



BRUNO GIMENEZ FERNANDES

Otimização Econômica de um Sistema Bomba de Calor e Reservatório Térmico para Aquecimento de Água para fins Domésticos em Edifício.

126/2012

CAMPINAS
2012



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

BRUNO GIMENEZ FERNANDES

**Otimização Econômica de um Sistema Bomba de
Calor e Reservatório Térmico para Aquecimento de
Água para fins Domésticos em Edifício**

Orientador: Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO
ALUNO: BRUNO GIMENEZ FERNANDES, E
ORIENTADA PELO PROF. DR. JOSÉ RICARDO
FIGUEIREDO



ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS,
2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

F391o Fernandes, Bruno Gimenez
 Otimização econômica de um sistema bomba de calor e reservatório térmico para aquecimento de água para fins domésticos em edifício / Bruno Gimenez Fernandes. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

 Orientador: José Ricardo Figueiredo.
 Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

 1. Bomba de calor. 2. Trocadores de calor. 3. Reservatório térmico. 4. Simulação. 5. Otimização. I. Figueiredo, José Ricardo, 1953-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Economic optimization of a system heat pump and thermal storage tank for heating water for domestic purposes in building

Palavras-chave em Inglês: Heat pump, Heat exchangers, Thermal reservoir, Simulation, Optimization

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Rogério Gonçalves dos Santos, Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da defesa: 26-10-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

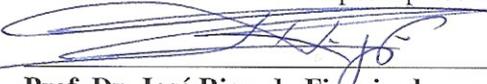
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACÂDEMICO

Otimização Econômica de um Sistema Bomba de
Calor e Reservatório Térmico para Aquecimento
de Água para fins Domésticos em Edifício.

Autor: **Bruno Gimenez Fernandes**

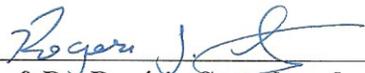
Orientador: **Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta dissertação



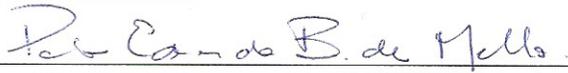
Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo

UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos

UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Centro Universitário da FEI/ DEM

Campinas, 26 de Outubro de 2012

Este trabalho é dedicado a minha mãe, Maria Aparecida Gimenez, pelo apoio e compreensão de meus altos e baixos e por sempre pensar em mim em primeiro lugar.

Agradecimentos

Agradeço o meu orientador Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo pelo qual sem a ajuda e apoio dele, este trabalho não seria possível de ser concretizado, pela sua paciência, por sempre me atender em minhas dúvidas e me direcionar em minha pesquisa.

Aos meus amigos da Unicamp Obed Alexander Córdova Lobatón, Ismael Marchi, Wilson Beninca, Marco Antonio Sampaio, Thiago Parente, David Almeida, Marcelo Toshi Murai, Giselle Azevedo, Rafael e Fábio Santiago que estiveram ao meu lado e direcionaram meus estudos em pequenas partes, nos meus momentos de dúvidas.

Aos colegas do departamento de energia. Reynaldo Palacios, João Mosqueira, Chris Santim, Danilo Carvalho, Edwin, Adilson, Max, Alisson, Vicente Moreira e minhas amigas do ITA.

A toda minha família, em especial minha mãe Maria Aparecida Gimenez, meus primos Dennys, Douglas, Cinthya Fernandes Higashi, Rafael, Mariana e Juliana Gimenez Rodrigues, Carol, Marcia, Vanessa Rucky e a meus irmãos paternos Yuri Fernandes e Hiago Fernandes, e meus tios e parentes, Rita, Massao, Luis, Leide, Izabel, Maria e Toninho por toda a compressão e apoio em minhas decisões.

A todos os meus amigos de São Paulo, pela compreensão, carinho e atenção que tiveram comigo em toda a minha vida.

A todos os colaboradores da Seção de Pós – Graduação.

A CAPES pelo apoio financeiro, com o Programa de Bolsas de Estudo.

O coração tem suas razões, que a própria razão desconhece

BLAISE PASCAL

Resumo

O objetivo do presente trabalho está na otimização econômica de um sistema com bomba de calor utilizado no aquecimento de água para banho em um edifício com reservatório térmico, para armazenamento de água quente. A otimização da bomba de calor envolve relações termodinâmicas, econômicas, de transferência de calor e mecânica dos fluidos, com o objetivo de obter o menor custo de aquecimento equivalente (*CEA*) da bomba de calor e do sistema. Dando continuidade a outros trabalhos já realizados na Unicamp, destacam-se neste trabalho a inclusão de perdas de carga na bomba de calor, maiores limites das variáveis não lineares a serem otimizadas, relações de transferência de calor mais realistas e a simulação do reservatório térmico de água, obtendo um volume compatível com a demanda do edifício e a eficiência da bomba de calor, durante sua utilização. No projeto preliminar, é utilizado o método de Substituição – Newton Raphson, obtendo as áreas iniciais de transferência de calor dos trocadores de calor (evaporador e condensador), o coeficiente de desempenho (*COP*), vazão do fluido refrigerante R-134a (utilizado na bomba de calor), a potência do compressor, entre outros. No projeto otimizado, os valores obtidos na simulação anterior são considerados como estimativas iniciais no processo de otimização. Nesse processo o algoritmo de otimização escolhido é a Programação Quadrática Sequencial (*SQP*), disponível na função *fmincon* do MatLab[®]. Nas simulações do reservatório térmico, a estimativa de volume foi de 3 a 30 m³, obtendo a variação da temperatura para cada um dos volumes, é avaliado o menor trabalho médio do compressor da bomba de calor, com a variação de cada temperatura do reservatório, para que possa ser escolhido um volume adequado. Na finalização do projeto, são obtidos os melhores valores das áreas de troca de calor do evaporador e condensador, valor mínimo do *CEA* (função objetivo em questão) e volume do reservatório térmico, conforme condições de perdas de calor do sistema (reservatório e tubulação) e trabalhos de entrada, necessários em seu funcionamento.

Palavras chave: Bomba de calor, Trocadores de calor, Reservatório térmico, Simulação, Otimização

Abstract

The purpose of this work is the economic optimization of a system with heat pump used to heat water for bathing in a building with a thermal reservoir for hot water storage. Optimization of heat pump involves thermodynamic relations, economics, heat transfer and fluid mechanics, in order to obtain the lowest cost of heating equivalent (CEA) and heat pump system. Continuing to other work already done at Unicamp, stands out in this work to include pressure losses in the heat pump, higher limits of non-linear variables to be optimized, relations of heat transfer and more realistic simulation of the thermal reservoir water obtaining a volume compatible with the demand of the building and the efficiency of the heat pump during its use. In the preliminary design, the method is used Substitution - Newton Raphson, getting the initial areas of heat transfer of heat exchangers (evaporator and condenser), the coefficient of performance (COP), flow of refrigerant R-134a (used in Heat pump), the compressor power, among others. In the optimized design, the values obtained in previous simulation as initial estimates are considered in the optimization process. In this case the optimization algorithm chosen is the Sequential Quadratic Programming (SQP), available in the MatLab[®] function *fmincon*. In simulations of the thermal reservoir, the estimated volume was 3 to 30 m³, resulting temperature variation for each of the volumes is the lowest rated working medium of the heat pump compressor, with the temperature variation in each reservoir, can be chosen so that a suitable volume. At project completion, the best values are obtained from the areas of heat transfer from the evaporator and condenser, the minimum value of CEA (objective function in question) and the thermal reservoir volume, as conditions of heat losses from the system (tank and piping) and work input required for its operation.

Keywords: Heat pump, heat exchangers, thermal reservoir, Simulation, Optimization

Lista de Ilustrações

Figura 1.1 Representação do sistema bomba de calor e reservatório térmico, com circuito de distribuição de água.....	2
Figura 1.2 Curva de carga horária de consumo da região Sudeste (<i>SINPHA – ELETROBRÁS, 2012</i>).....	5
Figura 3.1 Bomba de calor com único estágio de compressão.....	22
Figura 3.2 Diagramas T vs s e p vs h da bomba de calor.....	23
Figura 3.3 Vista lateral do evaporador de projeto (<i>KAKAÇ, 1991</i>).....	30
Figura 3.4 Setor equivalente da aleta (<i>ROSHSENOW et al. 1998</i>).....	31
Figura 3.5 Exemplos de arranjos de tubos utilizados em trocadores de calor casco e tubo (<i>HEWITT, 1994</i>).....	39
Figura 3.6 Área de ação individual de cada tubo do condensador.....	40
Figura 3.7 Processo de funcionamento do compressor <i>scroll</i> (<i>ASHRAE, 2005</i>).....	42
Figura 4.1 Volume de controle (reservatório térmico).....	44
Figura 4.2 Representação do sistema de distribuição de água quente (figura fora de escala).....	48
Figura 4.3 Variação da massa de retorno de água quente ao longo das 24 horas.....	49
Figura 4.4 Duto transportando fluxo em regime permanente.....	53
Figura 4.5 Diagrama pressão entalpia de um ciclo de compressão a vapor sem perda de carga (A) e com perdas de carga (B).	55
Figura 5.1 Implementação do método <i>SNR</i>	59
Figura 5.2 Fluxograma do projeto de otimização, utilizando-se <i>SQP – fmincon</i>	71
Figura 5.3 Comparação do método numérico com a solução analítica.....	83
Figura 6.1 Comparações da função objetivo (CEA) em diferentes temperaturas do ambiente.....	94
Figura 6.2 Variação da temperatura do reservatório para os diversos volumes.....	96
Figura 6.3 Variação do COP da bomba de calor para os diversos volumes de reservatório.....	100

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 Variáveis e valores principais utilizados nos cálculos de perdas de carga.	55
Tabela 5.1 Argumentos de entrada da função <i>fmincon</i>	74
Tabela 5.2 Argumentos de saída da função <i>fmincon</i>	75
Tabela 5.3 Variáveis de projeto.	76
Tabela 5.4 Especificações do sistema.	80
Tabela 6.1 Variação de Q_c , conforme aumento do volume do reservatório.	86
Tabela 6.2 Dados de entrada ao programa do projeto preliminar.	87
Tabela 6.3 Resultados da simulação do condensador no projeto preliminar.	88
Tabela 6.4 Resultados da simulação do evaporador no projeto preliminar.	88
Tabela 6.5 Resultados da simulação do compressor no projeto preliminar.	88
Tabela 6.6 Configurações e parâmetros do condensador/evaporador para o projeto preliminar. .	89
Tabela 6.7 Resultados da Simulação.	90
Tabela 6.8 Mínimos e máximos dos valores das variáveis.	91
Tabela 6.9 Comparações das variáveis otimizadas.	95
Tabela 6.10 Variáveis otimizadas para o sistema, com os devidos Q_c	97
Tabela 6.11 Comparação dos valores obtidos após otimização do trabalho de Córdova e o presente trabalho.	98
Tabela 6.12 Comparações dos valores obtidos após otimização, nas condições do sistema.	99

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras latinas

<i>A</i>	Área	[m ²]
<i>A_c</i>	Parâmetro adimensional de Churchill	
<i>A_{ps}</i>	Área lateral livre	
<i>b</i>	Coefficiente de restrição linear	
<i>B</i>	Parâmetro adimensional de Churchill	
<i>Bo</i>	Número de ebulição	
CEA	Custo equivalente por unidade de calor	[R\$/kWh]
COP	Coefficiente de desempenho da bomba de calor	
<i>c</i>	Taxa de capacidade calorífica dos fluidos	
<i>ca</i>	Constante utilizada para as funções de Helmholtz	
<i>cm</i>	Constante utilizada para as funções de Helmholtz	
<i>C_o</i>	Parâmetro de convecção	
<i>C_{oc}</i>	Custo por consumo elétrico	
<i>C_p</i>	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
<i>C_t</i>	Custo de tubo por metro linear	[R\$/m]
<i>D</i>	Diâmetro [m]	
<i>d_b</i>	Direção de busca	
<i>d</i>	Derivativo	
EDO	Equação diferencial ordinária	
<i>F</i>	Fator de anuidade	
<i>F_r</i>	Número de Froude	
<i>f</i>	Fator de atrito de Darcy	
<i>fo</i>	Função objetivo	
<i>G</i>	Fluxo mássico	[kg/(s.m ²)]
<i>g</i>	Gravidade	[m/s ²]
<i>g_i</i>	Taxa de inflação anual por custo de energia	

H	Horas de operação por ano	
h	Entalpia específica	[J/kg]
h _o	Entalpia de estagnação	
h _e	Incremento no método de Euler	
h _l	Perdas de carga na bomba de calor	
i	Taxa de juros	
j	Fator de Colburn	
k	Condutividade térmica	[W/mK]
L	Função Lagrangeana	
l	Espaçamento entre tubos do condensador	[m]
<i>lb</i>	Limite mínimo da variável	
m	Fluxo de massa	[kg/s]
N	Número de tubos	
NUT	Número de unidades de transferência	
Nu	Número de Nusselt	
n	Número médio de tubos na coluna vertical	
P	Pressão (absoluta)	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	
Q	Fluxo de calor	[W]
q	Fluxo de calor específico	[J/kg]
R	Resistência térmica por incrustamentos	[m ² K/W]
Re	Número de Reynolds	
S	Espaçamento entre tubos do evaporador	[m]
s	Entropia	[kJ/(kg.K)]
se	Espaçamento entre duas aletas	[m]
T	Temperatura	[K]
t	Espessura da aleta	
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
ub	Limite máximo da variável	
V	Volume	[m ³]

V_r	Volume do reservatório	$[m^3]$
VP	Valor presente	
W	Fluxo de trabalho	$[W]$
W_T	Potência total do sistema	$[W]$
w	Potência específica	$[W/kg]$
x	Variáveis da função objetivo	
X	Vetor de variáveis	

Letras gregas

α	Coeficiente de transferência de calor por convecção	$[W/(m^2K)]$
Δ	Varição ou incremento	
ε	Efetividade de transferência de calor	
η	Eficiência	
μ	Viscosidade dinâmica	$[(N.s)/m^2]$
ν	Volume específico	$[m^3/kg]$
ξ	Título da mistura líquido-vapor	
ρ	Densidade	$[kg/m^3]$
σ_i	Vetor multiplicador de Lagrange	
υ	Taxa de deslocamento da câmara <i>scroll</i>	$[m^3/s]$
ψ	Função de mérito	

Operadores matemáticos

∂	Derivada parcial
∇	Operador Nabla

Superescritos

<i>t</i>	Teórico, ótimo
<i>r</i>	Transposta da matriz

Subscritos

<i>a</i>	Água
<i>a</i>	Aletas
<i>ad</i>	Adiabático
<i>amb</i>	Ambiente
<i>ar</i>	Ar
<i>bc</i>	Bomba de calor
<i>c</i>	Condensador
<i>cc</i>	Casco
<i>distribuída</i>	Distribuída
<i>e</i>	Evaporador
<i>eletr</i>	Elétrico
<i>eq</i>	Igualdade
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Condição de líquido saturado
<i>ff</i>	Área de escoamento livre
<i>fr</i>	Frontal
<i>g</i>	Condição de vapor saturado
<i>i</i>	Lado interno
<i>ic</i>	Lado interno do condensador
<i>inv</i>	Investimento
<i>iso</i>	Isoentrópico

<i>l</i>	Referente à fase líquida, longitudinal
<i>lv</i>	Fase vapor líquida
<i>max</i>	Máximo
<i>me</i>	Massa de entrada
<i>min</i>	Mínimo
<i>ms</i>	Massa de saída
<i>o</i>	Lado externo
<i>oc</i>	Lado externo do condensador
<i>os</i>	Passagem de ar
<i>reserv</i>	Reservatório
<i>sat</i>	Condição de saturação
<i>sistema</i>	Sistema
<i>sup</i>	Condição de vapor superaquecido
<i>t</i>	Transversal
<i>tf</i>	Fileira de tubos
<i>tg</i>	Parâmetro de convecção correspondente ao vapor
<i>total</i>	Soma de distribuída e localizada
<i>v</i>	Referente à fase de vapor
<i>vent</i>	Ventilador
<i>w</i>	Parede

Abreviações

FOC	Condições de primeira ordem
CEA	Custo equivalente por unidade de aquecimento
CEPAGRI	Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas
KKT	Condições de Karush Kuhn Tucker
SNR	Substituição - Newton Raphson

SQP	Programação Quadrática Sequencial
SOC	Condições de segunda ordem
TEMA	Thermal Exchangers Manufactures Association

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Justificativas do trabalho	3
1.2	Objetivo	7
1.3	Estrutura do trabalho.....	7
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1	Estudos e análises de bombas de calor	9
2.2	Estudos e análises de otimizações de bombas de calor.....	12
2.3	Estudos e análises de trocadores em bombas de calor.....	13
2.4	Estudos e análises de bombas de calor realizadas na FEM - UNICAMP.....	18
3	MODELAMENTO TERMODINÂMICO DA BOMBA DE CALOR.....	20
3.1	Bombas de calor para a geração de água quente	20
3.2	Bomba de calor por compressão de vapor	21
3.3	Evaporador.....	26
3.3.1	Aletas planas de placas contínuas usadas no evaporador	31
3.3.2	Características básicas do ventilador do evaporador.....	33
3.4	Condensador	35
3.5	Compressor <i>scroll</i>	41
4	MODELAMENTO TEÓRICO DO RESERVATÓRIO TÉRMICO E SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA QUENTE	43
4.1	Balanco de energia térmica no sistema.....	43
4.2	Cálculo da espessura mínima do aço inoxidável	50
4.3	Cálculo da potência das bombas centrífugas	51

4.4	Perdas de carga na bomba de calor	53
5	MÉTODOS NUMÉRICOS UTILIZADOS NO MODELAMENTO DO SISTEMA.....	56
5.1	Método de Substituição Sucessiva e de Newton – Raphson	56
5.2	Método de Substituição - Newton Raphson (SNR).....	57
5.3	O MatLab®	62
5.4	Otimização	62
5.4.1	Problemas irrestritos	65
5.4.2	Problemas restritos	66
5.4.3	Método para Programação Quadrática Sequencial (SQP).....	68
5.4.4	Implementação do método SQP em Ambiente MatLab®	71
5.4.5	Determinação da Função Mérito	73
5.4.6	A Função “ <i>fmincon</i> ” do MatLab®	73
5.4.7	Definição das Variáveis do Projeto e Metodologia	75
5.4.8	Definição da Função Objetivo e parâmetros econômicos	76
5.4.9	Especificação do Sistema	80
5.5	Método de Euler.....	81
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	84
6.1	Condições de projeto	85
6.2	Projeto preliminar	87
6.3	Resultados do projeto otimizado da bomba de calor	90
6.4	Resultados da simulação do sistema.....	96
7	CONCLUSÕES.....	101
7.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	102
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103

ANEXO 1.....	112
ANEXO 2.....	114
ANEXO 3.....	115
ANEXO 4.....	116
ANEXO 5.....	118

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento da demanda de energia elétrica em prédios residenciais, e a necessidade cada vez maior do consumo perante aos equipamentos ora adquiridos, torna-se um desafio inegável e real que devam ser estudadas alternativas racionais, de baixo custo e que agridam menos o meio ambiente, postergando assim, a construção de novas usinas de geração de energia elétrica.

Diversos trabalhos e avanços tecnológicos convergem nessa direção, com a finalidade de criar mecanismos que otimizem o emprego de fontes energéticas.

A proposta de estudo nesse trabalho é o aquecimento da água de banho em condomínios por meio de uma bomba de calor acoplada a um reservatório térmico de água. São realizadas simulações numéricas buscando obter a máxima eficiência do sistema (bomba de calor e reservatório térmico), empregando parâmetros termodinâmicos, correlações de transferência de calor e perdas de carga.

O reservatório térmico de água é estudado de forma a obter, com o equacionamento de transferência de calor, a distribuição de temperatura ao longo do dia, para cada um dos volumes selecionados, de acordo com as condições de demanda. Desta forma, a Figura 1.1 mostra a representação do sistema contendo bomba de calor, bomba centrifuga para recirculação de água, reservatório térmico e tubulações de distribuição.

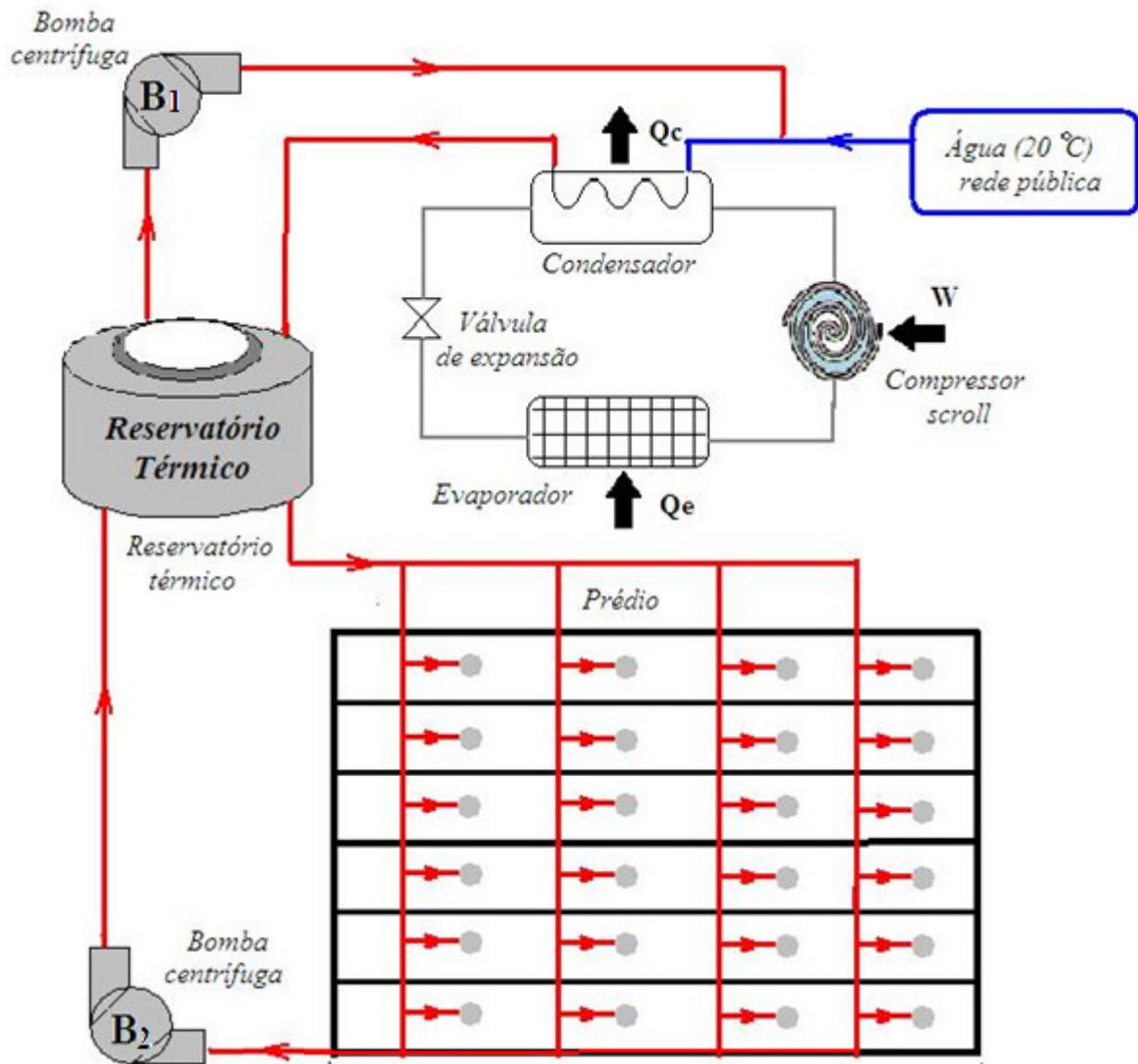


Figura 1.1 Representação do sistema bomba de calor e reservatório térmico, com circuito de distribuição de água.

A bomba de calor apresenta dois trocadores de calor, sendo eles o condensador e o evaporador. O condensador realiza a transferência de calor do fluido refrigerante, para o aquecimento de água. Neste trabalho somente foi aproveitada a água quente na saída do condensador. Segundo *BEJAN (1996)* esses trocadores podem ser classificados de diversas formas, dependendo do seu tipo de construção (casco e tubo, placas, tubos aletados) e arranjos de escoamento.

O evaporador é o trocador de calor responsável pela retirada de calor do ar que será transferido para o fluido refrigerante. Podendo apresentar uma grande variedade na sua construção, desta forma determinando a influência de cada uma das suas variáveis geométricas, sobre seu desempenho.

Destacam-se entre os parâmetros geométricos, os espaçamentos transversais e longitudinais entre os tubos, o número de tubos e seus diâmetros, a espessura dos mesmos, a forma de arranjo, e área de transferência de calor. Tendo parâmetros operacionais como a temperatura do ar ambiente, temperatura inicial do reservatório térmico e potência projetada do condensador.

1.1 Justificativas do trabalho

As bombas de calor oferecem de maneira eficiente, em termos energéticos, aquecimento em diversas aplicações, permitindo uma economia de energia elétrica, tendo como benefícios reduções de impactos ambientais e de emissões de gases do efeito estufa, operação segura e confiável.

Desta forma, é escolhido um prédio residencial para a instalação do sistema. Diferente de casas, onde existe a possibilidade da instalação de painéis solares para geração de água quente para banho, em edifícios a área disponível por pessoas é menor, inviabilizando a utilização de painéis solares de forma efetiva.

O consumo de energia elétrica para o aquecimento de água é estimado com o software de simulação *SINPHA*, onde se obtém dados de consumo residencial no Brasil por regiões, no caso, a região sudeste (*FLORA, 2008*). Nesta simulação foram incluídos os eletrodomésticos conforme Figura 1.2. Onde o maior consumo elétrico ocorre entre as 6 e 8 horas, e das 17 às 21 horas, podendo-se observar que o maior consumo se dá pelo chuveiro elétrico, destacado na Figura 1.2.

No prédio residencial escolhido, são estimados 9 andares mais o térreo, considerando 4 apartamentos por andar. Sendo em média de 4 pessoas por apartamento, tem-se um total de 160 moradores no edifício.

O investimento inicial em equipamentos da bomba de calor é maior do que em sistemas convencionais de aquecimento (que utilizam energia elétrica como fonte principal). Esses gastos a mais, são absorvidos ao longo de um terço de vida útil do funcionamento da mesma (CÓRDOVA LOBATÓN, 2011). Bombas de calor não produzem localmente emissões de dióxido de carbono que contribuem no aquecimento global, como os aquecimentos tradicionais a gás ou a lenha.

O chuveiro elétrico é um equipamento simples e de baixo custo, mas com enorme irreversibilidade termodinâmica, resultando em um alto gasto energético. Em consequência, há maior consumo residencial de energia elétrica por uso de chuveiros elétricos (FLORA, 2008).

Será estudado o uso de bombas de calor empregando o compressor *scroll*, cuja velocidade de rotação é controlável por um inversor de frequência, método de controle mais eficiente em comparação a outros disponíveis.

A bomba de calor no aquecimento de água apresenta um coeficiente de desempenho (*COP*) elevado, gerando em média de 2,5 a 4 vezes a quantidade de energia empregada no acionamento do sistema. Essa relação é alta devido à transferência de calor de um meio para outro. A energia elétrica (utilizada no motor que aciona o compressor *scroll*) possibilita a compressão do fluido refrigerante no ciclo, tendo-se a transferência do calor do ar ambiente para o fluido refrigerante no evaporador, e aquecimento da água na saída do condensador (com a transferência de calor do fluido refrigerante para a água).

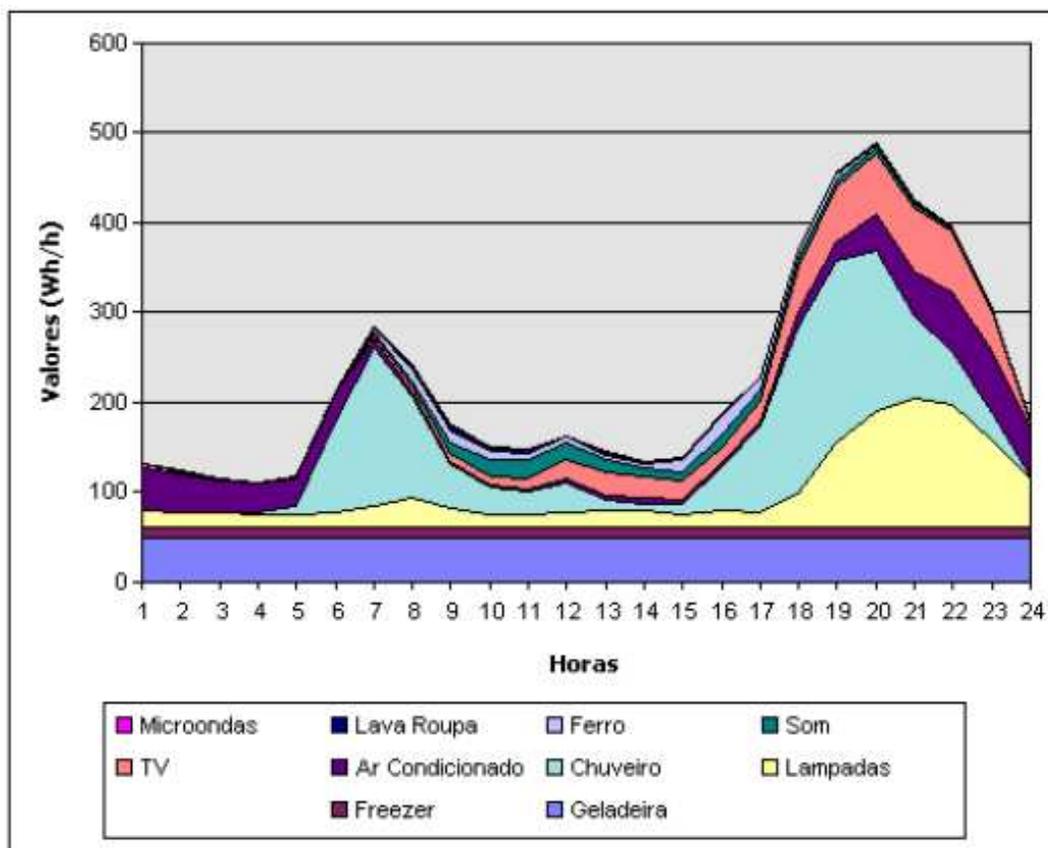


Figura 1.2 Curva de carga horária de consumo da região Sudeste (*SINPHA – ELETROBRÁS, 2012*).

Se for analisado apenas o consumo energético provindo do consumo do chuveiro elétrico, observa-se que o mesmo é responsável por boa parte do consumo residencial, especialmente nos horários de pico (6 às 8 horas e 17 às 21 horas).

As simulações termodinâmicas, que antecedem os cálculos de otimização, são realizadas com o uso do método de Substituição – Newton Raphson (*SNR*) proposto por *FIGUEIREDO et al. (2002)*, tornando mais rápida a resolução dos equacionamentos termodinâmico e de transferência de calor, do que apenas o método de Newton – Raphson (*NR*).

A otimização da bomba de calor é considerada na condição ambiental média do funcionamento do equipamento. Para tal, o sistema que envolve a bomba de calor pode ser

equacionado com o uso de um sistema de equações e restrições não lineares, que é resolvido com o método de Programação Quadrática Sequencial (*SQP*) do Toolbox no *fmincon* do ambiente MatLab®. O método escolhido é relativamente recente, sendo considerado por alguns autores como um dos melhores métodos de otimização não linear com restrições, em comparação a outros como o método de otimização paramétrica ou dinâmica (*SINGIRESU, 2009*).

Na obtenção da variação de temperatura do reservatório térmico ao longo do dia, é utilizado o método de Euler. Este permite uma aproximação satisfatória do valor real, embora trunque a série de Taylor após a primeira derivada, sendo o método mais simples de interação em relação aos de Runge – Kutta e Euler modificado, e suprimindo as necessidades do problema em questão. A variação de temperatura do reservatório está em função do fluxo de calor proveniente do condensador (\dot{Q}_c) e de seu volume, este é variado em uma faixa de 3 a 30 m³ (valores escolhidos para as análises das diversas distribuições de temperatura).

Este trabalho dá continuidade a outros realizados na FEM - UNICAMP em relação a bombas de calor, com a finalidade de aquecer água em prédios residenciais para chuveiros com sistema central coletivo. Destacando-se como diferencial dos outros trabalhos, o presente trabalho considera, nas simulações e otimizações, as perdas de carga na bomba de calor, relações de transferência de calor mais realistas e um estudo do sistema, bomba de calor e reservatório, para obtenção do melhor volume deste, perante as necessidades de demanda do edifício. A otimização do sistema considera a energia elétrica consumida pelas bombas centrífugas para recirculação de água quente, bem como as perdas nas tubulações de distribuição de água e do reservatório térmico. Para minimizar estas perdas são utilizados como isolante térmico o poliuretano expandido no reservatório e tubulações. A otimização permite reduzir custos de investimento e de operação, ao longo de suas 18 horas de trabalho (das 5 às 23 horas) por dia.

1.2 Objetivo

O presente trabalho visa apresentar uma alternativa na geração de água quente para banho, em prédios residenciais para chuveiros com sistema central coletivo. Será estudada a otimização econômica do sistema, constituído pela bomba de calor, tubulações de recirculação de água quente e reservatório térmico. Desta forma, estuda-se o funcionamento da bomba de calor, com o objetivo de otimizar o sistema, mediante uma análise econômica que permita reduzir os custos de instalação e operação (sendo estes dois contidos na função objetivo da otimização, custo equivalente de aquecimento (*CEA*)).

O reservatório térmico é estudado de forma separada, sendo realizado um estudo das variações da temperatura das 24 hs, obtendo um coeficiente de desempenho (*COP*) médio durante o dia para a especificação do volume do reservatório.

1.3 Estrutura do trabalho

No capítulo 2 é realizada uma revisão da literatura sobre bombas de calor e implementação de sistemas de aquecimento de água para uso em chuveiros. A revisão bibliográfica está organizada por ordem cronológica para os diferentes tópicos, sendo eles: bombas de calor; otimização das bombas de calor; análise de trocadores de calor; trabalhos recentes desenvolvidos na FEM - UNICAMP.

O capítulo 3 apresenta uma descrição das bombas de calor por compressão de vapor, bem como seu princípio de funcionamento e justificativas, de gerar água quente para uso em prédios residenciais, especialmente em chuveiros, utilizando o ar ambiente como fonte de calor. Apresenta também uma descrição do funcionamento e equacionamento de cada um de seus componentes, em destaque o compressor *scroll*. São estimadas também as condições iniciais de projeto, como a demanda de calor necessário para um prédio residencial de médio porte.

O capítulo 4 apresenta a modelagem do reservatório térmico, tubulações do edifício e bombas centrífugas para a recirculação de água quente. No reservatório é apresentado o cálculo da sua espessura mínima e perdas térmicas, nas bombas centrífugas é apresentado o cálculo da sua potência e considerações de perda de carga no circuito de distribuição de água quente e na bomba de calor.

O capítulo 5 aborda a formulação proposta e a metodologia de resolução da modelagem da bomba de calor. Neste capítulo é apresentada uma descrição do método de Substituição-Newton Raphson e do método de Euler, este utilizado para a obtenção da distribuição de temperatura do reservatório térmico ao longo do dia. Também apresenta o problema geral de otimização, para casos não lineares com restrições, bem como os fatores econômicos utilizados, as condições ótimas de operação, o método dos Multiplicadores de Lagrange e as condições de Karush - Kuhn – Tucker para otimização realizada na bomba de calor e a função *fmincon* do MatLab[®] utilizada durante o processo de otimização.

O capítulo 6 apresenta os resultados e discussões do presente trabalho e comparações com o trabalho de *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)*, desenvolvido na FEM - UNICAMP, comparando os resultados do mesmo, com as considerações de perdas de carga na bomba de calor, relações de transferência de calor mais realistas, e mudanças de algumas restrições nas variáveis não lineares de otimização. Também são apresentados os resultados das simulações realizadas no reservatório de água quente, obtendo a distribuição de temperatura ao longo do dia em função do melhor volume do reservatório.

O capítulo 7 apresenta as conclusões de implementações de sistemas deste tipo, bem como as discussões dos resultados do presente trabalho (com o destaque das perdas de carga, outras relações de transferência de calor e estudo do reservatório térmico), com trabalhos realizados anteriormente. Por fim, é apresentada a bibliografia e anexos utilizados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estudos e análises de bombas de calor

Em trabalho de *ILHA (1994)* foram classificados os sistemas prediais de água quente em individual, central privado e centrais coletivas. O sistema individual realiza a alimentação de um único ponto de utilização, sem a necessidade de uma rede de água quente. O sistema central privado consiste em um equipamento responsável pelo aquecimento de água com uma rede de tubulações que distribuem água para vários pontos de utilização pertencentes a uma mesma unidade, como por exemplo um apartamento. Por último, o sistema central coletivo é constituído por uma unidade geradora de água quente e uma rede de tubulações, que alimentam os pontos de mais de uma unidade, como por exemplo um prédio residencial.

JOSEPH e WILCO (2002) realizaram o estudo de desempenho energético de bombas de calor utilizadas em hotéis de climas subtropicais. Dois hotéis de Hong Kong foram investigados neste estudo. No primeiro caso, foi instalada uma bomba de calor ar-água (sendo água o fluido que absorve calor no condensador e o ar ambiente resfriado no evaporador) para fornecer aquecimento de uma piscina durante o inverno. No segundo caso, foram instaladas três bombas de calor água-água (como fluido de troca, água no condensador e evaporador) para complementar uma caldeira existente para abastecimento de água quente. O calor e a eficiência energética da bomba foram avaliados em termos do *COP*. O *COP* da bomba de calor ar-água variou de 1,5 a 2,4 durante o período, já para a bomba de calor água-água o *COP* médio encontrado foi de 1,75. Obteve-se com o uso das bombas de calor, uma maior eficiência energética e economia de energia para o hotel.

JORDAN et al. (2002) desenvolveram uma bomba de calor do tipo água-água cujo motor é acionado com biogás proveniente da digestão anaeróbica de esterco bovino, aplicada no resfriamento de leite e aquecimento de água utilizada na limpeza e desinfecção de equipamentos. Para uma significativa redução da potência consumida do equipamento, utilizaram-se no lugar do

evaporador tipo expansão direta da bomba de calor, uma serpentina montada num tanque de água, para termo-acumulação de gelo do lado frio.

A bomba de calor foi dimensionada com base em uma fazenda de produção de leite, para uma média diária de 20 litros de produção por vaca, sendo ordenhados 600 litros pela manhã e 400 litros à tarde. A bomba de calor trabalhou no intervalo de 10 horas entre cada ordenha. Com a termo-acumulação de gelo, a capacidade média para a bomba de calor foi de 2,09 kW. O fluido refrigerante utilizado foi o R22. A temperatura de condensação foi de 50 °C, que é a temperatura de condensação máxima de projeto. O *COP* teórico, obtido nas simulações foi de 3,62 para o sistema de resfriamento e, de 4,62 para o sistema de aquecimento.

WINANDY et al. (2002) analisaram os principais processos que afetam a taxa de fluxo de refrigerante, potência e temperatura de descarga, para um modelo simplificado de bomba de calor com compressor *scroll*. O modelo foi capaz de calcular as variáveis de primeira importância do sistema, como a taxa de fluxo de massa, a energia elétrica e a temperatura de descarga, bem como variáveis secundárias, como sucção de aquecimento, e as perdas ambientais.

RENEDO et al. (2006) estudaram a eficiência de uma bomba de calor água – água para instalações de ar condicionado de maior porte e consumo, propondo um projeto que otimize os seus elementos. Sendo um sistema de ar condicionado que requer um *chiller* e um aquecedor, uma bomba de calor de duplo efeito apresentou grande competitividade.

CHAGURI JUNIOR (2009) analisou as variáveis de um sistema predial de aquecimento central a gás, e o impacto na implantação dos sistemas de monitoração e gestão. Estudou as características de uso de consumo de uma determinada população, introduzindo sistemas de monitoração e gestão que alteraram o dimensionamento das centrais de aquecimento, conforme a demanda. Realizando ensaios de gerenciamento de centrais de aquecimento de água, foi possível obter a redução de perdas térmicas dos sistemas de distribuição sem prejuízo na qualidade do fornecimento de água quente para os usuários.

No estudo de *HEPBASLI (2009)* analisou-se uma bomba de calor com acionamento elétrico de compressão a vapor, em seus aspectos energéticos e exergeticos. A principal vantagem desta sobre as bombas convencionais, que não são acionadas por queimadores a gás, estará no aumento sobre a eficiência operacional alternativa, com *COP* variando entre 1,8 a 5,6 de acordo com a temperatura ambiente e da água . Em escala comercial também é uma tecnologia muito promissora, entretanto sua oferta no mercado atual é baixa.

YOKOYAMA et al. (2009) analisaram o desempenho das bombas de calor ar-água, utilizando como fluido refrigerante o CO_2 , esperando obter economia de energia no abastecimento de água quente residencial. Os estudos foram realizados para a bomba de calor e o tanque de armazenamento com o uso de simulação numérica.

Com o uso de uma bomba de calor com potência calorífica de 4,5 kW fornecendo água quente para um tanque de armazenamento de 370 litros, concluiu-se que a variação diária da demanda de água quente não afetou significativamente as médias diárias do *COP*, ao mesmo tempo em que afetou o volume de água quente.

YAMAGUCHI et al. (2011) realizaram simulações e experimentos de uma bomba de calor com CO_2 para aquecimento de água, desenvolveram modelos de simulação para o condensador, evaporador, compressor e válvula de expansão considerando a termodinâmica e transferência de calor. A capacidade de aquecimento de água da bomba para experimento foi de 22,3 kW à temperatura de 90 °C. A diferença média do *COP* entre os resultados de simulação e o experimento foi de 1,5%, sendo que o mesmo diminuiu com o aumento da temperatura da água de entrada do evaporador.

Foram investigados também no experimento, os efeitos da temperatura do ar exterior no evaporador e taxa de fluxo refrigerante. A faixa de temperatura de entrada de água foi de 10 a 40 °C e a faixa de temperatura do ar exterior foi de 13 a 38 °C.

2.2 Estudos e análises de otimizações de bombas de calor

SANAYE et al. (2004) realizaram o estudo do desempenho de uma máquina frigorífica com o uso de simulações termodinâmicas antes da otimização, incluindo todos os parâmetros térmicos e geométricos. Para tal foi desenvolvido uma função objeto para otimização do custo total por unidade de carga de refrigeração. A função objeto foi minimizada pelo método dos multiplicadores de Lagrange para o sistema de equações não-lineares. Os dados fornecidos pelo fabricante, tais como temperaturas do condensador e evaporador e potência do compressor, foram utilizados para selecionar estes componentes disponíveis diretamente aos consumidores.

O método proposto abrangia tanto os aspectos térmicos e econômicos do projeto, quanto do sistema e seleção de componentes. Assim, o aumento das áreas de transferência de calor do evaporador e condensador acarretou em aumento da taxa de transferência de calor, na forma de resfriamento de carga e rejeição de calor, fornecendo portanto, um aumento no COP.

MURR et al. (2011) realizaram a otimização de três bombas de calor água-água para substituição de uma caldeira utilizada para produzir calor em diferentes níveis de energia, objetivando a recuperação de energia em indústria de laticínios. As bombas tinham seus evaporadores conectados a uma fonte de efluentes e dois destes equipamentos com armazenamento em tanques ao lado do condensador. Os parâmetros selecionados foram os econômicos, termodinâmicos e ambientais, também analisados os custos de investimento e operacionais, obtidos com um sistema que utilizava bomba de calor.

Um método para a otimização, foi a utilização de um algoritmo evolutivo. O modelo econômico permitiu calcular o custo de investimento de todo o sistema e custos operacionais, incluindo os aspectos ambientais, considerando uma taxa de carbono sobre as emissões de CO₂.

Com a otimização do sistema, podem-se reduzir os custos de investimento e de operação da máquina, de maneira a tornar o projeto viável. O modelamento ainda permite a redução do consumo de energia elétrica nas horas de maior demanda, sendo a bomba de calor um sistema economicamente interessante que reduz o custo por unidade de kW gerado, em relação ao

chuveiro elétrico (com o funcionamento a partir do efeito Joule, aquecimento de um filamento devido à passagem de corrente elétrica no mesmo).

2.3 Estudos e análises de trocadores em bombas de calor

GUO et al. (1996) teve como propósito avaliar a troca de calor e o fator de atrito em trocadores de calor aletados de aletas lisas. Utilizando-se a água a 60 °C como fluido interno, com diâmetro da tubulação de 9,52 mm. Foram verificados 15 tipos de trocadores de tubos alternados, com uma variação na espessura da aleta de 0,13 a 0,2 mm, o espaçamento das aletas variou de 1,74 a 3,21 mm e o número de fileiras variou de 2 a 6. Na determinação do conjunto UA e avaliação do fator de Colburn, realizou-se o uso do método de $\varepsilon - NUT$. O espessamento das aletas produziu um efeito desprezível na transferência de calor quando comparado com o número de Reynolds.

BANSAL e PURKAYASHA (1998) fizeram uso de um programa computacional para a determinação das condições de operação de uma bomba de calor que trabalhou em regime permanente com fluidos refrigerantes alternativos. Neste trabalho pôde-se acompanhar a metodologia utilizada no procedimento $\varepsilon-NUT$. Observando os dados experimentais adquiridos para análise do programa elaborado, observou-se que o propano foi uma opção viável para o uso em bomba de calor. Testes foram realizados com temperaturas de evaporação entre -15 e 15 °C e de condensação de 35, 45 e 55 °C. No artigo, destacou-se a larga utilização do método $\varepsilon-NUT$, para determinação do conjunto UA , e a viabilidade de se utilizar um fluido refrigerante alternativo, na elaboração de projetos ecológicos.

KAYS e LONDON (1998) estudaram diversos métodos para o cálculo do desempenho em projetos de trocadores de calor. Existem diversos argumentos a favor do método de $\varepsilon-NUT$ em relação ao método ΔT_{ML} , um destes é que o método de $\varepsilon-NUT$ apresentou uma solução mais direta para o cálculo do desempenho do trocador, enquanto que o outro requer sucessivas

iterações. Desta forma, como regra geral, pode-se adotar o método ε -NUT para projeto e avaliação de trocadores de calor.

SEKULIC et al. (1999) realizaram uma análise mais abrangente dos métodos de determinação da relação entre a efetividade, ε , e o número unidades térmicas, NUT, nos trocadores de calor que operam entre dois fluidos, possuindo arranjos de escoamento simples ou complexos. Para tal os métodos foram classificados em: métodos analíticos, na determinação da solução exata; métodos aproximados, para ajustes de curvas e dados experimentais, e métodos numéricos. São possíveis novas formulações para o método ε -NUT, não presentes na literatura, que podem aparecer devido à presença de trocadores mais compactos ou condições específicas na operação.

YAN et al. (1999) realizaram testes experimentais, para análise da transferência de calor e queda de pressão em um trocador de calor com placas verticais, com o fluido refrigerante R-134a. Para tal, foram escolhidos três tipos de geometrias de placas comerciais, nos dados medidos foi explorada a qualidade na condensação do vapor, coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão. Os resultados mostraram que a transferência de calor na condensação e o coeficiente de queda de pressão aumentaram com o fluxo da massa do refrigerante, sendo o aumento na queda de pressão mais significativo.

MÉNDEZ et al. (2000) analisaram o trocador aletado de uma fileira de tubos, tendo como objetivo entender a hidro-dinâmica do escoamento e relacioná-la à transferência de calor, em função do espaçamento entre as aletas. Utilizando técnicas experimentais e numéricas de visualização de escoamento, foi injetada uma coloração para observação dos vórtices em forma de ferradura, formados no escoamento em frente e ao lado do tubo. A observação dos vórtices foi em função do espaçamento e do número de Reynolds.

Na análise numérica, observou-se que para pequenas linhas de corrente foi formado um perfil simétrico antes e depois do tubo. Com o aumento do espaçamento, surgiu uma separação das linhas de corrente à jusante do tubo formando zonas de recirculação de vórtices. Desta forma, no experimento, estas zonas de recirculação foram aumentando com o espaçamento até que se

juntaram ao escoamento atrás do tubo. Existe ainda um pico máximo do valor de Nusselt junto ao início da placa, atribuído a pequena camada limite térmica. Este valor não pode ser considerado para efeito de cálculo da transferência de calor, pois diminui bruscamente. A região com menor valor de Nusselt para todos os casos de espaçamento é atrás do tubo.

WANG e CHI (2000) fizeram uma análise do desempenho de trocadores de placas planas. Para tal, foi realizada uma análise termo-hidráulica em relação ao número de fileiras de tubos (podendo variar de 1 a 4), espaçamento das aletas e diâmetro dos tubos. Estes podem ter diversos diâmetros externos, sendo o primeiro diâmetro de 9,52 mm escolhido. As velocidades frontais variam de 0,3 a 6,5 m/s, abrangendo o valor de 2,2 m/s da aleta lisa. A condutância na fixação das aletas é de 11000 a 16000 W/m²K. Na determinação do conjunto UA na transferência de calor foi utilizado o método de ε - NUT . Concluiu-se que desempenho da transferência de calor com o espaçamento das aletas, está em função dos valores de Reynolds maiores que 5000 (onde o escoamento passou a ser mais turbulento). Este resultado foi válido para trocadores de uma e duas fileiras de tubos, sendo que para uma fileira o efeito foi mais intenso. Com trocadores de calor de quatro ou mais fileiras, o escoamento se torna periódico o que resultou em um “vórtice controlado”, sendo que, este fez desaparecer o efeito do desempenho da transferência de calor em função do espaçamento das aletas.

ZOGHBI e JABARDO (2000) fizeram uma avaliação da configuração geométrica das aletas sobre o desempenho termo hidráulico de condensadores comerciais de pequeno porte, para a utilização de um sistema de compressão de vapor. A utilização de uma fase líquida implica em que haja variação de temperatura ao longo do tubo, o que não aconteceu na maior parte do interior do tubo quando já havia mudança de fase. Foi observado que o trocador de aletas corrugadas com menor número de fileiras de tubos, menor densidade de aletas, menor espaçamento entre tubos e menor velocidade frontal apresentou um maior valor do coeficiente global de transferência de calor. Na comparação de trocadores de mesma configuração, exceto quanto ao tipo de aleta, a aleta corrugada apresentou um coeficiente global de transferência de calor de 20,3% e 34,3% maior para as geometrias estudadas.

O trabalho de *SPORKET (2001)* mostra o estudo de uma bomba de calor residencial utilizando um condicionador de ar do tipo janela. Os principais objetos desse estudo foram os evaporadores. Dados experimentais foram coletados em duas épocas do ano, nas condições mais severas de consumo, no inverno e verão. Faz-se uso do método de efetividade – número de unidades térmicas ε - *NUT*, que foi adaptado para estar em função dos dados psicrométricos do ar. Observou-se que o coeficiente de desempenho, fica na média anual de 2,6 e o custo operacional é competitivo com o uso do gás liquefeito de petróleo, em aquecedores de passagem. A efetividade do trocador bem como o coeficiente de convecção externo apresentaram valores baixos. Quanto ao fluido refrigerante, este, apresentou condições normais nas saídas dos evaporadores e título baixo na entrada de um deles.

COPETTI et al. (2004) efetuaram uma análise da evaporação de refrigerantes no interior de tubos, para as condições de refrigeração. Com base em dados experimentais, analisou-se e comparou-se o comportamento do coeficiente de transferência de calor, obtendo as caracterizações padrões dos refrigerantes: R22, R-134a e CO₂. Verificaram como os padrões foram alterados pela variação do título (quantidade de fase gasosa) dos refrigerantes em diversas temperaturas de saturação em tubos lisos e microaletados. Nesse trabalho foi desenvolvido um software e uma interface com o programa REFRPOP, o qual possibilitou o acesso às propriedades físicas e termodinâmicas de diversos refrigerantes e misturas. Em tubos lisos foi possível dispor das correlações de boa concordância aos dados dos gases R22 e R-134a, o que não ocorreu para o CO₂. Foi verificada a influência das condições operacionais, principalmente do fluxo de calor e do fluxo de massa, sobre o coeficiente de transferência de calor do escoamento. Maiores efeitos dos fluxos envolvidos se observaram na região de escoamento anular, onde havia a evaporação convectiva. Além disso, foi verificado o incremento na transferência de calor, proporcionado pelos tubos microaletados. Buscaram também, modelos matemáticos para representar o comportamento do coeficiente de transferência de calor no escoamento, verificando os ajustes dos mesmos com os dados experimentais.

BYUN et al. (2007) analisaram numericamente os efeitos do tipo de trocador de calor, refrigerante, configuração interna do tubo, e geometria das aletas sobre o desempenho do evaporador. A análise numérica utilizada foi baseada no método de tubo por tubo desenvolvido

por Domanski (EVSIM – sendo este um modelo de análise numérica baseada em métodos de tubos). Os tipos de trocadores de calor considerados foram do tipo fluxo cruzado e paralelo, os fluidos refrigerantes considerados nos testes numéricos são: R-134a, R-410a e R22. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor do evaporador, com a utilização do R-410a foi superior à taxa relativa aos outros fluidos refrigerantes, enquanto que a queda de pressão total de R-410a foi inferior aos outros. A taxa de transferência de calor do evaporador, com a utilização de tubos reforçados foi duas vezes maior do que o uso de tubos lisos, mas a queda de pressão do tubo reforçado foi de 45-50% maior do que a dos tubos lisos. A taxa de transferência de calor obtida com as aletas de fenda corresponde a 54% a mais, do que as aletas de placa.

BYRNE et al. (2009) realizaram simulações de uma bomba de calor de duplo efeito, projetada para hotéis, moradias de luxo e pequenos edifícios de escritório. Uma grande vantagem deste tipo de bomba, foi realizar simultaneamente o aquecimento e arrefecimento de espaço em um modo dual. Desta forma, o ar ambiente é usado como fonte de equilíbrio na execução do aquecimento ou um modo de refrigeração do espaço, o fluido que deixou o condensador participou na preparação de água quente sanitária durante todo o ano. Durante o inverno, um pouco de energia recuperada por sub-resfriamento do refrigerante, foi armazenada em um tanque de água fria, que não foi usada no resfriamento.

Dois refrigerantes foram estudados, sendo um deles o HFC, R407C outro o CO₂, o primeiro proporcionou um bom desempenho, no entanto, as novas regulamentações levaram a estudos de outros gases aplicados a bombas de calor. Foram desenvolvidos modelos altamente eficientes de compressor e trocadores de calor, para simulações com o CO₂, que se adaptaram muito bem às bombas de calor de duplo efeito, graças à maior quantidade de energia disponível por sub-resfriamento e a rejeição de calor.

AVANÇO (2010) realizou estudos com o modelo computacional EVSIM, que efetuou simulações e caracterização da transferência de calor e massa entre um ambiente externo contendo ar úmido e o refrigerante em evaporadores utilizados em sistemas frigoríficos. Este modelo levou em conta a distribuição do refrigerante ao longo da serpentina em circuitos complexos. O desempenho do evaporador foi calculado por uma análise tubo a tubo. A principal

vantagem do modelo está na análise termodinâmica local e equações de estado para diferentes substâncias. O modelo utilizado aprestou bons resultados com os diversos parâmetros de entrada utilizados, dentre eles a temperatura de saturação do refrigerante, o superaquecimento dele na entrada do compressor, diferentes ângulos entre o fluxo de ar e o evaporador.

O consumo de água quente no setor residencial pode ser relacionado diretamente ao consumo de água para banho no Brasil, alterando, conforme as características de seu uso, apenas a proporção de vazão e temperatura da água. . Assim sendo, em grande parte das residências há um sistema de aquecimento de água com o objetivo de fornecer água na temperatura de conforto para banho, a que segundo *KIELING (1996)* é em torno de 36 °C a 40 °C, com exceções de algumas regiões, devido à temperatura média local elevada, é dispensável o uso de aquecedores de água. Nos trabalhos realizados por *ILHA (1991)*, a temperatura de banho medida foi de 34 °C.

2.4 Estudos e análises de bombas de calor realizadas na FEM - UNICAMP

Em seu trabalho de conclusão de curso, de engenharia de automação e controle, *FLORA (2008)* analisou o consumo de energia elétrica residencial na região sudeste do Brasil, dando destaque ao chuveiro elétrico, como responsável pela maior parte do consumo. Em seu trabalho desenvolveu uma simulação computacional para avaliar a utilização de um compressor do tipo *scroll* com velocidade de rotação controlada por um sistema de controle PID (sistema híbrido, envolvendo vantagens do controlador PI e PD), em uma bomba de calor para aquecimento de água de banho em um prédio residencial. O estudo conclui que mesmo em dia frio o sistema apresenta uma economia energética notória frente ao chuveiro elétrico. Este sistema instalado para um grande número de pessoas, permite diluir os custos de instalação e manutenção.

O compressor *scroll* é usualmente utilizado em bombas de calor para sistemas residenciais e comerciais, a faixa de sua capacidade vai de 3 a 50 kW. Para sua montagem efetiva é necessário que se tenha pequenas tolerâncias entre as partes o que foi possível graças aos últimos avanços da tecnologia.

O movimento rotativo deste tipo de compressor permite um baixo nível de ruído durante seu funcionamento, e possui também uma alta eficiência volumétrica, Este tipo de compressor se destaca, pois sua velocidade é facilmente controlável com o uso de variadores de frequência.

MÜHLEN (2009) desenvolveu um modelo que analisava o funcionamento dos trocadores de calor de uma bomba de calor (condensador e evaporador) e simulou a variação no comportamento com a alteração de diversos parâmetros, com o objetivo de obter um sistema viável de aquecimento de água para banho em um prédio residencial de médio porte, com comportamento previsível ao longo do ano para o clima da região de Campinas. Para tal, utilizou um compressor do tipo *scroll*, com um modelo elaborado por *WINANDY (2002)*, e por meio do método de Substituição Newton – Raphson, pode criar um modelo completo e estudar a iteração dada entre os componentes da bomba de calor.

Em sua dissertação de mestrado, *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* realizou a otimização e simulação de uma bomba de calor para aquecimento de água em prédios residenciais, especialmente no uso de banho na região de Campinas. Os componentes foram otimizados mediante uma análise térmica e econômica que permitiu reduzir os custos de investimento e operação. Para tal, foi utilizado um algoritmo de otimização usando o método de Programação Quadrática Sequencial com a utilização da função *fmincon* do software MatLab[®].

Desta forma, após o desenho ótimo foram simuladas diferentes condições de operação, com o uso do método de Substituição Newton – Raphson. Na modelagem do sistema, desenvolveu um programa computacional com sub-rotinas para o cálculo das propriedades termo físicas do refrigerante, relações termodinâmicas e de transferência de calor detalhadas em cada um dos componentes do sistema.

3 MODELAMENTO TERMODINÂMICO DA BOMBA DE CALOR

Existem determinadas aplicações e situações onde a bomba de calor pode, de forma simultânea, realizar as operações de resfriamento e aquecimento, caracterizando assim uma bomba de calor de duplo efeito. Neste trabalho, será utilizado apenas o fluido quente (água) para banho em prédios na substituição de chuveiros elétricos. Assim, o fluido frio (proveniente do evaporador) não terá aplicação no edifício residencial.

A bomba de calor utilizada neste trabalho apresenta um sistema de um estágio de compressão no ciclo. Com a aplicação das equações termodinâmicas, de mecânica dos fluidos para perdas de carga e de transferência de calor, é obtido o coeficiente de desempenho, entre outros dados operacionais do sistema. O sistema estudado utiliza um evaporador de tubos aletados de placas contínuas, condensador casco e tubo, válvula de expansão termostática e compressor *scroll*.

O coeficiente de desempenho é um dos principais parâmetros a serem maximizados com aplicação de uma bomba de calor. O *COP* pode ser definido como a relação entre o calor rejeitado para o aquecimento e a energia elétrica utilizada no acionamento do compressor. Para uma bomba de calor, seu coeficiente de desempenho é sempre maior que 1,0, podendo este chegar na ordem de 4 ou 5.

3.1 Bombas de calor para a geração de água quente

A aplicação de bombas de calor na geração de água quente consiste nos processos de transferência de calor entre fluidos, por um ciclo termodinâmico para obtenção de água a uma temperatura mais elevada, dado um reservatório térmico para armazenamento de água quente.

A geração de água quente pode visar o conforto do usuário e mais qualidade de vida, mas

também pode ser considerada uma necessidade vital em lugares de latitudes altas, onde os invernos são extremos (MÜHLER, 2009).

As bombas de calor aplicadas na produção de água quente são equipamentos econômicos em consumo de energia, de grande durabilidade e garantem o fornecimento de água aquecida durante o ano todo a preços muito reduzidos; aproveitando cerca de 70% da energia do meio ambiente, neste caso, o calor de entrada no evaporador, a partir do ar. Visto que o Brasil apresenta clima tropical e em épocas de verão, a bomba de calor que utiliza o ar como fonte de calor atinge um *COP* superior à outras bombas de calor com diversas fontes de calor como água ou o solo (CÓRDOVA LOBATÓN, 2011).

3.2 Bomba de calor por compressão de vapor

O modelo utilizado para representação de uma bomba de calor consistiu na variação de projeto desenvolvido por FIGUEIREDO *et al.* (2002), que realizaram a simulação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R-134a, com aplicação do método de Substituição – Newton Raphson (SNR), que foi posteriormente adaptado por FLORA (2008) que utilizou a bomba de calor, focando principalmente no estudo do controle de velocidade de rotação do compressor *scroll*.

Na modelagem numérica realizada por FIGUEIREDO *et al.* (2002) têm-se relações termodinâmicas e relações globais de transferência de calor (principalmente para os dois trocadores de calor, condensador e evaporador) para uma bomba de calor com único estágio de compressão.

Será apresentado um sistema geral de uma bomba de calor com equações gerais termodinâmicas e de transferência de calor, com equacionamento das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R-134a, escolhido por ser um dos fluidos utilizados no mercado tendo menor potencial de depleção da camada de ozônio em comparação com outros fluidos como R-22. Posteriormente será apresentada a modelagem do evaporador de expansão

direta de tubos de aletas com placas contínuas, condensador de casco e tubo e compressor *scroll*, com maior detalhamento nas equações de transferência de calor do evaporador e condensador.

A bomba de calor funciona de forma semelhante a uma máquina frigorífica, ambas transferem energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto. No ciclo é utilizada uma ação de trabalho externo (W do compressor, energia elétrica), conforme Figura 3.1.

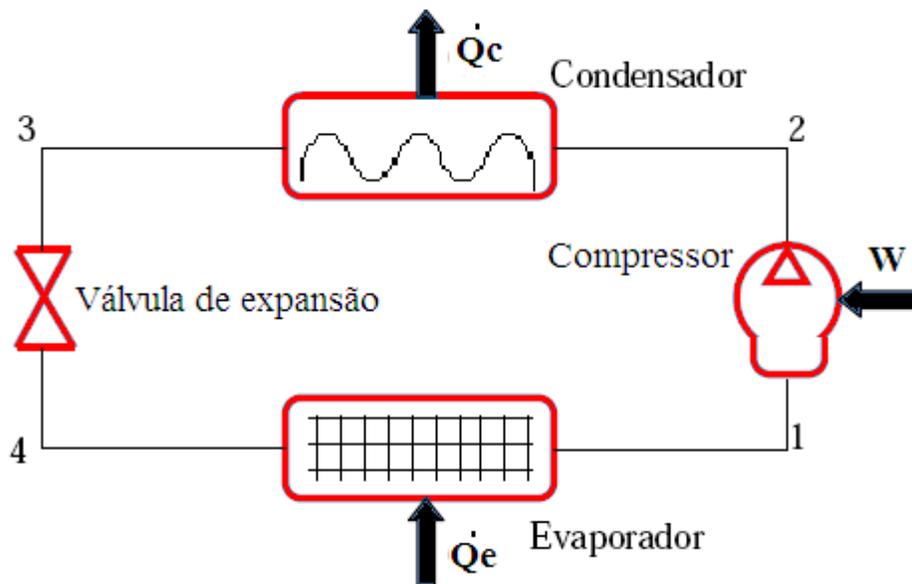


Figura 3.1 Bomba de calor com único estágio de compressão.

Os processos que ocorrem no ciclo da bomba de calor modelado neste trabalho a partir do ponto 1 são, compressão adiabática, sendo vapor superaquecido da saída do compressor, processo de rejeição de calor, estrangulamento em uma válvula de expansão e absorção de calor, no evaporador, respectivamente.

A Figura 3.2 apresenta os diagramas temperatura por entropia e pressão por entalpia, respectivamente (com a mesma numeração do esquema da Figura 3.1), para as condições aplicadas neste trabalho.

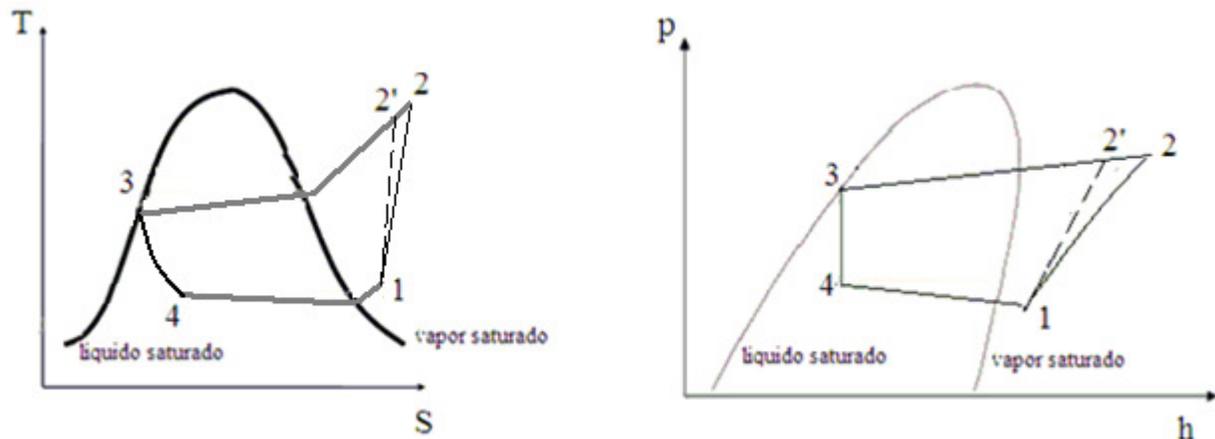


Figura 3.2 Diagramas T vs s e p vs h da bomba de calor

Em regime permanente, assumindo variações desprezíveis de energia potencial e cinética entre a entrada e a saída dos componentes, o balanço de cada componente segundo a primeira lei da termodinâmica pode ser equacionado pelas equações (3.1), (3.2), (3.3) e (3.4).

$$h_2 - h_1 = -w \quad (3.1)$$

$$h_2 - h_3 = q_c \quad (3.2)$$

$$h_1 - h_4 = q_e \quad (3.3)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.4)$$

O trabalho e as taxas de transferência de calor podem ser representados em função de vazão mássica, conforme equações (3.5), (3.6) e (3.7).

$$\dot{m} \cdot w = \dot{W} \quad (3.5)$$

$$\dot{m} \cdot q_c = \dot{Q}_c \quad (3.6)$$

$$\dot{m} \cdot q_e = \dot{Q}_e \quad (3.7)$$

O coeficiente de desempenho do ciclo da bomba de calor (COP) consiste na razão entre a energia pretendida (\dot{Q}_c) e a energia consumida pelo compressor (W), (STOECKER e JONES, 1985), conforme equação (3.8).

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (3.8)$$

As perdas hidráulicas ocorrem nos diversos componentes da bomba de calor, como nos trocadores de calor, bem como na distribuição ao longo da tubulação e nas mudanças de secções localizadas. As perdas mais significativas estão relacionadas ao atrito com a tubulação e nas entradas e saídas dos bocais dos trocadores. A mudança de fase no condensador ocorre do lado externo dos tubos, sendo um escoamento multifásico dentro dos trocadores. Posteriormente, serão melhor detalhadas as perdas de carga na bomba de calor, que farão parte das considerações neste trabalho.

Como hipótese, considera-se que o fluido refrigerante, após a passagem do condensador seja líquido saturado, assim:

$$P_3 = P_{sat}(T_3) \quad (3.9)$$

$$h_3 = h_f(T_3) \quad (3.10)$$

Na saída do evaporador, o fluido refrigerante é considerado superaquecido. Assim, as condições na saída do evaporador implicam que:

$$T_1 = T_{sat}(p_1) + \Delta T \quad (3.11)$$

Sendo T_{sat} a temperatura de evaporação do ponto 1, e ΔT é o incremento de temperatura no superaquecimento, determinado pela válvula de expansão termostática. Neste caso será considerado um $\Delta T = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ (SAVANE *et al.* 2004), no evaporador.

Assumindo-se após a saída do evaporador, as condições de vapor superaquecido são:

$$h_1 = h_{sup}(T_1, p_1) \quad (3.12)$$

$$s_1 = s_{sup}(T_1, p_1) \quad (3.13)$$

$$v_1 = v_{sup}(T_1, p_1) \quad (3.14)$$

Vapor superaquecido é obtido na saída do compressor:

$$T_2 = T_{sup.}(p_2, h_2) \quad (3.15)$$

$$v_2 = v_{sup.}(p_2, h_2) \quad (3.16)$$

Após a passagem pela válvula de expansão existe uma mistura, sendo ξ o título da mistura:

$$h_4 = h_f(T_4) + \xi_4[h_g(T_4) - h_f(T_4)] \quad (3.17)$$

Baseado em uma curva de eficiência isentrópica típica para compressor *scroll* publicadas pela *ASHRAE HVAC (2008)*, têm-se o cálculo da eficiência adiabática conforme equação (3.18).

$$\eta_{ad} = 0,855 - 0,045 \frac{p_2}{p_1} \quad (3.18)$$

A partir da eficiência adiabática η_{ad} , têm-se o trabalho real dado pela equação (3.19).

$$w = \frac{w'}{\eta_{ad}} \quad (3.19)$$

Onde o trabalho ideal pode ser obtido, conforme a diferença de entalpia da equação (3.20) (diferença do ponto 1 e do ponto 2 ideal, correspondente a uma expansão isoentrópica).

$$w' = h_1 - h'_2 \quad (3.20)$$

$$h'_2 = h_{sup}(p_2, s_1) \quad (3.21)$$

A eficiência volumétrica para compressor *scroll* é dada conforme equação (3.22) também baseado em uma curva da *ASHRAE HVAC (2008)*.

$$\eta_{vol} = 1,08 - 0,04 \frac{p_2}{p_1} \quad (3.22)$$

A vazão mássica pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{m} = \frac{\eta_{vol} \vartheta_{camera} \Omega}{v_1} \quad (3.23)$$

Onde ϑ_{camera} é o volume da câmara e Ω a frequência de rotação do compressor.

As taxas de transferência de calor, tanto no evaporador quanto no condensador, são modeladas com o método da efetividade para cada componente, com as diferenças entre a temperatura do fluido interno com mudança de fase e a temperatura de entrada do fluido externo.

$$\dot{Q}_e = \varepsilon_e \dot{m}_e c_e (T_1 - T_{amb}) \quad (3.24)$$

$$Q_c = \varepsilon_c \dot{m}_c c_c (T_{reserv} - T_3) \quad (3.25)$$

3.3 Evaporador

Na maioria dos evaporadores utilizados em refrigeração, o fluido refrigerante muda de fase no interior dos tubos e refrigera o fluido que passa por fora dos tubos. Isto ocorre tanto nos evaporadores inundados tipo termo-sifão, como nos evaporadores secos. O inverso ocorre nos evaporadores tipo “kettle”.

Neste trabalho, o fluido refrigerante recebe calor do ar atmosférico para evaporar, desta forma o mesmo deve ter a temperatura inferior à do ar. Será adotado um evaporador seco, de serpentinas com tubos aletados por placas planas contínuas, no qual o refrigerante escoar por dentro dos tubos e o ar escoar pelo lado de fora. Como se tem o superaquecimento na saída do evaporador e este deve ser controlado, faz-se necessário o uso de uma válvula de expansão termostática.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor entre o refrigerante e o ar, foi

utilizada a correlação proposta do *KANDLIKAR (1990)*, que considera vaporização nucleada, de convecção e estratificada, conforme equações (3.26), (3.27), (3.28) e (3.29).

$$\frac{\alpha_{lv}}{\alpha_t} = C_1(C_o)^{C_2}(25Fr_l)^{C_5} + C_3(B_o)^{C_4}F_{fl} \quad (3.26)$$

$$C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (3.27)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{ie}} \quad (3.28)$$

$$B_o = \frac{q'}{G h_{tg}} \quad (3.29)$$

Sendo C_o o parâmetro de convecção, Fr o número de Froude, G o fluxo mássico do fluido refrigerante e B_o o número de ebulição.

Onde se $C_o < 0,65$ então:

$$C_1 = 1,1360$$

$$C_3 = 667,2$$

$$C_5 = 0,3$$

$$C_2 = -0,9$$

$$C_4 = 0,7$$

E se $C_o > 0,65$ alteram-se C_1 , C_2 e C_3 :

$$C_1 = 0,6683$$

$$C_2 = -0,2$$

$$C_3 = 1058$$

Separar o procedimento anterior em duas regiões resulta numa descontinuidade em $C_0 = 0,65$. Esta descontinuidade é eliminada pela correlação de *SHAH et al. (1985)*, por elevação de valor 2 para o parâmetro de convecção (C_0) e o número de ebulição (B_0), assim os termos da equação (3.27) e ((3.29) ficam elevado a este fator com os valores das constantes C_1 até C_5 para $C_0 > 0,65$, permitindo a transição de uma região para outra, na interseção das correlações respectivas (*KANDLIKAR, 1990*).

O coeficiente convectivo do refrigerante é também função do título x , que varia ao longo do comprimento do tubo. *KAKAÇ (1991)* propõe uma aproximação do coeficiente convectivo médio utilizando um título de 0,5, sem a necessidade de subdividir o comprimento do tubo em seções para utilizar o título em cada seção. Neste trabalho foi utilizado este critério para calcular o coeficiente convectivo médio.

O coeficiente de transferência de calor somente do líquido α_l é baseado na equação de *Dittus-Boelter*, conforme equação (3.30) *KAKAÇ (1991)*.

$$\alpha_l = 0,023 \left[\frac{G}{\mu_i} \right]^{0,8} \frac{Pr^{0,4} k_e}{D_{ie}} \quad (3.30)$$

Sendo G o fluxo mássico, D_{ie} o diâmetro interno do evaporador, μ_i a viscosidade dinâmica do lado interno, k_e a condutividade térmica do evaporador e Pr o número de Prandt.

Possíveis efeitos de estratificação do fluxo horizontal são levados em conta pelo número de Froude e os coeficientes de C_1 e C_5 especificados anteriormente.

O aproveitamento do ar resfriado (no evaporador) não faz parte do presente trabalho,

desta forma não será projetado uma carcaça ou casco para o evaporador, apenas os tubos intensamente aletados. Utilizaremos, contudo, um modelo de aletas externas de placas contínuas. A densidade das aletas para aletas de placas contínuas varia desde 250 a 800 atelas/m (sendo esta uma variável discreta de otimização) (ROHSENOW *et al.* 1998).

Utilizado o fator de Colburn j , no cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar do evaporador, é utilizada a equação (3.31), proposta por Gray e Webb (KAKAÇ, 1991).

$$j = 0,14Re_{max}^{-0,328} \left(\frac{S_t}{S_l}\right)^{-0,502} \left(\frac{s}{D_{oe}}\right)^{0,0312} \quad (3.31)$$

Onde S_t é o espaçamento transversal entre tubos; S_l é o espaçamento longitudinal entre os tubos; s é o espaçamento entre duas aletas. O Re_{max} é calculado conforme equação (3.32), sendo o escoamento do lado externo turbulento, variando o número de Reynolds de 10^5 a $2 \cdot 10^6$ (KAKAÇ, 1991).

$$Re_{max} = \frac{G_{ar}D_{oe}}{\mu_{ar}} \quad (3.32)$$

Onde Re_{max} é calculado com o uso do fluxo mássico G_{ar} e a vazão mássica dividido pela mínima área de passagem do ar, conforme equação (3.33) (KAKAÇ, 1991).

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ps}} \quad (3.33)$$

A área de passagem é a área lateral livre por onde passa o fluxo cruzado de ar, sendo este impulsionado pelo ventilador, e pode ser aproximada conforme equação (3.34), cujos termos estão definidos na Figura 3.3 (KAKAÇ, 1991);

$$A_{ps} = (N_{aletas} - 1)(N_{tf} - 1)(S_t - D_{oe})(s - t) \quad (3.34)$$

O coeficiente de troca de calor do lado do ar pode ser calculado a partir do fator j (KAKAÇ, 1991):

$$j = S_t P_r^{2/3} = \frac{\alpha_{ar}}{\rho_{ar} V_{ar} C_{p_{ar}}} P_r^{2/3} \quad (3.35)$$

Isolando α_{ar} , na equação (3.35), encontra-se:

$$\alpha_{ar} = \frac{j \rho_{ar} V_{ar} C_{p_{ar}}}{P_r^{2/3}} \quad (3.36)$$

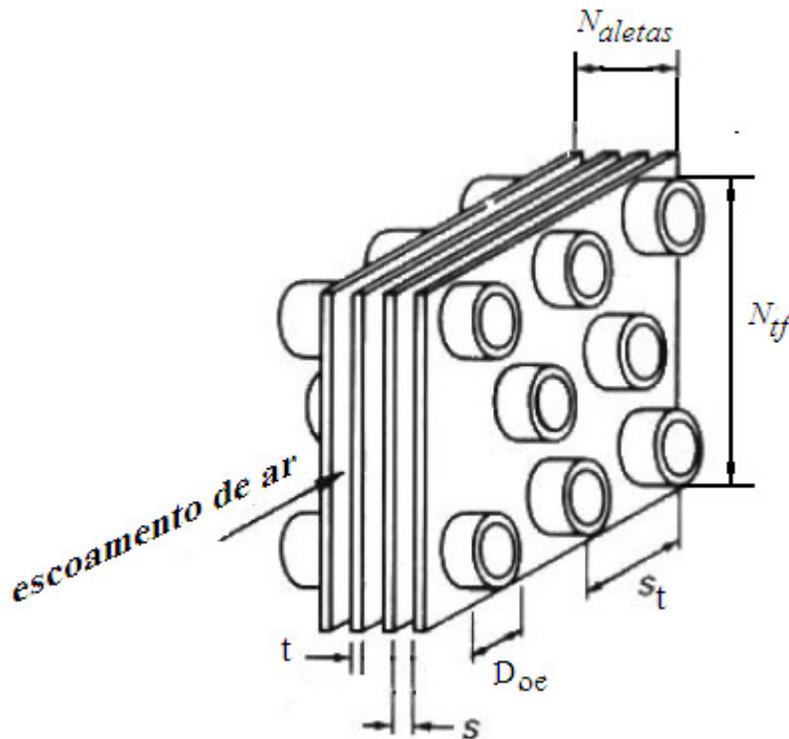


Figura 3.3 Vista lateral do evaporador de projeto (KAKAÇ, 1991).

3.3.1 Aletas planas de placas contínuas usadas no evaporador

As aletas contidas no evaporador são placas contínuas de alumínio, que têm orifícios convenientemente alinhados pelos quais atravessa o feixe de tubos do trocador, cada tubo tem um setor de ação sobre a placa. No método do setor, a placa plana continua atravessada pelos tubos é dividida em N setores devido a existência de N tubos. Cada um dos setores é considerado como uma aleta circular, conforme Figura 3.4 (ROHSENOW *et al.* 1998).

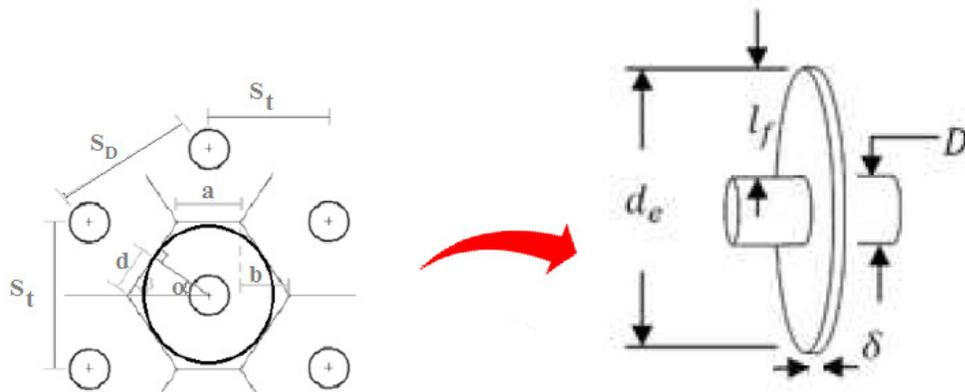


Figura 3.4 Setor equivalente da aleta (ROSHSENOW *et al.* 1998).

Devido a área da seção transversal de uma aleta circular não ser uniforme em função da distância ao tubo, a análise do comportamento térmico se torna complexa (INCROPERA, 2010). Estas aletas têm solução exata com o uso das funções de *Bessel* (1804) modificada de ordem zero, mas será utilizado o método aproximado proposto por ROHSENOW *et at.* (1998).

O cálculo para obtenção do rendimento da superfície aletada η_o é realizado conforme equação (3.37) (INCROPERA, 2010).

$$\eta_o = 1 - \frac{N_a A_a}{A_e} (1 - \eta_a) \quad (3.37)$$

Onde η_a é a eficiência da aleta, dada pela equação (3.38), em seus diversos parâmetros:

$$\eta_a = \begin{cases} a(ml_e)^{-b} & \text{para } \phi > 0,6 + 2,257(r^*)^{-0,445} \\ \frac{\tanh\phi}{\phi} & \text{para } \phi \leq 0,6 + 2,257(r^*)^{-0,445} \end{cases} \quad (3.38)$$

Onde:

$$a = (r^*)^{-0,246} ; \phi = ml_e(r^*)^n ; n = e^{0,13ml_e - 1,3863} \quad (3.39)$$

$$b = \begin{cases} 0,9107 + 0,0893.r^* & \text{para } r^* \leq 2 \\ 0,9706 + 0,17125.\ln(r^*) & \text{para } r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \left(\frac{2\alpha_{ar}}{k_f\delta} \right)^{1/2} \quad l_e = l_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = \frac{d_e}{D_{oe}}$$

O coeficiente global de troca de calor do evaporador baseado na área externa dos tubos é dado pela equação (3.40) (INCROPERA, 2010).

$$U_e = \left[\frac{D_{oe}}{D_{ie}\alpha_l} + \frac{D_{oe}}{D_{ie}} Ri_e + \frac{D_{oe}}{k_e} \ln\left(\frac{D_{oe}}{D_{ie}}\right) + Ro_e + \frac{\pi D_{oe} L_e}{\eta_o \alpha_{ar} A_{tot}} \right]^{-1} \quad (3.40)$$

A equação (3.41) fornece a área de troca total.

$$A_{tot} = \pi D_{oe} L_e \left(\frac{s}{s+t} \right) + 2\pi \frac{(d_{eq}^2 - D_{oe}^2)}{4} \quad (3.41)$$

Sendo s o espaçamento entre aletas de centro a centro, t a espessura das aletas e d_{eq} o diâmetro equivalente, calculado conforme equação (3.42) (ROHSENOW *et al.* 1998).

$$d_{eq} = 2\sqrt{A_{hex\u00e1gono}/\pi} \quad (3.42)$$

Por sua vez, a área do hex\u00e1gono ($A_{hex\u00e1gono}$) e o lado do hex\u00e1gono (a), est\u00e3o conforme equa\u00e7\u00f5es (3.43) e (3.44) (ROHSENOW *et al.* 1998).

$$A_{hex\acute{a}gono} = 2,589a^2 \quad (3.43)$$

$$a = \frac{S_t}{2\text{sen}\left(\frac{\pi}{3}\right)} \quad (3.44)$$

3.3.2 Características básicas do ventilador do evaporador

Um ventilador será utilizado no lado externo do evaporador aletado, para forçar o ar através das aletas, tendo a função de incrementar a pressão de ingresso do ar através das aletas para superar a queda de pressão no evaporador. Suas curvas de desempenho são usualmente expressas em termos de variação de pressão ΔP_f em função do fluxo de ar passando pelo ventilador \dot{V}_{ar} .

A queda de pressão sobre um trocador de calor compacto de tubos aletados é fornecida por *KAYS e LONDON (1964)* pela equação (3.45).

$$\Delta P_f = \frac{G^2 v_i}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A_e}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (3.45)$$

Onde o fluxo mássico, G , é dado pela equação (3.46):

$$G = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ff}} = \frac{\rho_{ar} V_{ar}}{\sigma A_{fr}} \quad (3.46)$$

Sendo σ a relação de área de passagem livre A_{ff} e a área frontal A_{fr} , isto é:

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \quad (3.47)$$

O coeficiente de atrito f é expresso por *SANAYE et al. (2004)*.

$$f = 0,1243Re^{-0,2059} \quad (3.48)$$

v_i, v_o, v_m são os volumes específicos na entrada na entrada, na saída e a média aritmética dos outros dois anteriores, respectivamente válidos para o número de Reynolds de 10^4 a $5 \cdot 10^6$.

A área de troca de calor externa aos tubos do evaporador é aproximada conforme a equação (3.49) (*SANAYE et al. 2004*).

$$A_e \approx \pi D_{oe} N_e L_e + N_{aletas} N_e A_{eq} - \pi D_{oe} t N_{aletas} N_e \quad (3.49)$$

Onde L_e é o comprimento do tubo do evaporador, N_e é o número de tubos do evaporador, A_{eq} é a área equivalente de cada aleta hexagonal obtida com o uso do método do setor e N_{aletas} é o número de aletas do evaporador.

A potência do ventilador está dada conforme equação (3.50) (*SANAYE et al. 2004*).

$$W_v = c_1 \Delta P_f^2 + c_2 \Delta P_f + c_3 \quad (3.50)$$

Os valores das constantes c_1, c_2 e c_3 para o ventilador centrífugo deste trabalho são (*SANAYE et al. 2004*): .

$$c_1 = 0,0007 \quad c_2 = 2,15 \quad c_3 = 157,6$$

3.4 Condensador

O condensador é um trocador de calor utilizado para rejeitar a energia absorvida no evaporador mais a energia recebida no processo de compressão. O fluido refrigerante recém saído do compressor, no estado de vapor superaquecido, é resfriado até o estado de líquido saturado, desta forma transferindo todo o calor sensível de resfriamento e, principalmente, o seu calor latente para a água que será aquecida e bombeada para o reservatório térmico.

No condensador do tipo casco e tubo, o fluido refrigerante utilizado, o R-134a, é condensado no lado do casco e a água de resfriamento passando por dentro dos feixes dos tubos . Foi utilizado o método da efetividade para o cálculo do calor trocado entre o líquido refrigerante e a água, dada a efetividade pela equação (3.51) e a taxa real de transferência de calor dada pela equação (3.52):

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.51)$$

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.52)$$

Onde o C_{min} é a corrente de menor capacidade calorífica entre as duas correntes envolvidas do condensador, isto é, a água a ser aquecida, e q_{max} é o calor que seria transferido se a água fosse aquecida até a própria temperatura de condensação. Como a temperatura de condensação é uniforme, o cálculo da efetividade pode ser expresso conforme equação (3.53) (INCROPERA, 2010).

$$\varepsilon = 1 - e^{(-NUT)} \quad (3.53)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é o parâmetro adimensional definido pela equação (3.54) (INCROPERA, 2010).

$$NUT = \frac{U.A}{C_{min}} \quad (3.54)$$

O coeficiente de convecção médio de N tubos horizontais enfileirados verticalmente pode ser expresso conforme a equação (3.55), baseada na equação de *Nusselt* (1946) (*KAKAÇ, 1991*).

$$\bar{\alpha}_{D,N} = 0,729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{lv}}{N\mu_l(T_{sat} - T_s)D} \right]^{1/4} \quad (3.55)$$

Na realidade, o condensado não escoar na forma idealizada por *Nusselt* (escoamento laminar ao longo da parte externa dos tubos), por existir um considerável salpico do refrigerante provocando ondulações e lagunas que inundam os tubos seguintes, dependendo da configuração dos tubos. Sendo assim, *Kern* sugeriu que o coeficiente decresce pausadamente com o número de tubos alinhados verticalmente, por causa desse efeito adota-se a equação (3.56), para um feixe de tubos horizontais (*KAKAÇ, 1991*).

$$\frac{\alpha_{m,N}}{\bar{\alpha}_{D,N}} = N^{-1/6} \quad (3.56)$$

Onde N é o número médio de tubos por fileira do arranjo do condensador.

No cálculo do coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos (para a água sendo aquecida), foi utilizada a correlação proposta por *Petukhov* e modificada por *Gnielinski*, que é válida para uma ampla faixa do número de Reynolds ($3000 < Re_D < 5.10^6$), conforme equação (3.57) (*INCROPERA, 2010*).

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{(f/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.57)$$

No cálculo do fator de atrito de Moody (f), foi empregada a relação proposta por *Churchill*,

conforme equações (3.58), (3.59) e (3.60), considerando a rugosidade absoluta dos tubos de cobre (e) igual a $0,0015 \text{ mm}$ (FOX, 2010). Serão posteriormente comparadas as implementações de Churchill, com as relações de transferência de calor utilizadas no trabalho de CÓRDOVA LOBATÓN (2011).

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_D} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/4}} \right]^{1/12} \quad (3.58)$$

$$A = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_D} \right)^{0,9} + \left(0,28 \cdot \frac{e}{d} \right)} \right) \right]^{16} \quad (3.59)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re_D} \right)^{16} \quad (3.60)$$

Os números de Reynolds e Prandt são definidos pelas equações (3.61) e (3.62).

$$Re_D = \frac{\rho DV}{\mu} \quad (3.61)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.62)$$

Deve-se atentar para o fator de resistência por incrustações nos tubos. A incrustação ou película é definida como a acumulação de substâncias indesejáveis, nas superfícies dos trocadores de calor (KAKAÇ, 1991), que resultam em uma maior resistência à troca térmica, e menor desempenho do trocador de calor. Normalmente as incrustações se depositam no interior e exterior dos tubos circulares, adicionando uma camada de isolamento nas superfícies de transferência de calor. Seu valor depende da temperatura de operação da bomba de calor, do tipo de fluido, do material do trocador e da velocidade do fluido.

Neste estudo, serão utilizadas as tabelas proporcionadas por ROHSENOW (1998), na determinação das resistências térmicas, devido as incrustações nas superfícies interna e externa dos tubos, dos dois trocadores de calor da bomba (condensador e evaporador).

O coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos é dado pela definição do número de *Nusselt*, conforme equação (3.63).

$$\alpha_{h2o} = \frac{Nu_D k_{H_2O}}{D} \quad (3.63)$$

A determinação do coeficiente global de transferência de calor do condensador (U_c), será baseada na área externa dos tubos, e dado pela equação (3.64) (*INCROPERA, 2010*).

$$U_c = \left[\frac{D_{oc}}{D_{ic} \alpha_{H_2O}} + \frac{D_{oc}}{D_{ic}} Ri_c + \frac{D_{oc}}{k_c} \ln \left(\frac{D_{oc}}{D_{ic}} \right) + \frac{1}{\alpha_n} \right]^{-1} \quad (3.64)$$

A Figura 3.5, ilustra os principais arranjos de tubo utilizados para trocadores de calor tipo casco e tubo. O arranjo triangular (A) permite melhor acomodação do feixe de tubos no casco, enquanto o arranjo quadrangular facilita algumas operações de limpeza e manutenção pela sua geometria (*HEWITT, 1994*), razão pela qual se utiliza o arranjo triangular neste trabalho.

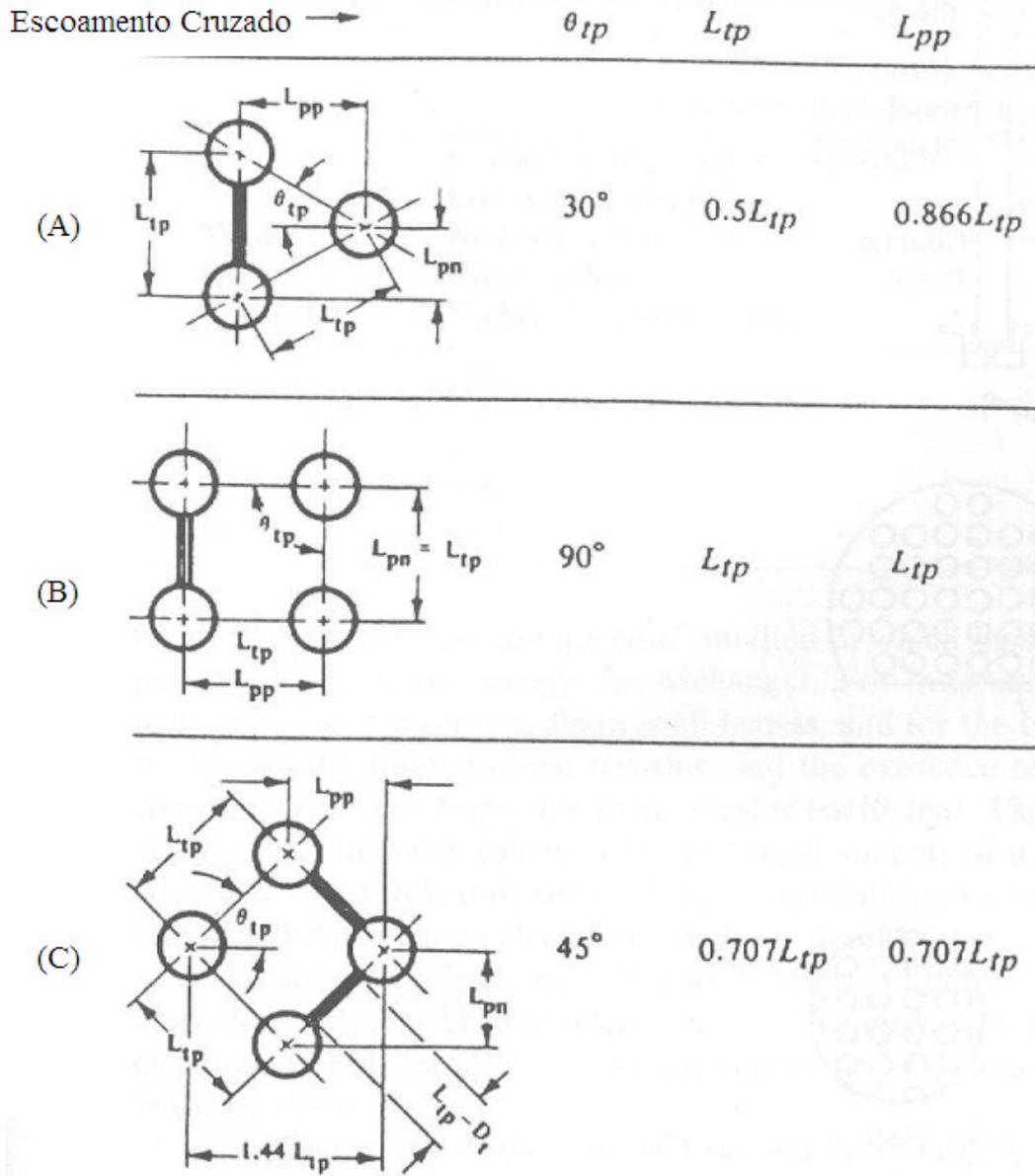


Figura 3.5 Exemplos de arranjos de tubos utilizados em trocadores de calor casco e tubo (HEWITT, 1994).

Na Figura 3.5 (A), $L_{tp} = 1,25 D_{oc}$ (espaçamento entre os tubos do triângulo equilátero), $L_{pp} = 0,866.L_{tp}$ é o espaçamento longitudinal dos tubos e L_{pn} o espaçamento vertical entre os centros dos tubos. O diâmetro do casco do condensador pode ser aproximado por (HEWITT, 1994):

$$D_{cc} \approx \sqrt{\frac{4N_c A_i}{\pi}} + D_{oc} \quad (3.65)$$

Onde A_i mostrado na figura é a área de ação individual de cada tubo, dado por $A_i = L_{tp} \cdot L_{pp}$.

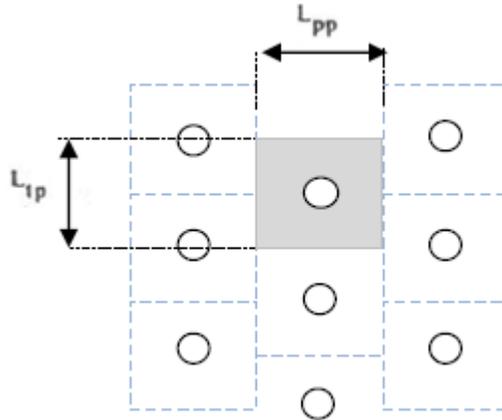


Figura 3.6 Área de ação individual de cada tubo do condensador

Uma boa prática na disposição dos tubos requer um passo mínimo de 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo. Geralmente o ângulo entre os tubos do arranjo triangular de 30° é preferível para o escoamento turbulento e melhor transferência de calor com os tubos e o fluido (HEWITT, 1994).

A área total de transferência de calor do lado externo dos tubos é, evidentemente, obtida pela equação (3.66).

$$A_c = \pi D_{oc} L_c N_c \quad (3.66)$$

Onde D_{oc} é o diâmetro externo do condensador, L_c é o comprimento total dos tubos dentro do condensador e N_c é o número de tubos.

3.5 Compressor *scroll*

Este compressor é uma máquina de deslocamento positivo e movimento rotativo que faz uso de duas partes enroladas em espiral que se entrelaçam. Os compressores deste tipo são herméticos e permitem a aspiração e descarga de forma simultânea do refrigerante sem a necessidade do uso de válvulas (ASHRAE, 2005).

Cada membro do compressor *scroll* é uma pá em espiral aberta em um dos lados e fechada no outro por uma placa na base. Estas duas partes são afixadas de forma que sejam estabelecidas linhas de contato entre as pás com a formação de bolsões de gases. Um membro *scroll* é fixo, enquanto o outro se movimenta, fazendo um caminho em forma de orbital em relação ao primeiro. Esse tipo de compressor possui velocidade de rotação controlável com o uso de um variador de frequência permitindo assim maior economia energética (FLORA, 2008). Este é um fator de destaque no projeto de bombas de calor tendo o ar como fonte de calor, já que as condições de operação mudam dependendo das condições climáticas ao longo do dia e do ano, assim como do lugar de instalação das mesmas (CÓRDOVA LOBATÓN, 2011).

A descrição do funcionamento do compressor *scroll* pode ser feita em quatro etapas, conforme Figura 3.7. No primeiro momento (No. 1) têm-se o gás enclausurado na pressão de sucção, iniciando-se o processo de compressão. Em seguida (No. 2) o movimento orbital comprime o gás, diminuindo o volume da câmara na qual se encontra, e direcionando este para o centro, ocorrendo desta forma o aumento da pressão e diminuição do volume. Nos momentos seguintes (No. 3 e No. 4) cada vez mais se comprime o gás até que o volume total se encontre disposto no centro onde se localiza a câmara de descarga. Uma vez atingida a descarga novamente, a região da periferia do compressor se preenche com o gás succionado e o processo segue novamente.

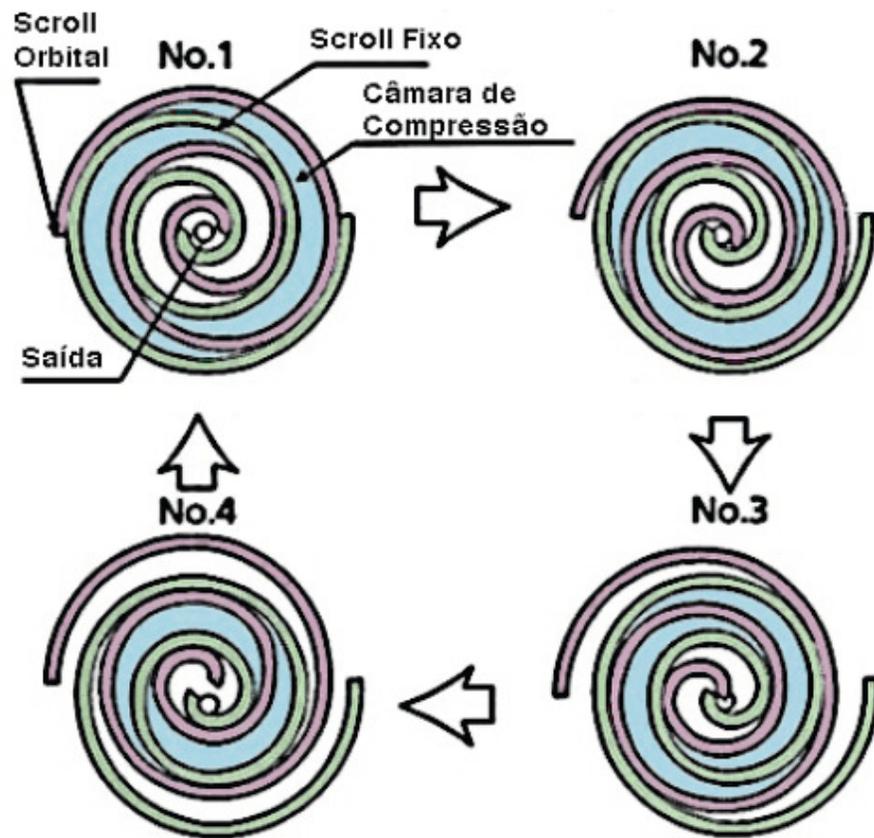


Figura 3.7 Processo de funcionamento do compressor *scroll* (ASHRAE, 2005).

A geometria destes compressores e a localização da câmara de descarga permitem um fluxo a uma determinada razão entre o volume de entrada e saída. Assim é possível desenvolver compressores com uma grande gama de características e desempenho.

4 MODELAMENTO TEÓRICO DO RESERVATÓRIO TÉRMICO E SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA QUENTE

Serão consideradas na otimização do sistema as perdas de calor no reservatório térmico e nas tubulações de distribuição de água quente, através das espessuras dos isolantes térmicos de poliuretano expandido empregados na tubulação e reservatório.

4.1 Balanço de energia térmica no sistema

O reservatório térmico fornece água quente constantemente para o edifício, aplicando neste um volume de controle, com a equação da continuidade (4.1), será obtido o seguinte balanço (considerando o incremental da variação temporal sendo zero): na saída à vazão de massa total do reservatório (\dot{m}_{reserv}) e as perdas de calor (Q_{perdas}) e na entrada a vazão mássica de água de retorno (\dot{m}_{ret}), o fluxo de calor do condensador (\dot{Q}_c) e a vazão de água fornecida pela bomba de calor ($\dot{m}_{reserv} - \dot{m}_{ret}$), sendo esta dada pela diferença da massa total de saída pela de retorno, ou seja, a vazão de massa de água consumida nos banhos ($\dot{m}_{consumo}$). Desta forma, o balanço de energia aplicado no reservatório de água, é mostrado na Figura 4.1.

$$\sum \dot{m}_e = \frac{dM}{dt} + \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

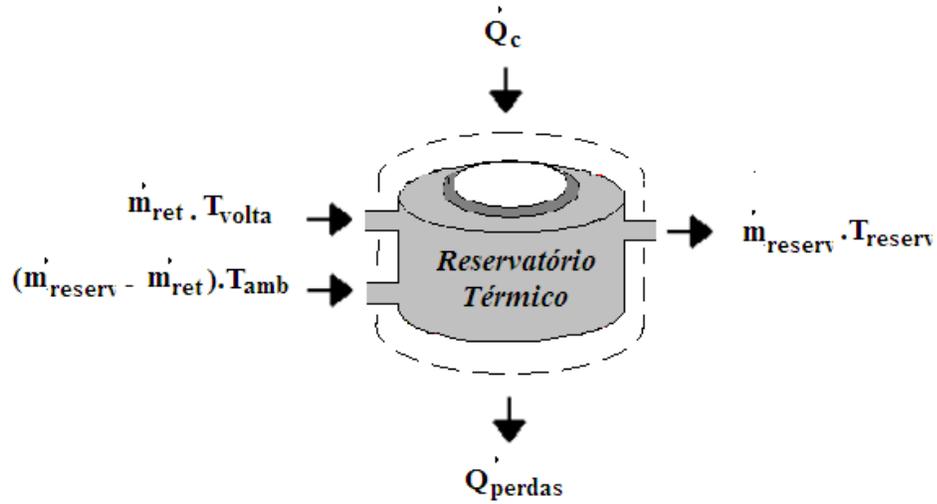


Figura 4.1 Volume de controle (reservatório térmico).

Pela primeira lei da termodinâmica, com um balanço de energia, é obtida a equação (4.2). (MORAN e SHAPIRO, 2010).

$$\sum_e \dot{m}_e \left(\frac{V_e^2}{2} + gz_e + h_e \right) + \dot{Q} = \frac{dU_{vc}}{dt} + \dot{W} + \sum_s \dot{m}_s \left(\frac{V_s^2}{2} + gz_s + h_s \right) \quad (4.2)$$

Desprezando os termos de energia cinética ($V^2/2$), energia potencial (gz) e trabalho (\dot{W}), em regime transitório é obtida a equação (4.3), onde as variáveis de entrada e saída do volume de controle são dadas conforme Figura 4.1.

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s + \dot{Q}_c - \dot{Q}_{perdas} \quad (4.3)$$

Considerando apenas os termos do produto das vazões mássicas pela entalpia de entrada e saída, encontra-se pela equação (4.4):

$$\sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s = m_{ret} c (T_{volta} - T_R) + (m_{reserv} - m_{ret}) c (T_{amb} - T_R) - m_{reserv} c (T_{reserv} - T_R) \quad (4.4)$$

Onde T_R é uma temperatura de referência, que é cancelada por fazer parte de todos os termos da equação (4.4). Encontra-se pela substituição destes termos para obtenção da derivada dT_{reserv}/dt (variação da temperatura do reservatório em relação ao tempo, sendo o calor específico (c) constante, devido o fluido ser um líquido) a equação (4.5).

$$\frac{dT_{reserv}}{dt} \rho V c = m_{ret} c(T_{volta}) + (m_{reserv} - m_{ret}) c(T_{amb}) - m_{reserv} c(T_{reserv}) + \dot{Q}_c - \dot{Q}_{perdas} \quad (4.5)$$

Reorganizando os termos da equação (4.5), em função da massa total de água e massa de retorno é obtida a equação (4.6)

$$\frac{dT_{reserv}}{dt} = \frac{m_{reserv} \cdot c(T_{amb} - T_{reserv}) + m_{ret} \cdot c(T_{volta} - T_{amb}) + \dot{Q}_c - \dot{Q}_{perdas}}{\rho V c} \quad (4.6)$$

A perda de calor do reservatório térmico (\dot{Q}_{perdas}) é realizada pela equação geral de transferência de calor, conforme equação (4.10) (INCROPERA, 2010).

$$\dot{Q}_{perdas} = UA \Delta T \quad (4.7)$$

As resistências térmicas para o reservatório, podem ser separadas de forma radial e axial, sendo as perdas radiais em relação das paredes laterais e as perdas axiais em relação à base e cobertura do reservatório. A determinação do coeficiente global de transferência de calor (UA) é obtido pela equação (4.8), sendo desprezadas para este caso as resistências de convecção (interna e externa), por serem muito baixas em relação às resistências condutivas.

$$UA = \frac{1}{R_{R(radial)} + R_{R(axial)}} \quad (4.8)$$

Onde $R_{R(radial)}$ é a resistência térmica radial do reservatório, $R_{R(axial)}$ é a resistência axial do reservatório.

A resistência térmica radial do reservatório ($R_{R(radial)}$), é fornecida conforme equação (4.9).

$$R_{R(radial)} = \frac{\ln\left(\frac{e_{aço}+r}{r}\right)}{(2\pi k_{aço}H)} + \frac{\ln\left(\frac{e_{aço}+e_{poli}+r}{e_{aço}+r}\right)}{(2\pi k_{poli}H)} \quad (4.9)$$

Onde $e_{aço}$ é a espessura do aço inoxidável, e_{poli} a espessura do isolante de poliuretano expandido, $k_{aço}$ a condutividade térmica do aço inoxidável, k_{poli} a condutividade térmica do poliuretano expandido, r é o raio interno, H a altura do reservatório, sendo o raio e altura definidos em função do volume do reservatório (V).

O cálculo da perda de calor referente a área axial superior e inferior do reservatório ($R_{R(axial)}$) é dada pela equação (4.10).

$$R_{R(axial)} = \frac{e_{aço}}{k_{aço}2\pi r^2} + \frac{e_{poli}}{k_{poli}2\pi(r + e_{aço})^2} \quad (4.10)$$

No reservatório térmico de água, será assumido um cilindro de área superficial mínima e que será composto por uma parede de aço inoxidável na parte interna e um isolante térmico de poliuretano expandido para minimizar as perdas de calor para o ambiente (LIMA, 2010). Desta forma, a menor área assumida para um cilindro, é dada quando a sua altura (H) é igual a duas vezes o seu raio ($2r$) (STERWART, 2001), obtendo menores perdas de calor e custo de material, conforme equações (4.11) e (4.12).

$$r = \sqrt{\frac{V}{\pi H}} \quad (4.11)$$

$$H = 2r \quad (4.12)$$

A temperatura de volta da água para o reservatório (T_{volta}) é obtida conforme equação (4.13), onde $(UA)_T$ está em função da perda térmica radial da tubulação de água quente ($R_{T(radial)}$) dada na equação (4.14), sendo \dot{m} vazão de massa da tubulação e c calor específico (INCROPERA, 2010).

$$\frac{T_{amb} - T_{volta}}{T_{amb} - T_{reserv}} = \left(- \frac{(UA)_T}{\dot{m} \cdot c} \right) \quad (4.13)$$

$$(UA)_T = \frac{1}{R_{T(radial)}} \quad (4.14)$$

Na tubulação de água será considerada a mesma formulação que o reservatório (aplicando um volume de controle), nas perdas de calor por condução radialmente ($R_{T(radial)}$), dadas pela equação (4.15) (INCROPERA, 2010).

$$R_{T(radial)} = \frac{\ln(D_{et}/D_{it})}{2 \cdot \pi \cdot k_{PVC_aqua} \cdot L} + \frac{\ln(D_{et}/D_{it})}{2 \cdot \pi \cdot k_{poli} \cdot L} \quad (4.15)$$

Onde D_{it} é o diâmetro interno do tubo, D_{et} é o diâmetro externo do tubo, k_{PVC_aqua} a condutividade térmica do PVC – AQUATERM[®] da Tigre, L é o comprimento total das tubulações ao longo do edifício (conforme anexo 5).

As perdas de calor do sistema envolvem as perdas do reservatório térmico (\dot{Q}_{perdas}) e as perdas das tubulações de distribuição de água quente ao longo do prédio ($\dot{Q}_{perdas_tubulação}$), essas duas parcelas (\dot{Q}_{perdas}) são retiradas do fluxo de calor do condensador (Q_c). Uma representação do sistema, com as perdas de calor e sistema de recirculação de água, é mostrada na Figura 4.2.

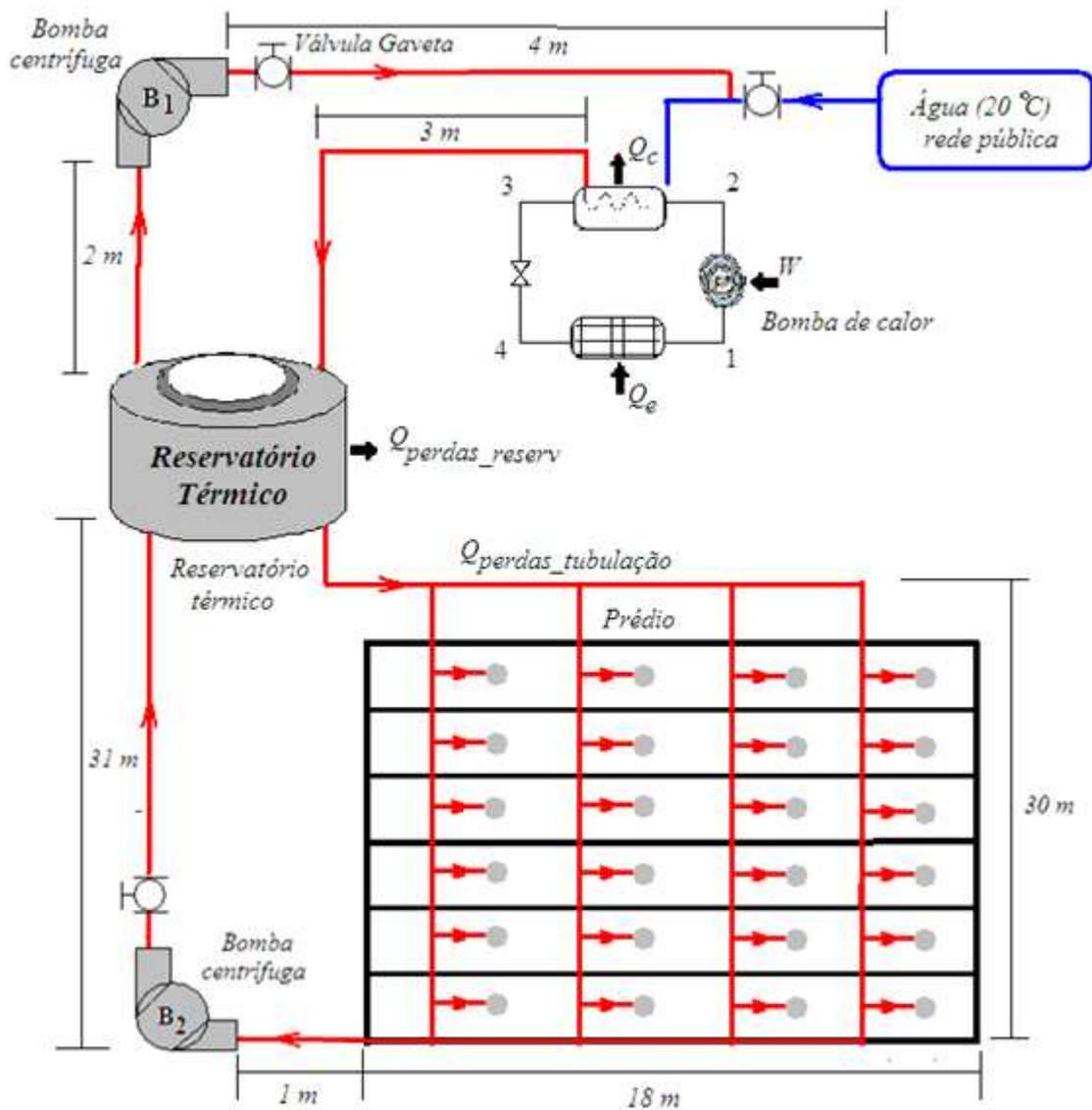


Figura 4.2 Representação do sistema de distribuição de água quente (figura fora de escala).

No modelo considerado, a massa de água no reservatório não se altera, devido a uma boia que mantém sempre o mesmo nível. O cálculo do consumo de massa de água quente no edifício ($\dot{m}_{consumo}$) é feito na equação (4.18), que considera uma mistura com água fria na temperatura ambiente (\dot{m}_{amb}), para assim atingir uma temperatura de conforto T_{conf} de aproximadamente 35 °C, conforme equações (4.16), (4.17) e (4.18) (ILHA, 1991).

$$\dot{m}_{consumo} + \dot{m}_{amb} = \dot{m}_{conf} \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{consumo}cT_{reserv} + \dot{m}_{amb}cT_{amb} = \dot{m}_{conf}cT_{conf} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{consumo} = \frac{\dot{m}_{conf}(T_{conf} - T_{amb})}{(T_{reserv} - T_{amb})} \quad (4.18)$$

A massa consumida de água quente ($m_{consumo}$) é estimada a partir da demanda de consumo elétrico do chuveiro (Figura 1.2), tendo-se em vista a potência de um chuveiro elétrico em média de 4500 W para 40 apartamentos no prédio, com estimativa de 4 pessoas por apartamento, dando um total de 160 pessoas, obtendo assim um valor percentual de consumo energético e multiplicando pela m_{reserv} , se tem a distribuição da massa de água de retorno (\dot{m}_{ret}) ao longo das 24 horas, conforme Figura 4.3.

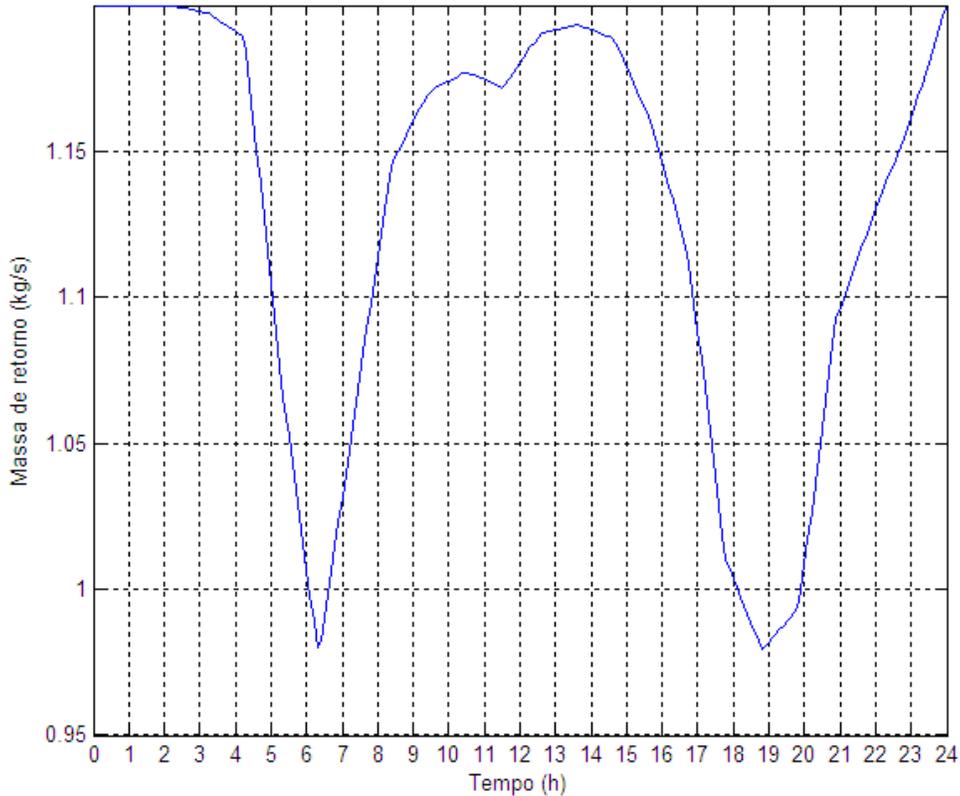


Figura 4.3 Variação da massa de retorno de água quente ao longo das 24 horas

O reservatório térmico é constituído em aço inoxidável que apresenta alta resistência contra corrosão e alta resistência mecânica (LIMA, 2010).

Os tubos para distribuição de água quente no prédio selecionado neste trabalho, são de PVC – AQUATERM da Tigre[®], este suporta a temperatura de circulação da água nas tubulações e apresenta uma ampla faixa de diâmetros comerciais. O diâmetro e comprimento dos tubos foram selecionados conforme otimização do sistema (Anexo 3), considerando perdas de carga na distribuição de água e energia consumida por duas bombas centrífugas para recirculação de água.

O poliuretano expandido apresenta baixa condutividade térmica, evitando assim perdas de calor significativas. Este é utilizado como isolante térmico, tanto no reservatório de água quente quanto nas tubulações, este material também é de fácil manuseio e transporte com baixo custo (MARCHI NETO, 2007).

A condutividade térmica do aço inoxidável ($k_{aço}$) é igual a 52,9 W/mK e do poliuretano expandido é de 0,016 W/mK (INCROPERA, 2010).

4.2 Cálculo da espessura mínima do aço inoxidável

Na determinação da espessura mínima do aço inoxidável utilizado na construção do reservatório térmico, é realizada uma análise da pressão interna, conforme código ASME seção VIII, divisão I (SILVIA TELLES, 2003).

$$e = \frac{P \cdot r}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + C \quad (4.19)$$

Na equação (4.19), P é a pressão interna de projeto, r é o raio interno do cilindro, S é a tensão admissível do material igual a 1202 kg/cm², E é o coeficiente de expansão da solda (neste caso igual a 0,6, para cilindros com solda de topo) e C é a margem para corrosão/erosão (no caso

da espessura ser inferior a 6 mm, deve-se adotar o acréscimo de 1/6 da espessura).

A pressão interna é determinada pela equação (4.20), onde H é a altura do reservatório, obtida conforme seleção de seu volume, e γ é o peso específico da água (9.800 N/m^3) (FOX, 2010).

$$P = \gamma \cdot H \quad (4.20)$$

Determinado o volume do reservatório pelo baixo consumo médio do compressor *scroll* e oscilações de temperatura é obtida a sua altura (H) de 2,12 m e um raio interno (r) de 1,06 m, com a relação das equações (4.11) e (4.12) para um volume de $7,5 \text{ m}^3$. Sendo o peso específico da água de 9.800 N/m^3 é obtida uma pressão de 20.776 Pa, com a relação dada pela equação (4.20), e portanto, é obtido à espessura mínima do reservatório de 3,57 mm, dada pela equação (4.19).

Para chapas comerciais de aço inoxidável foi selecionado do fabricante *Pronfinox*[®], a espessura de 4 mm, sendo a mais próxima da espessura calculada para as dimensões especificadas do reservatório (largura 6,7m e altura de 2,12 m). O custo por área, das dimensões laterais e para o fundo do reservatório estão especificados no Anexo 1.

4.3 Cálculo da potência das bombas centrífugas

A determinação da potência das bombas centrífugas utilizadas na recirculação de água quente, da bomba de calor para o reservatório térmico (bomba 1) e deste para o prédio (bomba 2), é realizada pela equação (4.21), sendo adotado um rendimento total das bombas centrífugas (η) de 40% (MACINTYRE, 1996).

$$P_{bomba} = \frac{\gamma \cdot Q_v \cdot H_{B(total)}}{\eta} \quad (4.21)$$

Onde Q_v é a vazão média de água quente de recirculação e $H_{B(total)}$ a altura manométrica total da bomba, dada pela soma das perdas de carga localizadas e distribuídas, conforme equações (4.22) e (4.23).

$$H_{B(localizadas)} = k_{total} \frac{V_{med}^2}{2 \cdot g} \quad (4.22)$$

$$H_{B(distribuidas)} = f \frac{L_{total}}{D_{it}} \frac{V_{med}^2}{2 \cdot g} \quad (4.23)$$

Onde k_{total} , é o coeficiente de perda de carga localizado calculado para as tubulações do sistema, sendo g a aceleração local da gravidade, V_{med} a velocidade média de água nos tubos de distribuição e D_{it} o diâmetro interno. Desta forma, conforme representação do circuito de distribuição da Figura 4.2, é obtido os coeficientes de perda de carga localizada (k_{total}) para cada bomba centrífuga e comprimento total das tubulações para a perda de carga distribuída, em cada uma das bombas centrífugas, conforme Anexo 5 (*LENGSFELD et al. 2003*).

O fator de atrito de *Darcy* (f) é determinado pela consideração de *Churchill* (1974), conforme equação (3.58) do capítulo 3.

Após o cálculo da potência das bombas centrífugas na otimização do sistema, é selecionado do fabricante *Franklin Electric*®, a bomba que melhor atende as necessidades deste trabalho, sendo considerado o custo das duas bombas centrífugas na otimização do sistema, conforme Anexo 1.

4.4 Perdas de carga na bomba de calor

Será considerada perda de carga no circuito de distribuição da bomba de calor, bem como em seu condensador, com exceção do compressor e evaporador, sendo essas perdas consideradas na otimização da bomba de calor e comparadas com trabalhos anteriores desenvolvidos. Todos os demais componentes podem ser simplificados como dutos, no qual escoo o fluido de trabalho e ocorrem as interações energéticas (RODRIGUES, 2009).

Inicialmente será considerado o duto esquematizado Figura 4.4, tendo como parâmetros a entrada e saída do fluido de trabalho e o calor transferido em função do atrito.

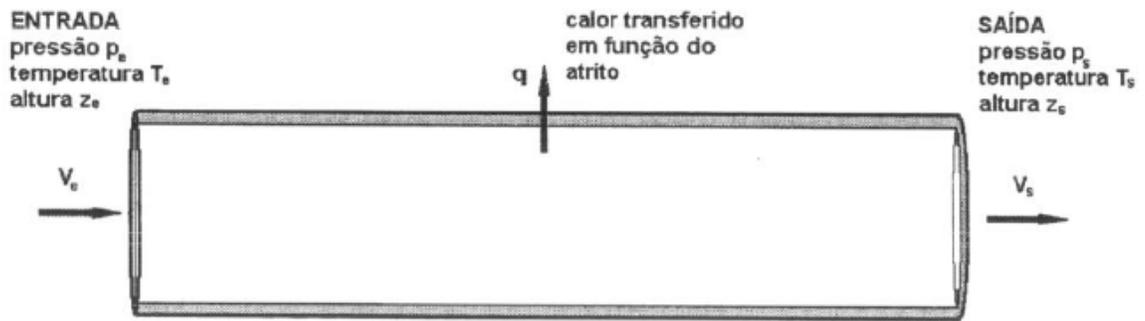


Figura 4.4 Duto transportando fluxo em regime permanente.

Foi suposto que não se tenha variações significativas das características do escoamento ao longo do tempo. Para um volume de controle delimitado pelas extremidades e pela parede interna do duto, a equação da conservação da energia segue conforme equação (4.24).

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) = hl_{(total)} \quad (4.24)$$

Onde na equação (4.24), o termo $hl_{(total)}$ corresponde à diferença entre os totais de energia mecânica na entrada e na saída do duto, para as perdas de pressões distribuídas e

localizadas. Tal variação de energia se deve à ação do atrito, convertendo irreversivelmente energia mecânica em térmica, que por sua vez se manifesta num incremento de energia interna no escoamento e na transferência de calor gerado pela fricção, desta forma $hl_{(total)}$ tem dimensão $[m^2/s^2]$, e corresponde a perda de carga devido ao atrito e mudanças de seções. A perda de pressão $(p_2 - p_1)$, ao longo do escoamento é dada pela soma das três parcelas. A primeira corresponde aos efeitos de aceleração, responsáveis por variações de energia cinética, a segunda parcela esta relacionada à variação de pressão em função do peso da coluna de fluido (altura), e a terceira refere-se às perdas por atrito, conforme equação (4.25).

$$p_2 - p_1 = \rho \left[\left(\alpha_1 \frac{V_1^2}{2} - \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) - hl_{(total)} \right] \quad (4.25)$$

A diferença de pressão resultante da variação de altura e de energia cinética podem ser diretamente determinadas a partir da geometria do duto, da equação da conservação da massa e dos regimes de escoamento, laminar ou turbulento, nos quais se tem boas aproximações nos coeficientes de energia cinética (RODRIGUES, 2009).

As perdas de carga podem ser divididas em duas categorias: localizadas e distribuídas. As perdas de carga distribuídas ocorrem em função da fricção, sendo calculadas conforme equação (4.23). O cálculo das perdas de carga distribuídas para um fluido compressível ou incompressível, geralmente é formulado em termos de um fator de atrito adimensional de *Darcy* (f), conforme equação (3.58).

Por sua vez, as perdas de carga localizadas, nos bocais e as curvas (cotovelos) nas tubulações externas dos componentes da bomba de calor, podem ser expressas respectivamente pelas equações (4.26) e (4.27) (RIBEIRO, 1984).

$$\Delta P_{bocais} = 1,8 \frac{\rho V_{bt}^2}{2} \quad (4.26)$$

Onde V_{bt} é dado por:

$$V_{bt}^2 = \frac{m_t}{\rho D_i D_{oc} \pi / 4}$$

$$\Delta P_{curvas} = 0,8 \cdot n_t \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.27)$$

As condições estimadas para a bomba de calor, como os comprimentos equivalentes das tubulações internas, bem como os coeficientes de perda de carga localizados (como mudanças dos diâmetros de bocais e cotovelos das tubulações), podem ser visto conforme Tabela 4.1:

Tabela 4.1 Variáveis e valores principais utilizados nos cálculos de perdas de carga.

Variável	Descrição	Valor
L_{eq}	Comprimento equivalente	0,5 (m)
D_{oc}	Diâmetro externo	0,0124 (m)
D_i	Diâmetro interno	0,0104 (m)
n_t	Número de cotovelos	4

Desta forma, considerando o diagrama de pressão entalpia, conforme cada ponto do ciclo da bomba de calor (mostrado na Figura 3.1), pode-se notar os efeitos da perda de carga na comparação da Figura 4.5, aonde em (A) tem-se o diagrama para um caso onde a perda de carga não é levada em conta e em (B) tem-se o caso aonde se tem em conta as perdas de carga da bomba de calor.

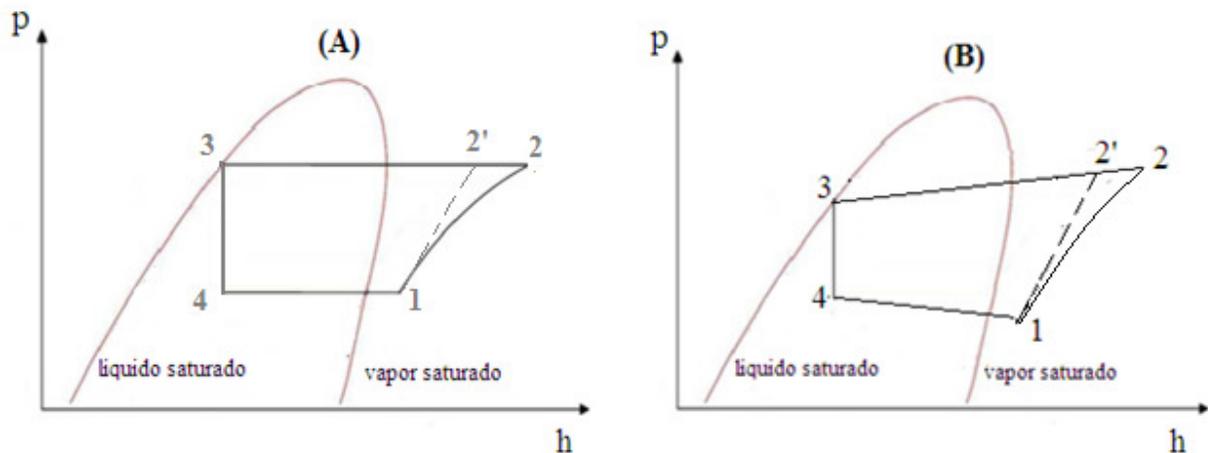


Figura 4.5 Diagrama pressão entalpia de um ciclo de compressão a vapor sem perda de carga (A) e com perdas de carga (B).

5 MÉTODOS NUMÉRICOS UTILIZADOS NO MODELAGEM DO SISTEMA

5.1 Método de Substituição Sucessiva e de Newton – Raphson

Assumindo um sistema de equações não linear de N equações e N variáveis:

$$f_1(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N) = 0 \quad (5.1)$$

$$f_i(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N) = 0$$

$$f_N(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N) = 0$$

Onde N representa o número de funções fornecidas, das variáveis $x_1, x_2, x_j, \dots, x_N$. Neste método a função f pode ser aproximada pelo uso da série de Taylor em torno de \mathbf{x}^k (valores das variáveis obtidas nas iterações), sendo desprezados os termos de segunda ordem e superiores, obtendo a aproximação de forma linear conforme equação (5.2).

$$J(\mathbf{x}^{k+1} - \mathbf{x}^k) = -f(\mathbf{x}^k) \quad (5.2)$$

Onde J representa a matriz Jacobiana, podendo ser calculada no ponto \mathbf{x}^k , conforme equação (5.3).

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_j} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_i}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_i}{\partial x_j} & \dots & \frac{\partial f_i}{\partial x_N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_N}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_N}{\partial x_j} & \dots & \frac{\partial f_N}{\partial x_N} \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Uma melhor solução para as iterações de k , \mathbf{x}^{k+1} pode ser expressa para resolução do sistema, conforme equação (5.4).

$$\mathbf{x}^{k+1} = \mathbf{x}^k - J^{-1}f(\mathbf{x}^k) \quad (5.4)$$

Visando minimizar o risco de divergência, pode-se utilizar um controle residual, quando as estimativas iniciais estiverem longe da solução real. Assim o resíduo total $\|f^k\|$ de uma solução aproximada de \mathbf{y}^k , pode ser definida pela média quadrática dos residuais fixos. Caso se tenha um aumento do resíduo de uma iteração para outra, a solução \mathbf{x}^{k+1} é evitada, sendo esta substituída por outra estimativa com o valor médio dado pela equação (5.5).

$$(\mathbf{x}^{k+1})' = \frac{\mathbf{x}^k + \mathbf{x}^{k+1}}{2} \quad (5.5)$$

5.2 Método de Substituição - Newton Raphson (SNR)

Uma das modificações do método de Newton – Raphson (NR) foi apresentado por exemplo por *FIGUEIREDO et al. (2002)*, sendo este método aplicado a modelagem matemática de um sistema de refrigeração por compressão.

Na solução do sistema de equações não lineares acopladas entre si, geradas a partir do modelamento termodinâmico da simulação de uma bomba de calor, foi utilizado o método de Substituição - Newton Raphson (SNR) apresentado por *FIGUEIREDO et al. (2002)*. Este é formado por um rearranjo algébrico do equacionamento do sistema termodinâmico, para diminuir a dimensão do problema na aplicação do método numérico de Newton Raphson (NR), com o uso de uma combinação dos métodos de Substituição Sucessiva e do método de NR. Desta forma, é possível reduzir o tempo de computação, diminuindo a dimensão do problema, podendo em alguns casos obter o alcance da convergência do sistema de equações não lineares, não alcançadas com apenas o método NR.

Assumindo o mesmo sistema de equações não lineares (5.1) com N variáveis, o primeiro passo deste método é escolher um conjunto reduzido de variáveis efetivas x_j , que serão chamadas de y_i , conforme equação (5.6).

$$x_{j(1)} = y_1 \quad (5.6)$$

$$x_{j(2)} = y_2$$

$$x_{j(n)} = y_n$$

Sendo $j(i)$ a função de reorganização. As n variáveis $x_{j(i)}$ devem ser escolhidas de forma que as $N - n$ variáveis restantes do conjunto possam ser obtidas de forma explícita, sequencial, a partir do rearranjo do sistema de $N - n$ equações do sistema, conforme sistema de equações (5.7):

$$x_{j(n+1)} = g_{j(n+1)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}) \quad (5.7)$$

$$x_{j(n+2)} = g_{j(n+2)}(x_{j(2)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)})$$

$$\dots\dots\dots$$

$$x_{j(N)} = g_{j(N)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots, x_{j(N)})$$

As identidades (5.6) e as equações de substituição (5.7), definem o vetor $\mathbf{x}=\mathbf{x}(\mathbf{y})$ que, prescreve os valores descritos do conjunto reduzido de variáveis efetivas \mathbf{y} , determina todo o conjunto das variáveis relevantes fisicamente \mathbf{x} enquanto satisfaz as equações de substituição (5.7). As n equações restantes fornecerão resíduos apresentados a continuação como os índices reorganizados por conveniência da programação executada (5.8).

$$f_1 = f_{j(1)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots, x_{j(N)}) \quad (5.8)$$

$$\dots\dots\dots$$

$$f_n = f_{j(n)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots, x_{j(N)})$$

Os resíduos são forçados a serem reduzidos ao máximo durante as iterações do procedimento de *SNR* com a manipulação da variável efetiva \mathbf{y} . Sendo que este método escreve uma sub-rotina $f(\mathbf{y})$ na forma $f(\mathbf{x}(\mathbf{y}))$.

A Figura 5.1 demonstra o fluxograma do método *SNR*, utilizado no projeto preliminar e simulação do sistema neste trabalho.

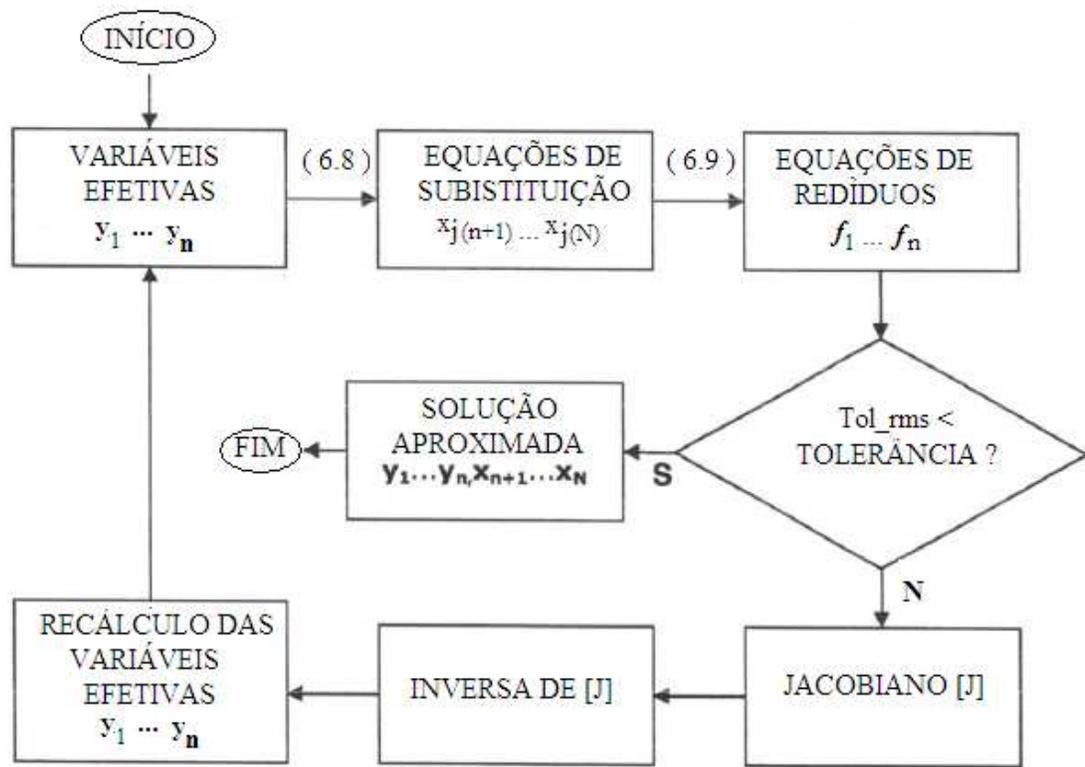


Figura 5.1 Implementação do método SNR.

Na modelagem de $f(y)$, para a resolução do vetor $f(x(y))$, do sistema da bomba de calor em questão, serão utilizadas 8 variáveis efetivas:

$$y = [T_1, v_1, T_2, v_2, T_2^*, v_2^*, T_3, \dot{m}]^{-1} \quad (5.9)$$

Com o rearranjo das equações utilizadas para a bomba de calor, foram obtidas as seguintes equações de substituição, para pressão, entropia e entalpia:

$$P_1^* = P_{sup}(T_1, v_1^{-1}) \quad (5.10)$$

$$s_1 = s_{sup}(T_1, v_1^{-1}) \quad (5.11)$$

$$P_2^* = P_{sup}(T_2^*, v_2^{*-1}) \quad (5.12)$$

$$h_2^* = h_{sup}(T_2^*, v_2^{*-1}) \quad (5.13)$$

$$s_2^* = s_{sup}(T_2^*, v_2^{*-1}) \quad (5.14)$$

$$P_2 = h_{sup}(T_2, v_2^{-1}) \quad (5.15)$$

$$h_2 = h_{sup}(T_2, v_2^{-1}) \quad (5.16)$$

Com o rearranjo das equações de resíduo, para pressão e entropia foram obtidas as seguintes equações:

$$P_1^* = P_1 \quad (5.17)$$

$$P_2^* = P_2 \quad (5.18)$$

$$s_2^* = s_1 \quad (5.19)$$

$$\eta_{ad} \cdot W = W_{iso} \quad (5.20)$$

$$\dot{Q}_e = \varepsilon_e \dot{m}_e c_e (T_1 - T_{amb}) \quad (5.21)$$

$$\dot{Q}_c = \varepsilon_c \dot{m}_c c_c (T_{reserv} - T_3) \quad (5.22)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c(\text{projeto})} \quad (5.23)$$

$$P_2 = P_3 + hl_{(total)} \quad (5.24)$$

Onde na equação (5.23), Q_c é obtido pela diferença de entalpia entre entrada e saída do condensador vezes o fluxo de massa, conforme a equação (3.6) e o $Q_{c(\text{projeto})}$ pelas estimativas de cálculo do sistema conforme demanda do edifício.

Sendo este sistema de equações resolvido por uma rotina com a utilização do método de Newton Raphson com estimação numérica da matriz Jacobiana. As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R -134a foram baseadas nas funções específicas de Helmholtz ou energia livre de Helmholtz, sendo elas implementadas no ambiente de programação do MatLab[®] conforme formulação proposta por *BAEHR e TILLNER ROTH, (1996)*.

$$S_{vapor} = \left(ca + (cm - 1)(1 - \log(\tau)) - \log(\rho) + \frac{2 * cm}{\tau} \right) . R \quad (5.25)$$

$$h_{vapor} = \left(ca * \tau + cm + \frac{2*cm}{3.\tau} + \frac{4.cm}{7.\tau^2} \right) . R . T_f \quad (5.26)$$

$$h_{liq} = e^{cn+\tau+cn*\tau} . h_0 \quad (5.27)$$

Sendo τ a relação da temperatura de 100 °C sobre a temperatura do fluido (T_f), R a constante universal dos gases para o R134a, ca , cn e cm são constantes utilizadas para o cálculo da entalpia e entropia.

5.3 O MatLab®

O nome MatLab® deriva do nome em inglês *Matrix Laboratory*. É um sistema iterativo, baseado na representação matricial para resolução de problemas científicos e de engenharia. Desta forma, de maneira geral, o MatLab® serve para o estudo de problemas que precisem de um trabalho computacional significativo, que envolvam matrizes e visualização gráfica. Este possui um conjunto ferramental que permite resolver classes particulares de problemas.

O modelo proposto será resolvido com a utilização da função *fmincon* do Toolbox “optimtool”. O *fmincon* aplica o método da Programação Quadrática Sequencial (SQP) para resolução de problemas de otimização não linear, com restrições lineares e não lineares, de igualdade e desigualdade, envolvendo variáveis contínuas e discretas.

5.4 Otimização

A otimização consiste na procura da melhor solução, em um conjunto de elementos que aportam de forma positiva para uma solução ótima, dentre outras soluções possíveis em um determinado problema (função objetivo), tendo um conjunto de restrições necessárias e suficientes dadas pela análise do problema na bomba de calor, que devem ser satisfeitas (VENKATARAMAN, 2002).

Diversas classes de problemas podem ser caracterizadas por um subconjunto de relações, às quais chamaremos restrições. A ausência ou não de ditas restrições vai determinar o tipo e o procedimento adequado de solução do problema de otimização. Existem restrições de igualdade e desigualdade. Assim pode-se formulá-lo matematicamente como segue:

$$\min f(x) \quad (5.28)$$

$$\text{sujeita a: } g_i(x) = 0 \text{ para } i = 1, \dots, m \quad (5.29)$$

$$h_i(x) \leq 0 \text{ para } i = 1, \dots, n \quad (5.30)$$

$$x_i(x) \in X \text{ para } i = 1, \dots, t \quad (5.31)$$

Onde: f , g_i , h_i , são funções definidas em S_t , que é o espaço euclidiano n -dimensional. Sendo X um subconjunto de S_t , e x é um vetor de t componentes. A função $f(x)$ é a função objetivo a ser minimizada com relação à x ; $g_i(x)$ e $h_i(x)$ são as funções de restrições lineares e não lineares de igualdade e desigualdade respectivamente. Assim m é o número de restrições de igualdade, n o número de restrições de desigualdade e t o número de variáveis contidas no problema.

O objetivo da otimização é encontrar valores das variáveis x_i , que satisfaçam as restrições $g_i(x)$ e $h_i(x)$ e minimizem a função $f(x)$. Para isto, é necessária a formação de uma função chamada *Lagrangeana*, que representa o modelo matemático descrito acima (ARIAS, 2008). Esta função do modelo apresentado é:

$$L(x_t, \sigma_i, \mu_i) = f(x_t) + \sum_{i=1}^m \sigma_i g_i(x_t) + \sum_{i=1}^n \mu_i h_i(x_t) \quad (5.32)$$

Onde: $L(x_t, \sigma_i, \mu_i)$ é a função *Lagrangeana*; x_t são as variáveis de decisão, também chamados de vetor variável primal; σ_i, μ_i são os componentes do vetor dos *Multiplicadores de Lagrange* ou variáveis duais das restrições de igualdade e desigualdade respectivamente. A solução do modelo é obtida como um ponto ótimo da função *Lagrangeana*. Para a resolução desta função, foram desenvolvidas muitas técnicas chamadas de Técnicas de Otimização Linear e Não-Linear; muitas dessas técnicas se baseiam nas condições de otimalidade de Karush-Kuhn-

Tucker (KKT). Obtendo-se assim um ponto ótimo x^*, σ^*, μ^* , onde devem ser satisfeitas as seguintes condições necessárias:

$$\frac{\partial L(x_i^*, \sigma_i^*, \mu_i^*)}{\partial x_i} = 0 \quad i = 1, \dots, k \quad (5.33)$$

$$g_i(x_i^*) = 0 \quad i = 1, \dots, m \quad (5.34)$$

$$h_i(x_i^*) \leq 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (5.35)$$

$$u_i h_i(x_i^*) = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad \text{Condições de folga complementar} \quad (5.36)$$

$$\mu_i \geq 0 \quad i = 1, \dots, n \quad \text{Condições de folga complementar} \quad (5.37)$$

$$\sigma_i \geq 0 \quad i = 1, \dots, n \quad \text{Condições de folga complementar} \quad (5.38)$$

As condições *necessárias* são as relações que devem ser satisfeitas envolvendo os valores das variáveis candidatas para ótimas, já que estas determinam se a solução do problema é ou não factível. Por outro lado, para qualificar os valores das variáveis de ótimas, estas devem satisfazer relações adicionais chamadas de *suficientes* (VENKATARAMAN, 2002).

As condições de KKT de um problema de programação não linear envolvendo uma função objetivo convexa, com restrições lineares e não lineares, de igualdade e desigualdade, são necessárias e suficientes para determinar um ótimo global. Sendo também as condições de primeira ordem associadas com problema de otimização geral.

As equações de KKT formam a base de muitos algoritmos de programação não linear. Estes algoritmos tentam calcular os multiplicadores de *Lagrange* diretamente. Métodos quase Newton garantem a convergência acumulando informações de segunda ordem, considerando as equações de KKT e com base no procedimento tipo Newton de atualização de matriz Hessiana.

5.4.1 Problemas irrestritos

Estes tipos de problemas obedecem às condições de primeira e segunda ordem. Para as condições de primeira ordem é considerada a expansão em série de Taylor, assim a função pode ser aproximada por um plano tangente à solução.

$$df = \frac{\partial f}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial f}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_n} dx_n = 0 \quad (5.39)$$

Em forma matricial:

$$df = \left[\frac{\partial f}{\partial x_1} \quad \frac{\partial f}{\partial x_2} \quad \dots \quad \frac{\partial f}{\partial x_n} \right] [dx_1 \quad dx_2 \quad \dots \quad dx_n]^T = 0 \quad (5.40)$$

Mantendo-se estas condições para todos os pontos do plano, $dx_1 \neq 0, dx_2 \neq 0, dx_n \neq 0$. Considerando também as derivadas da função em relação a x iguais a zero:

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial f}{\partial x_2} = 0, \quad \dots \quad \frac{\partial f}{\partial x_n} = 0, \quad (5.41)$$

ou o gradiente da função na solução ótima deve ser zero, isto é:

$$\nabla f(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*) = 0 \quad (5.42)$$

Assim a equação (5.39) é a *condição de primeira ordem*, sendo expressa a condição necessária para problemas de otimização sem restrições. Esta equação é utilizada para identificar a possível solução do problema, mas isolada não vai determinar o mínimo valor da função. Se a função fosse invertida, então o seu valor iria maximizar-se.

Nas condições de segunda ordem consideram-se condições suficientes na obtenção do ótimo. Consequentemente estas condições implicarão a segunda derivada da função objetivo e são obtidas a partir do termo da segunda ordem da expansão de Taylor.

Se X^* é a solução, ΔX representa a variação das variáveis em torno do valor ótimo que vai produzir uma variação em Δf (VENKATARAMAN, 2002). Tendo como base a expansão da série de Taylor até a segunda ordem tem-se:

$$\Delta f = f(X^* + \Delta X) - f(X^*) = \nabla f(X^*)^T \Delta X + \frac{1}{2} \Delta X^T H(X^*) \Delta X \quad (5.43)$$

Com a utilização das condições necessárias de primeira ordem, o primeiro termo à direita da igualdade na equação (5.43) é igual a zero, deixando desta forma a seguinte desigualdade:

$$\Delta f = \frac{1}{2} \Delta X^T H(X^*) \Delta X > 0 \quad (5.44)$$

Sendo $H(X^*)$ a matriz Hessiana da função f no possível valor ótimo de X^* . Para que isto ocorra, esta matriz deve ser positivamente definida, e existem 3 formas de estabelecer o H positivo definido:

- 1-) Para todos as possíveis ΔX , $\Delta X^T H(X^*) \Delta X > 0$.
- 2-) Os autovalores de $H(X^*)$ são todos positivos.
- 3-) Os determinantes de todas as submatrizes de $H(X^*)$ que incluem a diagonal principal são todas positivas.

Destas três alternativas, somente a 2 e 3 é que podem ser aplicadas na prática.

5.4.2 Problemas restritos

Nas resoluções de problemas de otimização com restrições de igualdade e desigualdade serão necessários aplicar métodos de resolução, no caso os multiplicadores de *Lagrange*. Neste, o problema é transformado por introdução de uma função aumentada *Lagrangeana*, com o objetivo

sujeito às restrições do problema original. O *Lagrangeano* é definido como a soma da função objetivo original e uma combinação linear das restrições, com os coeficientes dessa combinação linear conhecidos como os Multiplicadores de *Lagrange*. Este é uma formulação elegante de se obter a solução de um problema restrito (VENKATARAMAN, 2002). Pode-se também introduzir variáveis adicionais (σ_i, μ_i) para resolução do problema restrito, violando de certa forma uma regra convencional que diz: quanto menor o número de variáveis, maiores chances de obter a solução rapidamente. O *Lagrangeano* permite a transformação de uma problema restrito num problema irrestrito.

Desta forma tomando como base a função Lagrangeana do modelo, é considerado como função objetivo irrestrita, então as condições necessárias para a solução são:

$$\begin{aligned} \frac{\partial L(x_i^*, \sigma_i^*, \mu_i^*)}{\partial x_i} &= 0 & i = 1, \dots, n \\ \frac{\partial L(x_i^*, \sigma_i^*, \mu_i^*)}{\partial \sigma_i} &= 0 & i = 1, \dots, p \\ \frac{\partial L(x_i^*, \sigma_i^*, \mu_i^*)}{\partial \mu_i} &= 0 & i = 1, \dots, r \end{aligned} \quad (5.45)$$

Outra maneira de cumprir todas as condições é fazer com que, no ponto ótimo, as derivadas parciais da função *Lagrangeana* sejam iguais a zero e os multiplicadores da função *Lagrangeana* são definidos sempre como positivos (ARIAS, 2008).

O ponto ótimo pode ser uma solução local ou global mínima ou máxima. Assim o problema se resume a determinar os mínimos e máximos locais e globais.

A convergência da solução do problema dependerá de uma inicialização adequada dos multiplicadores de *Lagrange* σ_i e do ponto inicial das variáveis x_i . O modelo de formulação se torna mais complexo quando se acrescenta mais restrições não lineares de igualdade e desigualdade (como fluxo de calor do condensador e evaporador, trabalho do compressor e eficiência adiabática), limite das variáveis discretas (comprimentos e número de tubos dos

trocadores, número de aletas e de tubos) e contínuas (área de transferência de calor dos trocadores de calor, área frontal e fator de espaçamento entre tubos).

Os principais problemas com o método de otimização, estão relacionados com a manipulação das restrições de desigualdade. Dependendo do modo como estas são consideradas, situações de infactibilidade física podem ocorrer.

5.4.3 Método para Programação Quadrática Sequencial (SQP)

O método de programação quadrática sequencial é relativamente recente, sendo considerado por alguns autores como um dos melhores métodos de otimização não linear com restrições, sugerido, inicialmente, por *Wilson*, em 1963 (*SINGIRESU, 1996*).

No contexto da otimização restrita, a idéia principal do SQP é a obtenção de uma direção de busca, resolvendo-se um subproblema quadrático, com função-objetivo quadrática e restrições lineares, constituindo uma generalização dos métodos quase-Newton para minimização irrestrita (*RODRIGUES, 2009*).

O método consiste na formulação de um subproblema quadrático para determinar a direção de procura, baseado numa aproximação quadrática da função *Lagrangeana*, assim a SQP aproxima a função objetivo $f(x)$ por um modelo quadrático $q(x)$, e aproximação das funções de restrições não lineares por funções lineares. Esta aproximação é simplificada e baseada em uma aproximação de Taylor, assumindo que as restrições de fronteira das variáveis de decisão são expressas como restrições de desigualdade. Então, o subproblema quadrático surge da seguinte forma:

$$\text{Minimizar } q(d) = \frac{1}{2} d^T H_t d + \nabla f(x_t)^T d \quad (5.46)$$

$$\text{s. a. } \nabla h_i(x_t)^T d + h_i(x_t) = 0 \quad (i = 1, \dots, m) \quad (5.47)$$

$$\nabla g_j(x_t)^T d + g_j(x_t) \leq 0 \quad (j = 1, \dots, n) \quad (5.48)$$

Cuja solução é a direção de procura d , e H_k é uma aproximação positiva semi-definida da matriz Hessiana (matriz que estão as derivadas de segunda ordem) da função *Lagrangeana*.

Este problema de procura de direção é agora um problema de programação quadrática que pode ser resolvido com o uso de qualquer algoritmo específico existente na literatura. A matriz H_t inicialmente é admitida como sendo a matriz identidade (I) e pode ser atualizada com os métodos quase-Newton. Nota-se que neste subproblema de otimização, as funções e as suas derivadas são facilmente avaliadas, e nele estão incluídas todas as restrições do problema original. A solução do subproblema quadrático é então utilizada para formar uma nova iteração (*MATHWORKS, 2011*):

$$x_{k+1} = x_k + \alpha d_k \quad \alpha \in (0,1), \quad (5.49)$$

Como a aproximação implementar só é válida numa pequena vizinhança de x_t (aproximação da solução do problema original), só se é possível garantir a convergência do método se x_t estiver numa vizinhança da solução (convergência local). Para que o método tenha convergência global – convergência partindo de “qualquer” aproximação inicial – é preciso introduzir um esquema que, com a ajuda de uma “função mérito”, possa forçar o progresso do algoritmo em direção à solução.

A função mérito serve para medir o progresso do algoritmo e verificar se o ponto x_{t+1} é “melhor” que x_t . Um ponto x_{t+1} é melhor que x_k se, pelo menos, $M(x_{t+1}) < M(x_t)$, sendo M , a função mérito.

O comprimento do passo, α_t , é determinado utilizando um método de procura unidimensional conseguindo assim um decréscimo na função mérito. Um dos algoritmos para calcular α_t é o método das repetidas divisões por dois.

Tem-se desta forma um processo iterativo que deve ser repetido, com base na nova aproximação x_{t+1} , até se obter uma aproximação que esteja próxima da solução do problema original. O algoritmo SQP pode ser aplicado na resolução de problemas não lineares com ou sem restrições.

O algoritmo SQP evolui da seguinte forma:

- a) Na iteração $k = 0$, são dados os valores iniciais de x_0 , e dos multiplicadores (σ_0, μ_0) e assume-se $H(x_0) = I$.
- b) Para a iteração $k = k+1$, tem-se que:
 1. Calcular os gradientes $\nabla f(x_k), \nabla h(x_k), \nabla g(x_k)$, e a Hessiana $H(x_k)$.
 2. Resolver o problema quadrático.

Solução: vetor de direção de procura d e os vetores dos multiplicadores de Lagrange do problema quadrático.

A resolução do problema quadrático é baseada nas condições de otimalidade deste.

3. Determinação do comprimento do passo α_k , com o uso do método de procura unidimensional que gere uma redução significativa na função mérito.
4. Atualização da aproximação x_{k+1} .
5. Verificar convergência.

Como já mencionado, o MatLab[®] dispõe da função *fmincon* em seu *Toolbox*TM de otimização. Este implementa o método SQP na forma aqui descrita e foi considerada a função mais conveniente para as buscas locais do presente trabalho. O *fmincon* busca um mínimo local de uma função escalar de várias variáveis, sujeitas as restrições, partindo-se de uma estimativa inicial x_0 (RODRIGUES, 2009).

A Figura 5.2 constitui em: alteração das variáveis de projeto x e envio destas ao programa de análise (o solver), avaliando-se o objetivo alcançado (CEA – Custo Equivalente por unidade de

Aquecimento) e tornar a modificar a geometria e outros parâmetros, respeitando as restrições laterais para as variáveis de projeto e as restrições de desigualdade para trabalho do compressor e rendimento adiabático, buscando assim uma configuração ótima para o problema de otimização da bomba de calor e sistema.

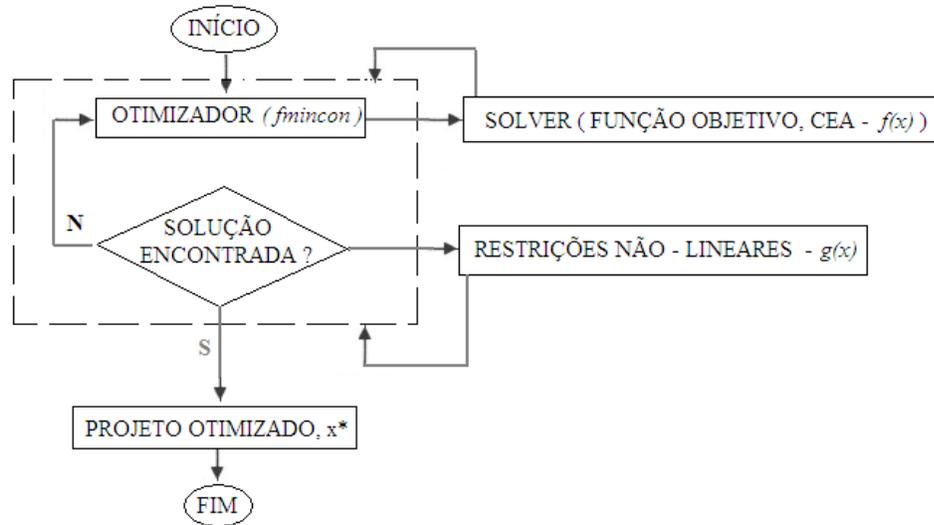


Figura 5.2 Fluxograma do projeto de otimização, utilizando-se *SQP – fmincon*.

5.4.4 Implementação do método SQP em Ambiente MatLab®

A implementação da SQP em MatLab® consiste em três etapas (ARIAS, 2008);

- Atualização da matriz *Hessiana* da função Lagrangeana;
- Solução do problema de programação quadrática;
- Determinação da função mérito.

Na determinação da matriz *Hessiana*, se garante que ela seja definida positiva, e em cada iteração é feita uma aproximação com a utilização do método quase-Newton, sendo σ_i uma estimativa dos multiplicadores de *Lagrange*.

$$H_{k+1} = H_k + \frac{q_k q_k^T}{q_k^T y} - \frac{H_k^T H_k}{y^T H_k y} \quad (5.50)$$

$$\text{Onde } y = x_{k+1} - x_k \quad (5.51)$$

$$q_k = \nabla f(x_{k+1}) + \sum_{i=1}^m \sigma_i \nabla h_i(x_{k+1}) + \sum_{i=1}^n \mu_i \nabla g_i(x_{k+1}) - \nabla f(x_k) - \sum_{i=1}^m \sigma_i \nabla h_i(x_k) - \sum_{i=1}^n \mu_i \nabla g_i(x_k) \quad (5.52)$$

Consegue-se assim obter uma *Hessiana* definida positiva quando se garante que $q_k^T s_k$ é positivo em cada atualização e H é inicializada com uma matriz definida positiva. Quando $q_k^T s_k$, não é positivo, q_k é modificado elemento a elemento até que $q_k^T s_k$ seja maior que zero. O principal objetivo desta modificação é realizar uma distorção dos elementos de q_k , que contribua para que a matriz seja definida positiva. Se após esta distorção $q_k^T s_k$, continuar negativo, q_k é modificado adicionando-lhe um vetor v multiplicado por um escalar w , isto é:

$$q_k = q_k + wv \quad (5.53)$$

Sendo que:

$$v_i = \nabla g_i(x_{k+1}) g_i(x_{k+1}) - \nabla g_i(x_k) g_i(x_k) \quad (5.54)$$

Se

$$(q_k)_i w < 0 \quad (5.55)$$

$$(q_k)_i (y_t)_i < 0 \quad (5.56)$$

$$v_i = 0 \quad (5.57)$$

Então w é aumentado sistematicamente até $q_k^T y > 0$.

5.4.5 Determinação da Função Mérito

A função mérito da SQP utilizada pelo MatLab[®] é a seguinte (MATHWORKS, 2011):

$$\psi(x) = f(x) + \sum_{i=1}^{m_e} r_i g_i(x) + \sum_{i=m_e+1}^m r_i \max[0, g_i(x)] \quad (5.58)$$

Em que r é o parâmetro de penalidade:

$$r_i = (r_{k+1})_i = \max\left\{\lambda_i, \frac{1}{2}((r_k)_i + \lambda_i)\right\} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (5.59)$$

E, inicialmente, assume-se r_i como sendo:

$$r_i = \frac{\|\nabla f(x)\|}{\|\nabla g_i(x)\|} \quad (5.60)$$

5.4.6 A Função “*fmincon*” do MatLab[®]

A função do *fmincon* propõe a seguinte formulação:

$$\begin{aligned} \min \quad & f(x) \\ & c(x) \leq 0 \\ & c_{eq}(x) = 0 \\ & Ax \leq b \\ & A_{eq}x = b_{eq} \\ & lb \leq x \leq ub \end{aligned} \quad (5.61)$$

Sendo que $f(x)$ é a função a minimizar, e que desenvolve um escalar que representa o valor da solução ótima; $c_{eq}(x)$, $c(x)$ são as funções de restrições não lineares de igualdade e desigualdade respectivamente; $A_{eq}x = b_{eq}$ e $Ax \leq b$ são as funções de restrições lineares de igualdade e desigualdade, respectivamente, lb e ub são os limites inferiores e superiores das

variáveis independentes, respectivamente. A sintaxe da função do *fmincon* no MatLab[®] é a seguinte (MATHWORKS, 2012):

```

>>[x ,fval, exitflag, output, lambda, grad, hessian] = fmincon (fun, x0, A, b, Aeq, beq, lb, ub,
nolcon, option, p1, p2, ..., pn)

```

Onde os argumentos de entrada e saída respectivamente, podem ser vistos nas Tabela 5.1 e Tabela 5.2, respectivamente (onde os argumentos do lado direito da sintaxe acima representam a entrada na função *fmincon* e o lado esquerdo, a saída):

Tabela 5.1 Argumentos de entrada da função *fmincon*.

Argumentos de entrada	Descrição dos argumentos
<i>fun</i>	É um arquivo que contém a função objetivo $f(x)$, e que devolve um escalar que representa o valor da solução ótima "x".
x_0	Valor inicial das variáveis independentes, onde x_0 pode ser escalar, vetor, ou matriz.
<i>A, B</i>	São as desigualdades lineares ($Ax \leq B$), onde <i>A</i> é matriz e <i>B</i> é vetor.
<i>Aeq, Beq</i>	São as igualdades lineares ($Aeqx = Beq$), onde <i>Aeq</i> é matriz e <i>Beq</i> é vetor.
<i>lb, ub</i>	Conjunto dos limites inferior e superior, respectivamente, das variáveis independentes x ($lb \leq x \leq ub$).
<i>nolcon</i>	É o arquivo que contém $c(x)$ e $ceq(x)$, que são funções que definem as restrições não lineares de desigualdade e igualdade respectivamente, e que retorna os valores dos respectivos vetores;
<i>option</i>	Apresenta os diversos valores predeterminados dos parâmetros que ficam ao critério do programador, salientando-se principalmente a tolerância pretendida para o critério de parada relativamente ao valor da função objetivo (TolFun), ao valor do ponto ótimo (TolX) e das restrições (TolCon), bem como o número máximo de iterações. Por padrão, O MatLab assume para as tolerâncias mencionadas o valor predeterminado de 10^{-6} para todos eles.
<i>p1, p2...</i>	Argumentos adicionais para determinadas funções

Desta forma para solucionar o problema de desenho, abordado no presente trabalho, teve que se adequar a formulação do problema à estrutura da função *fmincon* que foi apresentada.

Tabela 5.2 Argumentos de saída da função *fmincon*.

Argumentos de saída	Descrição dos argumentos
<i>x</i>	É o vetor solução das variáveis independente ou de decisão.
<i>fval</i>	Corresponde ao valor da função objetivo no ponto ótimo.
<i>exitflag</i>	É uma condição de saída, que se for positiva indica que a função convergiu para a solução <i>x</i> , se for nula significa que o número máximo de iterações foi atingido, e se for negativa, indica que a função não convergiu para a solução.
<i>ouput</i>	Fornece informações relativa ao número de iterações efetuadas ao número de avaliações da função objetivo e o algoritmo usado.
<i>lambda</i>	É uma estrutura contendo os multiplicadores de Lagrange da solução " <i>x</i> " (no ponto ótimo).
<i>grad</i>	Desenvolve o valor do gradiente da função objetivo $f(x)$, para a solução " <i>x</i> " (no ponto ótimo).
<i>hessian</i>	Devolve o valor da Hessiana da função objetivo $f(x)$, para solução " <i>x</i> " (no ponto ótimo).

5.4.7 Definição das Variáveis do Projeto e Metodologia

Antes de se iniciar o algoritmo proposto neste trabalho, são selecionadas as variáveis que serão otimizadas segundo uma função objetivo. Esta irá avaliar as vantagens e desvantagens quanto as características térmicas e econômicas da bomba de calor.

Assim o modelo matemático a otimizar compreende um conjunto de 24 variáveis principais, sendo que os demais parâmetros da bomba de calor estão em função da combinação destas variáveis que serão otimizadas através das iterações, conforme Tabela 5.3.

Tabela 5.3 Variáveis de projeto

Variáveis	Numeração	Descrição da variável
T_1	x_1	Temperatura de evaporação
v_1	x_2	Volume específico na entrada do compressor
T_2	x_3	Temperatura na entrada do condensador (superaquecido)
v_2	x_4	Volume específico na entrada do condensador
T_2^*	x_5	Temperatura isentrópica na entrada do condensador
v_2^*	x_6	Volume isentrópico na entrada do condensador
T_3	x_7	Temperatura de condensação
v_{cam}	x_8	Taxa de deslocamento do compressor
D_{oc}	x_9	Diâmetro externo dos tubos do condensador
N_c	x_{10}	Número de tubos do condensador
L_c	x_{11}	Comprimento de cada tubo do condensador
D_{oe}	x_{12}	Diâmetro externo dos tubos do evaporador
N_{aletas}	x_{13}	Número de aletas (por metro) nos tubo do evaporador
m	x_{14}	Coefficiente adimensional de espaçamento de tubos
$mass_{ar}$	x_{15}	Vazão mássica de ar que entra no evaporador
L_e	x_{16}	Comprimento dos tubos do evaporador
N_{tf}	x_{17}	Número de tubos na parte frontal do evaporador
N_e	x_{18}	Número de tubos do evaporador
A_{fr}	x_{19}	Área frontal do evaporador
A_c	x_{20}	Área externa total de troca de calor no condensador
A_e	x_{21}	Área externa total de troca de calor no evaporador
esp_poli_r	x_{22}	Espessura do poliuretano expandido do reservatório
esp_poli_t	x_{23}	Espessura do poliuretano expandido da tubulação
D_{ot}	x_{24}	Diâmetro externo da tubulação de água quente do prédio

5.4.8 Definição da Função Objetivo e parâmetros econômicos

A função objetivo neste trabalho que deve ser minimizada é a CEA (Custo Equivalente de Aquecimento), nesta se tem o custo de investimento e os custos de eletricidade por unidade de capacidade de aquecimento necessária para atender a demanda, em todo o ciclo de vida. Neste trabalho, serão considerados o $CEA_{(bc)}$ da bomba de calor e o $CEA_{(sistema)}$ do sistema,

considerando os custos da bomba de calor mais de todo o sistema de distribuição de água quente, desta forma as equações (5.62) e (5.63), definem estas funções respectivamente.

$$CEA_{(bc)} = \frac{F \cdot VP_{total(bc)}}{Q_{c(bc)} \cdot H_{útil}} \quad (5.62)$$

$$CEA_{(sistema)} = \frac{F \cdot VP_{total(sistema)}}{Q_{c(sistema)} \cdot H_{útil}} \quad (5.63)$$

Onde as funções $CEA_{(bc)}$ e $CEA_{(sistema)}$ são expressas em $R\$/kWh$, $VP_{total(bc)}$ é o valor presente do custo parcial, incluindo este o custo de investimento da bomba de calor e de eletricidade apenas para o compressor, $VP_{total(sistema)}$ é o custo total da bomba de calor e sistema de distribuição, $Q_{c(bc)}$ é a capacidade de aquecimento necessária para atender à demanda de água quente do prédio, $Q_{c(sistema)}$ é a capacidade de aquecimento descontando as perdas de calor das tubulações de distribuição e reservatório, $H_{útil}$ é o número de horas que a bomba irá trabalhar em sua vida útil (conforme anexo 1), e F é o fator de anuidade conforme a equação (5.64) (KENNETH e LLOYD, 1993).

$$F = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-k}} \quad (5.64)$$

Onde i e k são a taxa de juros e número de anos de operação, respectivamente.

O $VP_{total(bc)}$ possui os custos de investimento no marco inicial (ano zero) e os custos de eletricidade durante a vida útil somente da bomba de calor em valor presente.

$$VP_{total(bc)} = VP_{investimento(bc)} + VP_{eletricidade} \quad (5.65)$$

O $VP_{investimento(bc)}$ é o valor presente referente ao custo de investimento, incluindo o custo de investimento dos componentes e fluido da bomba de calor, sendo: compressor, evaporador, condensador, ventilador, válvula de expansão, refrigerante e conexões.

$$\begin{aligned}
VP_{investimento(bc)} & & (5.66) \\
&= VP_{compressor} + VP_{evap} + VP_{conden} + VP_{ventilador} \\
&+ VP_{outros}
\end{aligned}$$

Os custos de investimento para a transferência de calor incluindo-se as áreas de trocas para o condensador e o evaporador estão conforme equações (5.67) e (5.68).

$$VP_{evap} = Ct_e N_e L_e + Ct_{aleta} A_{placa} N_{aletas} \quad (5.67)$$

$$VP_{cond} = Ct_c N_c L_c + C_{carcaça} \quad (5.68)$$

Onde para estes os custos Ct_e e Ct_c , representam os custos dos tubos, sendo que estes são diretamente crescentes com o diâmetro da tubulação. Os valores foram selecionados conforme especificações do fornecedor *Salvador Escoda S.A.*

O consumo de eletricidade da bomba de calor será determinado com as potências do compressor e do ventilador, e para o sistema completo, serão consideradas também a potência das bombas centrífugas para recirculação de água. No entanto, o custo da eletricidade VP_{eletrc} cresce de forma não uniforme em cada ano durante a vida útil do sistema, devido à taxa de inflação do custo de energia elétrica (*SAYYAADI, 2010*); então o valor presente do custo de eletricidade por consumo de energia é:

$$VP_{eletrc} = \frac{Co(1 + g_{eletr})}{i - g_{eletr}} \left[1 - \left(\frac{1 + g_{eletr}}{1 + i} \right)^k \right] \quad (5.69)$$

Sendo g_{eletr} a taxa de inflação anual por custo de energia elétrica, e Co dado pela equação (5.70).

$$Co = C_{eletr} H_{\text{útil}} W_T \quad (5.70)$$

Onde Co é o custo por consumo elétrico da potência total $W_{T(bc)}$ requerida para acionamento da bomba de calor, que é a soma do custo por consumo do compressor e do ventilador (W_v).

$$\dot{W}_{T(bc)} = W_c + W_v \quad (5.71)$$

Na potência total do sistema ($W_{T(sistema)}$) é considerado além do consumo do compressor (W_c) e do ventilador do evaporador (W_v), o consumo das bombas centrífugas para a recirculação de água.

O valor de $Q_{c(sistema)}$ considera a capacidade de aquecimento do condensador, menos as perdas de calor dadas pelo reservatório térmico (Q_{perdas}), conforme equacionamento do capítulo 4.

$$Q_{c(sistema)} = Q_c - Q_{perdas} \quad (5.72)$$

No intervalo específico de capacidade de aquecimento do condensador, um compressor e um ventilador centrífugo foram selecionados, levando-se em conta os valores fornecidos pelos fabricantes, sendo que o custo dos trocadores de calor está sujeito a área de troca de calor selecionada, e a geometria de cada componente (*CÓRDOVA LOBATÓN, 2011*).

$$\dot{W}_{T(sistema)} = \dot{W}_{T(bc)} + W_{bombas-centrifugas} \quad (5.73)$$

O $VP_{total(sistema)}$ é o valor presente referente ao custo de investimento, incluindo o custo de investimento dos componentes, fluido da bomba de calor e sistema, ou seja, valores da bomba de calor, reservatório térmico, bombas centrífugas para recirculação de água e o sistema de distribuição de água.

$$\begin{aligned} VP_{total(sistema)} &= VP_{investimento(bc)} + VP_{reserv} + VP_{bombas-centrifugas} \\ &+ VP_{tubulações} \end{aligned} \quad (5.74)$$

Os estudos de custos da bomba de calor e sistema foram realizados separados, para efeito comparativo com o trabalho de *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)*, que realizou o estudo apenas da bomba de calor sendo que o presente trabalho considera o sistema por completo.

5.4.9 Especificação do Sistema

As especificações do sistema completo, assim como os fatores econômicos que envolvem o projeto, são apresentadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 Especificações do sistema.

Parâmetro	Tipo ou Valor	Parâmetro	Tipo ou Valor
Condensador			
Tipo	Casco e Tubos	Custo carcaça cond.	17 RS/m ²
Temperatura T_3	Variável	Outros acessórios	2000 RS
Evaporador			
Tipo	Expansão direta	Número de tubos N_c	Variável
Temperatura T_1	Variável	Longitude de tubo L_c	Variável
Área de transferência	Variável	Diametro do casco	Variável
Carga Térmica	Variável	Fatores econômicos *	
Arranjo	Triangular 60°	Taxa de juros i	12 % ano
Tipo aletas	Placa plana	Taxa de inflação gelect	6,5 % ano
Diâmetro externo	Variável	Horas de operação anual	6570 (18 p/dia)
Espessura de aletas	0,25 mm	Anos de vida útil k	15 anos
Espaço entre aletas	Variável	Custo de eletricidade C_{eletr}	0,3288 RS/KWh
Número de tubos N_e	Variável	Custo de tubos evap. Ct_c	RS/metro linear
Longitude de tubo L_e	Variável	Custo dos tubos cond. Ct_e	RS/metro linear
Número de fileiras	4	Área de transferência	Variável
		Carga térmica	Variável
		Arranjo dos tubos	Triangular 60°
Compressor			
Tipo	Scroll	Custo compressor scroll	RS4.727,60
Refrigerante	R-134a	Custo do ventilador	RS510,00
Potência	Variável		
Reservatório			
		Área de transferência	Variável
Diâmetro interno	Variável		
Diâmetro externo	Variável		
espessura poliuretano	Variável	Custo do poliuretano	Variável
espessura aço inoxidável	Fixa	Custo do aço inoxidável	RS760,00
Tubulações (prédio)			
Diâmetro interno	Variável	Custo do Aquaterm	Variável
Diâmetro externo	Variável		
espessura poliuretano	Variável	Custo do poliuretano	Variável

* As fontes dos fatores econômicos são mostrados no Anexo 1.

5.5 Método de Euler

O método de Euler é um numérico aplicado na solução de equações diferenciais ordinárias com valor inicial. O método da série de *Taylor* faz uso de várias derivadas sendo mais trabalhoso de se determinar o erro em relação à solução analítica, este será pequeno se o tamanho do passo incremental dado na série de *Taylor* h_e é pequeno (*CURTIS, 1970*). De fato, se h_e é suficientemente pequeno apenas alguns termos da série são necessários para uma boa precisão.

Seja a equação:

$$y' = f(x, y) \quad (5.75)$$

Com a condição inicial:

$$y(x_0) = y_0 \quad (5.76)$$

Onde x_0 e y_0 são dados e supondo que o problema tenha uma solução única em algum intervalo aberto $a < x < b$ contendo x_0 .

Assim este método é capaz de calcular valores numéricos aproximados da solução $y(x)$ de (1) em pontos equidistantes sobre o eixo x .

$$x_1 = x_0 + h_e \quad x_2 = x_0 + 2h_e \quad x_3 = x_0 + 3h_e \quad \dots \quad (5.77)$$

Sendo o tamanho do passo h_e um número fixo, por exemplo, 0,2, 0,02, 0,0001. Essa formulação de resolução do método passo a passo vêm da série de Taylor:

$$y_{(x_0+h)} = y(x_0) + h_e y'(x_0) + \frac{y''(\xi)}{2} h_e^2, \quad x_0 < \xi < x_0 + h_e \quad (5.78)$$

O método de Euler pode ser pensado como uma aproximação de primeira ordem da equação, sendo h suficientemente pequeno, de maneira que as potências mais elevadas h_e^2, h_e^3, \dots possam ser igualadas.

$$y(x+h) \approx y(x) + hy'(x) = y(x) + hf(x,y) \quad (5.79)$$

Com a última relação do lado direito obtida pela EDO dada no primeiro passo, calculamos:

$$y_1 = y_0 + h_e f(x_0, y_0) \quad (5.80)$$

Que é uma aproximação de $y(x_1) = y(x_0 + h_e)$. No segundo passo, calculamos:

$$y_2 = y_1 + h_e f(x_1, y_1) \quad (5.81)$$

Que é uma aproximação de $y(x_2) = y(x_0 + 2h_e)$ etc, e, em geral:

$$y_{n+1} = y_n + h_e y'_n \quad (5.82)$$

Geometricamente, ele é uma aproximação da curva $y(x)$ por um polígono cujo primeiro lado é tangente a esta curva em x_0 (KREYSZIG, 2009). Neste simples método o intervalo de y'_n é determinado pelo incremento da função, mas este será sempre aproximado em relação à solução analítica, conforme mostra a Figura 5.3.

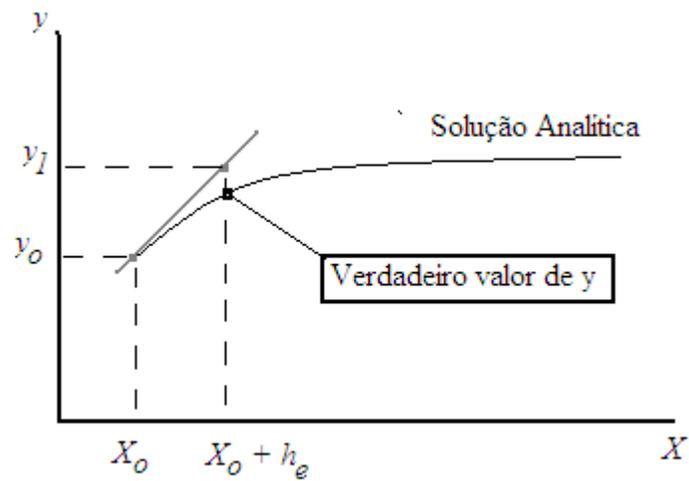


Figura 5.3 Comparação do método numérico com a solução analítica.

Neste trabalho foi utilizado este método numérico, para o cálculo da variação da temperatura do reservatório em função do tempo (T_{reserv} – das 24 horas do dia), este método cumpriu com as necessidades desta aplicação e portanto, fornece uma boa aproximação com a solução real, sendo adequado o seu uso para este tipo de problema. O gráfico obtido da variação da temperatura do reservatório para os diversos volumes obtidos com a utilização do método de Euler, pode ser visto conforme Figura 6.2.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente estudo envolve três tipos de computação: projeto preliminar, projeto otimizado e simulação do sistema.

O projeto preliminar visa obter uma primeira especificação detalhada do sistema, que serve como estimativa inicial para o processo de otimização do sistema. Este processo de otimização resulta no desenho do sistema otimizado do ponto de vista econômico, levando em conta os custos de instalação e consumo elétrico ao longo da vida útil do sistema, que é estimada em 15 anos. Finalmente, o sistema detalhado resultante do processo de otimização é simulado fora das condições de projeto.

Em todos os tipos de computação foi modelado o funcionamento do sistema geral obtendo-se o coeficiente de desempenho (*COP*), a potência térmica do evaporador e a potência total requerida, entre outros parâmetros.

No projeto otimizado, foram determinados os parâmetros a serem fixados e os que são variáveis. Esses parâmetros foram selecionados visando minimizar o CEA. A otimização foi realizada utilizando a função *fmincon* do ambiente MatLab[®], mediante o método SQP para programação não linear restrita. Foram impostas as restrições de cada variável e as restrições combinadas das variáveis. A otimização da bomba de calor foi realizada a partir de um intervalo de condições às quais o equipamento pode vir a ser submetido ao longo de sua vida útil, levando em conta as condições médias de temperatura ambiente ao longo do dia.

Na simulação do sistema foi utilizada uma sub-rotina para determinar as perdas térmicas do reservatório de água quente, obtendo-se assim a variação da temperatura do reservatório ao longo das 24 horas do dia para cada volume selecionado.

O valor de Q_c varia conforme o volume do reservatório escolhido. Variando este volume de

3 a 30 m³, foi escolhido o valor que forneceu o menor trabalho médio do compressor e menor amplitude na variação de sua temperatura do reservatório em relação à temperatura média que é de 55°C.

A partir daí é realizada a simulação com as variáveis otimizadas e o volume do reservatório térmico escolhido obtendo assim os valores ótimos para o *COP*, *CEA*, potência do compressor, eficácia do sistema, entre outros.

6.1 Condições de projeto

Os cálculos preliminares da capacidade de aquecimento da bomba de calor são dados pelos seguintes procedimentos. Considerando que cada pessoa gasta aproximadamente 8 minutos no banho, com uma vazão por chuveiro estimada de 4,5 kg/min, o consumo diário é de 36 kg de água por pessoa (*ILHA, 1999*) que corresponde a 5.760 kg de água para o total de 160 pessoas.

Pode-se obter a energia térmica necessária da equação (6.1) considerando que a água utilizada para banho deve ser aquecida de 20 °C até 55 °C (média adotada para temperatura do reservatório térmico) e o C_p da água igual a 4.180 J/kg.K, resultando em um calor de 843 MJ.

$$Q = mC_p\Delta T \quad (6.1)$$

Com esse dado é possível calcular a potência requerida (de projeto) para a bomba de calor, considerando um uso diário de 18 horas resultando em um valor de 13.000 W.

Considerando ainda 10% de perdas de calor no sistema (*CÓRDOVA LOBATÓN, 2011*), o fluxo de calor trocado entre o fluido refrigerante e a água será de 14.300 W. No fluxo de calor do condensador Q_c , simulado com as devidas relações de transferência de calor e o método numérico de Euler, foram levados em conta as perdas de calor das tubulações de distribuição de água no prédio, do reservatório térmico e as distribuições de temperatura ambiente ao longo do ano para a

cidade de Campinas (fornecidas pelo Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura *Cepagri* – UNICAMP, no ano de 2011).

Para as estimativas de Q_c no programa de simulação do reservatório térmico, foi calculado previamente um Q_c em função do volume do reservatório, de suas perdas térmicas e das perdas do sistema de distribuição de água quente de forma que este opere nas condições iniciais de projeto para o funcionamento da bomba de calor das 5 as 23 hs, conforme valores da Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Variação de Q_c , conforme aumento do volume do reservatório.

<i>Volumes (m³)</i>	<i>Q_c (W)</i>
3	14.420
5	14.450
6	14.480
7,5	14.500
10	14.550
15	14.580
20	14.620
30	14.620

Os resultados da Tabela 6.1 foram obtidos de forma iterativa em função da variação da temperatura do reservatório com modelamento de transferência de calor para cada volume deste, com a equação (4.6) da distribuição de temperatura para a temperatura inicial estimada de 55 °C. Tendo em vista uma temperatura de conforto para banho na faixa de 35 °C (*ILHA, 1994*), a temperatura inicial no reservatório supre as necessidades ao longo das perdas no circuito de distribuição de água quente (no edifício) e as perdas do reservatório térmico.

O uso da água quente no banho fornecida pelo reservatório precisa ser complementado pela mistura de água fria, realizada pela pessoa de forma a obter uma melhor temperatura de conforto no banho (média de 35 °C). Isto acarreta um fator imponderável no fluxo mássico de mistura, sendo que as condições de projeto e estimativa média inicial de temperatura do reservatório de 55 °C, deve suprir também as necessidades desta mistura.

6.2 Projeto preliminar

As condições operacionais e ambientais selecionadas para obtenção das dimensões aproximadas dos componentes no programa do “projeto preliminar”, estão mostradas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 Dados de entrada ao programa do projeto preliminar.

<i>Parâmetro</i>	<i>Valor</i>
Temperatura média do reservatório (°C)	55
Temperatura média do ar ambiente (°C)	24
Diferença de temperatura no condensador (°C $\rightarrow T_3 - T_{\text{reserv}}$)	10
Diferença de temperatura no evaporador (°C $\rightarrow T_{\text{amb}} - T_4$)	10
Potência projetada do condensador (W)	14.300

A fim de comparar o trabalho realizado por *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* e este trabalho, nas tabelas de resultados referentes à bomba de calor serão apresentados os resultados por ele obtido (chamado de *CÓRDOVA*), comparados com os resultados de cada uma das mudanças realizadas próprias deste trabalho na bomba de calor, sendo elas: as relações de transferência de calor desenvolvidas por *Churchill (1974) (T.C.)* conforme equações (3.58), (3.59) e (3.60), de perda de carga (*P.C.*), conforme capítulo 4 e efeito de todas as considerações juntas (*P*), tendo por fim os resultados do sistema analisados apenas neste trabalho.

A temperatura média do ar ambiente para Campinas foi definida como sendo 24 °C do ano de 2011 (*Cepagri – UNICAMP*). Lembrando que a média da temperatura do ar ambiente foi obtida referente ao período de trabalho da bomba de calor, sendo este das 5 às 23 horas. As diferenças de temperatura no evaporador e condensador foram fixadas em 10 °C para solução inicial.

As Tabelas Tabela 6.3, Tabela 6.4 e Tabela 6.5 comparam os resultados obtidos no projeto preliminar do trabalho realizado por *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* e as respectivas modificações realizadas neste trabalho para as relações de transferência de calor, perdas de carga e as duas juntas, apenas da bomba de calor.

Tabela 6.3 Resultados da simulação do condensador no projeto preliminar.

<i>Parâmetro</i>	<i>Condensador</i>			
	<i>CÓRDOVA</i>	<i>T.C.</i>	<i>P.C.</i>	<i>P</i>
$\epsilon m \dot{c}$ (W/K)	1430	1430	1430	1430
Q_c (W)	14300	14300	14300	14300
COP (<i>B.C</i>)	3,33	3,33	3,33	3,33

Tabela 6.4 Resultados da simulação do evaporador no projeto preliminar.

<i>Parâmetro</i>	<i>Evaporador</i>			
	<i>CÓRDOVA</i>	<i>T.C.</i>	<i>P.C.</i>	<i>P</i>
$\epsilon m \dot{c}$ (W/K)	1001,3	1005,1	1005,1	1005,1
Q_e (W)	10013	10051	10051	10051

Tabela 6.5 Resultados da simulação do compressor no projeto preliminar.

<i>Parâmetro</i>	<i>Compressor</i>			
	<i>CÓRDOVA</i>	<i>T.C.</i>	<i>P.C.</i>	<i>P</i>
$\epsilon m \dot{c}$ (W/K)	-	-	-	-
Potência (W)	4249	4249	4249	4249
Eficiência Volumétrica	0,917	0,917	0,917	0,917
Eficiência Adiabática	0,66	0,66	0,66	0,66

Tendo-se idéia das dimensões dos trocadores de calor, definimos os aspectos construtivos geométricos de cada um deles. A Tabela 6.6 apresenta as configurações e parâmetros para cada componente. Os diâmetros nominais do evaporador e do condensador foram selecionados segundo a norma ASTM B280 de tubos de cobre para ar condicionado e refrigeração que são comercialmente oferecidos em comprimentos de 6 m. Já o número de aletas por metro de comprimento varia desde 110 a 820, sendo as mais empregadas as entre 315 a 512 por metro (KAKAÇ, 1991).

Tabela 6.6 Configurações e parâmetros do condensador/evaporador para o projeto preliminar.

Parâmetro	Condensador	Evaporador
Configuração	Casco e tubos	Feixe de tubos aletados
Diâmetro nominal dos tubos (m)	0,01905 (3/4")	0,0127 (1/2")
Número de tubos	50	48
Comprimento dos tubos (m)	1,5	1
Número de aletas	-	512
Fator de espaçamento entre tubos	1,25	1,5
Área de transferência de calor (m ²)	2,32	5,4
Área frontal (m ²)	-	0,25
Massa do ar	-	1,5

Com estes parâmetros incluídos nas sub-rotinas dos trocadores de calor, é simulado o sistema para o caso da temperatura média anual de Campinas (24 °C), obtendo-se os resultados da Tabela 6.7.

Tabela 6.7 Resultados da Simulação.

Parâmetro	Valor			
	<i>CÓRDOVA</i>	<i>T.C.</i>	<i>P.C.</i>	<i>P</i>
Coefficiente de rendimento (COP)	2,69	2,71	2,70	2,72
Custo equiv. por unidade de pot. do cond. (R\$/kW-h)	0,223	0,223	0,223	0,223
Investimento (R\$)	10595,3	10595,3	10595,3	13695,3
Custo de operação em 15 anos (R\$)	145283,2	145283,2	145283,2	148283,2
Taxa de calor no evaporador (W)	8995,6	9032,7	9007,5	9046,2
Potência do compressor (W)	5304,4	5267,3	5292,5	5254,0
Potência do ventilador (W)	2720,3	2720,3	2720,3	2720,3
Eficiência adiabática do compressor	0,6	0,6	0,6	0,6
Eficiência volumétrica do compressor	0,8593	0,8611	0,8609	0,8629
Vazão do R-134a (kg/s)	0,0891	0,0889	0,0893	0,089
$\dot{m} \dot{c}$ (evaporador) (W/K)	820,16	820,56	820,23	820,64
$\dot{m} \dot{c}$ (condensador) (W/K)	1463,2	1463,1	1463,1	1463,2

Vale destacar que o resultado encontrado do investimento inicial neste projeto foi maior que o de *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* por este não considerar os custos do sistema e sim apenas da bomba de calor.

Os resultados da Tabela 6.7 mostram um alto consumo da potência do ventilador do evaporador em comparação com o valor obtido da potência do compressor, espera-se obter após otimização um valor menor de consumo para estes dois e principalmente para a potência do ventilador. Já as mudanças obtidas para o COP, não foram tão relevantes considerando as modificações das considerações realizadas no cálculo.

6.3 Resultados do projeto otimizado da bomba de calor

Na otimização é necessário determinarmos os parâmetros a serem fixados e aqueles que

desejamos otimizar. A Tabela 6.8 mostra as especificações do sistema assinalando as 24 variáveis de otimização selecionadas neste trabalho. A função objetivo especificada pela equação (5.62) será o foco da busca do valor “ótimo”. O equacionamento que foi utilizado na modelagem teórica da bomba de calor é também usado para esta etapa (equações do capítulo 3).

A restrição de cada variável é determinada pelo valor máximo e mínimo que possa adquirir convenientemente após a etapa “projeto preliminar”, ou por natureza própria da variável, assim como se é contínua ou discreta. A Tabela 6.8 mostra as variáveis com seus valores máximo e mínimo, bem como o tipo de variável.

Tabela 6.8 Mínimos e máximos dos valores das variáveis.

Variável	Mínimo	Máximo	Unidade	Observações	Tipo
T_i	-100	100	° C	R-134a	Contínua
v_i	0	Infinito	m ³ /kg	Suavizadas	Contínua
v_{cam}	0	0,02	m ³	-	Discreta
D_{oc}	3/8	2 1/8	in	ASTM B280	Discreta
N_c	1	Infinito	-	Suavizadas	Discreta
L_c	1	6	m	1; 1,5; 2; 3; e 6 m	Discreta
D_{oe}	1/8	3/8	in	ASTM B280	Discreta
$Naletas$	110	812	-	-	Discreta
Le	1	6	m	1; 1,5; 2; 3; e 6 m	Discreta
Ne	1	Infinito	-	Suavizadas	Discreta
m	1,25	3,5	m	Kays & London	Contínua
N_{tf}	0	Infinito	-	Suavizadas	Discreta
A_{fr}	0,25	Infinito	m	Suavizadas	Contínua
A_e	3	Infinito	m ²	Suavizadas	Contínua
A_c	4	Infinito	m ²	Suavizadas	Contínua
e_{poli_r}	0,05	0,3	m	-	Contínua
e_{poli_t}	0,025	0,065	m	-	Discreta
D_{ot}	3/8	2 1/8	in	-	Discreta

Vale destacar que no trabalho de *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* as restrições das áreas de transferência de calor do evaporador (A_e) e condensador (A_c) foram limitadas em seus valores máximos, enquanto que para o presente trabalho optou-se por deixar livres estas variáveis. Desta forma, pode-se ter um aumento do número de tubos dos dois trocadores de calor, buscando maiores áreas de transferência de calor para minimizar a função objetivo. As funções de restrição não linear de igualdade e desigualdade do problema são mostradas segundo formulação da seguinte maneira:

$$f(x) = 0 \{ \min f(x) = CEA(X) \}$$

$$C_{eq}(x) \left\{ \begin{array}{l} p_2 - p_3 - hl_{(total)} = 0 \\ p_2 - p_2^* = 0 \\ s_2^* - s_1 = 0 \\ p_1 - p_4 = 0 \\ w\eta_{ad} - w^* = 0 \\ N_e - 4N_{tf} = 0 \\ \dot{Q}_c - \dot{Q}_{proj} = 0 \\ \dot{Q}_e - (\varepsilon\dot{m}c)_e(T_1 - T_{amb}) = 0 \\ \dot{Q}_c - (\varepsilon\dot{m}c)_c(T_{reserv} - T_3) = 0 \end{array} \right.$$

$$lb \leq x \leq ub \left\{ \begin{array}{l} T_i^{min} \leq T_i \leq T_i^{max} \quad i = 1,2 \dots 5 \\ v_i^{min} \leq v_i \leq v_i^{max} \quad i = 1,2 \dots 5 \\ v_{cam}^{min} \leq v_{cam} \leq v_{cam}^{max} \\ D_{oc}^{min} \leq D_{oc} \leq D_{oc}^{max} \\ N_c^{min} \leq N_c \leq N_c^{max} \\ L_c^{min} \leq L_c \leq L_c^{max} \\ D_{oe}^{min} \leq D_{oe} \leq D_{oe}^{max} \\ N_{aletas}^{min} \leq N_{aletas} \leq N_{aletas}^{max} \\ m^{min} \leq m \leq m^{max} \\ mass_{ar}^{min} \leq mass_{ar} \leq mass_{ar}^{max} \\ L_e^{min} \leq L_e \leq L_e^{max} \\ N_e^{min} \leq N_e \leq N_e^{max} \\ N_{tf}^{min} \leq N_{tf} \leq N_{tf}^{max} \\ A_{tf}^{min} \leq A_{tf} \leq A_{tf}^{max} \\ A_e^{min} \leq A_e \leq A_e^{max} \\ A_c^{min} \leq A_c \leq A_c^{max} \\ e_{poli_r}^{min} \leq e_{poli_r} \leq e_{poli_r}^{max} \\ e_{poli_t}^{min} \leq e_{poli_t} \leq e_{poli_t}^{max} \\ D_{ot}^{min} \leq D_{oc_t} \leq D_{oc_t}^{max} \end{array} \right.$$

Uma vez determinados os parâmetros de restrições, são fornecidos os valores iniciais de $x(0)$ para cada variável do sistema de otimização. A tolerância no valor da função objetivo (TolFun) é de 10^{-6} e o número máximo de iterações permitidas (MaxIter) é de 10^8 , sendo estes parâmetros determinados automaticamente pela função *fmincon*.

A Figura 6.1 mostra a comparação dos resultados da otimização feita para diferentes temperaturas do ar ambiente. As variações desta temperatura, foram baseadas na variação entre as temperaturas mínimas (3 °C) e máximas (35 °C) registradas em Campinas no ano de 2011. As condições de temperatura foram fornecidas pelo Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura (Cepagri – UNICAMP), sendo fornecidos dados de medições a cada 10 minutos durante o ano, do começo de Janeiro de 2011 ao final de Dezembro de 2011, obteve-se com esses dados a distribuição média de temperatura ambiente ao longo do dia.

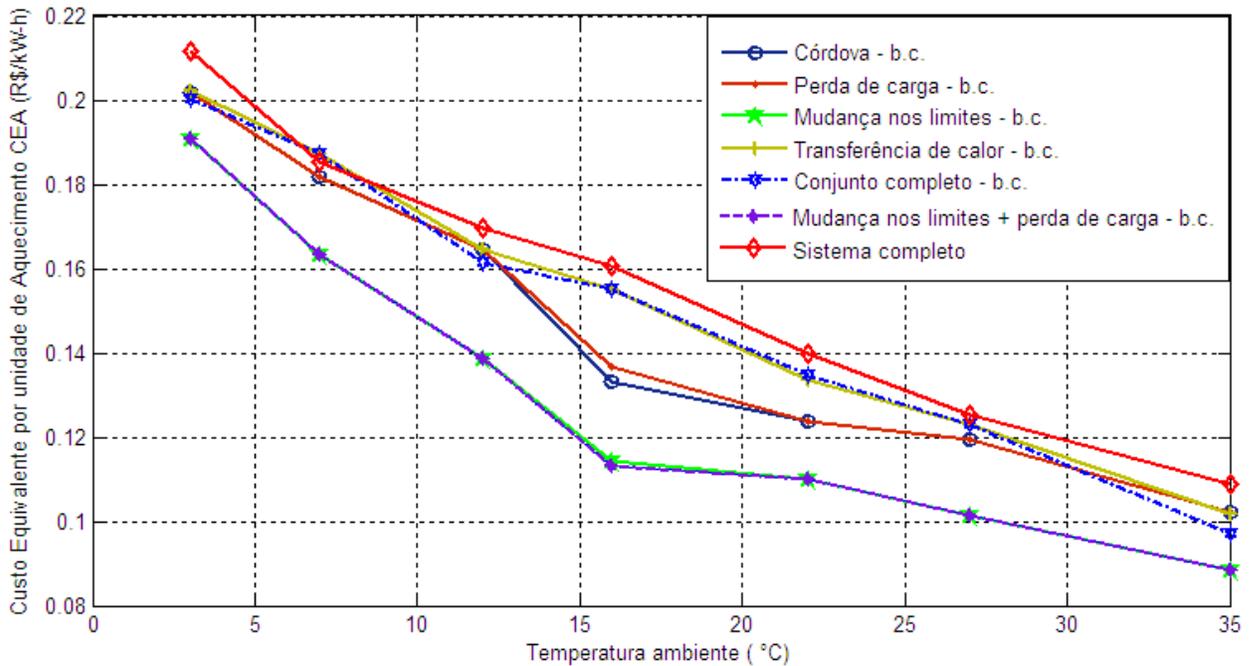


Figura 6.1 Comparações da função objetivo (CEA) em diferentes temperaturas do ambiente.

Segundo *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* a bomba de calor irá operar a maior parte do tempo durante o ano sob condições de temperatura do meio ambiente entre 25 e 30 °C, sendo que esta foi projetada com os parâmetros obtidos após otimização. A bomba de calor foi projetada para condições médias de temperatura anual estudada, ela é capaz de atender satisfatoriamente as condições ambientais adversas em toda a variação da temperatura ambiente.

Na Figura 6.1 o CEA da bomba de calor (conjunto completo – b.c.) permaneceu menor do que o do sistema completo para maior parte do intervalo de temperatura, já que as considerações do sistema levam em conta os trabalhos realizados pelas bombas centrífugas e custos iniciais de instalação de todo o sistema. Foi destacado o comportamento do CEA considerando as perdas de carga mais as mudanças nos limites das variáveis otimizadas, porém, sem as considerações de transferência de calor, para se avaliar o efeito destas.

Os resultados das variáveis otimizadas e comparações com o trabalho de *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* com cada uma das mudanças realizadas neste trabalho (relações de

transferência de calor e perda de carga na bomba de calor), incluindo a mudança dos limites superiores para “infinito” das variáveis não lineares de área e número de tubos dos trocadores (N_{tf} , A_{fr} , A_e e A_c) da Tabela 6.8, sendo estas especificadas nas tabelas seguintes como “Limites”, para as condições de maior utilização estabelecidas, estão conforme Tabela 6.9.

Tabela 6.9 Comparações das variáveis otimizadas.

Variável	Valor ótimo				
	<i>CÓRDOVA</i>	<i>Limites</i>	<i>T.C.</i>	<i>P.C.</i>	<i>P</i>
D_{oc}	0,01905 (3/4)"	0,01588 (5/8)"	0,01905 (3/4)"	0,01905 (3/4)"	0,01588 (5/8)"
N_c	44	58	38	43	58
L_c	3,67	4,15	3,77	3,8	4,14
D_{oe}	0,00792 (5/16)"	0,0127 (1/2)"	0,00792 (5/16)"	0,00792 (5/16)"	0,0127 (1/2)"
N_{aletas}	315	315	315	313	315
L_e	1,54	1,66	1,54	1,54	1,66
N_e	20	35	20	20	36
m	3	3	3	3	3
N_{tf}	10	10	9	9	10
A_{fr}	0,5	0,8	0,5	0,52	0,5
A_e	9	15,68	9	9	15,95
A_c	4,83	7,23	4,27	4,88	7,22
CEA	0,133	0,1145	0,132	0,134	0,1136

Os valores ótimos das variáveis para o projeto são mostrados na Tabela 6.9, o ponto ótimo escolhido foi baseado na máquina projetada nas condições de operação média durante o ano. Na Figura 6.1 percebe-se as diferentes influências das perdas de carga e dos limites superiores (ub) das áreas de troca sobre o CEA. Nota-se que a inclusão das perdas de carga na bomba de calor fez com que o CEA ficasse maior em grande parte das temperaturas. Já a maior abrangência de possibilidades nas áreas de troca, permitiram um menor CEA em quase toda a extensão, sendo este o objetivo da otimização, obter um menor valor do custo equivalente de aquecimento.

6.4 Resultados da simulação do sistema

Com o devido modelamento das perdas térmicas do reservatório de água quente, condições de distribuição de temperatura ambiente ao longo do dia para a região sudeste e considerações de potência do chuveiro e moradores do prédio já descritas, é possível a obtenção das curvas de distribuição de temperatura do reservatório para os vários volumes considerados no presente trabalho, empregando a discretização temporal de Euler.

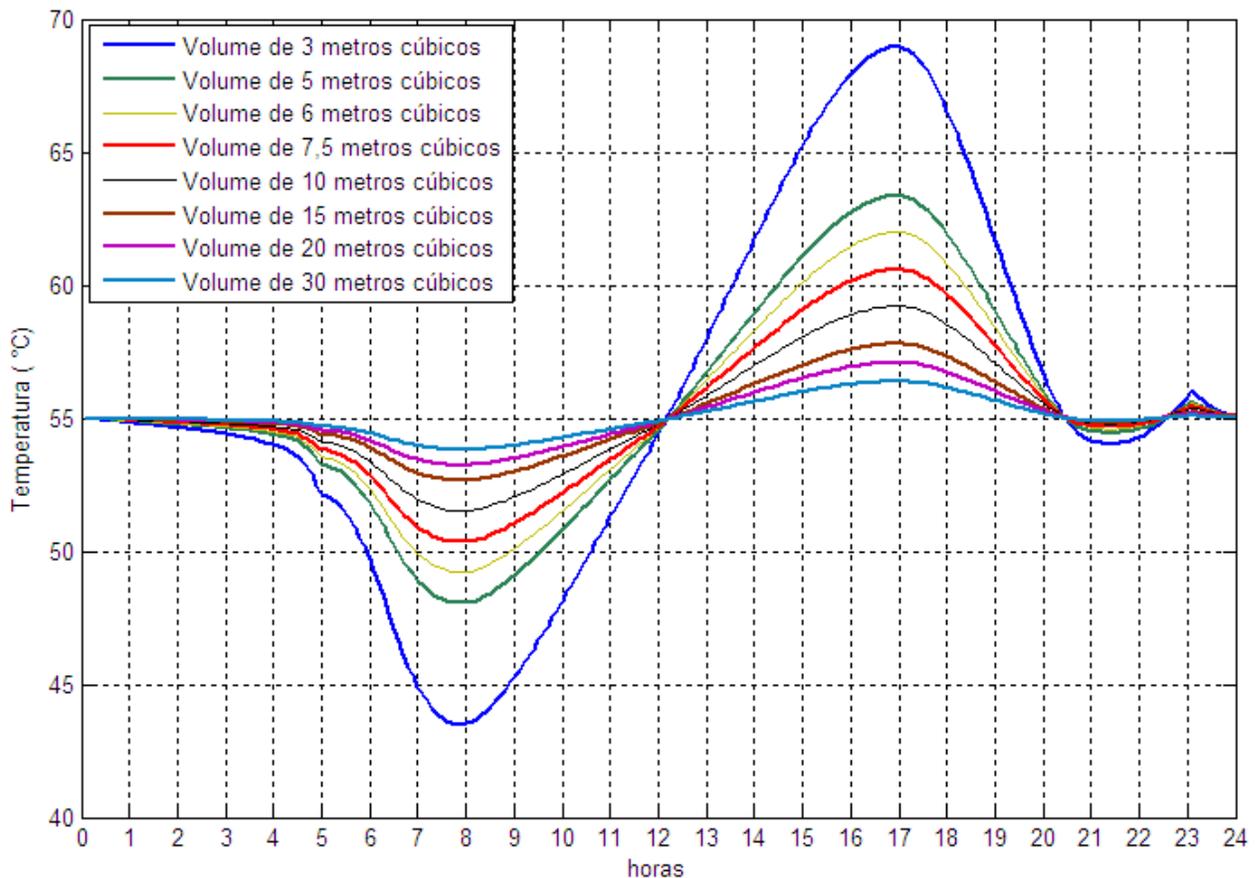


Figura 6.2 Variação da temperatura do reservatório para os diversos volumes.

Como o trabalho médio do compressor apresentou um valor baixo para o volume de 7,5 m³ do reservatório térmico, quando comparado com outros volumes, este foi escolhido para as demais simulações. Assim, foi escolhido também um valor no qual as amplitudes de temperatura

da Figura 6.2, sejam menos acentuadas (melhorando a eficiência da bomba de calor).

Desta forma, obtêm-se as variáveis otimizadas do sistema, utilizando o Q_c de 14.300W, calculado nas condições de projeto, e de 14.500 W, considerando as simulações de transferência de calor no reservatório térmico, conforme Tabela 6.10.

Tabela 6.10 Variáveis otimizadas para o sistema, com os devidos Q_c .

Variável	Valor ótimo	
	$P - Q_c (14.300 W)$	$P - Q_c (14.500W)$
D_{oc}	0,01588 (5/8)"	0,01588 (5/8)"
N_c	49	51
L_c	3,8	3,85
D_{oe}	0,0127 (1/2)"	0,0127 (1/2)"
N_{aletas}	315	315
L_e	1,45	1,68
N_e	30	33
m	3	3
N_{ff}	9	10
A_{fr}	0,5	0,5
A_e	13,29	14,85
A_c	5,58	5,86
e_{poli_r}	0,25	0,25
e_{poli_t}	0,05	0,05
D_{ot}	0,00953 (3/8)"	0,00953 (3/8)"
CEA	0,126	0,121

Em relação à comparação do CEA apenas da bomba de calor no presente trabalho, de 0,1136 (Tabela 6.9), e o do sistema completo (Tabela 6.10), de 0,121, com o Q_c utilizado de 14500 W (para um volume do reservatório de 7,5 m³, conforme Tabela 6.1), nota-se que ocorreu

um acréscimo quando se considera o sistema. Este se dá devido aos maiores custos de investimento de instalação, das tubulações de distribuição de água quente, reservatório térmico e operação das bombas centrífugas.

Desta forma, com as variáveis de otimização selecionadas e as considerações para um Q_c de 14500 W, são realizadas novamente as simulações do sistema e obtidos os novos valores para os parâmetros otimizados com o estudo da bomba de calor e do sistema, conforme Tabela 6.11 e Tabela 6.12, respectivamente.

Tabela 6.11 Comparação dos valores obtidos após otimização do trabalho de Córdova e o presente trabalho.

Parâmetro	Valor				
	<i>CÓRDOVA</i>	<i>Limites</i>	<i>T.C.</i>	<i>P.C.</i>	<i>P</i>
Coefficiente de desempenho (COP)	3,14	3,25	3,1	3,12	3,26
Investimento (R\$)	11041	13214	11310	11595,3	15345
Custo de operação em 15 anos (R\$)	93069,2	92075,2	93057,8	93169	92140,5
Fluxo de calor no evaporador (W)	9750,5	9202,9	9515,9	9149,7	9920,2
Potência do compressor (W)	3850,6	3842,6	3850,6	3850,6	3845,6
Potência do ventilador (W)	597,3	585,4	597,3	597,3	586,6
Eficiência adiabática do compressor	0,68	0,68	0,63	0,65	0,66
Eficiência volumétrica do compressor	0,91	0,91	0,88	0,89	0,9

Tabela 6.12 Comparações dos valores obtidos após otimização, nas condições do sistema.

Parâmetro	Valor	
	<i>P- Q_c - 14300 W</i>	<i>P- Q_c - 14500 W</i>
Coeficiente de desempenho (COP)	3,26	3,32
Investimento (R\$)	15545	15364
Custo de operação em 15 anos (R\$)	95149,2	95352
Fluxo de calor no evaporador (W)	18410	18500
Potência do compressor (W)	3912,5	3963,4
Potência do ventilador (W)	602,3	604,5
Eficiência adiabática do compressor	0,68	0,68
Eficiência volumétrica do compressor	0,92	0,92
Potência da bomba centrífuga (1) - (W)	184	184
Potência da bomba centrífuga (2) - (W)	368	368
Eficácia (sistema)	3,16	3,20

Nos valores finais obtidos na simulação nota-se que o COP diminui em relação à simulação realizada da bomba de calor (3,32) e com as considerações de sistema (3,2) neste trabalho. Esta redução é devido ao último considerar o trabalho realizado pelas bombas centrífugas de distribuição de água quente e perdas térmicas do reservatório. O gráfico da Figura 6.3 representa a média da distribuição do COP da bomba de calor ao longo das 24 horas do dia para cada um dos volumes do reservatório selecionados neste trabalho.

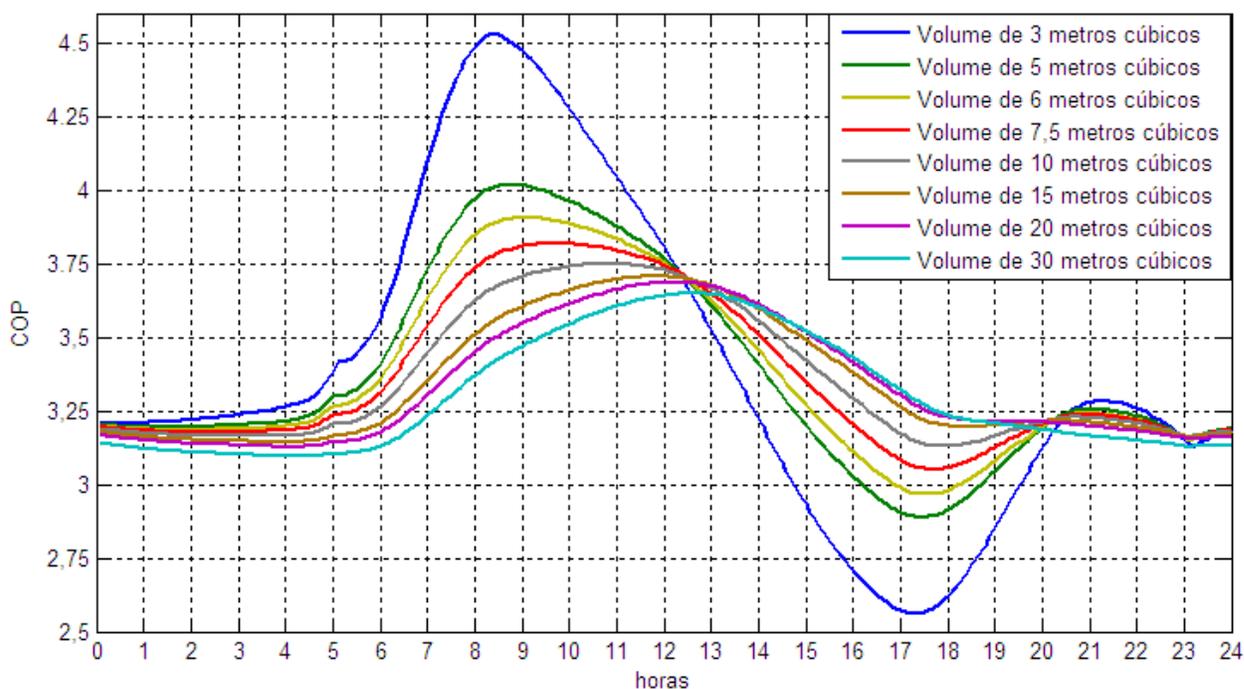


Figura 6.3 Variação do COP da bomba de calor para os diversos volumes de reservatório.

Uma estimativa do tempo de amortização do custo de investimento inicial de R\$ 15.364,00 pode ser obtido comparando o CEA calculado do sistema de 0,121 R\$/kWh em relação ao custo de aquecimento do chuveiro elétrico de 0,32 R\$/kWh. Desta forma, para um edifício de 160 pessoas, considerando um banho por dia de 8 minutos por pessoa (*ILHA, 1994*), na potência de 4500 W do chuveiro elétrico, chega-se no gasto total anual de R\$ 11.059,00 do edifício. Já com a utilização da bomba de calor este valor cai para R\$ 4.251, uma economia anual de R\$ 6.808, com amortização no tempo de 2 anos e 3 meses (sem as considerações de manutenção e mão de obra na instalação).

7 CONCLUSÕES

Foi realizada a simulação do sistema, contendo a bomba de calor, reservatório térmico, tubulações de distribuição de água quente no edifício e bombas centrífugas para recirculação de água. A modelagem do sistema incluiu sub-rotinas para o cálculo das propriedades termofísicas do fluido refrigerante e demais fluidos envolvidos. O programa envolveu ainda relações termodinâmicas, de transferência de calor e mecânica dos fluidos detalhadas para cada um dos componentes da bomba de calor, reservatório térmico, tubulações de distribuição de água quente e bombas centrífugas para recirculação da água no sistema. Desta forma, foi possível determinar parâmetros que permitiram verificar suas vantagens de implantação.

Foi escolhido um volume de reservatório de $7,5 \text{ m}^3$, devido este apresentar menor trabalho médio do compressor, com relação aos outros volumes em análise neste trabalho.

Os resultados da Tabela 6.9 demonstraram que, em relação aos resultados apresentados por *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)*, o incremento da perda de carga na bomba de calor levou há um ligeiro aumento (0,8%) no valor do CEA e que as mudanças nos limites das variáveis de restrições levaram a uma redução desse valor (13,9%). O CEA obtido no presente trabalho foi de 0,1136 R\$/kWh e de 0,121 R\$/kWh, para somente a bomba de calor e todo o sistema, respectivamente.

A inclusão na modelagem do sistema das perdas térmicas no reservatório e tubulações de recirculação de água resultou em um calor fornecido pelo condensador (Q_c) de 14.500W. Valor 1,4% maior em comparação com *CÓRDOVA LOBATÓN (2011)* que considerou um acréscimo de 10% no valor final de Q_c para estimar essas perdas.

O valor do COP da bomba de calor após otimização foi de 3,32, enquanto antes foi obtido um valor de 2,72. Para a eficácia do sistema, que leva em consideração as perdas térmicas do reservatório e o trabalho consumido pelas bombas centrífugas, o valor obtido foi de 3,2.

O custo final do sistema otimizado foi incrementado de R\$ 13.695,30 para R\$ 15.345,00 enquanto que o custo de operação da máquina diminuiu de R\$ 148.238,20 para R\$ 95.352,00 durante os anos de vida útil. A otimização aumentou o custo de investimento inicial, mas diminuiu consideravelmente o custo de operação ao longo dos 15 anos de vida útil da bomba de calor, devido a melhor seleção do volume do reservatório e a otimização do sistema.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Implementar novas correlações para as propriedades termodinâmicas e termofísicas, e de transferência de calor, utilizar outros fluidos refrigerantes (como o R410a, R404a e R507a) bem como outros tipos de compressor, verificando o desempenho do sistema na perspectiva de torná-lo mais eficiente.

Incluir modelo de duplo efeito para o aquecimento de água e o resfriamento do ar para diversas aplicações, como a climatização.

Utilizar otimização multiobjetivo permitindo, por exemplo, a minimização dos custos do sistema e a maximização da eficiência da bomba de calor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARIAS, D.A.; *Maximização da Margem de Estabilidade Sujeito à Minimização do Custo de Produção da Energia Elétrica utilizando Formulação em Dois Níveis*.2008. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação da UNICAMP, Campinas.

ASHRAE Handbook *Fundamentals*, Atlanta, GA, USA American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2005.

ASHRAE Handbook *HVAC System and Equipment*, Atlanta, GA, USA American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2008.

AVANÇO R. H., **Simulação Numérica de Evaporadores utilizados em Aplicações Frigoríficas**; Dissertação de Mestrado da Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, 2010.

BAEHR H.D., TILLNER ROTH R., **Thermodynamic properties of environmentally acceptable refrigerants**, Springer – Verlag, Berlin, 1996.

BANSAL J. P., PURKAYASHA CH, **Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter**, International Journal of Refrigeration 50, 1998

BYRNE P., MIRIEL J., LENAT Y., **Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid**, Laboratoire LGCGM – INSA de Rennes, 2009.

BYUN J. S., LEE J., CHOI J. Y., **Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger**, International Journal of Refrigeration 30, 2007

CHAGURI JUNIOR, JOSE JORGE. **Sistemas prediais de aquecimento de água a gás: Parâmetros de dimensionamento e gerenciamento**. 2009. 104p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós Graduação em Energia EP/FEA/IEE/IF, Universidade de São Paulo.

COPETTI, J. B., SOUZA, D. MACAGNAN, M. H., OLIVESKI, R. C. **Análise da evaporação de refrigerantes em tubos lisos e microaletados**. Sociedade Brasileira de engenharia mecânica e ciências, 2004.

CÓRDOVA LOBÁTON. O. A., **Otimização térmica e econômica de bomba de calor para aquecimento de água, utilizando programação quadrática sequencial e simulação através do método de substituição Newton Raphson** – Dissertação de mestrado, Unicamp, 2011.

CURTIS F. G., **Applied numerical analysis**, Addison- Wesley publishing company, 1970.

Dones, S., Heck, T., Hirschberg, S. **Greenhouse gas emissions from energy systems Comparison and Overview**. PSI Annual Report 2003 Annex IV Paul Scherrer Institut, Villigen, Switzerland, 2003.

ELSON, J., G. HUNDY, AND K. MONNIER. **Scroll compressor design and application characteristics for air conditioning, heat pump, and refrigeration applications. Proceedings of the Institute of Refrigeration.**v2 p.1-10.1990.

FIGUEIREDO, J.R., SANTOS, R.G., FAVARO, C., SILVA, A.F.S., SBRAVATI, A. **Substitution-Newton-Raphson Method Applied to the Modeling of a Vapour Compression Refrigeration System Using Different Representations of the Thermodynamic Properties of R- 134A**, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 2002.

FLORA B.F. **Controle de um Compressor de Velocidade Variável em uma Bomba de Calor para Aquecimento de Água de Banho em um Prédio** 2008. 85p. Trabalho de Graduação - Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP

FLORA B.F, FIGUEIREDO J.R. **Heat Pumps for Heating Water for Domestic Purposes Using a Varying Speed Compressor Control**. 2010. In: Conference on Control Methodologies and Technology for Energy Efficiency (IFAC-2010). Portugal, 2010 International Federation of Automatic Control, Portugal, 2010.

FOX R.W., MCDONALD A.T., **Introdução à mecânica dos fluidos**. New York Jonh Wiley & Sons, 2010.

GUO, J.J.; WU, J.Y.; WANG, R.Z.; LI, S. **Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater**. *Applied Energy Journal* v.88, p. 4128-4138, 1996.

GUOYUAN M., XIANGUO L., **Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor**, *Energy Conversion and Management*, 2006.

HEPBASLI A., KALINCI Y., **A review of heat pump water heating systems, Renewable and Sustainable.** Energy Reviews, 2009.

HEWITT, G. F. , SHIRES,G.L., BATT,T.R. **Process heat transfer** . Boca Raton: CRC, 1994.

ILHA, M.S DE O.; GONÇALVES, O.M.; KAVASSAKI, Y. **Estudo de parâmetros relacionados com a utilização de água quente em edifícios residenciais.** 1991 p.185. Dissertação (Mestrado) Escola Politécnica da USP, São Paulo.

ILHA, M.S DE O.; GONÇALVES, O.M.; KAVASSAKI, Y. **Sistemas Prediais De Agua Quente.** São Paulo: Escola Politécnica da USP, 1994 (texto técnico, Departamento de Engenharia de construção civil).

INCROPERA F.P., DEWITT D.P., **Fundamentals of heat and mass transfer.** New York John Wiley & Sons, 2010

JORDAN, R. A., CORTEZ, L. A. .B, FILHO, L. C. N., **Desenvolvimento de uma bomba de calor água-água acionada a biogás para utilização em processos de aquecimento e resfriamento em laticínios visando a racionalização de energia no nível de produção leiteira,** Artigo, Engenharia do Meio Rural, 2002

JOSEPH C. L., WILCO W. C., **Energy Performance of air-to-water and water-water heat pump in hotel application.** Energy Conversion and Management, v.22, p. 17-18, 2002.

KAKAÇ, SADIK . **Boilers, Evaporators and Condensers**. J. Wiley, New York ,1991.

KANDLIKAR, S.G. **A New Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes**. *Transaction of the ASME*. v112, p. 219-228. 1990.

KAYS, W. M. E LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. 3. ed. McGraw-Hill, New York, 1998.

KIELING, R. R., **Projeto de Sistemas de Aquecimento: hydrotherm**. São Paulo, 1996. Apostila de Treinamento.

KREYSZIG E., **Matemática Superior para Engenharia**, 9 ed. LTC, Volume 3, Rio de Janeiro, 2009

LENGSFELD F. L., DUARTE R., ALTIERI C., **Seleção e aplicação de bombas centrífugas, KSB Bombas Hidráulicas**, 5ª edição, 2003.

LIMA, T. P., **Análise técnico econômica de um sistema de aquecimento de água solar industrial**, VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM, 2010.

MACINTYRE A. J., **Instalações Hidráulica**, LTC, 3ª edição, 1996.

MARCHI NETO, I., **Levantamento de coeficientes de desempenho de refrigeradores domésticos associados a armazenamento térmico**, Dissertação de mestrado, Unesp - Bauru, 2007.

MORAN, M.J. SHAPIRO, H.N., **Fundamentals of engineering thermodynamics**. Jhon Wiley& Sons, New York. 2010.

MURR R., THIERIOT H., ZOUGHAIB A., CLODIC D., **Multi-Objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm**, Applied Energy, 2011

MÜHLEN, L. S. W., **Modelagem de evaporador, condensador e compressor tipo scroll de bomba de calor para aquecimento central de água de chuveiro em prédio residencial**. 2009. 31p. Trabalho de Graduação - Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP.

NOGUEIRA L. A. H., **Uso racional: a fonte energética oculta**, Estudos Avançados, 2007.

RENEDO C. J., ORTIZ A., MAÑANA M., PEREDO J., **Optimum design for reversible water–water heat pumps**, Applied Energy,v.20 –p.1240-1247, 2006.

RIBEIRO, CELIMA MAC, **“Comparação de Métodos de Cálculo Termo-Hidráulicos para Troca de Calor Casco e Tubos, sem Mudança de Fase”**, Dissertação de Mestrado, Unicamp, 1984.

RODRIGUES DOS SANTOS, M.A. *Otimização de Bomba-Turbina Utilizando Programação Quadrática Sequencial Algoritmos Genéticos*. 2009. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ijatubá.

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P. e CHO, Y. I. **Handbook of Heat Transfer** .3ed. McGraw-Hill, 1998.

SANAYE S., MALEKMOHAMMAD H.R., **Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system**. *Applied Thermal Engineering*. v24, p. 1807-1825, 2004.

SEKULIC, D. P.; SHAH, R. K.; PIGNOTTI, A. **A review of solution methods for determining effectiveness-NUT relationships for heat exchangers with complex flow arrangements**. *Applied Mechanical Reviews*, Easton, v.52, n.3, p.97-117, 1999.

SILVIA TELLES P. C., **Vasos de pressão**, LTC, 2ª edição, 2003.

SINGIRESU, R.S. *Engineering optimization - theory and practice*, 3a ed., John Wiley & sons, 2009.

SHAH, R.K., ROSENOW, W.M, HARNETT, J.P. E GÁNIC, E.N. “**Compact Heat Exchangers**” in *Handbook of Heat transfer applications*, 2d ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

SPORKET F., **Análise Téorico experimental dos evaporadores de uma bomba de calor**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 100p.,2001.

STERWART J., **Cálculo**, Volume 1, quarta edição, 2001.

STOECKER, W,F, e JONES, J W, **Refrigeração e Ar Condicionado**. McGraw Hill Ltda. São Paulo, 481p, 1985.

STOECKER, W,F. **Design of Thermal Systems**.3.ed. McGraw Hill Ltda. New York, 565p, 1989.

VENKATARAMAN, P. *Applied optimization with matlab programming*. Jhon Wiley& Sons, New York. 2002.

WANG L., CHI L.K., **Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions**, , International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 53, 2000

WINANDY C. G, SCHIEN R. RADERMACHER R., **Scroll compressor simulation model**, Universidade de Maryland, 2002.

YAMAGUCHI S., KATO D., SAITO K., KAWAI S., **Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump**, International journal of Heat and Mass Transfer, 2011.

YAN Y. Y., LIO C. H., LIN T. F., **Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999.

YOKOYAMA R., WAKUI T., KAMAKARI J., TAKEMURA K., **Performance analysis of a CO₂ heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand**, Energy Journal, 2009.

_____ On site : Centro de Pesquisas Meteorológicas e Clamáticas Aplicadas a Agricultura. CEPAGRI –UNICAMP. Disponível em <http://www.cpa.unicamp.br/> (Acessado em Agosto de 2012).

_____ On site Mathworks of Matlab, 2011. Optimization Toolbox. Disponível em Mathworks MATLAB and Simulink for Technical Computing <http://www.mathworks.com/>. Acessado em Abril de 2012.

_____ On site SALVADOR ESCODA S.A. Aire acondicionado, Ventilación, calefacción, Refrigeración y aislamientos. Tarifas Escoda. Disponível em <http://www.salvadorescoda.com>. Acessado em Outubro de 2011.

_____ SINPHA - Sistema de Informação de Posses e Hábitos de Uso de Aparelhos Elétricos, simulador disponível pela PROCEL através do centro brasileiro de informação de eficiência energética para informações de consumo. - <http://www.eletronbras.com/pci/main.asp>. Acessado em Agosto de 2012.

**ANEXO 1 FATORES ECONÔMICOS CONSIDERADOS PARA O
PROJETO DO SISTEMA**

Fator	Valor	Unidade	Material	Fonte
Taxa de juros	12 % ao ano	-	-	www.oglobo.globo.com/blogs/adriano/-inflacao-a-energia-378018.asp
Taxa de inflação por custo de energia	6 % ao ano	-	-	
Custo de eletricidade em Campinas	0,32	R\$/kWh	-	www.cpfl.com.br
Anos de vida útil da máquina	15	-	-	www.lighttech.com.br
Custo dos tubos do evaporador	Anexo 2	R\$/m	Cobre	SALVADOR ESCODA S.A. www.salvadorescoda.com/tarifas
Custo dos tubos do condensador	Anexo 2	R\$/m	Cobre	
Custo dos tubos AquaTerm Tigre	Anexo 3	R\$/m	PVC	www.tigre.com.br/pt/produtos
Custo do isolante da tubulação do prédio	Anexo 4	R\$/m	Poliuretano expandido	www.isar.com.br/index/produtos
Custo do Ventilador	511	R\$	-	www.aeromack.com.br/
Custo do compressor <i>scroll</i>	4730,5	R\$	-	www.danfoss.com
Custo das folhas de alumínio para aletas	17	R\$/m ²	Alumínio	www.aluminovo.com.br/
Custo da carcaça do condensador	29,12	R\$.kg/m ³	Aço	www.unicom.etc.br/produtos
Custo do aço inox do reservatório térmico (<i>esp = 4 mm</i>)	220	R\$/m ²	Aço inoxidável 304	www.pronfinox.com.br/chapas

Custo da bomba centrífuga 1 (recirculação no reservatório)	280	R\$	-	www.schneider.ind.br/produtos
Custo da bomba centrífuga 2 (recirculação no prédio)	450	R\$	-	www.schneider.ind.br/produtos

ANEXO 2 PREÇOS DOS TUBOS DE COBRE PARA AR CONDICIONADO E REFRIGERAÇÃO

(SALVADOR ESCODA.S.A). Preços atualizados em Julho de 2012

www.salvadorescoda.com/tarifas/Accessorios_Splits_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf

DESCRIÇÃO	PREÇO R\$/m
Tubo cobre 3/8" (espessura 0,80 mm)	3,79
Tubo cobre 1/2" (espessura 0,80 mm)	5,15
Tubo cobre 5/8" (espessura 0,80 mm)	6,49
Tubo cobre 5/8" (espessura 1 mm)	7,77
Tubo cobre 3/4" (espessura 1 mm)	9,15
Tubo cobre 7/8" (espessura 1 mm)	10,71
Tubo cobre 1" (espessura 1 mm)	12,35
Tubo cobre 1-1/8 (espessura 1 mm)	13,99
Tubo cobre 1-1/8 (espessura 1,25 mm)	15,85
Tubo cobre 1-3/8 (espessura 1,25 mm)	21,45
Tubo cobre 1-5/8 (espessura 1,25 mm)	25,57
Tubo cobre 3/4 (espessura 0,8 mm)	7,81
Tubo cobre 3-1/8 (espessura 1,65 mm)	68
Tubo cobre 3-1/8 (espessura 2,5 mm)	86,93
Tubo cobre 3-5/8 (espessura 2,5 mm)	106,48

ANEXO 3 PREÇOS DOS TUBOS DE PVC - AQUATERM PARA TUBULAÇÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA QUENTE

(Tigre®) - Preços atualizados em Julho de 2012

www.tigre.com.br/pt/produtos_linha

DESCRIÇÃO	PREÇO R\$/m
Tubo PVC - Aquaterm - 15 mm (espessura 1,6 mm)	5,41
Tubo PVC - Aquaterm - 22 mm (espessura 2 mm)	9,89
Tubo PVC - Aquaterm - 28,1 mm (espessura 2,5 mm)	15
Tubo PVC - Aquaterm - 34,9 mm (espessura 3,2 mm)	21,48
Tubo PVC - Aquaterm - 41,3 mm (espessura 3,8 mm)	24,32
Tubo PVC - Aquaterm - 54 mm (espessura 4,9 mm)	36,84
Tubo PVC - Aquaterm - 73 mm (espessura 6,5 mm)	54,58
Tubo PVC - Aquaterm - 88,9 mm (espessura 7,9 mm)	87,5
Tubo PVC - Aquaterm - 114,3 mm (espessura 10,2 mm)	150,6

ANEXO 4 PREÇOS DOS ISOLANTES DE POLIURETANO EXPANDIDO PARA AS TUBULAÇÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA QUENTE

(Isar®). Preços atualizados em Julho de 2012

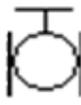
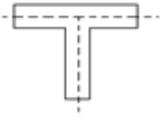
www.isar.com.br/index.php/produtos/isolantes-termicos/poliuretano/isotubos-placas

DESCRIÇÃO	PREÇO R\$/m
Tubo de poliuretano 1/2" (espessura 25 mm)	8,65
Tubo de poliuretano 1/2" (espessura 40 mm)	14,18
Tubo de poliuretano 1/2" (espessura 50 mm)	18,62
Tubo de poliuretano 1/2" (espessura 65 mm)	25,58
Tubo de poliuretano 3/4" (espessura 25 mm)	9,56
Tubo de poliuretano 3/4" (espessura 40 mm)	15,86
Tubo de poliuretano 3/4" (espessura 50 mm)	19,45
Tubo de poliuretano 3/4" (espessura 65 mm)	26,43
Tubo de poliuretano 1" (espessura 25 mm)	11,3
Tubo de poliuretano 1" (espessura 40 mm)	16,9
Tubo de poliuretano 1" (espessura 50 mm)	21,3
Tubo de poliuretano 1" (espessura 65 mm)	27,56
Tubo de poliuretano 1 1/4" (espessura 25 mm)	12,65
Tubo de poliuretano 1 1/4" (espessura 40 mm)	17,45
Tubo de poliuretano 1 1/4" (espessura 50 mm)	24,65
Tubo de poliuretano 1 1/4" (espessura 65 mm)	29,5
Tubo de poliuretano 1 1/2" (espessura 25 mm)	13,65
Tubo de poliuretano 1 1/2" (espessura 40 mm)	18,43
Tubo de poliuretano 1 1/2" (espessura 50 mm)	25,6
Tubo de poliuretano 1 1/2" (espessura 65 mm)	30,43
Tubo de poliuretano 2" (espessura 25 mm)	14,65

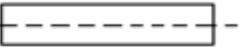
Tubo de poliuretano 2" (espessura 40 mm)	19,43
Tubo de poliuretano 2" (espessura 50 mm)	26,43
Tubo de poliuretano 2" (espessura 65 mm)	31,43
Tubo de poliuretano 2 1/2" (espessura 25 mm)	15,34
Tubo de poliuretano 2 1/2" (espessura 40 mm)	20,95
Tubo de poliuretano 2 1/2" (espessura 50 mm)	27,45
Tubo de poliuretano 2 1/2" (espessura 65 mm)	32,45
Tubo de poliuretano 3" (espessura 25 mm)	17,4
Tubo de poliuretano 3" (espessura 40 mm)	21,54
Tubo de poliuretano 3" (espessura 50 mm)	28,4
Tubo de poliuretano 3" (espessura 65 mm)	34,5

ANEXO 5 VALORES DOS COEFICIENTES DE PERDAS DE CARGA LOCALIZADAS E COMPRIMENTOS EQUIVALENTE PARA CADA UMA DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

(LENGSFELD et al. 2003)

		Válvula Gaveta (aberta) (k)	Covelo (90 °) (k)	Tê, passagem bilateral (k)
				
Valor (unitário)		0,2	0,4	1,8
Bomba 1	Quantidade	1	4	-
Bomba 2	Quantidade	1	3	6

		k_{total}
Total	Bomba 1	1,8
	Bomba 2	12,2

		Comprimento Tubulação (m)
		
Valor (unitário)		1
Bomba 1	Quantidade	11
Bomba 2	Quantidade	190