente baixas. Em consequência, a instalação consome menos energia e opera com temperaturas de descarga reduzidas; aspecto importante em instalações de amônia ou R-22 (Stoecker, 2002).

O principal inconveniente desse tipo de solução é a necessidade constante de reposição de água. Além do custo, o consumo de água pode entrar em conflito com normas ambientais vigentes.

4.2.3 Compressor

O compressor é outro componente essencial ao equipamento de refrigeração. Ele garante a circulação de refrigerante pelo sistema em um ciclo contínuo. Há dois tipos básicos de compressores: de deslocamento positivo e dinâmico.

Os compressores de deslocamento positivo aumentam a pressão do refrigerante reduzindo o volume da câmara de compressão por meio de trabalho aplicado ao mecanismo do compressor. Pode-se citar como exemplos de compressores deste tipo os alternativos, rotativos e *scroll*.

Os dinâmicos aumentam a pressão do vapor refrigerante por meio da transferência contínua de momento angular do dispositivo rotativo para o vapor. O momento é convertido em aumento de pressão. Compressores centrífugos funcionam baseados nesse princípio (ASHRAE, 2004).

4.2.3.1 Compressores alternativos

Os compressores alternativos (figura 4.18) são construídos em diferentes concepções, destacando-se os tipos aberto, semi-hermético e hermético. No compressor aberto o eixo de acionamento atravessa a carcaça, sendo, portanto, acionado por um motor exterior. É o único tipo adequado a instalações de amônia, podendo também operar com refrigerantes halogenados. No compressor semi-hermético a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento. Nesse tipo, que opera exclusivamente com refrigerantes halogenados, o vapor do refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. Esse compressor deve sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e os pistões.

Os compressores herméticos, utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar até potências da ordem de 30kW, são semelhantes aos semi-herméticos, exceto pelo fato da carcaça possuir apenas conexões de entrada e saída de refrigerante e às conexões elétricas do motor. Tanto o compressor hermético quanto o semi-hermético eliminam a necessidade de um selo de vedação para o eixo, como ocorre nos compressores abertos. Entretanto, podem perder eficiência em virtude do aquecimento do refrigerante promovido pelo enrolamento (Stoecker, 2002).

1. Placa de válvulas
2. Pistões
3. Bomba de óleo
4. Mancal dianteiro
5. Virabrequim

6. Visor de óleo
7. Tubo pescador
8. Mancal principal
9. Motor

Figura 4.18 Compressor alternativo semi-hermético em corte (www.copeland.com)

4.2.3.2 Compressores tipo pistão de rolamento

O tipo pistão de rolamento emprega um rolo cilíndrico de aço que gira sobre um eixo excêntrico e é montado dentro de um cilindro com folga mínima (figura 4.19). Uma lâmina com mola, montada dentro de uma ranhura no cilindro, apóia firmemente o rolo durante todo o tempo. A medida com que o rolo cilíndrico gira, comprime o fluido refrigerante entre as paredes e a lâmina (Dossat, 2004).

4.2.3.3 Compressor tipo palhetas

O compressor tipo rotativo de palhetas emprega uma série de aletas ou pás giratórias que são instaladas eqüidistantes ao redor da circunferência de um rotor chanfrado, como mostra a figura 4.20.

Figura 4.19 Corte do compressor tipo pistão de rolamento
(<http://tmhf.eng.shizuoka.ac.jp/m5/yanafuku/compressor/comp.htm>)

O eixo do rotor é montado excentricamente em um cilindro de aço, de modo que o rotor toca de perto a parede do cilindro de um lado, sendo os dois separados por uma película de óleo. Diretamente oposta a esse ponto, a folga entre o rotor e a parede do cilindro é máxima. O vapor refrigerante succionado através dos orifícios de sucção na parede do cilindro é retido entre as palhetas giratórias adjacentes. O vapor é comprimido pela redução do volume que resulta quando as palhetas giram do ponto de folga máxima para o ponto de folga mínima (Dossat, 2004).

Figura 4.20 Desenho em corte de compressor de palhetas (www.purelubrificants.com)

4.2.3.4 Compressores parafuso

O compressor parafuso (figura 4.21) apresenta algumas vantagens sobre o alternativo, destacando-se entre elas, o tamanho menor e o número inferior de partes móveis. Por outro lado, caracteriza-se por menor eficiência em condições de carga parcial. No compressor parafuso, o fluido refrigerante penetra no espaço entre os lóbulos e é comprimido pelo movimento circular dos parafusos (Stoecker, 2002).

Figura 4.21 Desenho em corte de compressor parafuso (www.mycom.com)

4.2.3.5 Compressor centrífugo

O compressor centrífugo consiste essencialmente de uma série de rotores, montados sobre um eixo de aço e revestidos de ferro fundido. Os rotores são formados por dois discos, um de fricção e um de tampa, com aletas ou pás montadas radialmente entre eles.

O princípio de funcionamento do compressor centrífugo é semelhante ao de uma bomba ou ventilador centrífugo. O vapor refrigerante é aspirado na cavidade de entrada da roda propulsora ao longo do eixo árvore do rotor. Ao entrar na roda propulsora o vapor é forçado radialmente para fora pela ação de uma força centrífuga desenvolvida pela roda giratória.

4.2.3.6 Compressores *Scroll*

Um dos compressores mais utilizados atualmente é o do tipo *scroll* (figura 4.22 e 4.23). Esses compressores de deslocamento positivo e movimento orbital comprimem o refrigerante por meio de duas peças em forma de espiral (*scroll*). Uma dessas peças é fixa à carcaça e a outra é giratória. Para funcionar de forma satisfatória o compressor *scroll* requer processos de fabricação de alta precisão, que só foram possíveis devido aos avanços tecnológicos recentes na engenharia de processos de fabricação. Esse tipo de compressor apresenta alta eficiência e baixos níveis de ruído (ASHRAE, 2004).

Figura 4.22 Exemplo de compressor *Scroll* (www.copeland-corp.com)

1. Válvula de retenção	9. Injeção de líquido
2. Válvula dinâmica de descarga	10. Mancais tipo "DU"
3. Válvula de alívio	11. Protetor térmico interno
4. Selo flutuante	12. Lubrificação
5. Espiral fixa	13. Filtro de tela
6. Espiral móvel	14. Retentor magnético
7. Válvula de serviço de óleo	15. Sensor de temperatura
8. Visor de óleo	16. Proteção interna do motor

Figura 4.23 Desenho em corte de compressor tipo *Scroll* (www.copeland.com)

4.2.4 Dispositivos de expansão

O quarto e último componente do sistema de refrigeração é o dispositivo de controle de fluxo de refrigerante. Existem seis tipos básicos de controle de fluxo de refrigerante: a válvula de expansão manual, a válvula de expansão automática, a válvula de expansão termostática, tubo capilar, tubo de orifício e bóia (Dossat, 2004). Esses dispositivos de expansão têm a função de controlar o fluxo de refrigerante e manter um diferencial de pressão entre os lados de alta e baixa pressão.

4.2.4.1 Tubos capilares

O tubo capilar é o mais simples dos controles de fluxo de refrigerante, consistindo meramente de uma extensão fixa de tubo de diâmetro pequeno instalado entre o condensador e o evaporador, geralmente substituindo a linha de líquido convencional. Em função da elevada resistência de atrito resultante de sua extensão e pequeno diâmetro interno e em função do efeito de estrangulamento resultante da formação gradual de vapor em jato no tubo, quando a pressão do líquido é reduzida abaixo de sua pressão de saturação, o tubo capilar age para limitar ou medir o fluxo de líquido do condensador para o evaporador e também para manter a diferença de pressão de operação requerida entre as duas unidades.

Para um dado comprimento e diâmetro interno de tubo, a resistência do tubo é constante, de modo que a taxa de fluxo de líquido pelo tubo em qualquer momento é proporcional à diferença de pressão através do tubo. Essa diferença de pressão é a diferença entre as pressões de evaporação e de condensação.

Os tubos capilares devem ser empregados somente nos sistemas que são especialmente projetados para seu uso. Eles não são recomendados para sistemas com grande variação de carga térmica devido ao risco de ocorrer retorno de líquido ao compressor ou superaquecimento elevado. (Dossat, 2004).

4.2.4.2 Válvula de expansão manual

As válvulas de expansão manual são válvulas de agulha acionadas à mão. A taxa de fluxo de líquido depende do diferencial de pressão através da válvula e do grau de abertura que é ajustado manualmente. A principal desvantagem da válvula de expansão manual é a de ser inflexível às mudanças de carga térmica do sistema (Dossat, 2004).

4.2.4.3 Válvula de expansão automática

A válvula de expansão automática funciona para manter uma pressão constante no evaporador, aumentando ou diminuindo o fluxo em resposta às mudanças na carga térmica.

4.2.4.4 Válvula termostática de expansão

O dispositivo mais usado atualmente na refrigeração industrial é a válvula termostática de expansão (figura 4.24 e 4.25). Essa válvula é um controlador proporcional que regula a taxa de fluxo de refrigerante em função do superaquecimento no evaporador (Shiming, 1999).

Figura 4.24 Exemplo de válvula termostática de expansão (Danfoss, 2006)

1. Tubo Capilar	5. Diafragma
2. Bulbo	6. Equalizador de pressão
3. Orifício	7. Entrada de refrigerante
4. Elemento termostático	8. Parafuso de ajuste

Figura 4.25 Desenho em corte de válvula termostática de expansão.

4.3 Acessórios do sistema de refrigeração

4.3.1 Visor de líquido

O visor de líquido ou registro de inspeção instalado numa linha de líquido de um sistema de refrigeração oferece um meio de determinar visualmente se o refrigerante tem ou não carga suficiente de refrigerante. Se o sistema tem pouco refrigerante, as bolhas de vapor são facilmente vistas pelo visor (Dossat, 2004) Além disso, possui indicação de presença de umidade pela mudança da cor de um dispositivo indicador.

4.3.2 Filtro secador

Os filtros secadores filtram as partículas sólidas presentes no sistema e eliminam a umidade residual do circuito de refrigeração. Devem ser instalados na

linha de líquido e antes de válvulas automáticas. Os filtros secadores devem ser dimensionados pela carga de refrigerante para que tenham capacidade suficiente de absorver toda a umidade e pelo fluxo de refrigerante para que não ocorra perda de carga excessiva.

Os secadores de refrigerante são recomendados para todos os sistemas de refrigeração que empregam refrigerante halogenados (Dossat, 2004).

4.4 Fluidos refrigerantes

A diversidade dos fluidos de trabalho (refrigerantes) utilizados nos sistemas frigoríficos baseados na compressão de vapor é maior do que a dos utilizados nos ciclos motores a vapor. A amônia e dióxido de enxofre foram importantes no início da implantação das máquinas frigoríficas, mas estas duas substâncias são tóxicas e, portanto, perigosas.

Os hidrocarbonetos halogenados, também conhecidos como clorofluorcarbonos ou CFCs, por sua vez, são quimicamente estáveis a temperatura ambiente (especialmente aquelas que têm menos átomos de hidrogênio na molécula). Esta estabilidade é necessária para que a substância seja um fluido de trabalho adequado, mas pode causar efeitos devastadores no meio ambiente se o fluido escapar para a atmosfera. Devido à estabilidade, o fluido gasta muitos anos difundindo-se na atmosfera até atingir a estratosfera onde a molécula é dissociada e assim liberando o cloro, que destrói a camada protetora de ozônio presente na atmosfera. Os CFCs que contêm hidrogênio, comumente chamados de HCFCs, como o R-22, apresentam vida média mais curta na atmosfera e assim não alcançam a estratosfera. Os fluidos de trabalho mais desejáveis, conhecidos por HFCs, não apresentam cloro na composição de sua molécula (Van Wylen, 1998).

Os dois aspectos mais importantes na escolha de um refrigerante são a temperatura na qual se deseja a refrigeração e o tipo de equipamento a ser utilizado.

Como o refrigerante sofre mudança de fase durante o processo de transferência de calor, a pressão do refrigerante será a pressão de saturação durante os processos de fornecimento e rejeição de calor. Baixas pressões significam grandes volumes específicos e, correspondentemente, grandes

equipamentos. Altas pressões significam equipamentos menores, porém estes devem ser projetados para suportar maiores pressões.

O tipo de compressor também é um fator importante para a escolha do refrigerante. Compressores alternativos e compressores *scroll* são mais apropriados para operar com volumes específicos baixos e pressões elevadas, enquanto compressores centrífugos são mais apropriados para operar com volumes específicos elevados e pressões baixas.

Outras características importantes são: a tendência de causar corrosão, miscibilidade com o óleo, toxicidade, rigidez dielétrica, não inflamabilidade, estabilidade química e térmica e custo. Também para dadas temperaturas de evaporação e condensação, os refrigerantes não proporcionam o mesmo coeficiente de eficácia para o ciclo ideal. É desejável que se utilize o refrigerante que forneça o maior coeficiente de eficácia, desde que os outros fatores permitam (Van Wylen, 1998)

4.4.1 Fluidos refrigerantes e a camada de Ozônio

Molina e Rowland (1974, apud Silvaes, 1999) estabeleceram uma relação entre a presença de moléculas de CFCs na estratosfera e a redução observada da camada de Ozônio.

Embora o Ozônio seja letal quando aspirado em grandes doses, na atmosfera terrestre ele exerce uma função muito importante absorvendo radiações ultravioletas prejudiciais à vida animal e vegetal na Terra, funcionando como um filtro para estas radiações.

O Ozônio na estratosfera absorve a radiação ultravioleta formando uma molécula de O_2 e um átomo de oxigênio que se recombina com o O_2 formando O_3 e o efeito líquido é a geração de calor. O equilíbrio da cadeia é quebrado quando o O_3 reage com um outro produto químico como, por exemplo, cloro, nitrogênio, bromo ou hidrogênio. O cloro funciona como um catalisador que combina uma molécula de O_3 com uma de O formando duas de O_2 . Quando termina o processo, o cloro pode começar uma nova reação, permitindo com que uma molécula de Cl destrua milhares de moléculas de Ozônio.

Três parâmetros podem ser definidos para indicar o efeito relativo de diferentes refrigerantes sobre o meio ambiente no que concerne à camada de ozônio

e ao efeito estufa.

- a) O potencial de destruição da camada de ozônio – PDO (“ozone depletion potencial” – ODP, em inglês);
- b) o potencial de participação no processo de aquecimento global – PAG (“global warming potencial” – GWP, em inglês);
- c) Equivalente total de impacto de aquecimento – ETIA (“total equivalent warming impact” – TEWI, em inglês).

O PDO mede, numa escala relativa, a capacidade de destruição da camada de ozônio tomando-se como referência o valor unitário do CFC-11. O ETIA inclui, também, a emissão de CO₂ para a atmosfera proveniente do processo de combustão em usinas termoeletricas para a geração de energia elétrica necessária para mover o compressor do sistema de refrigeração. O PAG mede o potencial de aquecimento da substância que vaza para a atmosfera, também considerando o R-11 como valor unitário (Silvares, 1999).

4.4.2 Protocolo de Montreal

Em consequência dos estudos sobre a redução da camada de ozônio na estratosfera e de seu impacto sobre a vida na superfície da Terra, em 1985, o Programa para o Meio Ambiente das Nações Unidas estabeleceu, na Convenção de Viena, dispositivos de cooperação internacional para o tratamento da questão. Em 1987 foi assinado o Protocolo de Montreal que fixou o cronograma de redução progressiva e de eliminação da produção e do uso de substâncias que afetam a camada de ozônio.

O cronograma para a substituição dos CFCs e dos HCFCs está descrito na tabela 4.2. Os países em desenvolvimento que consomem menos de 0,3kg de CFC per capita tem um prazo adicional de 10 anos para o banimento dessas substâncias (Silvares, 1999).

Tabela 4.2 Cronograma para substituição de CFCs e HCFCs previsto no Protocolo de Montreal, revisão Copenhagen 1992 (Silvares, 1999)

Data	Redução da Produção e Consumo
CFCs	
1 de janeiro de 1993	100% do nível de 1986
1 de janeiro de 1994	25% do nível de 1986
1 de janeiro de 1995	25% do nível de 1986
1 de janeiro de 1996	0% (exceto usos essenciais)
HCFCs	
	3,1% do consumo ponderado de CFC e HCFC em 1989
1 de janeiro de 1996	65% da situação de 1996
1 de janeiro de 2004	35% da situação de 1996
1 de janeiro de 2010	10% da situação de 1996
1 de janeiro de 2015	0,5% da situação de 1996
1 de janeiro de 2020	0% da situação de 1996
1 de janeiro de 2030	0% da situação de 1996

4.4.3 Utilização de CFCs e HCFCs

Nos resfriadores de líquidos, os refrigerantes mais utilizados são o R-22, R-407C e R-134a. O R-22 é o mais comum pela facilidade de uso e disponibilidade, além das vantagens de ser um produto puro e ter um baixo índice de degradação da camada de ozônio (PDO). O potencial de destruição da camada protetora de ozônio é 20 vezes menor que o refrigerante de referência, o R-11, mas ainda é elevado.

Várias alternativas têm sido propostas. Os fluidos refrigerantes propostos mais utilizados são as misturas zeotrópicas, quase-azeotrópicas e azeotrópicas de HFCs. Esses refrigerantes apresentam PAG elevado, mas PDO muito baixo.

As misturas zeotrópicas são aquelas nas quais a mudança de fase não ocorre à temperatura e pressão constantes. Já as azeotrópicas se comportam como substâncias puras durante a mudança de fase e as quase-zeotrópicas apresentam comportamento muito similar à de substâncias puras, mas com pequenas variações de temperatura ou pressão.

O HFC-407C é uma alternativa ecológica ao R-22 com um coeficiente de eficácia similar. Entretanto, o R-407C é caro e tem a desvantagem de ser uma mistura zeotrópica de outros refrigerantes (R-32, R-125 e R134a). Isso exige cuidados especiais ao fazer a carga de fluido refrigerante no sistema e provoca

vazamento diferencial, que obriga a uma substituição completa do refrigerante sempre que ocorre vazamento.

O HFC R-134a é outra alternativa ecológica ao R-22, mas nesse caso mesmo sendo um produto puro e mais barato que o R-407C, tem um coeficiente de eficácia menor que o R-22, o que pode resultar em um equipamento com compressor até 65% maior para a mesma capacidade de refrigeração.

Capítulo 5 Projeto do resfriador de líquidos

O projeto de um sistema térmico é um processo que envolve a aplicação racional de princípios físicos, materiais e dispositivos para controle e gerenciamento de fluxos de calor e temperatura. O projeto térmico deve estar integrado com o projeto estrutural, elétrico, químico e estético. O inter-relacionamento entre essas áreas é fundamental para determinar as restrições do projeto e afeta o comportamento térmico do sistema. O objetivo do projeto é o controle de uma temperatura ou um fluxo de calor.

De acordo com Guyer (1989), o processo de criação de um projeto é uma progressão lógica de atividades que levam do problema à solução. As etapas desse processo são:

1. Definição do objetivo
2. Formulação de um modelo analítico
3. Avaliação de taxas de transferência de calor, distribuição de temperatura e limitações termodinâmicas.
4. Determinação dos requisitos de materiais e seleção dos materiais
5. Formulação de uma estratégia de controle e seleção de um sistema de controle.

Geralmente, é necessária uma aplicação iterativa das etapas acima para se conseguir uma solução adequada para o problema.

Jaluria (1998) apresenta um fluxograma mais detalhado das etapas do projeto, desde o surgimento da identificação da necessidade até a etapa de produção e vendas, como apresentado na figura 5.1.

5.1 Carga térmica do processo a ser resfriado

Em refrigeração industrial, a necessidade ou oportunidade do projeto é a carga térmica de uma determinada etapa do processo produtivo que precisa ser resfriado. Por exemplo, nos processos de transformação de termoplásticos as resinas plásticas são aquecidas a temperaturas elevadas para serem transformadas.

Figura 5.1 Fluxograma do processo de elaboração de projeto térmico (Jaluria, 1998)

Depois de moldados, os termoplásticos precisam ser embalados à temperatura ambiente. Quanto mais rápido for o processo de resfriamento, maior a produtividade do processo.

Todos os processos de transformação de termoplásticos têm uma etapa final de resfriamento. Na injeção e sopro os moldes possuem canais por onde circula água gelada. No caso da extrusão plana, a água gelada passa pelo interior de calandras que resfriam a superfície da placa plástica. Na produção de tubos e perfis de plástico é comum resfriar os canais do calibrador e em seguida manter a

superfície externa do produto em contato com água fria.

5.1.1 Processo de injeção de plásticos

O processo de injeção de plásticos é um dos processos industriais mais utilizados para a produção de peças plásticas. A grande vantagem desse processo está na capacidade de produzir peças com 3 dimensões mais rapidamente do que outros processos, como sopro, por exemplo.

O princípio básico do processo de injeção consiste em fundir uma certa quantidade de polímero sólido e injetá-lo dentro da cavidade de um molde, que é então resfriado e a peça pronta é retirada da máquina.

As principais fases desse processo são: enchimento, resfriamento e remoção da peça. A relação entre o custo e o retorno obtido desse processo é diretamente ligada ao tempo de duração do ciclo.

Proporcionalmente, o resfriamento é a etapa mais significativa no tempo de ciclo de injeção como se pode observar na figura 5.2 (Liang e Ness, 1996 e Dimla, *et al.*, 2005).

Figura 5.2 Tempo de ciclo de injeção (Liang e Ness, 1996)

A regra geral para determinação da carga térmica é muito simples. De acordo com a primeira lei da termodinâmica, a somatória dos fluxos de calor e trabalho que

atravessam a fronteira do sistema é igual à variação de energia deste sistema. Essa variação de energia é a carga térmica que tem que ser dissipada.

O volume de controle deve ser convenientemente determinado ao redor do processo de fabricação. Normalmente, os fluxos que são encontrados são: o trabalho na forma de energia elétrica que atravessa a fronteira e os fluxos de massa de matéria-prima e produto acabado.

Para a avaliação da carga térmica gerada pelo fluxo de massa de matéria-prima deve-se levar em consideração o calor específico do material e a temperatura de processo. As propriedades térmicas dos principais polímeros estão listadas na tabela 5.1

Tabela 5.1 Propriedades térmicas de polímeros (Throne, 1987)

Polímero	Calor específico		Calor latente de fusão [kJ/kg]	Temperatura de processo [°C]	Calor total para o processo [kJ/kg]
	kJ/kg°C	cal/g°C			
ABS	1,47	0,35	-	225	300
Acetal Copolymer	1,47	0,35	163	225	465
PMMA	1,47	0,35	-	225	300
Nylon 6/6	1,67	0,40	130	280	570
Policarbonato	1,26	0,30	-	300	350
Polietileno	2,30	0,55	209	240	720
Polipropileno	1,93	0,46	100	250	550
Poliestireno	1,34	0,32	-	200	240
PVC	1,00	0,24	-	180	160
Acetato Celulose	1,51	0,40	-	195	260
PPO	1,34	0,32	-	310	390

Nota: Temperatura ambiente de referência: 21°C

A partir destes dados, calcula-se a carga térmica da seguinte maneira:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{total} \quad (5.1)$$

onde C_{total} (calor total) é o calor específico do polímero multiplicado pelo ΔT utilizado no processo (diferença entre temperatura ambiente e temperatura de processo).

5.1.2 Exemplo de cálculo de carga térmica

Exemplo: Resfriar o molde de uma injetora de Poliestireno (figura 5.3) com capacidade para produzir 140 kg por hora.

Figura 5.3 Esquema do sistema de resfriamento de um processo de injeção.

Dados de entrada:

- Fluido de trabalho: água
- Temperatura desejada da água: 10°C
- Diferença máxima de temperatura no molde: 4°C

Condições ambientais:

- Temperatura ambiente: 21°C, umidade relativa: 50%
- Temperatura de água da torre de resfriamento: 30°C

A necessidade do projeto é a de resfriar o produto para garantir redução no tempo de ciclo e aumento da qualidade da peça. Como visto na figura 5.2, quase 50% do tempo do ciclo de injeção é gasto para resfriar o plástico dentro da cavidade do molde. O investimento em um resfriador de líquidos pode ser recuperado em curto prazo, levando-se em consideração o aumento da produtividade.

Substituindo os dados de entrada desse exemplo na eq. (5.1), chega-se à carga térmica de projeto:

$$\dot{Q} = 140 \cdot 240 = 33.600 \text{ kJ} / h$$

$$\dot{Q} = 9,11 \text{ kJ} / s$$

5.2 Vazão de água gelada

Definida a carga térmica, calcula-se a vazão de água de processo necessária para atender à máxima variação de temperatura no molde por:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.2)$$

Substituindo os valores de: carga térmica do processo, calor específico da água e diferença de temperatura no molde de no máximo 4°C, por exemplo, tem-se:

$$\dot{m} = \frac{9,11}{4,1868 \cdot 4} = 0,544 \text{ kg} / s$$

Considerando a massa específica da água à 10°C igual a 1.000kg/m³, tem-se a seguinte vazão volumétrica

$$\dot{m} = 0,544 \text{ kg} / s = 1.958 \text{ kg} / h$$

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot \rho = 2,0 \text{ m}^3 / h$$

5.3 Métodos de análise de trocadores de calor

Dois procedimentos foram desenvolvidos para efetuar a análise de trocadores de calor, o método da DTML (diferença de temperatura média logarítmica - DTML em inglês) e o método ε -NUT (do número de unidades de transferência – NTU em inglês - e da efetividade - ε). Em qualquer problema, ambos os métodos podem ser utilizados e fornecem resultados equivalentes. Contudo, dependendo da natureza do problema, o método ε -NUT pode ser mais fácil de ser implementado (Incropera, 1998).

O método de DTML é mais fácil quando se conhece as temperaturas de alimentação e de saída dos fluidos quente e frio, uma vez que o valor de ΔT_{ml} pode ser facilmente calculado. Problemas nos quais essas temperaturas são conhecidas podem ser classificados como problemas de projeto de trocadores de calor (Incropera, 1998).

Quando as temperaturas de entrada e saída não são conhecidas, o cálculo através do DTML torna-se tedioso e exige processo iterativo. Nesse caso, o método ε -NUT é mais simples.

5.3.1 Método da DTML

Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa de transferência de calor a grandezas tais como: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente de global de transferência de calor, e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Duas dessas relações podem ser obtidas de imediato, pela utilização de balanços globais de energia nos fluidos quente e frio. Em particular, se $\dot{Q}$ representa a taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio e a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança for desprezível, assim como as mudanças nas energias potencial e cinética do sistema, o balanço de energia resulta em (Incropera, 1998):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (\Delta h) \quad (5.3)$$

onde Δh é a diferença entre a entalpia do fluido na entrada e na saída do trocador.

Se não há mudança de fase e o calor específico pode ser considerado constante, a expressão 5.2 pode ser escrita por (Incropera, 1998):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.4)$$

Ou ainda, como uma extensão da lei de Newton com o coeficiente global de transferência de calor U no lugar de h relacionado com a área de troca de calor, temos (Incropera, 1998):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (5.5)$$

Contudo, como ΔT varia em função da posição no trocador de calor, torna-se necessário trabalhar com uma equação na forma:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.6)$$

onde ΔT_{ml} ou DTML é a média logarítmica da diferença de temperatura. Considerando as distribuições de temperatura entre as correntes quente e fria em um trocador com escoamento em paralelo (figura 5.4) e em contracorrente (figura 5.5), pode-se dizer que:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (5.7)$$

Figura 5.4 Variação de temperaturas em um trocador de calor com escoamento dos fluidos em paralelo (adaptado de Incropera, 1998)

Figura 5.5 Variação de temperaturas em um trocador de calor com escoamento dos fluidos em contracorrente (adaptado de Incropera, 1998).

5.3.2 Método ϵ -NUT

A efetividade, ϵ , de qualquer trocador de calor é definida como a razão entre a transferência de calor real que ocorre no trocador e o máximo que poderia ser obtido em um trocador de calor de área infinita em contra-corrente (Browne e Bansal, 2001). A efetividade do trocador pode ser expressa por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (5.8)$$

onde $\dot{Q}_{\max}$ é a taxa de transferência de calor máxima que poderia ser obtida em um trocador de calor em contracorrente com comprimento infinito (Incropera, 1998).

Em um trocador de calor de comprimento infinito, o fluido de menor capacidade térmica deixa o trocador na mesma temperatura de entrada do fluido com maior capacidade térmica e, com isso, passa pela maior variação de temperatura (figura 5.6).

Figura 5.6 Distribuições de temperatura em trocador de calor em contracorrente infinito (adaptado de Incropera, 1998)

Sendo T_1 a temperatura de entrada do fluido de maior capacidade térmica e T_2 a temperatura de entrada do fluido de menor capacidade térmica, a máxima transferência de calor é:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.9)$$

onde $C_{\min}$ é a menor capacidade térmica entre os dois fluidos do trocador e é

calculada por:

$$C_{\min} = \dot{m} \cdot c_p \quad (5.10)$$

O calor realmente transferido é calculado multiplicando-se a transferência de calor máxima pelo coeficiente de efetividade do trocador:

$$\dot{Q}_{real} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.11)$$

5.4 Evaporador

Para o dimensionamento do evaporador sabe-se a temperatura de entrada da água a ser resfriada e a vazão, mas não se conhece a temperatura de evaporação. Nesse caso, é preferível a utilização do método de ε -NUT. No entanto, para utilização de método de ε -NUT é preciso arbitrar um valor de efetividade.

Para resfriadores de líquidos, se forem utilizados trocadores de calor com ε alto, o custo do equipamento fica elevado e nem sempre esse ponto agrega valor ao produto. Por outro lado, um equipamento com ε baixo apresenta custo operacional alto pela menor eficiência do compressor que opera com diferencial de pressão maior.

Diante desses fatores, o valor da efetividade dos trocadores de calor deve ser definido de acordo com os valores típicos utilizados pelos equipamentos presentes no mercado. Para se definir esse valor, podem ser utilizados os valores de capacidade nominal e o produto do coeficiente global de transferência de calor U pela área de troca de calor A (produto $U.A$) extraídos de catálogos de fabricantes de trocadores de calor para calcular a efetividade dos trocadores comerciais (Tabela 5.2).

Tabela 5.2 Características de trocadores de calor comerciais (Adaptado de Evacon, 2006).

Modelo	Capacidade Nominal [kW]	Área [m²]	Coef. Troca Global U [kW/m²K]	UA [kW/K]
1	5,233	1,120	0,467	0,523
2	10,465	2,250	0,465	1,047
3	17,442	3,750	0,465	1,744
4	26,163	5,600	0,467	2,616
5	34,884	7,500	0,465	3,488
6	52,326	11,250	0,465	5,233
7	69,767	15,000	0,465	6,977
8	87,209	18,750	0,465	8,721
9	104,651	22,500	0,465	10,465
10	139,535	30,000	0,465	13,953

Segundo Mills (1992), pode-se calcular a efetividade do trocador de calor, de qualquer geometria, por:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (5.12)$$

onde:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (5.13)$$

Para um refrigerante puro pode-se assumir que o fluido secundário é o fluido com menor capacidade térmica, porque o refrigerante em mudança de fase tem uma capacidade térmica muito elevada (Mills, 1992).

Por exemplo, considerando-se a vazão de água de 0,544kg/s calculada no item 5.2 e o $C_{\min}$ calculado pela equação 5.5, calcula-se a efetividade para o equipamento de 10,5kW da tabela 5.2 e chega-se ao valor de ε igual a 0,36. Portanto, define-se como dado de entrada, o valor de $\varepsilon = 0,4$.

Dessa forma, pode-se calcular a temperatura de evaporação necessária para que o calor transferido seja igual à carga térmica do processo. Para calcular a temperatura da água na entrada do evaporador, utiliza-se a vazão calculada no item 5.2 e a equação 5.2, onde Q é a capacidade nominal do equipamento para a temperatura da água disponível para o processo a ser resfriado de 10°C.

$$T_{ev} = T_a - \frac{\dot{Q}_{real}}{\varepsilon \times C_{min}}$$

$$T_{ev} = 14,0 - \frac{9,11}{0,4 \cdot 2,326} = 4,2^\circ C$$

onde T_a é a temperatura de entrada da água no evaporador.

Como a efetividade é um dado de entrada do projeto, calcula-se o valor de NUT e chega-se ao valor de UA requerido:

$$NTU = 0,3565$$

$$UA = 0,829 \text{ kW/K}$$

Assim, para os dados do exemplo deve ser projetado um trocador com U.A requerido ou simplesmente, escolhe-se um trocador comercial com essas características como o modelo 2 da tabela 5.3.

Utilizando-se o UA real do evaporador recalcula-se o valor de NUT, ε e T_{ev} pelo mesmo procedimento realizado acima e chega-se aos seguintes valores:

$$NUT = 0,450$$

$$\varepsilon = 0,326$$

$$T_{ev} = 2,96^\circ C$$

5.5 Condensador

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, o calor total que deve ser rejeitado no condensador é igual ao calor transferido no evaporador mais o trabalho que atravessa a fronteira do sistema na forma de energia elétrica consumida pelo compressor.

A energia consumida pelo compressor depende de uma série de fatores. Como o compressor ainda não foi selecionado, porque não se tem a temperatura de condensação, o trabalho do compressor será calculado pelo COP desejado do sistema.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{CP}} \quad (5.14)$$

O COP real será calculado depois de selecionado o compressor, mas nesta etapa define-se um valor de COP arbitrário para cálculo da temperatura de condensação. Assim como a efetividade do evaporador, o COP do equipamento deve ser coerente com os valores tipicamente utilizados nas aplicações industriais.

De acordo com o catálogo da Mecalor (2006), o consumo de energia máximo de um equipamento de 9,3kW é de 3,85kW, desconsiderando o consumo da bomba hidráulica (1CV), o COP do compressor é de 2,98. Portanto, no projeto será utilizado inicialmente COP do compressor com valor igual a 3.

Substituindo o COP desejado no sistema, para os dados do exemplo tem-se:

$$\dot{W}_{CP} = \frac{9,11}{3} = 3,04 \text{ kW}$$

O calor a ser rejeitado no condensador:

$$\dot{Q}_{CD} = 9,11 + 3,04 = 12,15 \text{ kW}$$

Substituindo os dados nas equações 5.3 a 5.8, tem-se:

$$T_{cd} = \frac{12,15}{0,4 \cdot 2,326} + 30 = 43,1^\circ \text{ C}$$

5.6 Compressor

A próxima etapa do projeto é a seleção do compressor do sistema frigorífico. O tipo de compressor utilizado será *scroll* pelas vantagens que este oferece; entre elas, baixo nível de ruído e alta eficiência, conforme visto no capítulo 4.

O compressor foi selecionado utilizando-se tabelas de capacidade fornecidas

pelos fabricantes em função da temperatura de evaporação, temperatura de condensação, superaquecimento e sub-resfriamento do sistema.

5.6.1 Superaquecimento e sub-resfriamento

Apesar das taxas de compressão dos compressores serem baseadas em temperaturas de sucção e descargas na condição saturada, os padrões de testes requerem um certo superaquecimento a ser considerado na entrada do compressor. As tabelas de capacidade dos compressores refletem o efeito deste superaquecimento.

Quando o superaquecimento ocorre dentro do evaporador, este produz efeito de resfriamento útil, mas quando ocorre entre o evaporador e o compressor produz uma carga térmica adicional, que deve ser considerada na seleção do compressor.

O superaquecimento deve ser o mínimo possível para melhor aproveitamento da superfície do evaporador. Por outro lado, não pode haver fluido refrigerante no estado líquido na saída do evaporador para proteger o compressor contra golpes de líquido (Dossat, 2004).

O ponto do evaporador no qual o fluido refrigerante passa completamente para a fase vapor é chamado de LDOP (*liquid-dry-out-point*). Como esse ponto é flutuante e sua posição varia ao longo do tempo, o superaquecimento deve ser no mínimo entre 4 e 7K para evitar retorno de líquido ao compressor. (Gruhle e Isermann, 1985). Será utilizado como dado de projeto, superaquecimento mínimo de 7K.

O sub-resfriamento do líquido refrigerante aumenta o efeito de refrigeração por unidade de massa de refrigerante e aumenta a capacidade do compressor. O aumento de capacidade do compressor é de aproximadamente 1% para cada 1,1°C de sub-resfriamento.

O efeito de se desconsiderar o sub-resfriamento na seleção do compressor, é que o sistema selecionado terá uma capacidade ligeiramente maior sob as condições reais de operação. Por esse motivo, o sub-resfriamento é normalmente desprezado durante a seleção do compressor.

5.7 Válvula de expansão

A válvula de expansão mais utilizada em instalações frigoríficas é a controlada pelo superaquecimento, ou como é normalmente chamada, válvula de expansão termostática.

Sua função é a de regular a vazão de refrigerante líquido para o evaporador de modo a compensar a taxa com que o mesmo evapora. Essa função é realizada por meio do controle do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. A haste da válvula é deslocada como resultado de diferenças de pressão em ambos os lados do diafragma. Na superfície inferior do diafragma atua a pressão do evaporador e, na superfície superior, a pressão é a do fluido de acionamento que constitui a carga do bulbo (Stoecker, 2002).

O controle da válvula é do tipo proporcional, no sentido em que o deslocamento da haste é proporcional à diferença entre o valor do parâmetro de controle e o valor de ajuste da válvula.

Para evitar superaquecimentos baixos, inferiores a 4°C, a válvula é ajustada com uma pré-compressão da mola, de modo a impor um superaquecimento razoável, mesmo quando a válvula está a ponto de fechar. Esse superaquecimento mínimo é chamado de superaquecimento estático (figura 5.7).

Figura 5.7 Curva característica da válvula de expansão (Stoecker, 2002)

Válvulas com equalizador externo devem ser utilizadas quando a perda de carga no evaporador causa uma mudança na temperatura de saturação maior que 1,2°C ou se um distribuidor de líquido refrigerante estiver sendo utilizado.

Os diâmetros das conexões de entrada e saída da válvula devem ser os mesmos que os diâmetros da linha de líquido e evaporador, mas uma pequena redução na saída da válvula é aceitável.

A temperatura de evaporação e a capacidade do sistema determinam o fluxo de refrigerante necessário e a diferença de pressão disponível entre a entrada e a saída da válvula determina o tamanho do orifício para que se tenha a vazão desejada (Dossat, 2004).

Para os dados considerados como exemplo tem-se:

$$T_{ev} = 2,96^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cd} = 43,1^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 9,11\text{kW}$$

Para fluido refrigerante R-22, nas condições de temperatura de evaporação e condensação para água saindo a 10°C do resfriador de líquidos (condição nominal de projeto):

$$P_{ev} = 550\text{ kPa}$$

$$P_{cd} = 1.830\text{ kPa}$$

$$\Delta P = 1.280\text{ kPa}$$

Com esses dados, seleciona-se a válvula utilizando catálogos de fabricantes. Nos catálogos, os dados são apresentados na forma de capacidade de refrigeração que equivale ao calor transferido para a vazão de refrigerante pelo orifício da válvula na mudança de fase na temperatura de evaporação desejada.

5.8 Tubulações de refrigerante

Tubulações ou linhas de refrigerante são comuns a todas as instalações

frigoríficas, tendo como função básica transportar o fluido refrigerante entre os componentes da instalação. Uma preocupação bastante generalizada no dimensionamento de linhas é a de que seu tamanho seja suficientemente elevado. Tal preocupação é, de certo modo, conservadora, uma vez que são poucos os casos em que o tamanho pode representar um problema para a operação da instalação, como ocorre na linha de sucção de sistemas com refrigerantes halogenados em que, para propiciar um arraste adequado do óleo, a velocidade do vapor deve ser limitada inferiormente. Por outro lado, a redução no tamanho, embora seja atraente sob o ponto de vista econômico e de espaço, pode comprometer a eficiência da instalação (Stoecker, 2002).

5.8.1 Dimensionamento da tubulação

O critério de dimensionamento impõe uma queda máxima na temperatura de saturação variando entre 0,5 e 2,0°C. A ocorrência de um trecho de linha vertical ascendente em sistemas de refrigerantes halogenados pode determinar o abandono do critério, uma vez que, por questões de retorno de óleo ao compressor, a velocidade do vapor nesses trechos deve apresentar um limite mínimo (Stoecker, 2002).

Para a tubulação de descarga, a queda na temperatura de saturação não afeta tanto a potência de compressão quanto a linha de sucção. Valores na faixa de 1,0 a 3,0°C são normalmente adotados (Stoecker, 2002).

Segundo ASHRAE (2002), perda de carga, nível de ruído e arraste de óleo determinam as faixas recomendadas de velocidade conforme tabela 5.3

Tabela 5.3 Velocidade do refrigerante na tubulação para R-22, R-134a e R-502 (ASHRAE, 1998)

Tubulação de Sucção	4,5 a 20 m/s
Tubulação de Descarga	10 a 18 m/s

Velocidades mais elevadas são utilizadas em alguns casos com tubulação de sucção relativamente curta e em aplicações de ar-condicionado para conforto, nas quais o tempo de operação é da ordem de 2.000 a 4.000 horas por ano e onde o

custo de instalação é mais significativo do que os custos operacionais. Para aplicações comerciais e industriais, nas quais o funcionamento do sistema é praticamente contínuo, velocidades menores devem ser utilizadas para aumentar a eficiência do compressor e reduzir os custos operacionais ASHRAE (1998).

Segundo a ASHRAE (2002), o critério de dimensionamento para linhas de sucção e de descarga deve considerar uma perda de carga máxima tal que seja equivalente a menos de 1K na temperatura de saturação, sendo recomendado perda equivalente a 0,02K por metro na temperatura de saturação ou menos.

Nas linhas de líquido a perda de carga não constitui um problema, uma vez que a pressão do refrigerante deverá ser reduzida no dispositivo de expansão. Problemas podem aparecer caso a perda de carga seja suficientemente elevada a ponto de saturar o líquido, com conseqüente formação de vapor (Stoecker, 2002).

Segundo Stoecker (2002), o critério de dimensionamento deve ser a velocidade do refrigerante, que deve ser mantida na faixa de 1,0 a 2,5m/s. No entanto, de acordo com a ASHRAE (2002), as linhas de líquido, do condensador até acumuladores, devem ser dimensionadas para velocidades abaixo de 0,5m/s e na linha de líquido do acumulador até o evaporador a velocidade do refrigerante deve ser menor do que 1,5m/s.

A perda de carga independe da orientação da tubulação, uma vez que resulta do efeito do atrito viscoso no fluido. No entanto, quando a linha se estende em uma direção diferente da horizontal, a queda de pressão é afetada pelo peso da coluna de fluido. A carga do fluido na seção transversal do tubo se compõe dos efeitos da pressão e da gravidade.

5.8.2 Arraste de óleo

Nas instalações de refrigeração, e em particular, nos refrigeradores que utilizam compressores herméticos, o fluido refrigerante ao passar pelo compressor arrasta consigo uma fração do óleo lubrificante, formando assim uma mistura óleo e refrigerante, que estará presente no condensador, no dispositivo de expansão e no evaporador (Silvares, 1999).

O principal fator no projeto de trechos em elevação nas linhas de sucção de sistemas com expansão direta é a necessidade de permitir um arrasto adequado de

óleo, de modo a propiciar seu retorno ao compressor. Como nos sistemas com refrigerantes halogenados, o óleo tem acesso ao evaporador em solução com o refrigerante e à medida que este evapora, a concentração de óleo no líquido se eleva, até que na saída do evaporador, o refrigerante apresenta gotículas de elevada concentração de óleo. Como o objetivo é retornar o óleo ao compressor, a velocidade do vapor deve ser tal que facilite o arrasto das gotículas (Stoecker, 2002).

Tabela 5.4 Capacidade mínima de refrigeração em kW para arrasto de óleo em tubulações de sucção (ASHRAE, 2002).

Refrigerante	Temperatura de saturação (°C)	Temperatura do vapor na sucção (°C)	Diâmetro Nominal (mm)											
			12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105	130
22	-40	-35	0.182	0.334	0.561	0.956	1.817	3.223	5.203	9.977	14.258	26.155	53.963	93.419
		-25	0.173	0.317	0.532	0.907	1.723	3.057	4.936	9.464	16.371	24.811	51.189	88.617
		-15	0.168	0.307	0.516	0.880	1.672	2.967	4.791	9.185	15.888	24.080	49.681	86.006
	-20	-15	0.287	0.527	0.885	1.508	2.867	5.087	8.213	15.748	27.239	41.283	85.173	147.449
		-5	0.273	0.501	0.841	1.433	2.724	4.834	7.804	14.963	25.882	39.226	80.929	140.102
		5	0.264	0.485	0.815	1.388	2.638	4.680	7.555	14.487	25.058	37.977	78.353	135.642
	-5	0	0.389	0.713	1.198	2.041	3.879	6.883	11.112	21.306	36.854	55.856	115.240	199.499
		10	0.369	0.676	1.136	1.935	3.678	6.526	10.535	20.200	34.940	52.954	109.254	189.136
		20	0.354	0.650	1.092	1.861	3.537	6.275	10.131	19.425	33.600	50.924	105.065	181.884
	5	10	0.470	0.862	1.449	2.468	4.692	8.325	13.441	25.771	44.577	67.560	139.387	241.302
		20	0.440	0.807	1.356	2.311	4.393	7.794	12.582	24.126	41.731	63.246	130.488	225.896
		30	0.422	0.774	1.301	2.217	4.213	7.476	12.069	23.141	40.027	60.665	125.161	216.675

Capítulo 6 Modelagem do sistema

O ensaio para avaliação das condições de operação, bem como, para a determinação de condições ótimas de operação de sistemas e equipamentos térmicos é, de modo geral, muito onerosa, requer instalações laboratoriais complexas e são necessárias muitas horas de equipes de técnicos e de pesquisadores na realização de ensaios.

Graças aos recursos computacionais disponíveis hoje, a modelagem e simulação desses sistemas e equipamentos permite avaliações em diversas condições operacionais e diferentes configurações com rapidez e eficiência.

Com os resultados obtidos da simulação é possível a busca da configuração ótima do sistema para uma operação eficiente em regime permanente ou transiente. Esse conhecimento permite também o desenvolvimento do projeto de sistemas de controle dos componentes ou da instalação completa, bem como estudos sobre a viabilidade de diferentes configurações de instalações.

A modelagem requer conhecimento dos fenômenos físicos que ocorrem no sistema e o adequado equacionamento destes fenômenos pela aplicação das equações gerais da Física (equações da conservação da massa, quantidade de movimento e 1ª e 2ª leis da termodinâmica), de equações de estado das substâncias presentes nos componentes e sistemas, de relações constitutivas que modelem a dependência entre as variáveis do problema, introduzindo simplificações adequadas do ponto de vista da engenharia e relações empíricas obtidas na literatura ou de experimentos específicos.

A operação do sistema ou do componente real passa a ser descrito por um conjunto de equações que podem ser integrais, diferenciais, integro-diferenciais ou algébricas, dependendo da forma de discretização utilizada para o seu estabelecimento. Este conjunto de equações constitui o modelo matemático do sistema ou do componente (Silvares, 1999).

6.1 Evaporador

Segundo Dossat (2004) a capacidade de qualquer evaporador ou superfície de resfriamento é a taxa à qual o calor passará através das paredes do evaporador para o líquido em evaporação.

O calor é transferido pelos três métodos conhecidos de transferência de calor. A maior parte da transferência de calor é feita por convecção forçada através dos fluxos de refrigerante e água, mas também há troca de calor por radiação e condução direta.

A capacidade do evaporador, isto é, a taxa de transferência de calor é expressa pela equação:

$$Q = A.U.\Delta T_{ml} \quad (6.1)$$

onde:

A = superfície de troca

U = Coeficiente global de troca de calor

ΔT_{ml} = Média logarítmica das diferenças de temperatura

6.1.1 Coeficiente global de transferência de calor

Uma etapa essencial, e frequentemente a mais imprecisa, de qualquer análise de trocadores de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor (Incropera, 1998).

Em evaporadores, o calor é transmitido do fluido quente para o frio em processo que pode ser associado a um circuito elétrico com resistências em série. As resistências dizem respeito aos mecanismos de transferência de calor: convecção no lado da água, condução através da parede do tubo e, finalmente, convecção no lado do refrigerante. A analogia com circuitos elétricos resulta da correspondência entre parâmetros físicos, como na tabela 6.1. Os parâmetros que intervêm são introduzidos na figura 6.1 onde se ilustra esquematicamente um evaporador tipo casco-e-tubo.

Tabela 6.1 Parâmetros da analogia elétrica do mecanismo de transferência de calor em um trocador de calor (Stoecker, 2002)

Símbolos e Unidades		
Parâmetro	Elétrica	Transferência de calor
Fluxo	I, Ampère	q, W
Potencial	V', Volts	ΔT , °C
Resistência	R, Ohm	x/kA ou $1/hA$, °C/W

Figura 6.1 Mecanismos de transferência de calor em um evaporador casco e tubo (adaptado de Stoecker, 2002)

Stoecker (2002) faz a correlação entre as grandezas elétricas e mecânicas e deduz a equação do coeficiente global de transferência de calor da seguinte forma:

Considerando que a lei de Ohm pode ser escrita por:

$$I = \frac{V'}{R} \quad (6.1)$$

As equações correspondentes aos mecanismos de transferência de calor são:

- Transferência de calor da água para a superfície exterior do tubo (convecção forçada):

$$q = \frac{T_a - T_e}{\frac{1}{h_e \cdot A_e}} \quad (6.2)$$

- Transferência de calor por condução da superfície exterior do tubo para a superfície interior:

$$q = \frac{T_e - T_i}{\frac{e}{k.A_{média}}} \quad (6.3)$$

- Transferência de calor da superfície interior do tubo para o refrigerante (convecção forçada):

$$q = \frac{T_i - T_r}{\frac{1}{h_i.A_i}} \quad (6.4)$$

As temperaturas geralmente conhecidas são as dos fluidos, a temperatura da água, T_a , e a temperatura do refrigerante, T_r , de modo que é interessante relacionar o fluxo de calor ao potencial associado àquelas temperaturas. Para tanto, as equações (6.3) a (6.5) devem ser escritas como:

$$q \cdot \left(\frac{1}{h_e.A_e} \right) = T_a - T_e \quad (6.5)$$

$$q \cdot \left(\frac{e}{k.A_{média}} \right) = T_e - T_i \quad (6.6)$$

$$q \cdot \left(\frac{1}{h_i.A_i} \right) = T_i - T_r \quad (6.7)$$

Pela adição membro a membro dessas equações, as temperaturas T_e e T_i podem ser eliminadas, resultando:

$$q \cdot \left(\frac{1}{h_e.A_e} + \frac{e}{k.A_{média}} + \frac{1}{h_i.A_i} \right) = T_a - T_r \quad (6.8)$$

O Coeficiente Global de Transferência de Calor, U, pode ser definido como:

$$q = AU.(T_a - T_r) \quad (6.9)$$

Assim:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{A_i}{h_e.A_e} + \frac{e.A_i}{k.\left(\frac{A_e + A_i}{2}\right)} + \frac{1}{h_i} \right]}. \quad (6.10)$$

onde U foi obtido por meio de uma aproximação feita por Stoecker (2002) para superfícies planas e área média de troca de calor.

Holman (1983) apresenta o coeficiente global de transferência de calor corrigido para superfícies cilíndricas:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{A_i}{h_e.A_e} + \frac{A_i.\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k.(2.\pi.L)} + \frac{1}{h_i} \right]}. \quad (6.11)$$

Para simplificação do modelo, o escoamento no evaporador é considerado bifásico em todo o comprimento, desprezando-se a transferência de calor com o vapor superaquecido.

Alguns valores típicos de coeficientes de transferência de calor são apresentados por Incropera (1998) na tabela 6.2.

Tabela 6.2 Valores representativos do Coeficiente Global de Transferência de Calor (Incropera, 1998).

Combinação de fluidos	U (W/m².K)
Água - água	850-1.700
Água - óleo	100-350
Condensador de vapor d'água (água no interior dos tubos)	1.000-6.000
Condensador de amônia (água no interior dos tubos)	800-1.400
Condensador de álcool (água no interior dos tubos)	250-700
Trocador de calor com tubos aletados (água no interior dos tubos, ar em escoamento cruzado)	25-50

6.1.2 Coeficiente de película do lado água – h_e

O coeficiente de transferência de calor ou coeficiente de película, h_e , pode ser calculado por meio do número adimensional de Nusselt, conforme apresentado na tabela 6.3.

Tabela 6.3 Números adimensionais usados em transferência de calor (adaptado de ASHRAE, 2001)

Nome	Símbolo	Valor	Aplicação
Nusselt	Nu	hD/k ou hL/k	Convecção natural, forçada, evap. e condensação
Reynolds	Re	GD/μ ou $\rho VL/\mu$	Convecção forçada
Prandtl	Pr	$\mu C_p/k$	Convecção natural, forçada, evap. e condensação

Portanto, isolando-se o termo h :

$$h_e = Nu \cdot \frac{k}{D} \quad (6.12)$$

Onde D é o diâmetro dos tubos.

Devido à natureza complicada dos processos de separação do escoamento sobre um feixe de tubos, não é possível calcular analiticamente os coeficientes médios de transferência de calor em escoamento cruzado. Entretanto, correlações

dos dados experimentais obtidos por Hilpert (1933 *apud* Holman, 1983) para gases e Knudsen e Katz (1958 *apud* Holman, 1983) para líquidos, indicam que os coeficientes médios de transferência de calor podem ser calculados por:

$$Nu = C.Re^n .Pr^{1/3} \quad (6.13)$$

Onde C e n são constantes com valores apresentados na tabela 6.4

Tabela 6.4 Constante a serem utilizadas na equação 6.13 (Knudsen e Katz, 1958 *apud* Holman, 1983)

Re	C	n
0,4 a 4	0,989	0,33
4 a 40	0,911	0,385
40 a 4.000	0,683	0,466
4.000 a 40.000	0,193	0,618
40.000 a 400.000	0,027	0,805

Fand (1965), mostrou que os coeficientes de transferência de calor para cilindros com escoamento cruzado pode ser melhor representado pela equação

$$Nu = (0,35 + 0,56.Re^{0,52}).Pr^{0,3} \quad (6.14)$$

com a relação válida para Re entre 10^{-1} e 10^5 .

6.1.3 Coeficiente de película do lado refrigerante – h_i

Segundo Naterer (2003), para um escoamento com mudança de fase no interior de um tubo horizontal, a aceleração da gravidade tem influência sobre a transição entre os dois regimes. A flutuação das bolhas e o peso do líquido têm menos influência no processo de formação de bolhas e no seu movimento. Em escoamentos horizontais com baixas velocidades o escoamento em regime estratificado ocorre onde o líquido se deposita pelo seu próprio peso, na parte inferior do tubo. A orientação do vetor aceleração da gravidade em relação à direção do escoamento afeta em vários aspectos a transferência de calor. Estes aspectos

incluem o balanço de forças que levam à formação de bolhas, assim como a produção e expansão de vapor nas cavidades durante o início da formação das bolhas.

Para escoamento em regime com bolhas, Rohsenow e Griffith (1955 *apud* Naterer, 2003) recomendam o seguinte método para cálculo da transferência de calor em convecção forçada com evaporação:

$$\left. \frac{q}{A} \right|_{total} = \left. \frac{q}{A} \right|_{convecção\ forçada} + \left. \frac{q}{A} \right|_{evaporação\ nucleada} \quad (6.15)$$

O fluxo de calor total corresponde à soma da transferência de calor por convecção forçada mais a transferência relativa à evaporação em piscina; o último termo da equação. Deve-se notar que a equação (6.14) é aplicável para evaporação por convecção forçada local, onde o fluido próximo das paredes está sob temperatura de saturação, mas o maior volume de líquido está sub-resfriado.

Altman *et al.* (1960, *apud* Naterer, 2003) desenvolveram uma correlação para refrigerantes escoando no interior de tubos horizontais, aplicável para uma vasta gama de condições de escoamento:

$$Nu = \frac{hD}{k_f} = c \cdot [Re^2 F]^b \quad (6.16)$$

Essa equação se aplica para $10^9 < Re^2 F < 0,7 \times 10^{12}$. Para evaporação incompleta, $c=0,0009$ e $b=0,5$, enquanto que para evaporação completa, $c=0,0082$ e $b=0,4$. Na equação acima, o adimensional de fator de carga F , é definido por:

$$F = 102 \frac{h_{fg} \Delta x}{L} \quad (6.17)$$

onde L é o comprimento do tubo em metros, h_{fg} é a entalpia de vaporização (kJ/kg) e

Δx se refere à mudança no título do vapor ao longo do tubo.

6.2 Compressor

Winandy *et al* (2002) apresentam um esquema conceitual de um compressor tipo *scroll*. Este esquema foi baseado em um modelo similar desenvolvido para compressores recíprocos por Grodent (1999 *apud* Winandy, 2002). A evolução de estado do fluido refrigerante através do compressor é decomposto em quatro etapas, apresentadas na figura 6.2, onde p_{ev} , e p_{cd} são as pressões de sucção e descarga respectivamente:

- Aquecimento (1 a 2)
- Compressão isoentrópica (2 a 3)
- Compressão a volume fixo (3 a 4)
- Resfriamento (4 a 5)

Figura 6.2 Evolução do estado do fluido refrigerante através do compressor *scroll* (Winandy, 2002)

A vazão em massa de refrigerante, $\dot{m}_r$, é dada por:

$$\dot{m}_r = \frac{N V_s}{v_2} \quad (6.18)$$

onde V_s é o deslocamento volumétrico constante e v_2 é o volume específico na

entrada do compressor, função da temperatura do fluido refrigerante e N o número de rotações.

6.2.1 Transferência de calor no compressor

No compressor ocorre transferência de calor para o fluido refrigerante na sucção do refrigerante, aquecimento devido às perdas eletromecânicas, calor transferido pelo refrigerante a alta temperatura na descarga do compressor e a transferência de calor com o ambiente.

Assumindo uma parede fictícia de temperatura uniforme T_{parede} , pode-se representar todas as trocas de calor. Fazendo o balanço de energia para regime permanente nessa parede tem-se:

$$\dot{W}_{perdido} + \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (6.19)$$

Considerando as equações para um trocador de calor fictício na sucção com temperatura constante tem-se:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_r c_p (T_2 - T_1) \quad (6.20)$$

e

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} \dot{m}_r c_p (T_2 - T_1) \quad (6.21)$$

onde

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{(-AU_{su} / \dot{m}_r c_p)} \quad (6.22)$$

As mesmas equações são utilizadas para as trocas de calor com o fluido refrigerante na descarga do compressor.

A transferência de calor com o ambiente é dada por:

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} (T_{parede} - T_{amb}) \quad (6.23)$$

6.2.2 Potência requerida

Para calcular a potência de eixo requerida no compressor, pode-se separar a potência em três termos:

- a) Potência interna de compressão, $\dot{W}_{in}$
- b) Termo referente às perdas eletro-mecânicas contantes, $\dot{W}_{perdido}$
- c) Perdas eletro-mecânicas proporcionais à potência de compressão interna, $\alpha \cdot \dot{W}_{in}$, onde α é o fator de proporcionalidade.

A potência de eixo do modelo é obtida combinando-se estes três termos:

$$\dot{W} = \dot{W}_{in} + \dot{W}_{perdido} + \alpha \dot{W}_{in} \quad (6.24)$$

6.2.3 Temperatura de descarga

O processo de compressão é considerado adiabático de 2 a 4 (fig. 6.2). Assim, a entalpia na descarga é calculada por:

$$h_4 - h_2 = w_{in} \quad (6.25)$$

A temperatura de descarga é calculada pelas equações (6.19) a (6.20).

O modelo conceitual apresentado acima, é bastante abrangente e leva em consideração variáveis importantes. No entanto, há vários parâmetros que podem variar de um modelo de compressor para outro, além de particularidades de projeto que influenciam no modelo.

Portanto, para a análise proposta neste trabalho, o modelo mais adequado é o modelo obtido empiricamente pelo fabricante por meio do método de ajuste de curvas, conhecido por polinômio do compressor, e apresentado no item 6.2.4.

6.2.4 Polinômios do compressor

Os dados de desempenho dos compressores são obtidos empiricamente

pelos fabricantes e tabulados em função da temperatura de evaporação e temperatura de condensação.

Esses dados tabulados podem ser representados por uma equação de terceira ordem e dez termos, conforme norma ARI 540:2004, por meio do método de ajuste de curvas.

O polinômio tem a seguinte forma:

$$X = C1 + C2.(T_S) + C3.(T_D) + C4.(T_S^2) + C5.(T_S T_D) + C6.(T_D^2) + C7.(T_S^3) + C8.(T_D T_S^2) + C9.(T_D^2 T_S) + C10.(T_D^3) \quad (6.26)$$

onde:

C = coeficientes da equação. Representam a performance do compressor

T_S = temperatura de saturação na sucção

T_D = temperatura de saturação na descarga

X = pode ser qualquer uma das variáveis:

- a) Potência consumida
- b) Vazão em massa de fluido refrigerante
- c) Corrente consumida
- d) Eficiência do compressor

6.3 Condensador a água

O condensador a água é um trocador de calor tipo casco-e-tubo semelhante ao evaporador. A diferença é que no condensador o fluido refrigerante circula por fora dos tubos, no lado do casco, e a água flui no interior dos tubos.

A troca de calor é calculada pela equação (6.1) e o coeficiente global de transferência de calor é obtido através da equação (6.11).

Os cálculos dos coeficientes de película interna e externa são diferentes em relação aos calculados para o evaporador e são detalhados nos itens 6.3.1 e 6.3.2, a seguir.

6.3.1 Coeficiente de película h_e

Para condensação em filme no exterior de tubos horizontais, Naterer (2003)

apresenta a seguinte relação:

$$h = 0,725 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l D (T_{sat} - T_{parede})} \right]^{1/4} \quad (6.27)$$

onde,

g = aceleração da gravidade

ρ_l = massa específica do líquido

ρ_v = massa específica do vapor

h_{fg} = entalpia de condensação

k_l = coeficiente de transferência de calor do líquido

μ_l = viscosidade absoluta do líquido

Extrapolando a equação 6.27 para N tubos, pode-se substituir D por ND. Kern (1985 *apud* Naterer, 2003), aproxima o coeficiente h para N tubos como apresentado na equação (6.29):

$$h_n = N^{-1/6} h \quad (6.29)$$

6.3.2 Coeficiente de película h_i

Supondo-se que seja efetuada uma série de experiências, com as taxas de transferência de calor sendo medidas para vários fluidos em escoamento turbulento no interior de tubos lisos em diferentes condições de temperatura, podem ser usados tubos de diferentes diâmetros para avaliar a faixa de valores do número de Reynolds, além das variações nas descargas dos fluidos. Os resultados dessa experiência podem ser organizados de modo a fornecer uma relação empírica que represente todos os dados. Os resultados são dependentes do número de Reynolds e do número de Prandtl. Uma relação exponencial para cada um destes parâmetros é talvez o tipo de relação mais simples a ser utilizado (Holman, 1983):

$$Nu = C.Re^m Pr^n \quad (6.30)$$

onde, C, m e n são constantes determinadas empiricamente.

Sieder e Tate (1936 apud Holman, 1983) estudaram o escoamento de fluidos no interior de tubos horizontais e apresentaram os seguintes valores:

$$C = 0,027$$

$$m = 4/5$$

$$n = 1/3$$

6.4 Condensador a ar

Nos condensadores a ar a condensação ocorre no interior de tubos, segundo um processo relativamente complexo. A variação do coeficiente de transferência de calor ao longo de um tubo em que ocorre a condensação completa é ilustrada na figura 6.3. Na entrada, o fluido refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido, apresentando um coeficiente relativamente baixo típico do escoamento de gases. O coeficiente aumenta significativamente à medida que a condensação progride na superfície interior do tubo. Entretanto, a partir de determinada seção, verifica-se uma redução progressiva do coeficiente de transferência de calor resultante do aumento da espessura da película de condensado junto à superfície do tubo e à conseqüente redução da velocidade média do fluido na seção transversal do escoamento. Por causa desse fenômeno, a capacidade do condensador a água é reduzida quando há excesso de fluido refrigerante no sistema (Stoecker, 2002).

Figura 6.3 Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um tubo onde ocorre condensação completa de vapor superaquecido (adaptado de Stoecker, 2002).

6.4.1 Coeficiente de película h_e

No condensador a ar, o coeficiente de película na superfície externa dos tubos é o coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento cruzado do ar sobre um feixe de tubos aletados (figura 6.3).

As fileiras de tubos em um feixe encontram-se alternadas ou alinhadas em relação à direção do escoamento de ar. A configuração, ou arranjo, é caracterizada pelo diâmetro dos tubos D , pelo passo transversal S_T e pelo passo longitudinal S_L (figura 6.4).

Figura 6.3 Esquema de um feixe de tubos em um escoamento cruzado (adaptado de Incropera, 1998)

Figura 6.4 Configurações dos tubos em um feixe. a) Alinhados. b) Alternados (adaptado de Incropera, 1998)

As condições do escoamento no interior do feixe são dominadas pelos efeitos de separação da camada limite e por interações das esteiras que, por sua vez, influenciam a transferência de calor por convecção.

O coeficiente de transferência de calor associado a um tubo específico depende de sua posição no feixe. O coeficiente em um tubo na primeira fileira é aproximadamente igual àquele em um único tubo em um escoamento transversal, enquanto coeficientes maiores estão associados aos tubos localizados nas fileiras intermediárias. Os tubos localizados nas primeiras fileiras aumentam a turbulência, o que aumenta a transferência de calor com os tubos das fileiras seguintes (Incropera,

1998).

Grimson (1937 *apud* Holman, 1983), estudou as características da transferência de calor em feixes de tubos alinhados e alternados e, com base nos resultados de vários pesquisadores, representou os resultados na forma da equação (6.13), resultando na equação abaixo

$$Nu = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{\max}^n \cdot Pr^{1/3} \quad (6.31)$$

onde C_1 é uma constante apresentada na tabela 6.5

Esta equação é utilizada para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor para a totalidade do feixe tubular e é válida para feixes com 10 ou mais fileiras, $Re_{\max}$ entre 2.000 e 40.000 e Pr maior ou igual a 0,7.

Considerando escoamento de ar sobre os tubos, com $Pr = 0,7$, pode-se simplificar a equação para

$$Nu = C_1 \cdot Re_{\max}^n \quad (6.32)$$

onde

$$Re_{\max} = \frac{\rho \cdot V_{\max} \cdot D}{\mu} \quad (6.33)$$

O número de Reynolds é baseado na máxima velocidade que ocorre no feixe de tubos, isto é, a velocidade através da área mínima de escoamento. Para a configuração alinhada, $V_{\max}$ ocorre no plano transversal A_1 , mostrado na figura 6.4, de tal modo que, pela exigência de conservação da massa em um fluido incompressível, tem-se:

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \quad (6.34)$$

Para a configuração alternada, a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal A_1 quanto no plano diagonal A_2 da figura 6.4. Se $V_{\max}$ ocorrer em

A_1 , o seu valor pode ser calculado pela equação 6.34.

No entanto, $V_{\max}$ irá ocorrer em A_2 se as fileiras estiverem espaçadas de modo que:

$$2 \cdot (S_D - D) < (S_T - D) \quad (6.35)$$

Nesse caso,

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D)} \cdot V \quad (6.36)$$

Para feixes com menos de 10 tubos, um fator de correção C_2 (tabela 6.6) deve ser utilizado na equação 6.32, resultando em:

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{\max}^n \quad (6.37)$$

Tabela 6.5 Constantes C_1 e n para escoamento de ar sobre feixes com 10 ou mais fileiras (Grimson, 1937 apud Incropera, 1998)

S_L / D	S_T / D							
	1,25		1,50		2,00		3,00	
	C	n	C	n	C	n	C	n
Alinhado								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,063	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,068	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternado								
0,60	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,90	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1,00	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,13	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,25	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,50	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,00	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,00	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Tabela 6.6 Fator de correção C_2 para feixes com menos de 10 tubos (Incropera, 1998)

Número de tubos	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhados	0,64	0,8	0,87	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternados	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Com o número de Nu, o coeficiente de película é calculado por meio da equação 6.13.

6.4.2 Transferência de calor nas aletas

Nos condensadores a ar são utilizadas superfícies estendidas para aumentar a taxa de transferência de calor entre os tubos e o fluido adjacente, as aletas. Aletas aumentam a troca de calor por meio do aumento da área superficial efetiva de troca térmica. No entanto, a aleta representa uma resistência térmica condutiva à transferência de calor na superfície original.

Incropera (1998), apresenta duas formas distintas de avaliar a troca de calor pela superfície estendida. A razão entre a taxa de transferência de calor e a taxa que existiria sem a presença de aletas, chamada de efetividade da aleta, é calculada por:

$$\varepsilon_a = \frac{q_a}{h \cdot A_{sr,b} \cdot \theta_b} \quad (6.38)$$

onde $A_{sr,b}$ é a área da seção reta da aleta na sua base e θ_b é a diferença entre a temperatura da base e do fluido.

Uma outra medida do desempenho de uma aleta é fornecida pela eficiência da aleta, η_a . O potencial máximo de troca de calor é dado pela diferença de temperatura entre a base e o fluido. Portanto, a taxa máxima de transferência de calor em uma aleta é aquela que existiria caso toda a superfície da aleta se encontrasse à temperatura da sua base. Entretanto, uma vez que toda aleta é caracterizada por possuir uma resistência térmica condutiva, há necessariamente um gradiente de temperatura. Dessa forma, a eficiência de uma única aleta pode ser calculada por:

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{(mL)} \quad (6.39)$$

onde L é o comprimento da aleta e m , para aletas retangulares, é calculado por:

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k \cdot e} \right)^{1/2} \quad (6.40)$$

onde h é o coeficiente de troca de calor por convecção, k é a condutividade térmica do material e e é a espessura da aleta.

Para um conjunto de n aletas, a eficiência global pode ser calculada por

$$\eta_0 = \frac{q_t}{h \cdot A_t \cdot \theta_b} \quad (6.41)$$

onde q_t é a taxa total de transferência de calor associada à área superficial total A_t , que engloba tanto as aletas quanto a fração da superfície na qual as aletas estão fixadas, que permanece exposta (normalmente chamada de superfície primária). Se existem n aletas no conjunto, cada uma com área A_a e superfície primária designada por A_b , a área total é calculada por (Incropera, 1998):

$$A_t = n \cdot A_a + A_b \quad (6.42)$$

A taxa máxima de transferência de calor ocorreria se toda a superfície da aleta e toda a superfície exposta da base estivessem à temperatura T_b resultando em (Incropera, 1998):

$$\eta_0 = 1 - \frac{n \cdot A_a}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (6.43)$$

6.4.3 Coeficiente de película do lado refrigerante – h_i

Devido à complexidade inerente a este escoamento, serão apresentadas somente duas relações empíricas para a transferência de calor.

Chato (1962 *apud* Holman, 1983) obteve uma expressão para a condensação

de refrigerantes no interior de tubos horizontais que é válida apenas para baixas velocidades de vapor.

$$h_i = 0,555 \cdot \left[\frac{\rho(\rho - \rho_v) g k^3 h_{lv}}{\mu d (T_{sat} - T_{sup})} \right]^{1/4} \quad (6.44)$$

A equação acima é limitada para Reynolds < 35.000, onde Re é avaliado nas condições de entrada do tubo. Para vazões mais elevadas deve ser usada a expressão empírica aproximada de Akers *et al* (1958 *apud* Holman, 1983).

$$h_i = \left(\frac{k}{d} \right) \cdot 0,026 \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}^{0,8} \quad (6.45)$$

onde Re é o número de Reynolds da mistura, definido por

$$\text{Re} = \left(\frac{d}{\mu} \right) \cdot \left[G_f + G_v \left(\frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (6.46)$$

onde G_f e G_v são as vazões específicas do líquido e do vapor, respectivamente, calculadas como se ocupassem toda a área do escoamento.

6.4.4 Coeficiente global de transferência de calor

Em trocadores aletados, no cálculo da resistência térmica à transferência de calor por convecção, as aletas devem ser consideradas. Portanto, a resistência no lado externo do condensador é calculada por

$$R = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)} \quad (6.47)$$

onde η_0 é a eficiência global das aletas, calculada no item 6.4.2. Substituindo a equação 6.30 na equação 6.12, resulta em (Incropera, 1998):

$$U = \frac{1}{\left(\frac{A_i}{\eta_0 \cdot h_e \cdot A_e} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k \cdot (2 \cdot \pi \cdot L)} + \frac{1}{h_i} \right)}. \quad (6.48)$$

6.5 Válvula de Expansão

No modelo desenvolvido por Yasuda *et al.*, (1985), a válvula de expansão é considerada como sendo formada por duas partes: o orifício que controla o fluxo de refrigerante e o bulbo que realimenta a válvula com a informação sobre a temperatura do refrigerante na saída do evaporador.

A ação da válvula é considerada muito rápida comparada ao resto do sistema e as equações utilizadas são baseadas no comportamento estático, em equilíbrio, do componente. O equalizador de pressão não é considerado.

O modelo da válvula é feito como sendo uma variação proporcional na vazão de refrigerante, e a constante é definida em função do superaquecimento e do catálogo do fabricante.

Para o modelo de resistência da parede do bulbo e do fluido do bulbo são utilizados coeficientes baseados em dados experimentais. Gruhle e Isermann (1985) desenvolveram um modelo de válvula de expansão em função da vazão de fluido refrigerante.

A vazão é considerada como sendo a soma da vazão de líquido e de vapor com coeficientes relativos à proporção de cada fase. As vazões de líquido e de vapor são calculadas a partir da posição da válvula, de uma constante de proporcionalidade e da raiz da diferença de pressão de condensação e evaporação. A constante de proporcionalidade é definida como sendo linear e característica da válvula.

No trabalho de Mithraratne *et al.* (2000) dois modelos são considerados para a válvula de expansão. No primeiro, a capacitância térmica do bulbo e a resistência térmica entre bulbo e parede do tubo são desprezadas. No segundo modelo, estes dois parâmetros são incluídos. Nos dois casos, a inércia da válvula é

desconsiderada, considerando-se que a resposta da válvula é muito rápida comparada com a resposta do evaporador e do bulbo.

Primeiro é feito um balanço de forças no diafragma da válvula. A força da mola é igual à diferença entre a pressão do bulbo e a pressão do refrigerante multiplicado pela área. Por meio de artifícios algébricos foi determinada uma equação para a vazão de refrigerante e uma equação para a temperatura no bulbo, considerando a capacitância térmica no componente.

Shiming (2000) considera a válvula de expansão como um controlador proporcional que regula o fluxo de refrigerante em função do superaquecimento. O modelo é feito como se a vazão fosse um determinado ganho multiplicado pelo erro entre o superaquecimento real e o ajustado na válvula (*set-point*). Não é considerada a inércia da válvula, a resistência térmica da parede do tubo, do bulbo e do fluido no interior do bulbo. A operação da válvula é considerada linear.

No modelo de Jensen e Knudsen (2000) a pressão de condensação e o líquido na entrada da válvula são considerados constantes.

O modelo da válvula é dado por:

$$\dot{m}_{in} = C_v \cdot \sqrt{(\rho_{in} \cdot (p_{cd} - p_{ev}))} \quad (6.49)$$

Onde p_{cd} e p_{ev} são as temperaturas de condensação e de evaporação, respectivamente.

Assim, a válvula é considerada como sendo um simples orifício e não são levados em consideração os outros parâmetros de funcionamento do sistema de expansão.

6.5.1 Modelo por meio do ajuste de curvas

Considerando as condições complexas do escoamento no interior da válvula de expansão e as diferenças de geometria entre modelos de diferentes fabricantes, para esse trabalho o método mais adequado para modelagem da válvula é o método de ajuste de curvas baseado nos dados empíricos fornecidos pelos fabricantes.

Os catálogos dos fabricantes fornecem os dados de capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação e da diferença de

pressão na válvula (Tabela 6.7).

**Tabela 6.7 Capacidades em kW para válvula de expansão TEX-2 com orifício número 4
(Danfoss, 2000)**

Temp.	Diferença de pressão em Mpa							
Evap.	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
-20		6,2	7,1	7,7	8,2	8,5	8,7	8,8
-10	5,8	7,6	8,7	9,5	10,1	10,5	10,8	10,9
0	6,9	9,1	10,5	11,5	12,2	12,7	13	13,2
10	8,1	10,8	12,5	13,8	14,5	15	15,4	15,5

Os dados da tabela 6.7 podem ser ajustados para curvas logarítmicas resultando na seguinte equação

$$\dot{Q} = (0,0588 \cdot T_{ev} + 3,1127) \cdot \ln(\Delta p) + (0,2061 \cdot T_{ev} + 12,105) \quad (6.50)$$

Capítulo 7 Simulação

No capítulo 6 cada componente do sistema de refrigeração foi analisado separadamente e foram definidos modelos matemáticos que representam os fenômenos que ocorrem nos trocadores de calor, na válvula de expansão e no compressor.

Para que seja possível avaliar o projeto desenvolvido e analisar o comportamento do sistema, foi elaborado um algoritmo que permite a simulação do ciclo de refrigeração nas condições previstas de funcionamento. Esse algoritmo é constituído pelos modelos matemáticos dos componentes e pela interação entre eles.

O fluxograma simplificado, mostrado na figura 7.1, representa como foi feita a interface entre cada modelo e possibilita uma visão geral de como a simulação foi realizada. Nos itens 7.3 a 7.7 são detalhadas as etapas da simulação que representam cada componente. O algoritmo definido foi implementado por meio de uma planilha de cálculos computadorizada no software MS-Excel®.

Neste capítulo, também são apresentados os dados de entrada, os parâmetros utilizados na simulação e os resultados obtidos pelo programa.

7.1 *Dados de entrada*

7.1.1 Temperatura da água

Como os resfriadores de líquido são equipamentos projetados para fornecer um fluxo de água a uma temperatura controlada para resfriar um processo industrial, a temperatura de saída da água é um dos principais dados de entrada. A simulação será feita para temperaturas de 5 a 25°C que é faixa tipicamente utilizada pelos fabricantes de resfriadores de líquidos.

No equipamento real, a água sai do evaporador e é armazenada em um tanque isolado. Uma bomba centrífuga é responsável pela circulação da água do tanque para o processo e pelo retorno da água para a entrada do evaporador.

Figura 7.1 Fluxograma esquemático da simulação do sistema.

Como o tanque, ou reservatório, é termicamente isolado e o calor gerado pela bomba pode ser considerado como parte da carga térmica, a diferença entre a temperatura da água na saída do evaporador e na saída do equipamento é desprezada para simplificação do modelo.

A inércia térmica da água no reservatório também é desprezada porque as simulações são feitas considerando regime permanente e todo o sistema em equilíbrio.

7.1.2 Vazão de água

A vazão de água que circula no equipamento e no processo a ser resfriado depende da curva característica da bomba utilizada e da perda de carga no sistema hidráulico.

Para simplificação do modelo, a perda de carga no lado da água é desprezada e a vazão considerada nas simulações é a calculada no item 5.2. Essa aproximação é aceitável, porque no sistema real a vazão é ajustada por meio de válvulas manuais de controle de vazão.

7.1.3 Seleção dos componentes principais

A modelagem do equipamento foi feita para permitir a análise do funcionamento do sistema para diferentes componentes comerciais disponíveis no mercado.

No entanto, para avaliação do modelo e comparação com os dados obtidos no teste, a simulação foi feita utilizando-se os componentes selecionados na fase de projeto, descrita no capítulo 5, e que são utilizados no equipamento real testado.

Esses componentes são:

- a) Evaporador EV-3,0 (Evacon, 2006)
- b) Compressor ZR34K3 (Copeland, 2006)
- c) Válvula de expansão TEX-2-2,3TR (Danfoss, 2006)

A seleção do condensador depende do fluido de condensação como detalhado no item a seguir.

7.1.4 Seleção do condensador

O modelo do sistema permite a seleção do tipo de condensação utilizada:

- a) Condensação a água
- b) Condensação a ar

Quando condensação a água é selecionada, os dados do condensador CFA-3,0 (Evacon, 2006) são utilizados na simulação. Nesse caso também são necessários os dados de entrada: temperatura e vazão da água de resfriamento

7.1.4.1 Dados de entrada para condensador a água

Segundo a ASHRAE (2004), a capacidade nominal da torre de resfriamento deve considerar o resfriamento da água de 35°C para 29,4°C, com temperatura de bulbo úmido de 25,6°C.

Considerando-se esse diferencial de temperatura, a vazão de água é calculada por meio da equação 5.2 e foi utilizado o valor encontrado de 1.860 L/h nas simulações.

7.1.4.2 Dados de entrada para condensador a ar

Para condensação a ar, é especificado como dado de entrada a temperatura do ar ambiente e a vazão de ar pelo condensador. Segundo a ASHRAE (2005), a maior temperatura de bulbo seco anual em São Paulo é 34,3°C. No entanto, será considerada a temperatura de 30°C por ser mais próxima da temperatura ambiente durante os testes.

A vazão de ar depende da curva do ventilador e da perda de carga no condensador. Para simplificação do modelo, a perda de carga não é considerada. Portanto, a vazão de ar utilizada na simulação é de 3.000m³/h, coerente, com ventiladores tipicamente utilizados nesse equipamento e com os resultados do teste.

Se condensação a ar é selecionada, os dados construtivos do condensador devem ser especificados. Esses dados construtivos são especificados no item 7.6.1

7.1.5 Dados iniciais

A simulação é feita por meio de um processo com sucessivas iterações como mostrado na figura 7.2. Nesse processo, cada iteração utiliza dados calculados na

iteração anterior até que o critério de parada seja atingido.

Portanto, para a primeira iteração, é necessário arbitrar alguns valores iniciais que serão ajustados a partir da segunda iteração. Esses valores são apresentados na tabela 7.1.

Tabela 7.1 Dados iniciais da simulação

Vazão de refrigerante no evaporador	200 kg/h
Calor transferido no evaporador	9.302 W
COP	3
Temperatura de condensação	45 °C

7.2 Parâmetros da simulação

O critério de parada definido para a simulação é que a diferença entre a vazão em massa de refrigerante calculada pelo modelo do compressor e da válvula de expansão deve ser menor do que um valor arbitrado.

Nas simulações, foi utilizado 2% da vazão de refrigerante como critério, com o programa realizando sucessivas iterações até que a diferença seja menor do que 2%.

Outro parâmetro é o número máximo de iterações. Se a simulação não atingir o critério de parada em 200 iterações, o processo é interrompido e é apresentada a diferença entre a vazão de refrigerante no compressor e na válvula de expansão.

7.3 Evaporador

7.3.1 Dados de entrada do evaporador

Para simulação do evaporador, são utilizados os dados construtivos do EV-3,0 (Evacon, 2006). Esses dados não estão disponíveis no catálogo do fabricante e foram obtidos por meio de medições realizadas no equipamento. Os valores são apresentados na tabela 7.2.

7.3.2 Área de passagem da água

A área de passagem de água é a área considerada para cálculo da

velocidade na superfície dos tubos. Como o fluxo de água passa entre as chicanas, foi considerada a área entre duas chicanas, no diâmetro do casco, menos a área ocupada pelos tubos como mostrado na figura 7.2.

Tabela 7.2 Dados construtivos do evaporador

D_e	Diâmetro externo dos tubos	0,0127m
E	Espessura dos tubos	0,000794m
L_c	Comprimento do casco	0,3m
N	Número de tubos	40
A_p	Área de passagem da água	0,005535m ²
C	Constante empírica C (lado água)	0,56
N	Constante empírica n (lado água)	0,52
C	Constante empírica C (lado refrigerante)	0,0082
B	Constante empírica b (lado refrigerante)	0,4
L	Comprimento total de tubos	12m
A	Área de troca	2,25m ²
N_c	Número de circuitos	20

Figura 7.2 Detalhe de corte no evaporador

7.3.3 Simulação do evaporador

Na figura 7.3 é apresentado o fluxograma da simulação do evaporador.

Figura 7.3 Fluxograma da simulação do evaporador (continua)

Figura 7.3 Fluxograma da simulação do evaporador

7.4 Compressor

A simulação do compressor é feita por meio dos polinômios obtidos no método de ajuste de curvas, conforme apresentado no capítulo 6. Esses polinômios permitem o cálculo da capacidade, trabalho consumido e vazão em massa em função da temperatura de evaporação e de condensação.

O superaquecimento na entrada do compressor altera as condições de operação. Assim, são utilizados outros coeficientes no polinômio. A variação de cada coeficiente em função do superaquecimento é obtido por meio do ajuste de curvas, como mostrado na figura 7.4.

Para simplificação do modelo, o sub-resfriamento foi desprezado. A simulação do compressor é detalhada no fluxograma da figura 7.5.

Figura 7.4 Variação do coeficiente C0 em função do superaquecimento

Figura 7.5 Fluxograma da simulação do compressor

7.5 Condensador a água

7.5.1 Dados de entrada

Os dados construtivos do condensador a água, necessários para a simulação, foram obtidos do catálogo do fabricante (Evacon, 2006) e de medições realizadas no próprio equipamento. Esses dados são apresentados na tabela 7.3

A simulação é feita através do modelo desenvolvido no capítulo 6 e é apresentada no fluxograma da figura 7.6

Tabela 7.3 Dados construtivos do condensador a água

D_e	Diâmetro externo dos tubos	0,0127m
E	Espessura dos tubos	0,000794m
L_c	Comprimento do casco	0,3m
N	Número de tubos	20
C	Constante empírica C (lado água)	0,027
N	Constante empírica n (lado água)	4/5
C	Constante empírica C (lado refrigerante)	0,725
B	Constante empírica b (lado refrigerante)	1/4
L	Comprimento total de tubos	12m
A	Área de troca	2,25m ²
N_c	Número de circuitos	10

7.6 Condensador a ar

7.6.1 Dados de entrada

Para simulação do modelo os dados utilizados foram baseados no condensador real utilizado no equipamento testado e são apresentados na tabela 7.4.

Tabela 7.4 Dados de entrada do condensador a ar

Material dos tubos	cobre
Diâmetro dos tubos	10 mm
Espessura dos tubos	0,25 mm
Número de tubos na altura	22 tubos
Número de filas	5 filas
Distância longitudinal entre os tubos	22 mm
Distância transversal entre os tubos	25,4 mm
número de circuitos	11 circuitos
Material das aletas	alumínio
Comprimento aletado	580 mm
Número de aletas por polegada	12 aletas
Espessura das aletas	0,11 mm

A simulação do condensador a ar é descrita no fluxograma da figura 7.7.

Figura 7.6 Fluxograma de simulação do condensador a água

Figura 7.7 Fluxograma da simulação do condensador a ar (continua)

Figura 7.7 Fluxograma da simulação do condensador a ar

7.7 Válvula de expansão

7.7.1 Dados de entrada

A válvula termostática de expansão utilizada nos testes e na simulação foi a TEX-2-2,3TR (Danfoss, 2006). A capacidade nominal da válvula é obtida por meio do ajuste de curvas, como descrito no item 6.5.2. Os coeficientes utilizados no cálculo da capacidade nominal são apresentados na tabela 7.5.

Tabela 7.5 Coeficientes da válvula de expansão

C ₀	Coeficiente C ₀	0,0588
C ₁	Coeficiente C ₁	3,1127
C ₂	Coeficiente C ₂	0,2061
C ₃	Coeficiente C ₃	12,1050

7.7.2 Abertura da válvula

A válvula de expansão funciona como um controlador proporcional que aumenta ou restringe a passagem de refrigerante em função do superaquecimento na saída do evaporador.

Para simplificação do modelo, a perda de carga na válvula e a posição do êmbolo não são consideradas. A modulação da válvula é simulada por meio da variação no fluxo de refrigerante como representado fluxograma da figura 7.12

O superaquecimento é calculado por meio do modelo simplificado da válvula apresentado por Stoecker (1998) e descrito no Capítulo 6.

7.7.3 Simulação da válvula de expansão

A simulação da válvula é apresentada no fluxograma da figura 7.8

7.8 Resultados da simulação

Os principais resultados obtidos para temperatura da água variando de 5 a 25°C e condensação a ar são apresentados na tabela 7.6.

Figura 7.8 Fluxograma da simulação da válvula de expansão

Tabela 7.6 Resultado da simulação

Temperatura da água	5	10	15	20	25	°C
Temperatura de retorno da água:	8,2	13,7	19,2	24,8	30,4	°C
Temperatura de evaporação:	-3,9	0,2	4,3	8,2	12,2	°C
Temperatura de condensação:	41,9	43,2	44,6	46,1	47,7	°C
Capacidade efetiva:	6457	7435	8494	9635	10860	kcal/h
Potência consumida:	2366	2413	2464	2519	2578	W
COP sistema:	3,17	3,58	4,01	4,45	4,90	
Vazão de refrigerante:	141,7	153,5	165,8	178,7	191,9	kg/h

Dos resultados obtidos, destaca-se a capacidade efetiva de refrigeração com água a 10°C. O equipamento não atingiu a capacidade nominal de 8.000kcal/h.

Na simulação da capacidade efetiva não está sendo considerada a carga térmica gerada pela bomba centrífuga do próprio equipamento.

Todas as simulações convergiram e nenhuma delas atingiu o numero máximo de iterações (200 iterações) antes que o erro definido fosse alcançado (2% de diferença entre as vazões de refrigerante do compressor e da válvula de expansão).

Capítulo 8 Testes realizados e resultados

Os testes foram realizados nas instalações da Mecalor Indústria e Comércio de Refrigeração, fabricante de resfriadores de líquidos localizado na cidade de São Paulo. O equipamento e os instrumentos de medição também foram cedidos pela mesma empresa.

Na figura 8.1 é apresentado o esquema de montagem utilizado na realização dos testes. Foi utilizada uma resistência elétrica de imersão para transferir calor ao sistema. O controle da carga térmica gerada pela resistência foi feito por meio do acionamento individual de cada elemento da resistência.

Figura 8.1 Esquema da bancada de testes.

A bancada de testes com o equipamento em funcionamento, montagem dos sensores e sistema de aquisição de dados, é mostrada na figura 8.2. A carga térmica é gerada por uma resistência de imersão com 9 elementos e 30 kW de potência. A resistência é montada em um *skid* com quadro elétrico, termostato de segurança, sinalização e comutadores para acionamento dos elementos, como mostrado na figura 8.3.

Figura 8.2 Bancada de testes

Figura 8.3 Skid com resistência para simular carga térmica

8.1 Localização dos sensores

Os sensores e instrumentos de medição foram instalados no equipamento, conforme esquema apresentado na figura 8.4.

Figura 8.4 Localização dos sensores na bancada de testes

Para medição da temperatura, foram utilizados sensores tipo PT-100 conectados a um módulo de aquisição de dados (figura 8.5).

Figura 8.5 Sistema de aquisição de dados

Além dos instrumentos acima, também foi utilizado um manômetro de pressão diferencial para medir a diferença de pressão na entrada e na saída do ventilador, um anemômetro rotativo para medir a velocidade de entrada do ar nos condensadores e um medidor de vazão volumétrica na tubulação de processo.

8.2 Instrumentação

A relação completa dos instrumentos utilizados é apresentada na tabela 8.1. As incertezas das medições e a faixa de trabalho de cada instrumento é detalhada na tabela 8.2.

Tabela 8.1 Relação dos instrumentos utilizados no teste

Parâmetro	Grandeza	Instrumento
T_{agua}	Temperatura da água na saída do equipamento	Sensor PT-100
T_{retorno}	Temperatura da água no retorno do processo	Sensor PT-100
P_{agua}	Pressão na descarga da bomba	Manômetro de bourbon
P_{ev}	Pressão na sucção do compressor	Manômetro de bourbon com glicerina
P_{cd}	Pressão na descarga do compressor	Manômetro de bourbon com glicerina
T_{liq}	Temperatura na linha de líquido	Sensor PT-100
T_{suc}	Temperatura na linha de sucção do compressor	Sensor PT-100
T_{desc}	Temperatura na linha de descarga do compressor	Sensor PT-100
V_{face}	Velocidade do ar na entrada do evaporador	Anemômetro rotativo
Q_{agua}	Vazão volumétrica de água	Medidor de vazão tipo roda d'água
P_{dif}	Diferencial de pressão	Manômetro digital de diferencial de pressão
U	Tensão elétrica	Voltímetro digital
A	Corrente elétrica	Alicate amperímetro

Tabela 8.2 Faixa de trabalho e incertezas dos instrumentos

Instrumento	Faixa de trabalho	Incerteza
Sensor PT-100	-75 a 250°C	+/- 1°C
Manômetro de bourbon	0 a 10 kgf/cm ²	+/- 0,1 kgf/cm ²
Manômetro de bourbon com glicerina	-30 a 400 psi	+/- 1 psi
Anemômetro rotativo	0 a 15m/s	+/- 0,5m/s
Medidor de vazão tipo roda d'água	0 a 80 m ³ /h	+/- 0,4m ³ /h
Manômetro digital de diferencial de pressão	0 a 200 hPa	+/- 1 hPa
Voltímetro digital	0 a 500V	+/- 7,5V
Alicate amperímetro	0 a 20A	+/- 0,4A

8.3 Medições realizadas

Os valores obtidos por meio das medições são apresentados na tabela 8.3. Foram feitas medições de velocidade do ar em nove pontos distribuídos conforme mostrado na figura 8.6. Os valores obtidos variaram entre 1,7 a 3,6 m/s e a velocidade média foi de $2,4 \pm 0,7$ m/s, conforme apresentado na tabela 8.3.

Tabela 8.3 Medições realizadas durante os testes

nº	Temp. água °C	Temp. retorno °C	Pressão água kgf/cm ²	Vazão de água m ³ /h	Temp. sucção °C	Temp. descarga °C	Temp. linha líq. °C	Pressão sucção psig	Pressão descarga psig
1	5,7	9,2	2,8	2,2	-0,5	74,0	37,8	49	250
2	6,2	9,7	2,8	2,2	0	74,8	37,8	50	250
3	8,1	12,1	2,8	2,3	2,2	75,2	38,1	54	253
4	8,5	12,5	2,8	2,2	4,0	75,3	38,1	54	254
5	12,0	16,0	2,8	2,3	7,5	76,0	39,5	60	260
6	15,1	19,1	2,8	2,3	10,0	78,0	39,9	66	264
7	18,8	22,8	2,8	2,2	14,0	78,5	40,2	69	266
8	22,4	27,4	2,8	2,1	17,5	79,6	40,2	79	268
9	22,6	27,6	2,8	2,2	17,8	79,6	41,3	80	272
10	23,0	28,0	2,8	2,2	18,0	81,2	41,0	80	270

Figura 8.6 Esquema dos pontos onde foi medida a velocidade do ar**Tabela 8.4 Velocidade do ar nos pontos medidos (m/s).**

3.6	2.8	2.7
2.6	2.2	2.6
1.8	1.7	1.9

Além da velocidade do ar, também foi medida a diferença entre a pressão estática na sucção do ventilador e a pressão atmosférica para avaliação da vazão de ar através da curva característica do ventilador. Pressão diferencial medida: $0,85 \pm 1$ hPa.

A tensão e a corrente elétrica na resistência de imersão foram medidos para

cálculo da carga térmica. Os valores obtidos são mostrados nas tabelas 8.5 e 8.6.

Tabela 8.5 Tensão e corrente medidos na resistência (Água a 22,4°C)

nº	Tensão	Elemento 1	Elemento 2	Elemento 3	Total (1+2+3)
1	221	15,0	14,6	14,8	44,4
2	221	15,2	14,8	14,8	44,8
3	221	15,2	14,2	15,0	44,4

Tabela 8.6 Tensão e corrente medidos na resistência (Água a 15,1°C)

nº	Tensão	Elemento 1	Elemento 2	Elemento 3	Total (1+2+3)
1	221	15,6	15,8	-	31,4
2	221	15,7	16,0	-	31,7
3	126	-	-	8,4	8,4
4	126	-	-	8,5	8,5

8.4 Resultados dos testes

8.4.1 Temperatura de evaporação

A temperatura de evaporação foi calculada utilizando as temperaturas de saturação das pressões, medidas na sucção do compressor (escoamento bifásico).

Como a pressão foi medida na saída do evaporador, a temperatura de evaporação (figura 8.7) corresponde à temperatura final.

Figura 8.7 Temperatura de evaporação

8.4.2 Temperatura de condensação

A temperatura de condensação na entrada do condensador (figura. 8,8) foi calculada utilizando a pressão na descarga do compressor. Como o fluido refrigerante muda de fase no condensador, a temperatura de condensação é a temperatura de saturação para as pressões medidas.

Figura 8.8 Temperatura de condensação.

8.4.3 Superaquecimento

A temperatura de evaporação foi calculada utilizando a temperatura de saturação à pressão de sucção e a temperatura na entrada do compressor. O gráfico da figura 8.9 mostra a variação no superaquecimento em função da temperatura da água gelada.

Figura 8.9 Superaquecimento

O superaquecimento medido na tubulação de sucção, ou seja, a diferença entre a temperatura do fluido refrigerante entre a saída do evaporador e a entrada do compressor, foi desprezível.

8.4.4 Sub-resfriamento

O valor do sub-resfriamento é calculado por meio da diferença entre a temperatura medida na linha de líquido e a temperatura de saturação equivalente à pressão de descarga do compressor. Os valores obtidos são mostrados na figura 8.10.

Figura 8.10 Sub-resfriamento

8.4.5 Vazão de ar pelo condensador

A vazão de ar pelo condensador é calculada utilizando a velocidade de entrada do ar no condensador e a área aletada.

Os valores obtidos variaram entre 1,7 a 3,6 m/s e a velocidade média foi de 2,4 m/s, conforme apresentado no item 8.3. Para essa velocidade, a vazão de ar é de 3.224 m³/h, coerente com a vazão teórica de 3.000 m³/h.

8.4.6 Diferencial de pressão no ventilador

De acordo com a curva característica do ventilador, para a vazão de 3.224 m³/h e considerando a perda de carga na manta filtrante para essa velocidade (2 mmH₂O), a pressão teórica esperada era de 8,5 mmH₂O. A pressão medida foi de 0,85±1hPa.

8.4.7 Capacidade efetiva

Com os dados obtidos experimentalmente foi avaliada a capacidade efetiva do equipamento para a água gelada de 5 a 25 °C, por meio da carga térmica gerada pela resistência de imersão e do trabalho consumido pelo motor da bomba centrífuga

As medições foram feitas com o equipamento em condições de regime permanente, com temperatura da água gelada constante. Nessa condição, a capacidade efetiva do resfriador de líquidos é igual à carga térmica do sistema.

A carga térmica é calculada por:

$$\dot{Q}_{ct} = \dot{W}_r + \dot{W}_{bc} = U \cdot i + \dot{W}_{bc} \quad (8.1)$$

onde

$$\dot{Q}_{ct} = \text{Carga térmica}$$

$$\dot{W}_r = \text{Potência da resistência elétrica}$$

$$\dot{W}_{bc} = \text{Potência da bomba centrífuga}$$

Para os dados medidos com água a 22,4°C (tabela 8.5) e utilizando a equação 8.1, resulta em:

$$\dot{Q}_{ct} = (9.834 \pm 422) + 735,5W = (10.570 \pm 422)W$$

E com água a 15,1°C (tabela 8.6) temos

$$\dot{Q}_{ct} = (8.044 \pm 382) + 735,5W = (8.779,5 \pm 382)W$$

As capacidades de refrigeração obtidas através do cálculo da carga térmica são apresentadas na figura 8.11.

Figura 8.11 Capacidade efetiva de resfriamento

Capítulo 9 Comparação entre os dados simulados e os obtidos nos testes

Os dados obtidos nos testes foram comparados com os dados simulados e são apresentados a seguir. Resultados de comparação entre as temperaturas de evaporação e de condensação são apresentados, respectivamente, nas figuras 9.1 e 9.2.

Figura 9.1 Comparação entre temperatura de evaporação real e simulada

Verifica-se na análise da Figura 9.1 que, para todas as simulações realizadas, a temperatura de evaporação ficou acima da temperatura de evaporação real. E quanto maior a temperatura da água maior a diferença entre o simulado e o real. Para temperatura da água a 5°C a diferença entre a temperatura de evaporação real e simulada é de aproximadamente 1°C e quando a temperatura da água aumenta para 25°C esta diferença aumenta para 3°C.

Por outro lado, a temperatura de condensação simulada ficou muito próxima do valor obtido no teste (figura 9.2). Com a temperatura da água até 17,5°C a diferença entre o real e o simulado foi menor do que 1°C e essa diferença ficou em 2°C com água a 25°C.

Figura 9.2 Comparação entre temperatura de condensação real e simulada

Na figura 9.3 são apresentados valores de capacidade de refrigeração, onde se verifica que a capacidade real é menor do que a simulada em todos pontos medidos. Esse resultado era esperado, pois a capacidade de refrigeração depende diretamente da temperatura de evaporação.

Figura 9.3 Comparação entre capacidade efetiva real e simulada

9.1 Análise dos resultados

A temperatura de evaporação simulada é constante ao longo de todo o trocador de calor, porque a perda de carga foi desprezada para simplificação do modelo. No entanto, a temperatura de evaporação real foi obtida utilizando a pressão na saída do trocador. O que mostra que a temperatura de evaporação real média no trocador é maior que a considerada nas comparações feitas.

A diferença entre a temperatura de evaporação real e simulada aumenta com o aumento da temperatura da água. Isto ocorre porque, quando a temperatura da água aumenta, aumenta a vazão de refrigerante e, conseqüentemente, aumenta a perda de carga no evaporador.

A temperatura de condensação simulada ficou muito próxima do valor obtido no teste. Como no condensador também não foi considerada a perda de carga para simplificação do modelo, o resultado melhor pode ser explicado pela perda de carga menor no condensador do que no evaporador. No entanto, como a pressão de condensação foi medida na entrada do condensador, a temperatura de condensação simulada deveria ser menor do que a temperatura de condensação obtida no teste.

Na simulação, a capacidade efetiva foi maior que a obtida no teste. Isto era esperado porque a capacidade depende da temperatura de evaporação. Além disso, a capacidade obtida nos testes foi calculada utilizando somente a carga térmica devido à bomba centrífuga e à resistência de imersão, sem considerar a carga térmica relativa às trocas de calor entre as tubulações e reservatórios e o ambiente externo.

Capítulo 10 Análise de sensibilidade

Neste capítulo é analisada a influência de cada componente do sistema na capacidade de refrigeração do equipamento. Todos os resultados foram obtidos por meio de simulações realizadas com a planilha elaborada e detalhada no capítulo 7.

As simulações foram realizadas com temperatura da água de processo de 10°C, porque é a temperatura típica de utilização deste equipamento e na qual é baseada a capacidade nominal da máquina. Além disso, os resultados da simulação apresentaram aproximação maior com os dados reais nesta temperatura.

10.1 Vazão de água gelada

A variação da capacidade efetiva e da temperatura de evaporação, em função da vazão de água no evaporador, é apresentada na figura 10.1. Percebe-se o aumento na capacidade de refrigeração é pequeno a partir de 1.500 L/h.

Figura 10.1 Variação da capacidade efetiva e temperatura de evaporação em função da vazão de água gelada

10.2 Tipo de condensação

No teste e nas simulações foram considerados equipamentos com condensação a ar. Sistemas com condensação a água apresentam temperaturas de condensação menores, como mostrado na figura 10.2.

A comparação foi realizada com temperatura de bulbo seco de 34,3°C, que corresponde à média máxima anual (ASHRAE, 2005), e para temperatura do ar e temperatura de água de torre de 29,4°C (ASHRAE, 2004).

Para condensação a ar foi considerada vazão de 3.000 m³/h e para condensação a água vazão de 1.860 L/h.

Figura 10.2 Comparação entre temperaturas de condensação considerando condensação a ar e a água

A variação na temperatura de condensação altera também a temperatura de evaporação (figura 10.3) e o resultado é uma variação na capacidade de refrigeração, como mostra a figura 10.4.

Figura 10.3 Comparação da temperatura de evaporação com condensação a ar e a água

Figura 10.4 Comparação entre capacidade efetiva entre condensação a ar e a água

10.3 Condensador a ar

Nos equipamentos com condensação a ar, a capacidade de refrigeração depende principalmente da temperatura de bulbo seco do ar ambiente e da vazão de ar pelo condensador. A temperatura de condensação, em função da vazão do ar com temperatura ambiente constante de 34,3°C, é apresentada na figura 10.5.

Figura 10.5 Capacidade de refrigeração em função da vazão de ar

A queda na temperatura de condensação provoca uma pequena queda na temperatura de evaporação, mas o resultado é um aumento na capacidade como mostra a figura 10.6.

Figura 10.6 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação em função da vazão de ar

Com a vazão de ar constante de 3.000 m³/h e a temperatura ambiente variando de 15 a 35°C, houve um aumento de 29 a 49°C na temperatura de condensação. como mostra a figura 10.7.

Figura 10.7 Variação da temperatura de condensação em função da temperatura ambiente

Como a temperatura de condensação aumenta com o aumento da temperatura ambiente, a capacidade de refrigeração diminui mesmo com o aumento na temperatura de evaporação (figura 10.8).

Figura 10.8 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação como função da temperatura ambiente

A influência do dimensionamento do condensador a ar na capacidade do equipamento é apresentada na figura 10.9, em um gráfico de capacidade efetiva *versus* UA do condensador.

Figura 10.9 Influência do condensador na capacidade do equipamento

10.4 Condensador a água

Nos equipamentos com condensação a água, os principais aspectos que

interferem na capacidade do sistema são: vazão de água de resfriamento ou água de torre, temperatura da água de resfriamento e dimensionamento do trocador de calor.

Com a temperatura de água de resfriamento constante de 29,4°C, a variação da capacidade do equipamento em função da vazão de água de torre é apresentada na figura 10.10

A capacidade também depende da temperatura da água de resfriamento, como mostra a figura 10.11, com vazão mantida constante em 1.860 L/h. A influência do dimensionamento do condensador a água é mostrada no gráfico da figura 10.12, em um gráfico da capacidade do equipamento como função do $U.A$ do condensador.

Figura 10.10 Capacidade e temperatura de condensação como função da vazão de água de resfriamento

Figura 10.11 Capacidade e temperatura de condensação em função da temperatura da água de resfriamento

Figura 10.12 Capacidade e temperatura de condensação em função do UA do condensador a água

10.5 Evaporador

O evaporador também é um componente importante e afeta diretamente a eficiência e a capacidade do equipamento. Como mostra a figura 10.13, quanto maior o U.A do evaporador, maior é a temperatura de evaporação e maior é a capacidade de refrigeração do equipamento. Consequentemente, a temperatura de condensação também sobe como é apresentado na figura 10.14.

Figura 10.13 Capacidade e temperatura de evaporação em função do UA do evaporador

Figura 10.14 Temperatura de condensação em função do UA do evaporador

10.6 Compressor

O compressor também está diretamente relacionado com a capacidade de refrigeração do equipamento. Para avaliar a variação de capacidade em função do compressor, foram realizadas simulações com diferentes modelos comercialmente disponíveis de compressores, mantendo os outros componentes e parâmetros da simulação constantes.

Compressores maiores, com deslocamento volumétrico maior, proporcionam maior vazão de refrigerante e conseqüente maior capacidade, como é mostrado no figura 10.15. Como o evaporador e condensador são os mesmos, a temperatura de evaporação cai e a temperatura de condensação sobe, quanto maior for a capacidade do compressor (figura 10.16).

Figura 10.15 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação para diferentes modelos de compressores

Figura 10.16 Temperatura de condensação em função do modelo do compressor

10.7 Válvula de expansão

A influência da válvula de expansão no sistema é mostrada na figura 10.17, em um gráfico de capacidade efetiva e temperatura de evaporação para quatro diferentes modelos de válvulas de expansão.

Figura 10.17 Capacidade efetiva e temperatura de evaporação versus modelo da válvula de expansão

Capítulo 11 Conclusões e continuidade do trabalho

No presente trabalho foi realizada a modelagem de um resfriador de líquidos, e os resultados de simulação foram comparados com valores obtidos em bancada experimental.

As diferenças máximas entre os valores obtidos na bancada experimental, denominados de valores reais, e os simulados foram de 3°C para a temperatura de evaporação e de apenas 2°C para a temperatura de condensação. Considerando as incertezas dos instrumentos utilizados no teste, os resultados de simulação podem ser considerados satisfatórios. As diferenças ocorreram, principalmente, por não ter sido considerada a perda de carga nos trocadores de calor, para simplificação do modelo.

Embora tenham sido verificados valores próximos entre os valores reais e simulados nas temperaturas de evaporação e condensação, a capacidade efetiva de refrigeração apresentou uma diferença entre o real e o simulado de 15 a 20%. Essa diferença foi causada por não ter sido considerada a troca de calor com o ambiente no cálculo da carga térmica dos testes; o que sugere ser a capacidade real maior que o calculado.

Adicionalmente, os resultados dos testes e das simulações mostraram que o equipamento não atinge a capacidade de refrigeração nominal de 8.000kcal/h com água a 10°C (**condição padrão**). Pode-se concluir que o compressor é o principal componente do sistema e o que mais interfere na capacidade efetiva do equipamento. Como o equipamento não atingiu a capacidade nominal, sugere-se alteração do compressor para o modelo ZR40 (Copeland, 2006). Contudo, com o compressor maior, a temperatura de condensação aumenta e é necessário fazer alterações no dimensionamento do condensador e um aumento do UA do trocador ou aumento da vazão de ar, conforme sugerido anteriormente.

Resultados de simulações com condensação a ar e a água mostraram, corretamente, que os equipamentos com condensação a ar trabalham com temperaturas de condensação mais elevadas em relação à condensação a água; o que diminui o coeficiente de desempenho do sistema. Contudo, a diferença de

desempenho global entre os dois tipos de equipamentos é muito pequena. Isto porque, na condensação a ar há consumo de energia somente nos ventiladores e na condensação a água há consumo de energia na bomba e no ventilador da torre de resfriamento.

Nos sistemas com condensação a ar, ficou evidente a influência da vazão de ar pelo condensador. Dessa forma, sugere-se que o condensador seja maior e o número de aletas por polegada seja reduzido; mantendo-se a área de troca e reduzindo-se a perda de carga. Isso levaria a uma maior vazão de ar e aumento da capacidade. A vazão de ar deve ser aumentada para aproximadamente 4.000 m³/h. A partir desse ponto a influência na capacidade passa a ser menor.

O evaporador também afeta a capacidade do sistema. Pode-se concluir que uma redução de 1.000 W/°C no UA do evaporador provoca uma redução de mais de 1.000kcal/h na capacidade. Em contrapartida, um aumento na mesma proporção, provoca um aumento de menos de 500 kcal/h. Portanto, sugere-se que o evaporador seja mantido como foi projetado.

A válvula de expansão também é importante para o equipamento, mas afeta menos a capacidade de refrigeração. Os resultados mostraram que a válvula selecionada está de acordo com o dimensionamento dos outros componentes.

Enfim, o resultado deste trabalho é um modelo para simulação de resfriadores de líquidos, que pode ser utilizado como uma importante ferramenta de análise e otimização.

O modelo desenvolvido pode ser aperfeiçoado com a inclusão do cálculo de perda de carga nos trocadores de calor e nas tubulações. Com isso, o projeto pode ser otimizado para redução de custo e aumento de capacidade.

As simulações foram realizadas com fluido refrigerante R-22. Com a necessidade de substituição dos refrigerantes convencionais por alternativas “ecológicas”, torna-se muito importante a comparação de desempenho dos equipamentos operando com diferentes fluidos refrigerantes. O modelo desenvolvido pode ser utilizado para essa análise.

No presente trabalho as simulações e testes foram feitos para temperaturas de 5 a 25°C, que é a faixa nominal de trabalho deste tipo de equipamento. No entanto, também são projetados resfriadores de líquidos especiais desenvolvidos

para operar com solução anti-congelante à -30°C . Nestes casos é muito importante a simulação para que o projeto seja aperfeiçoado.

O programa desenvolvido para simulação também pode ser aperfeiçoado para simulação de sistemas mais complexos que utilizam controle de temperatura de alta estabilidade, com tubulações de *by-pass* de fluido refrigerante, etc.

Sugere-se também que este modelo seja utilizado como ponto de partida para simulações em regime transitório, também com o objetivo de otimizar o projeto do equipamento.

Capítulo 12 Referências bibliográficas

Akers, W. W., H. A. Deans, e O. K. Crosser. Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Serv.*, vol. 55, nº 29, p. 171, 1958.

ARI, Standard 540-2004. Standard for Performance rating of positive displacement refrigerant compressor and compressor units, 2004, ARI, Air-conditioning & Refrigeration Institute. Arlington, Virginia, USA.

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2005, *Fundamentals*

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2004, *Systems and Equipment*.

Browne, M.W., Bansal, P.K., 2001, An elemental NTU- ϵ model for vapour-compression liquid chillers. *International Journal of Refrigeration*.

Çengel, Y.A.; Boles, M.A., 1998, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 3rd Edition. McGraw Hill.

Chato, J. C. *J. Am. Soc. Refrig. Air Cond. Eng.*, fevereiro 1962, p.52. *apud* Holman, J.P., 1983, *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Dimla, D.E., Camilotto, M., Miani, F., 2005, Design and Optimization of conformal cooling channels in injection moulding tools. *Journal of Materials Processing Technology*

Dossat, R. J., 2004. *Princípios de refrigeração*, Editora Hemus, São Paulo.

Dossat, R.J., Horan, T.J., 2001, *Principles of refrigeration*. Fifth Edition. Prentice Hall. New Jersey, USA.

Evangelinos, P., 2003, *Revista Nacional da Carne*, Julho de 2003, edição 317.

Fand, R. M., Heat Transfer by Forced convection from a cylinder to water in crossflow, *Int. J. in Heat Transfer*, vol. 8, p.995, 1965 *apud* Holman, J.P., 1983, *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Grodent, M. Hannay, C., Lebrun, J., Winandy, E., 1999, Simplified Modelling of an open-type reciprocating compressor using refrigerants R22 and R410a. 2nd part: model, 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Sydney, *apud*

Winandy, E., Saavedra, C. O., Lebrun, J., 2002. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering* 22, p. 107-120.

Gladstone, J., 1998, The First Century of Air Conditioning, Article 1 , *ASHRAE Journal*, December 1998, 29, pp 1-2.

Grimson, E. D., 1937, Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks, *Trans. ASME*, vol. 59, pp. 583-594, *apud* Holman, J.P., 1983, *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Gruhle, W. D., Isermann, R., 1985, Modeling and Control of a refrigerant Evaporator. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. Vol. 107/235

Guyer, Eric C., Brownell, David L., 1989, *Handbook of Applied Thermal Design*. McGraw-Hill, USA.

Hilpert, R., 1933, Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Röhren, *Forsch. Geb. Ingenieurwes.*, vol. 4 p. 220, *apud* Holman, J.P., 1983, *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Holman, J.P., 1983, *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1998, *Fundamentos de transferência de calor e massa*. LTC Editora, 4ª edição, Rio de Janeiro, SP.

Jaluria, Y., 1998, *Design and Optimization of Thermal Systems*, McGraw-Hill Co., N.Y.

Jensen, J.M., Knudsen, H.J.H., 2000, A new moving boundary model for transient simulations of dry-expansion evaporators.

Kern, D.Q., 1958, Mathematical development of tube loading in horizontal condensers, *J. Am. Inst. Chem.*, 4: 157-160 *apud* Naterer, G.F., 2003, *Heat Transfer in Single and Multiphase Systems*. CRC Press, Boca Raton, USA.

Knudsen, J.D. e Katz, D.L., 1954, *Fluid Dynamics and Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York, *apud* Holman, J.P., 1983, *Transferência de Calor*. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Liang, J.Z., Ness, J.N., 1996, The calculation of cooling time in injection moulding. *Journal of Materials Processing Technology*

Mills, A.F., Heat Transfer. Richard D. Irwin Inc., 1992

Mithraratne, P., Wijesundera, N.E., Bong, T.Y. 2000, Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator. International Journal of Refrigeration, p. 174 – 189.

Molina, M. J., Rowland, F. S., Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Ahlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone, Nature, no. 249, 1974 *apud* Silvaes, O. M., 1999, Modelagem Matemática e Simulação Numérica e Experimental de Sistemas e Componentes de Refrigeração. Trabalho apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para o Concurso de Livre Docência.

Moran, M. J., Shapiro, H. N., 2004, Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 5. ed., John Wiley & Sons, U.S.A

Nagengast, B., 1989, A History of Refrigerants. CFCs: Time of Transition, Atlanta, Georgia,

Naterer, G.F., 2003, Heat Transfer in Single and Multiphase Systems. CRC Press, Boca Raton, USA.

Rohsenow, W.M. e Griffith, P. 1955. Correlation of Maximum Heat Flux Data for Boiling of Saturated Liquids, paper presented at AIChE-ASME Heat Transfer Symposium, Luisville, KY. *apud* Naterer, G.F., 2003, Heat Transfer in Single and Multiphase Systems. CRC Press, Boca Raton, USA.

Russel, L. D, Adebisi, G.A., 1993, Classical Thermodynamics, Saunders College Publishing, Florida.

Shiming, Deng. 1999, A dynamic mathematical model of a direct expansion (DX) water-cooled air-conditioning plant. Pergamon, Building and environment 35.

Sieder, E. N., Tate, C. E., 1936, Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem. Vol. 28, p. 1429 *apud* Holman, J.P., 1983, Transferência de Calor. Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Silvaes, O. M., 1999, Modelagem Matemática e Simulação Numérica e Experimental de Sistemas e Componentes de Refrigeração. Trabalho apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para o Concurso de Livre Docência.

Stoecker, W.F., Jabardo, J.M., 2002, Refrigeração Industrial, Editora Edgard Blücher, São Paulo.

Stoecker, W. F.; Jones, J. W., 1985, *Refrigeração e Ar Condicionado*, editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Thevenot, R., 1979, *A History of Refrigeration Throughout the World*. Paris, France, International Institute of Refrigeration.

Throne, J.L., *Thermoforming*, 1987, Carl Hanser Verlag, pp. 300, 1987

Van Wylen, G. J., Borgnakke, C., Sonntag, R. E., 1998, *Fundamentos da Termodinâmica*, Editora Edgard Blucher, São Paulo.

Winandy, E., Saavedra, C. O., Lebrun, J., 2002, Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering* 22, p. 107-120.

Yasuda, H., Touber, S. Machielsen, C.H.M., 1985, Simulation Model of a Vapour Compression Refrigeration System. *ASHRAE Transactions*, n. 2787, p. 408-425

12.1 Referências na Internet

API, 2006, API Heat Transfer, www.apiheattransfer.com, Nova York, EUA.

Copeland, 2006, Emerson Co., www.copeland-corp.com, St. Louis, EUA.

Evacon, 2006, Evacon Refrigeração, www.evacon.com.br, São Paulo, Brasil.

Pure lubricants, 2006, www.purelubricants.com, California, EUA.

TIPSA, 2006, Termodinâmica Industrial del Pacífico, S.A. de C.V., www.tipsacv.com, Mazatlán, Sinaloa, México C.P.

VRC, 2006, AES Corporation, www.vrcco.com, Arizona, EUA.

Anexos

I. Tela principal do programa de simulação

Simulação de Resfriadores de Líquidos

Eng. Marco Aurélio Lopes

Versão 1.0 de 17/12/2006

Dados de Entrada		Dados de Saída	
Temperatura de entrada da água:	10 °C	Temperatura de retorno da água	13,7 °C
Vazão de água:	2000 L/h	Temperatura de evaporação:	1,5 °C
Evaporador	EV-3,0	Pressão de evaporação:	73 psig
Fluido de condensação	ar	Temperatura de condensação:	49,3 °C
Compressor	ZR34KC	Pressão de condensação:	266 psig
Válvula de expansão	TEX2 - 3	Vazão de refrigerante:	145,9 kg/h
Condensador a água Condensador: CFA-3 Vazão de água de condensação: 1800 L/h Temperatura da água de condensação: 29 °C		Capacidade efetiva: 7.333 kcal/h Potência consumida: 2.719 W COP sistema: 3,14	
Condensador a ar Temperatura ambiente: 35 °C Vazão de ar: 3000 m³/h Diâmetro dos tubos: 10 mm Espessura dos tubos: 0,25 mm Número de tubos: 22 tubos Número de filas: 5 filas Distância entre tubos longitudinal: 22 mm Distância transversal: 25,4 mm Comprimento aletado: 580 mm aletas por polegada: 12 aletas espessura das aletas: 0,11 mm número de circuitos: 11 circuitos			

II. Tela da planilha de cálculo

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Número máximo de iterações	200				Erro desejado	menor de	5				Linha da última iteração	186						
EVAPORADOR																		
N	Área Interna Tubo - Ai	Área Externa Tubo - Ae	Velocidade da Água	Número de Reynolds Re	Número de Prandtl - Pr	Coefficiente Película he	Vazão em massa	Velocidade mássica	Reynolds Re	Coefficiente F	térmica refrig. (liq)	Coefficiente Película hi	Coefficiente Global - U	UA	Temper. De Retorno	Temper. De Evaporação	Pressão de Evaporação	Entalpia - vapor
0	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,092	42,42	3069	967	0,094316	490,2	414,9	933,4	14,0	1,90	0,53	405,59
1	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,096	73,38	5308	967	0,094316	759,9	593,0	1334,2	14,1	0,61	0,51	405,12
2	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,093	71,26	5156	967	0,094316	742,4	582,2	1310,1	13,7	1,47	0,52	405,43
3	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,095	72,35	5234	967	0,094316	751,4	587,8	1322,5	13,8	1,24	0,52	405,35
4	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,04	5212	967	0,094316	748,9	586,2	1319,0	13,8	1,31	0,52	405,38
5	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,12	5218	967	0,094316	749,6	586,7	1320,0	13,8	1,30	0,52	405,37
6	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,09	5216	967	0,094316	749,3	586,5	1319,6	13,8	1,31	0,52	405,37
7	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,10	5216	967	0,094316	749,3	586,5	1319,6	13,8	1,31	0,52	405,38
8	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,09	5215	967	0,094316	749,3	586,5	1319,6	13,8	1,32	0,52	405,38
9	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,09	5215	967	0,094316	749,2	586,4	1319,5	13,8	1,32	0,52	405,38
10	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,08	5215	967	0,094316	749,2	586,4	1319,5	13,8	1,32	0,52	405,38
11	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,08	5215	967	0,094316	749,2	586,4	1319,4	13,8	1,33	0,52	405,38
12	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,07	5214	967	0,094316	749,1	586,4	1319,4	13,8	1,33	0,52	405,38
13	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,07	5214	967	0,094316	749,1	586,4	1319,3	13,8	1,34	0,52	405,39
14	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,06	5214	967	0,094316	749,1	586,3	1319,3	13,7	1,34	0,52	405,39
15	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,06	5213	967	0,094316	749,0	586,3	1319,2	13,7	1,34	0,52	405,39
16	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,06	5213	967	0,094316	749,0	586,3	1319,2	13,7	1,35	0,52	405,39
17	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,05	5213	967	0,094316	748,9	586,3	1319,1	13,7	1,35	0,52	405,39
18	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,05	5212	967	0,094316	748,9	586,3	1319,1	13,7	1,36	0,52	405,39
19	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,04	5212	967	0,094316	748,9	586,2	1319,0	13,7	1,36	0,52	405,39
20	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,04	5212	967	0,094316	748,9	586,2	1319,0	13,7	1,36	0,52	405,39
21	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,04	5212	967	0,094316	748,8	586,2	1319,0	13,7	1,37	0,52	405,40
22	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,03	5211	967	0,094316	748,8	586,2	1318,9	13,7	1,37	0,52	405,40
23	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,03	5211	967	0,094316	748,8	586,2	1318,9	13,7	1,37	0,52	405,40
24	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,03	5211	967	0,094316	748,7	586,2	1318,8	13,7	1,38	0,52	405,40
25	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,02	5211	967	0,094316	748,7	586,1	1318,8	13,7	1,38	0,52	405,40
26	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,02	5210	967	0,094316	748,7	586,1	1318,8	13,7	1,38	0,52	405,40
27	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,02	5210	967	0,094316	748,7	586,1	1318,7	13,7	1,39	0,52	405,40
28	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,01	5210	967	0,094316	748,6	586,1	1318,7	13,7	1,39	0,52	405,40
29	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,01	5210	967	0,094316	748,6	586,1	1318,7	13,7	1,39	0,52	405,41
30	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,01	5209	967	0,094316	748,6	586,1	1318,6	13,7	1,39	0,52	405,41
31	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,00	5209	967	0,094316	748,6	586,0	1318,6	13,7	1,40	0,52	405,41
32	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,00	5209	967	0,094316	748,5	586,0	1318,5	13,7	1,40	0,52	405,41
33	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,00	5209	967	0,094316	748,5	586,0	1318,5	13,7	1,40	0,52	405,41
34	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	72,00	5209	967	0,094316	748,5	586,0	1318,5	13,7	1,41	0,52	405,41
35	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	71,99	5208	967	0,094316	748,5	586,0	1318,4	13,7	1,41	0,52	405,41
36	9,2E-01	1,0E+00	0,210	2,4E+03	9,51	2430	0,094	71,99	5208	967	0,094316	748,4	586,0	1318,4	13,7	1,41	0,52	405,41