

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO JOÃO DEL REI**  
**Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos**  
**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE**  
**MINAS GERAIS**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia**

**Celi Hipólito Dutra**

**Estudo da viabilidade técnica de substituição de chuveiros  
elétricos por bomba de calor.**

**São João Del Rei**  
**Setembro de 2010**

**Celi Hipólito Dutra**

**Estudo da viabilidade técnica de substituição de chuveiros  
elétricos por bomba de calor.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Orientador: Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira

Coorientador: Prof.Dr. José Antonio da Silva

**São João Del Rei**

**Setembro de 2010**

D978e Dutra, Celi Hipólito.

Estudo da viabilidade técnica de substituição de chuveiros elétricos por bomba de calor / Celi Hipólito Dutra. - São João Del Rei, 2010.

xx f.

Orientador: Prof. Dr<sup>o</sup> Flávio Neves Teixeira.

Trabalho de conclusão de curso (Dissertação de Mestrado) - Universidade Federal de São João Del Rei.

Inclui bibliografia.

1. Bomba de calor 2. Termodinâmica. 3. Chuveiro. I. Teixeira, Flávio Neves. II. Universidade Federal de São João Del Rei. III. Título.

CDU: 575

# Folha de Aprovação

Celi Hipólito Dutra

Estudo da viabilidade técnica de substituição de chuveiros elétricos  
por bomba de calor.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Aprovado em, \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_

Banca Examinadora

Prof. Dr. \_\_\_\_\_  
Flávio Neves Teixeira (UFSJ)

Prof. Dr. \_\_\_\_\_  
Oswaldo José Venturini (UNIFEI)

Prof. Dr. \_\_\_\_\_  
José Antonio da Silva (UFSJ)

Profa. Dra. \_\_\_\_\_  
Andréa Lúcia Teixeira Charbel (UFSJ)

## Dedicatória

Ao meu saudoso pai, pela herança de curiosidade quase insana na busca do novo, na certeza de que sempre se pode fazer melhor do que já foi feito.

## **Agradecimentos**

A todos aqueles que, sem corpo físico, inspiraram-me e fortaleceram-me nos momentos mais difíceis.

À Mariana, pessoa mais importante na minha vida, pelo carinho, paciência, dedicação e ajuda em todos os momentos.

À Universidade Federal de São João Del Rei, em especial ao Departamento de Engenharia Mecânica, através do Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos, no Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia, pela acolhida e disponibilização dos meios para o desenvolvimento do trabalho.

À CAPES, pela bolsa de estudos que muito contribuiu para minha manutenção financeira durante o curso.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira, que apesar de seus vastos compromissos institucionais, sempre deu credibilidade às minhas ideias e contribuiu com seu valioso apoio no desenvolver do trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. José Antônio da Silva, por sua incondicional dedicação à ciência e por seu árduo empenho com o crescimento da Instituição.

Ao Prof. Dr. Rolando, cujas críticas estimularam e propiciaram meu crescimento.

Ao Prof. Dr. Cláudio Pellegrini, pela contribuição no aprimoramento de meus conhecimentos em Mecânica dos Fluidos.

Aos servidores da UFSJ, em especial ao Fernando, responsável pelo Laboratório de Hidráulica, pela valorosa contribuição.

À PUC-MG, à UFMG, à UFLA, à UFJF e a todos os companheiros de jornada acadêmica, pela solidariedade, troca de experiência e ajuda mútua.

Aos professores do Mestrado em Física da UFJF, Maria José Valenzuela Bell, Jorge Ananias Neto; em especial a Pablo Zimmermann e José Roberto Tagliati, pelas cartas de apresentação; por fim, ao companheiro de estudos Mateus pela solidariedade.

"Não me sinto obrigado a acreditar que o mesmo Deus que nos dotou de sentidos, razão e intelecto pretenda que não os utilizemos."

Galileu Galilei

## RESUMO

No Brasil, o uso maciço do chuveiro elétrico, equipamento de baixo custo inicial e de fácil instalação, mas de grande consumo de energia elétrica ao longo de sua vida útil, representa cerca de 8% do consumo brasileiro de eletricidade e 18% da demanda no horário de pico, o que representa importantes demandas de capital para o setor elétrico, além de altos custos ambientais e sociais decorrentes da construção de novas usinas hidrelétricas e termelétricas. Sua substituição por aquecimento a gás ou solar são alternativas viáveis, porém ambos têm custo inicial elevado e apresentam inconvenientes: a falta de redes de distribuição de gás leva ao emprego do GLP, elevando o custo de aquecimento da água; já o aquecimento solar, em condições climáticas adversas, requer complementação através de eletricidade ou gás. Posto isto, apresentar uma alternativa para aquecimento de água para banho usando a bomba de calor, que tem sido mundialmente empregada no aquecimento de água de condomínios e de piscinas, assim como no aquecimento domiciliar (calefação), com a perspectiva de associar os fatores economia de energia e baixo custo de implementação, é o tema central do presente estudo, buscando-se, com isso, compará-la através do balanço energético e econômico, com o chuveiro convencional. Como uma bomba de água que usa a energia para bombear água para locais mais elevados, uma bomba de calor usa a energia elétrica para ‘bombear o calor’ dos locais frios para locais mais quentes, com grande economia de energia e investimento menor que o de aquecimento solar, com a vantagem de estar disponível a qualquer hora do dia ou do ano, independentemente das condições climáticas. Partindo disso, um protótipo foi desenvolvido com o objetivo de substituição do chuveiro elétrico, usando como fonte fria a água de duas caixas d’água de 500 litros, cada. O aquecimento da água de banho é feito através da recuperação do calor do condensador por meio de um trocador de calor projetado e construído especificamente para o sistema em análise. O sistema proposto apresentou uma economia de até 75% no consumo de eletricidade quando comparado a chuveiros elétricos, o que é bastante para amortizar o investimento inicial do emprego de bombas de calor, contribuindo, ainda, para aliviar o setor elétrico no horário de pico.

## ABSTRACT

In Brazil, the widespread use of electric shower, an easy initial installation and low cost equipment, but high consumption of electricity over its useful lifetime, representing about 8% of the Brazilian consumption and 18% of demand in time peak, which represents significant capital demands for the electricity sector, besides high environmental and social costs resulting from the construction of new hydroelectric and thermoelectric plants. Its replacement by gas or solar heating are viable alternatives, but both have high initial cost and drawbacks: the lack of distribution networks for gas leads to the use of LPG, raising the cost of water heating as the solar heating system in adverse weather conditions, requires complementation by electricity or gas. That said, presenting an alternative to heating water for bathing using the heat pump, which has been worldwide used to heat water for swimming pools and condominiums, as well as household heating (heating), with the prospect of associating the power's economic factors and low cost of implementation, is the focus of this study, seeking thereby to compare it through with the balance and economic balance to with the conventional shower. As a water pump uses energy to pump water to higher ground, a heat pump uses electricity to pump heat from cold places to warmer places with great energy savings and lower investment than the solar heating, with the advantage of being available any time of day or year, regardless weather conditions. Based on this, a prototype was developed with the aim of replacing the electric shower, using as source of cold water from two water tanks of 500 liters each. The heating of water bath is done by recovering heat from the condenser through a heat exchanger designed and built specifically for the system under consideration. The proposed system showed a saving of up to 75% of electricity consumption compared to electric showers, which is enough to amortize the initial investment by the use of heat pumps contributing in this manner, to alleviate the electricity sector during the rush time.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 01 Gráfico da curva de demanda de eletricidade no Brasil.....	25
Figura 02 Primeiras geladeiras utilizadas. ....	37
Figura 03 Estados físicos de uma substância.....	40
Figura 04 Esquema de um diagrama de P x h (Mollier) para um refrigerante.....	44
Figura 05 (a) sistema fechado; e (b) sistema aberto (volume de controle).....	45
Figura 06 Convenção dos sinais para trabalho e calor.....	48
Figura 07 Mecanismos de transferência de calor. Placas planas (a) e cilindro (b).....	49
Figura 08 Analogia entre fluxo de calor e fluxo elétrico.....	53
Figura 09 (a) Gráfico da diferença de temperatura; (b) Esboço de um trocador operando com correntes paralelas.....	57
Figura 10 (a) Gráfico da diferença de temperatura; (b) Esboço de um trocador operando em contracorrentes.....	57
Figura 11 Esquema de funcionamento de uma bomba de calor.....	59
Figura 12 Esquema do funcionamento de uma bomba térmica.....	66
Figura 13 Esboço técnico do protótipo.....	71
Figura 14 Protótipo antes da instalação.....	72
Figura 15 Protótipo montado no local escolhido.....	72
Figura 16 (a) e (b) Crivo e botão de controle de temperatura instalados no banheiro.....	73
Figura 17 Gráfico de climatologia de São João Del Rei.....	77
Figura 18 Esboço do funcionamento de um compressor alternativo.....	81
Figura 19 (a) Compressor isolado com madeira antes da instalação; (b) conjunto instalado.....	82
Figura 20 Esquema de funcionamento do compressor rotativo.....	84
Figura 21 Compressor rotativo utilizado no protótipo.....	85
Figura 22 Formas de condensação. (a) Condensação em Película; (b) Condensação por gotas sobre a superfície; (c) Condensação homogênea; (d) Condensação por contato direto.....	97
Figura 23 Detalhes dos pontos de entrada e saída de água e refrigerante no condensador..	99
Figura 24 Detalhes da instalação do condensador.....	99

Figura 25 (a), (b), (c) e (d) Detalhes do lado interno do trocador de calor do condensador.....	100
Figura 26 Detalhes dos pontos de entrada e saída de água e do refrigerante no evaporador.....	102
Figura 27 (a) e (b) Detalhes da instalação do evaporador.....	102
Figura 28 (a) e (b) Detalhes do lado interno do trocador de calor do evaporador.....	103
Figura 29 Detalhes dos dispositivos de expansão utilizados no protótipo.....	105
Figura 30 Detalhes do sistema de controle de fluxo instalado.....	106
Figura 31 Detalhes da bomba de circulação de água da fonte fria.....	107
Figura 32 Reservatório de água utilizado para o chuveiro.....	108
Figura 33 (a) proveta de 500 ml; (b) proveta de 1000 ml; (c) aferidor de volume; (d) detalhes do selo de aferição.....	113
Figura 34 Medidores de alta e baixa pressão.....	115
Figura 35 Ondas de tensão (V) e corrente (I) em fase. A carga possui característica resistiva ( $FP=1$ ). Ângulo de fase $\varphi=0^\circ$ .....	116
Figura 36 Onda de corrente (I) atrasada em relação à onda de tensão (V). A carga possui característica indutiva. $FP < (\text{atrasado})$ .....	117
Figura 37 Onda de corrente (I) adiantado em relação à onda de tensão (V). A carga possui característica capacitiva. $FP < (\text{adiantado})$ .....	117
Figura 38 Se $\varphi$ é o <u>ângulo</u> de fase entre as potências ativa (P) e aparente (S), então o fator de potência é igual ao cosseno de $\varphi$ .....	118
Figura 39 Medidor de energia instalado no local.....	119
Figura 40 (a) e (b) Consumo de energia elétrica em duas fases do projeto.....	120
Figura 41 <i>Datalogger</i> , conversor USB e transformador.....	123
Figura 42 Banho térmico usado para aferição de termopares.....	124
Figura 43 Conjunto de termômetros de bulbo de mercúrio.....	125
Figura 44 Gráfico da relação entre COP e temperatura da fonte fria.....	139

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 DADOS CLIMATOLÓGICOS DE SÃO JOÃO DEL REI.....	77
TABELA 2 IDENTIFICAÇÃO DOS TERMOPARES.....	122
TABELA 3 EQUAÇÕES DE CORREÇÃO PARA LEITURA DOS TERMOPARES....	127
TABELA 4 CUSTOS DO PROTÓTIPO.....	131
TABELA 5 COMPRESSOR ROTATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 18 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO MÁXIMA.....	132
TABELA 6 COMPRESSOR ROTATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 20 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO MÁXIMA.....	133
TABELA 7 COMPRESSOR ROTATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 25 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO DE 50%.....	134
TABELA 8 COMPRESSOR ROTATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 25 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO DE 75%.....	135
TABELA 9 COMPRESSOR ALTERNATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 14 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO MÁXIMA.....	136
TABELA 10 COMPRESSOR ALTERNATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 22,5 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO MÁXIMA.....	137
TABELA 11 COMPRESSOR ALTERNATIVO - TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA PRÓXIMA DE 26 °C, POTÊNCIA AJUSTADA PARA POSIÇÃO DE 25%.....	141

## **LISTA DE SIGLAS**

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica

CEMIG - Companhia Energética do Estado de Minas Gerais

CONPET - Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural

ELETROPAULO - AES ELETROPAULO

GE - General Electric

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial

IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change

MME - Ministério de Minas e Energia

ONS - Operador Nacional do Sistema Elétrico

PR - Estado do Paraná

PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Arábicos:

$\dot{Q}_f$	Calor cedido pela fonte fria [kJ/dia]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor
$\dot{m}$	Fluxo de massa [kg/s]
$\dot{w}$	Fluxo de trabalho
$\dot{m}_{aq}$	Fluxo de água em massa
$\dot{V}_{aq}$	Fluxo de água em volume [l/s]
$A$	área normal [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante
$E$	energia
$f$	função
$F_A$	fator de forma
$F_E$	fator agrupante
$g$	aceleração da gravidade
$h$	entalpia [J/Kg]
$I$	intensidade de corrente elétrica [A]
$k$	condutividade térmica [W/mK]
$L$	comprimento [m]
$m$	massa [kg]
$P$	pressão [kpa]
$Ph$	nível de acidez
$Q_H$	Calor a alta temperatura
$Q_L$	Calor a baixa temperatura
$R$	constante particular de um gás
$r$	raio [m]
$R_A$	resistência de convecção do fluido A
$R_B$	resistência de convecção do fluido B
$R_e$	resistência elétrica
$R_G$	resistência global de transferência de calor
$R_P$	resistência de condução das paredes

<b>R<sub>t</sub></b>	resistência térmica
<b>s</b>	entropia
<b>T</b>	temperatura [K]
<b>t</b>	tempo [s]
<b>T<sub>G</sub></b>	diferença global de temperatura
<b>U</b>	energia interna
<b>U<sub>G</sub></b>	coeficiente global de transferência de calor
<b>V</b>	refere-se à diferença de potencial elétrico [V]
<b>v</b>	velocidade [m/s]
<b>v</b>	volume específico [m <sup>3</sup> /kg <sup>1</sup> ]
<b>w</b>	trabalho [W]
<b>x</b>	espessura [m]
<b>X</b>	título de uma substância
<b>z</b>	cota (elevação)

### **Símbolos Gregos:**

<b>α</b>	coeficiente de convecção
<b>σ</b>	constante de Stefan-Boltzman
<b>Δ</b>	diferença (intervalo)
<b>ρ</b>	massa específica [Kg/m <sup>3</sup> ]

### **Índices inferiores:**

<b>Ae</b>	refere-se à entrada do fluido A
<b>As</b>	refere-se à saída do fluido A
<b>Be</b>	refere-se à entrada do fluido B
<b>Bs</b>	refere-se à saída do fluido B
<b>c</b>	cinética
<b>e</b>	refere-se à entrada
<b>l</b>	refere-se à fase líquida
<b>ml</b>	refere-se à média logarítmica
<b>p</b>	potencial

<b>s</b>	refere-se à saída
<b>sat</b>	refere-se à saturação
<b>t</b>	total
<b>v</b>	refere-se à fase de vapor
<b>vc</b>	refere-se ao volume de controle

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>19</b>
<b>2 A QUESTÃO ENERGÉTICA E AMBIENTAL .....</b>	<b>21</b>
<b>3 O IMPACTO DO USO DO CHUVEIRO ELÉTRICO NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA .....</b>	<b>24</b>
<b>4 REFRIGERAÇÃO E BOMBA DE CALOR .....</b>	<b>33</b>
<b>4.1 O Desenvolvimento da refrigeração .....</b>	<b>33</b>
<b>4.2 Princípios da Termodinâmica .....</b>	<b>39</b>
<i>4.2.1 Definições.....</i>	<i>39</i>
<i>4.2.2 Propriedades termodinâmicas de uma substância .....</i>	<i>41</i>
<i>4.2.3 Equações de estado.....</i>	<i>41</i>
<i>4.2.4 Diagramas de mollier para fluidos refrigerantes .....</i>	<i>43</i>
<i>4.2.5 Primeira lei da termodinâmica.....</i>	<i>44</i>
<i>4.2.6 Transferência de calor.....</i>	<i>48</i>
<i>4.2.6.1 <u>Transferência de calor por condução</u> .....</i>	<i>48</i>
<i>4.2.6.2 <u>Transferência de calor por convecção</u> .....</i>	<i>50</i>
<i>4.2.6.3 <u>Transferência de calor por radiação</u>.....</i>	<i>51</i>
<i>4.2.6.4 <u>Analogia entre fluxo de calor e fluxo de carga elétrica</u> .....</i>	<i>52</i>
<i>4.2.6.5 <u>Coefficiente global de transferência de calor</u> .....</i>	<i>54</i>
<i>4.2.6.6 <u>Diferença de temperatura média logarítmica</u> .....</i>	<i>56</i>
<b>4.3 Bomba de calor .....</b>	<b>58</b>
<i>4.3.1 Conceito de bomba de calor .....</i>	<i>58</i>
<i>4.3.2 Aplicações da bomba de calor .....</i>	<i>60</i>
<i>4.3.3 Tipos de bomba de calor e seus componentes.....</i>	<i>66</i>
<i>4.3.4 Desempenho de bombas de calor .....</i>	<i>67</i>

<b>5 MONTAGEM E PREPARAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL E SUA INSTRUMENTAÇÃO .....</b>	<b>70</b>
5.1 Descrição do projeto .....	70
5.2 A fonte fria .....	74
5.3 O compressor .....	80
5.3.1 <i>O compressor alternativo</i> .....	81
5.3.2 <i>O compressor rotativo</i> .....	83
5.3.3 <i>Cálculo da potência do compressor</i> .....	85
5.4 Óleos de lubrificação .....	86
5.5 Fluido refrigerante .....	87
5.5.1 <i>Cálculo do fluxo de massa de refrigerante</i> .....	88
5.6 Dimensionamento das tubulações .....	89
5.6.1 <i>Linhas de sucção</i> .....	90
5.6.1.1 <u>Cálculo da área da tubulação de sucção</u> .....	91
5.6.2 <i>Linhas de líquido</i> .....	92
5.6.2.1 <u>Cálculo da área da tubulação de líquido</u> .....	93
5.6.3 <i>Linhas de descarga de gás</i> .....	95
5.6.3.1 <u>Cálculo da área da tubulação de descarga</u> .....	96
5.7 O condensador .....	96
5.8 O evaporador .....	101
5.9 Dispositivos de expansão .....	103
5.9.1 <i>Válvula de expansão</i> .....	104
5.9.2 <i>Tubo capilar</i> .....	104
5.10 Controle de potência.....	105
5.11 Bomba de circulação .....	107
5.12 Reservatório do chuveiro .....	108
<b>6 METODOLOGIA DE COLETA DE DADOS PARA ANÁLISE .....</b>	<b>109</b>
6.1 Cálculo das incertezas .....	109
6.2 Erros sistemáticos .....	109

6.3 Erros aleatórios.....	109
6.4 Propagação de erros .....	111
6.5 Medida de tempo .....	112
6.6 Medida de fluxo de massa de água.....	112
6.7 Medida de pressão .....	114
6.8 Medida de energia elétrica.....	115
6.9 Medida de temperatura .....	122
6.9.1 <i>Calibração e cálculo da incerteza dos termopares</i> .....	125
6.10 Cálculo do coeficiente de performance.....	128
6.11 Análise dos resultados .....	129
6.12 Análise da variação do COP com as condições de uso.....	138
<b>7 ESTUDO DA VIABILIDADE FINANCEIRA .....</b>	<b>140</b>
7.1 Custo do protótipo .....	140
7.2 Análise de viabilidade financeira .....	142
<b>8 CONCLUSÃO.....</b>	<b>145</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>148</b>

#### **APÊNDICE - Leituras de temperaturas para aferição dos termopares**

A – Leituras de temperaturas para aferição do termopar 1.....	i
B – Leituras de temperaturas para aferição do termopar 2.....	ii
C – Leituras de temperaturas para aferição do termopar 3.....	iii
D – Leituras de temperaturas para aferição do termopar 4.....	iv
E – Leituras de temperaturas para aferição do termopar 5.....	v
F – Leituras de temperaturas para aferição do termopar 6.....	vi
G - Leituras de temperaturas para aferição do termopar 7.....	vii
H - Leituras de temperaturas para aferição do termopar 8.....	viii

## 1 INTRODUÇÃO

A consciência ambiental, como *condicio sine qua non* da preservação da vida no planeta, deve estar presente em toda e qualquer atividade humana. O grande desafio da ciência nos dias de hoje é o desenvolvimento de tecnologias ambientalmente seguras e socialmente justas, que atendam a um mercado cada vez mais globalizado, de forma que as gerações vindouras possam usufruir de um planeta em condições plenas de habitabilidade. Nesse contexto, o aumento da participação de fontes limpas na geração de eletricidade e a racionalização do uso da energia, aumentando sua eficiência e evitando desperdícios, são medidas importantes, que podem em muito contribuir para a proteção do meio ambiente.

A proposta concebida neste trabalho - uso da bomba de calor em substituição ao chuveiro elétrico - visa empregar a energia de forma eficiente, com base no princípio da conservação, partindo do seguinte pressuposto: como uma bomba de água que usa a energia para bombear água para locais mais elevados, uma bomba de calor usa a energia elétrica para bombear o calor dos locais frios para locais mais quentes. Para bombear calor é necessário menos energia elétrica do que se fosse feita a conversão da energia elétrica em calor (como em aquecedores elétricos). De fato, em temperaturas suaves de inverno, pode-se obter mais calor de cada watt de eletricidade comparado com um chuveiro elétrico, usando-se o mecanismo da bomba de calor.

Inicialmente, uma abordagem sobre a questão energética e ambiental é apresentada, com o vultoso uso do chuveiro elétrico no Brasil, com suas implicações negativas no plano econômico e social.

Exposta essa problemática, para um conhecimento mais aprofundado sobre bombas de calor, uma revisão bibliográfica se impõe, permitindo o conhecimento da história da refrigeração e o avanço dessa tecnologia, culminando no uso de bombas de calor. A seguir,

um breve esboço sobre Termodinâmica e a definição de bomba de calor são traçados, citando-se as suas mais diversas aplicações. Logo após, uma explanação sobre os componentes e o funcionamento da bomba de calor é feita, analisando-se os fatores que influenciam seu desempenho, sua operação e manutenção de forma adequada e eficiente.

A partir daí, apresenta-se o protótipo de uma bomba de calor para aquecimento de água para banho, do tipo água para água, a montagem, preparação de seu aparato experimental e sua instrumentação, seguido do estudo físico-matemático das variáveis envolvidas, bem como da análise da viabilidade técnica e dos resultados obtidos; por fim, os custos e o estudo da viabilidade financeira da montagem são apresentados.

Finalmente, sugere-se o prosseguimento de pesquisas nesta área, incluindo o aproveitamento do calor liberado dos refrigeradores domésticos para pré-aquecimento de água para banho.

## 2 A QUESTÃO ENERGÉTICA E AMBIENTAL

No mundo moderno a energia elétrica tem um papel fundamental: é base do progresso e do desenvolvimento mundial. O seu surgimento propiciou uma melhora no saneamento, na saúde, no abastecimento de água e alimentos, na qualidade de vida e também impulsionou a sociedade capitalista e de consumo.

Forma de energia nobre, a eletricidade permite atender com eficiência uma grande variedade de demandas, sejam elas térmicas, mecânicas, eletroeletrônicas e outras. Além disso, pelo fato de ser um dos principais insumos industriais, a eletricidade é um requisito essencial para a expansão da produção e, por conseguinte, tem-se hoje a necessidade de constante ampliação do parque de geração e transmissão de energia elétrica. Diante desse quadro, uma política energética séria e responsável deve ter por objetivo básico um suprimento seguro de eletricidade, com eficiência econômica e com o menor impacto ambiental possível.

Para que o setor energético se torne sustentável são necessárias mudanças que envolvam políticas de redirecionamento, com a adoção de tecnologias e de investimentos no setor, tanto no fornecimento, quanto na demanda. A importância das medidas governamentais de caráter coletivo não descarta a participação de cada indivíduo no processo de mudança de mentalidade no que diz respeito à natureza e aos recursos naturais. O homem, consciente de que é parte da natureza, deve eliminar suas ações predatórias e o desperdício, tendo em vista que os recursos naturais que antes lhe pareciam suficientes, já dão sinais claros de escassez.

O aumento da demanda de energia, a escassez dos recursos hídricos próximos aos locais de grande consumo e o rigor das restrições ambientais para a construção de grandes usinas hidrelétricas, somados ao superdimensionamento do sistema para atender ao horário de pico conduzem à expansão do sistema elétrico por meio da construção de usinas termelétricas,

o que além de encarecer desnecessariamente o custo da energia, contribui para o maior problema ambiental da sociedade contemporânea: a emissão de gases de efeito estufa.

A questão energética tem um significado relevante no contexto ambiental e na busca do desenvolvimento sustentável: representa um desafio para a humanidade, uma vez que o suprimento de energia é uma das condições básicas para o desenvolvimento econômico; entretanto, verifica-se que nas últimas décadas, tem provocado desastres ecológicos, ao produzir impactos ambientais em sua cadeia de desenvolvimento, desde a utilização dos recursos naturais, até seu uso final pelos consumidores. Assim, a produção de energia tem gerado problemas ambientais, dentre os quais se destacam:

- A chuva ácida causada pela poluição atmosférica com a emissão do dióxido de enxofre e os óxidos de nitrogênio, que combinados com a água concentram ácido sulfúrico ( $H_2SO_4$ ) e ácido nítrico ( $HNO_3$ ) na chuva. Ao entrarem em contato com o solo, esses ácidos têm um efeito devastador na vegetação e no ecossistema, sendo o uso do carvão mineral um dos maiores causadores desse fenômeno. É considerada chuva ácida a que se apresenta com pH menor que 5,6, mas é importante realçar que esse tipo de poluição não é contemporâneo, pois há cerca de 100 anos, na Inglaterra, a chuva ácida foi constatada em regiões densamente povoadas, em particular nas proximidades de centrais de queima de carvão mineral.
- O efeito estufa, fenômeno causado pelo consumo excessivo de combustíveis fósseis e pelo desmatamento. O dióxido de carbono ( $CO_2$ ) é o principal agente causador do efeito estufa, em função da quantidade emitida atualmente na atmosfera e por sua longa duração. Outros gases estufa são o metano, o óxido nítrico e os fluorcarbonetos utilizados pela indústria da refrigeração. A principal consequência do efeito estufa, devido ao aquecimento global, é a elevação do nível do mar

ocasionado pelo degelo das calotas polares e geleiras no alto de montanhas, com a ameaça de desaparecimento do território de alguns países e enormes perdas para outros, isso sem falar das consequências devastantes na agricultura e nos ecossistemas.

- O desmatamento, com a conseqüente desertificação, causado pela expansão agrícola, a urbanização, a exploração das florestas de modo indiscriminado e a construção de usinas hidrelétricas e de álcool.

Portanto, a pesquisa de tecnologias limpas e eficientes que conservem energia e diminuam a contribuição brasileira para a emissão de gases nocivos ao meio ambiente deve ser incentivada como estratégia nacional para o cumprimento dos objetivos do milênio e do Protocolo de Kyoto, garantindo, assim, um planeta ambientalmente saudável para as futuras gerações.

### **3 O IMPACTO DO USO DO CHUVEIRO ELÉTRICO NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA**

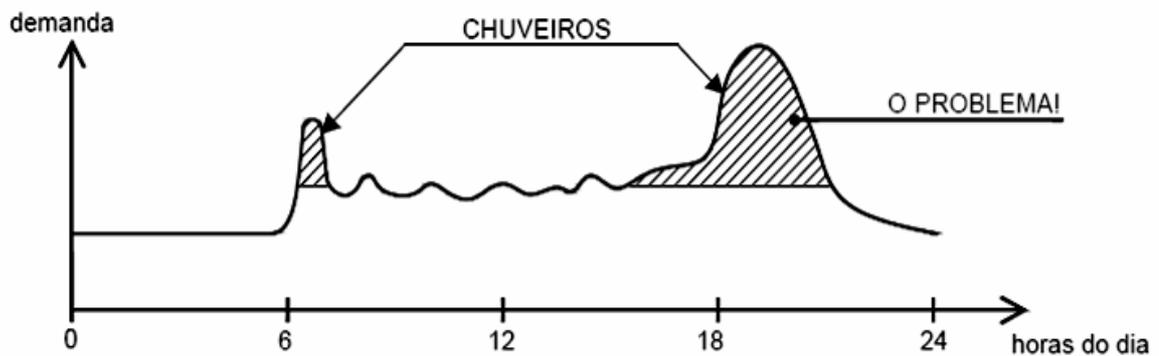
No Brasil o principal sistema de obtenção de energia elétrica é por hidrelétricas, uma fonte menos poluente em comparação à queima de gás produzindo gás carbônico. Contudo, a construção de centrais hidrelétricas pressiona enormemente a biodiversidade, impactando o meio ambiente e deslocando grandes contingentes populacionais, já sendo necessária, hoje, a construção de usinas termelétricas para suporte no horário de pico, o que aumenta as emissões de carbono para a atmosfera, contribuindo para as mudanças climáticas e o aumento de doenças consequentes.

A infra-estrutura para aquecimento de água na maioria das cidades brasileiras é baseada no chuveiro elétrico, equipamento de baixo custo inicial, mas de grande consumo de energia ao longo de sua vida útil, o que representa importantes demandas de capital para o setor elétrico a altos custos ambientais e sociais.

Tomar banho quente é um hábito da maioria das famílias brasileiras e o baixo custo dos chuveiros elétricos permitiu sua utilização até mesmo nas casas das famílias mais humildes, sendo certo que esse é o eletrodoméstico que mais contribui para o consumo de energia elétrica nas residências. Presente em 73,1% das residências do Brasil, o chuveiro ainda é o responsável pela maior fatia do consumo de energia de uma casa – 23,9% (PROCEL, 2007).

Segundo MELO (2003) chuveiros e aquecedores de acumulação elétricos representam cerca de 8% do consumo brasileiro de energia elétrica.

Dados do PROCEL (2007) revelam que o chuveiro elétrico é responsável por grande parte da carga do sistema nas horas de pico de consumo de eletricidade, como pode ser observado no gráfico da (Fig. 1).



**Figura 01: Gráfico da curva de demanda de eletricidade no Brasil (PROCEL - 2007)**

O horário de pico é o compreendido por três horas consecutivas de todos os dias, exceto sábados, domingos e feriados nacionais. Essas três horas são das 18h às 21h no horário normal e das 19h às 22h no horário de verão. Esse é o período em que geralmente as pessoas retornam às suas residências após o trabalho e usam os chuveiros elétricos, acionando-os ao mesmo tempo durante o início da noite, simultaneamente ao acionamento da iluminação doméstica, pública e comercial. Em razão disso, o consumo de energia torna-se muito elevado, o que leva as concessionárias a desestimulá-lo nesse período, com o propósito de evitar um colapso no sistema. Por esse motivo, o valor da tarifa aplicada aos grandes consumidores é muito maior que em horários fora de ponta, períodos esses em que o consumo de energia elétrica tem um nível aceitável e dificilmente gerariam um colapso no sistema.

Isso significa que todo o sistema elétrico - geradores, transformadores e linhas de transmissão - está projetado para suportar o curto período de pico, quando se ligam os chuveiros elétricos.

Devido, principalmente, ao grande consumo do chuveiro elétrico, além da sobrecarga do sistema no horário de pico, as distribuidoras de energia enfrentam também a questão da inadimplência e os prejuízos advindos das instalações elétricas clandestinas.

Sendo o sistema elétrico brasileiro o mais interligado do mundo, esse excesso de demanda em curto espaço de tempo torna-o muito vulnerável à falta de fornecimento, vulgarmente conhecido como “apagão”.

Em 2001 houve “apagão” no Brasil, devido ao baixo nível dos reservatórios das usinas hidrelétricas, e o consequente racionamento, com redução no fornecimento de 20% entre junho de 2001 até 2002. A baixa no volume dos reservatórios das usinas hidrelétricas impossibilitou o sistema de disponibilizar a quantidade de energia demandada. Isso levou as distribuidoras de energia a procurarem intensamente alternativas para diminuir o consumo. Adotada a política de racionamento, o chuveiro elétrico teve sua utilização diminuída para 22,9%, considerável redução para o sistema elétrico brasileiro como um todo (PROCEL, 2007).

Em dezembro de 2009 ocorreu outro “apagão”, que abrangeu vários Estados brasileiros. O Ministério de Minas e Energia confirmou que dezoito Estados brasileiros foram afetados pelo “apagão” que atingiu o país entre a noite de 10/12/2009 e a madrugada de 11/12/2009. A pane atingiu inclusive o Paraguai, que teve o fornecimento de energia interrompido. A hipótese mais provável é que tenha havido algum acidente que afetou um ou mais pontos do sistema de transmissão, inclusive o de Furnas, responsável por levar a energia de Itaipu para as Regiões Sul e Sudeste, e que esse acidente desencadeou outros, em efeito dominó. Imediatamente após o “apagão”, a Usina de Itaipu estava com suas máquinas ligadas, girando no vazio, porém sem possibilidade de transmitir energia, pois as linhas de transmissão que a conectam ao sistema brasileiro estavam desligadas. Segundo o jornal paraguaio “La Nacion”, o fornecimento de energia elétrica ficou interrompido no Paraguai por cerca de trinta minutos entre 21h13min e 21h43min (horário local), devido ao desligamento de Itaipu (Notícias UOL, 11/11/2009).

A falta de energia causou prejuízos para as empresas estatais que administram o saneamento básico na Região Sudeste. Com as máquinas sendo ligadas e desligadas, as alterações na circulação de água produziram mudanças bruscas de pressão e ressecamento nos mecanismos, obrigando os técnicos das companhias a enfrentar turnos inesperados de reparo dos danos e manutenção das tubulações. No total, cerca de 8,5 milhões de habitantes dessa região foram afetados. De acordo com lista divulgada pelo ONS (Operador Nacional do Sistema Elétrico) oficialmente, os Estados atingidos pelo “apagão” foram: São Paulo, Mato Grosso do Sul, Rio de Janeiro e Espírito Santo e, parcialmente, os Estados de Minas Gerais, Mato Grosso, Goiás, Rio Grande do Sul, Santa Catarina, Paraná, Acre, Rondônia, Bahia, Sergipe, Paraíba, Alagoas, Pernambuco e Rio Grande do Norte. Apesar de não se encontrar na lista oficial, o Distrito Federal também relatou falta de energia (Notícias UOL, 11.11.2009).

As causas desse “apagão” ainda são controversas. O Governo insiste em fatores climáticos que teriam afetado linhas de transmissão. “Houve uma condição meteorológica adversa, com ventos e chuvas de grande intensidade concentradas na região que recebe os circuitos de transmissão da energia da Usina de Itaipu e distribui essa energia para outras regiões”, nota divulgada pelo Ministério de Minas e Energia (Notícias UOL, 11.11.2009).

Posteriormente, o secretário-executivo do Ministério de Minas e Energia, Márcio Zimmerman, manifestou-se afirmando que “o desligamento de três linhas de transmissão foi a causa do problema: duas delas ligam Ivaiporã, no centro do Paraná, a Itaberá, em São Paulo. A terceira liga Itaberá à subestação de Tijuco Preto, também em São Paulo”. Ele classificou o fato de “ocorrência raríssima” e mais, que “o sistema de transmissão brasileiro permite que, em caso de desarme de um circuito, nada ocorra. Nesse caso, tivemos as três simultaneamente. O sistema para se proteger aciona uma série de mecanismos de proteção para salvaguardar. Prova disso é que quatro horas depois do início da ocorrência, você tinha toda a carga religada no Brasil” (Notícias UOL, 11.11.2009).

O fato é que tanto o “apagão”, quanto a inadimplência acarretam o aumento do preço da tarifa de energia elétrica, pois as concessionárias fazem uso de mecanismos de segurança e de repasse do prejuízo aos consumidores, como é o exemplo do seguro “apagão” e do repasse de prejuízos sociais decorrentes da inadimplência.

A adoção de estratégias de racionalização do uso da energia elétrica no Brasil amenizaria essa situação e dentre elas, destacam-se as seguintes ações:

- **Eficiência e Conservação da Energia** - aumento da redução das perdas nas transformações energéticas e combate ao desperdício de recursos naturais pelos consumidores;
- **Substituição de Combustíveis** - gás natural, álcool e biodiesel, que são menos poluentes; e
- **Uso de Fontes Energéticas Renováveis** - energia eólica, energia solar, energia das ondas do mar e células combustíveis.

A CEMIG (2008) estima que o potencial de conservação de energia, em todos os setores, seja da ordem de 18%. Segundo a ELETROPAULO (2008), o desperdício de energia em prédios comerciais pode chegar a 15 %. O CONPET (2008) tem como objetivo obter um ganho de eficiência energética de 25 % no uso dos derivados de petróleo e do gás natural nos próximos vinte anos.

Segundo BALDASSIN (2006), a atuação do PROCEL tem por prioridade a redução nas perdas técnicas das concessionárias, a racionalização do uso de energia elétrica e o aumento da eficiência energética de equipamentos elétricos. Como meta de redução das perdas técnicas na transmissão e distribuição das concessionárias tem-se um valor próximo a 10%; quanto ao aumento da eficiência energética dos aparelhos elétricos, almeja-se um

aumento médio de 10% no desempenho destes. No que se refere à racionalização do uso de energia nos diversos setores consumidores, estima-se um desperdício de 14% do total de energia consumido pelo Setor Comercial. No Setor de Saneamento Básico espera-se que a redução do consumo de energia seja de 20%. No Setor Industrial, o programa visa atuar em duas mil indústrias de médio e pequeno porte, proporcionando uma economia de 2 TWh/ano, valor este equivalente a 1/3 do potencial de conservação do setor. Em edificações, considerando o Setor Comercial e Residencial, estima-se uma possível conservação de energia em prédios já construídos em torno de 30%; já em novas construções, este valor pode chegar a 50%. Estimativas da implantação de medidas técnicas e gerenciais de baixo investimento, no uso de energia em prédios públicos, podem reduzir os custos com energia em 15% a 20%, acarretando uma redução de consumo de aproximadamente 1.407 TWh/ano. Na iluminação pública, estima-se uma redução média de 30 a 40% no consumo de energia elétrica dos municípios, representando uma economia de aproximadamente 2.400 milhões de kWh/ano.

No que se refere à conservação e ao potencial de racionalização do uso de energia, caso seja mantida a estrutura atual do uso de energia elétrica, o PROCEL (2008) estima uma necessidade de suprimento, em 2015, em torno de 780 TWh/ano. Diminuindo os desperdícios, estima-se uma redução anual de até 130 TWh, ou seja, uma redução anual de 16,6% a.a do suprimento de energia projetado.

Assim sendo, urge uma solução para o gargalo causado pela utilização maciça de chuveiros elétricos, principalmente no horário de pico, descongestionando o sistema elétrico brasileiro e disponibilizando essa energia para fins mais nobres.

Conforme já evidenciado, a desvantagem dos chuveiros elétricos está em seu alto dispêndio em face da transformação de energia elétrica em energia térmica para aquecimento de água. Para se ter uma ideia, eletrodomésticos considerados de grande consumo, como

aquecedores de ambiente, ferros de passar roupas, fornos elétricos ou secadores de cabelo, em suas potências máximas, consomem em média 1.500W em 127V e até 2.500W em 220V. Um chuveiro elétrico, em sua potência mínima, consome entre 2.500W e 3.200W, chegando a consumir 5.500W em 127V e até 8.800W em 220V. Para exemplificar, um chuveiro de 6.000W equivale a sessenta lâmpadas de 100W, ligadas simultaneamente durante todo o horário de pico.

O fator de equilíbrio deveria estar no tempo de utilização do chuveiro - alguns minutos, frente a horas de uso de um ar condicionado ou geladeira - mas apesar de os fabricantes e os órgãos ambientais recomendarem menos de dez minutos, normalmente o banho do brasileiro se estende, alcançando até vinte ou trinta minutos, além de ser muito comum em algumas regiões do país se tomar mais de um banho diário (MELO, 2003).

A vantagem dos chuveiros elétricos está no consumo de água, que é muito menor em comparação às duchas de aquecimento a gás e aquecedores solares. O diferencial é quanto à água que é perdida no início de cada banho até se atingir a temperatura ideal no uso de duchas de aquecimento a gás ou solar. No caso do chuveiro elétrico, o desperdício de água é igual a zero, enquanto no sistema solar ou boiler a perda é de 5 litros e, no aquecedor a gás, a perda é de 4,5 litros (MELO, 2003).

O Brasil é um país com enorme potencial solar, porquanto praticamente em todo seu território tem-se mais de 2.200 horas de insolação ao ano, com um potencial equivalente a quinze trilhões de MWh e correspondente a cinquenta mil vezes o consumo nacional de eletricidade (COLLE & PEREIRA, 1999).

Segundo FANTINELLI (2002) os sistemas de aquecimento solar, à primeira vista, seriam uma alternativa excelente em relação aos chuveiros elétricos para prover a água quente desejada nas habitações, no comércio e nos serviços, uma vez que o Brasil recebe energia

solar em todo seu território durante praticamente o ano inteiro. Isso muito contribuiria para mitigar os impactos socioambientais do setor elétrico brasileiro.

Contudo, a tecnologia de coletores solares não consegue firmar-se no país, devido aos custos e dificuldades de instalação. Além disso, como o aquecedor solar normalmente é projetado para um número determinado de usuários, havendo o eventual aumento do número de pessoas para tomar banho, ou havendo períodos longos sem insolação, torna-se necessário o suporte elétrico ou a gás, o que obriga o sistema elétrico a disponibilizar uma energia que será usada raramente.

Uma alternativa que unisse a vantagem dos chuveiros elétricos à dos aquecedores solares seria ideal, por apresentar equilíbrio no consumo de energia e água. Atento a essa questão, o Governo Federal lançou um programa de incentivo ao sistema do chuveiro híbrido, e o que se espera é que no total, 2,660 milhões de casas, sobretudo de baixa renda, poderão ter esse sistema a partir do próximo ano até 2014 (BATISTA, 2010).

Nos dias atuais, por questões ambientais, o sucesso de qualquer tipo de empreendimento está intrinsecamente ligado à promoção do uso racional de energia, de modo a reduzir todo e qualquer desperdício. Tanto é assim que em países desenvolvidos, a solução empregada para atingir tal propósito tem sido o emprego de bombas térmicas, equipamentos muito eficientes, que utilizam racionalmente a energia que as aciona, podendo gerar um efeito três a cinco vezes superiores à energia utilizada, recuperando o calor de uma fonte térmica, como o ar ou a água, fazendo pouco uso de trabalho mecânico (CORTEZ & NEVES FILHO, 1996).

Mesmo em temperaturas consideradas baixas, o ar, a terra e a água continuamente absorvem energia do Sol. Essa energia pode ser absorvida por um corpo de temperatura inferior a esta, usando-se uma bomba de calor para tal fim. Por liberar mais energia do que a que consome, a bomba de calor viabiliza esse processo.

Nesse contexto, a proposta de usar a bomba de calor para aquecimento da água do banho em substituição ao chuveiro elétrico apresenta-se como uma alternativa simples e estratégica para auxiliar o Brasil a cumprir com seus compromissos ambientais no cenário internacional.

## **4 REFRIGERAÇÃO E BOMBA DE CALOR**

### **4.1 O desenvolvimento da refrigeração**

Desde a Pré-História, o homem externou a vontade ou a necessidade de obter formas de resfriamento que pudessem fazer com que alimentos ou outras substâncias atingissem temperaturas inferiores à do ambiente. Registros históricos indicam que os efeitos exercidos por baixas temperaturas sobre a preservação de alimentos já eram conhecidos nas mais antigas civilizações.

A civilização chinesa utilizava o gelo natural colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados e armazenado com grande cuidado em poços cobertos com palha e cavados na terra, com a finalidade de conservar o chá que consumiam. A menção histórica mais antiga a respeito da conservação do gelo data de aproximadamente 1.000 a.C., num antigo livro de poemas chinês, chamado Shi Ching. Refere-se a casas de armazenamento, as quais eram feitas de diversos materiais isolantes, como a palha e o esterco.

As civilizações gregas e romanas também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas, a custo do braço escravo, para o preparo de bebidas e alimentos gelados. Tanto é que nos livros de culinária dos antigos romanos havia referência ao emprego da neve em alguns de seus pratos, com o propósito de conservá-los (IFET-Bahia, 2009).

A civilização egípcia, por sua vez, devido à posição geográfica e ao clima de seu país, não dispunha de gelo natural. Contudo, os egípcios refrescavam a água por evaporação, usando vasos de barro, semelhantes às moringas, tão comuns no interior do Brasil. O barro, por sua constituição porosa, deixa passar parte da água contida no seu interior e a evaporação dessa água faz baixar a temperatura do sistema (IFET-Bahia, 2009).

Segundo LIMA (2008) durante muitos séculos, a única utilidade que o homem encontrou para o gelo foi a de refrigerar alimentos e bebidas para melhorar seu paladar. Os métodos mais antigos de produção do frio faziam uso do gelo natural ou de misturas de sal e neve. Posteriormente, descobriu-se que dissolver nitrato de sódio em água abaixa a temperatura da mistura (pelo menos no século XIV esse fato já era conhecido).

No ano de 1755 já se conhecia o efeito de resfriamento causado pelo éter ao se evaporar sobre a pele. Naquele tempo, o professor de química William Cullen demonstrou a formação de gelo na água em contato com um recipiente contendo éter: ao reduzir a pressão sobre o éter, promoveu sua ebulição a uma temperatura baixa o suficiente para proporcionar a formação do gelo.

Com a invenção do microscópio no final do século XVII, descobriu-se a existência de microorganismos - micróbios e bactérias - que até então eram invisíveis a olho nu, sem auxílio de um instrumento dotado de grande poder de ampliação. Assim, constatou-se que espalhados por todas as partes - água, alimentos e organismos vivos - microorganismos há em quantidades enormes (IFET-Bahia, 2009).

Estudos realizados por cientistas, entre eles o célebre químico francês Louis Pasteur, demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças e epidemias. Ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias podia ser impedida em muitos casos, ou pelo menos limitada, pela aplicação do frio, isto é, baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que as mesmas proliferam. Essas conclusões provocaram, no século XVIII, uma grande expansão da indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente (IFET-Bahia, 2009).

Até essa descoberta, os alimentos eram deixados no seu estado natural, estragando-se rapidamente. A única maneira de conservá-los por maior tempo era submetê-los a certos tratamentos como a salgação, a defumação ou o uso de condimentos e, na maioria dos casos,

essas técnicas diminuían a qualidade do alimento e ou modificavam o seu sabor. Com a descoberta, vislumbrou-se a possibilidade de se conservar os alimentos frescos, com todas as suas qualidades, durante um período de tempo maior (IFET-Bahia, 2009).

Contudo, a dependência direta da natureza para a obtenção do gelo representava um desafio ao desenvolvimento da refrigeração, já que o gelo só se formava no inverno e nas regiões de clima bastante frio.

No século XVIII o gelo estava disponível apenas para os ricos e poderosos. Seu fornecimento era bastante irregular e, em se tratando de países mais quentes, era sujeito a um transporte demorado, no qual a maior parte se perdia por derretimento, especialmente porque os meios de conservá-lo durante o traslado eram deficientes. Mesmo nas regiões frias, a estocagem do gelo era bastante difícil, só podendo ser feita por períodos relativamente curtos, devido à deficiência de isolamento (IFET-Bahia, 2009).

Em 1806, em Nova York, um homem chamado Frederick Tudor deu início a um negócio no qual blocos de gelo eram retirados do rio Hudson e mananciais próximos, e vendidos à grande parte da população, por um preço bem acessível.

Tudor eventualmente despachava gelo para locais ao redor do mundo e sua primeira empreitada foi um carregamento de 130 toneladas, para o porto de St. Pierre, na ilha da Martinique, na região do Caribe. O gelo era desconhecido por lá e não havia instalações para armazená-lo. A empreitada poderia ter sido um desastre caso Tudor não tivesse se associado a um proprietário local do setor de alimentos, com o qual produziu e comercializou sorvetes.

Um intenso movimento de cargas de gelo foi mantido para os estados do sul dos Estados Unidos até ser suspenso pela Guerra Civil Americana. Diversos empresários entraram no negócio do comércio de gelo e começaram a trazê-lo de outras localidades. Dados históricos revelam que 156 mil toneladas de gelo foram embarcadas em Boston, em 1854. As

casas de gelo costumeiramente faziam uso de serragem como isolante térmico e muitas tinham paredes de até um metro de espessura (IFET-Bahia, 2009).

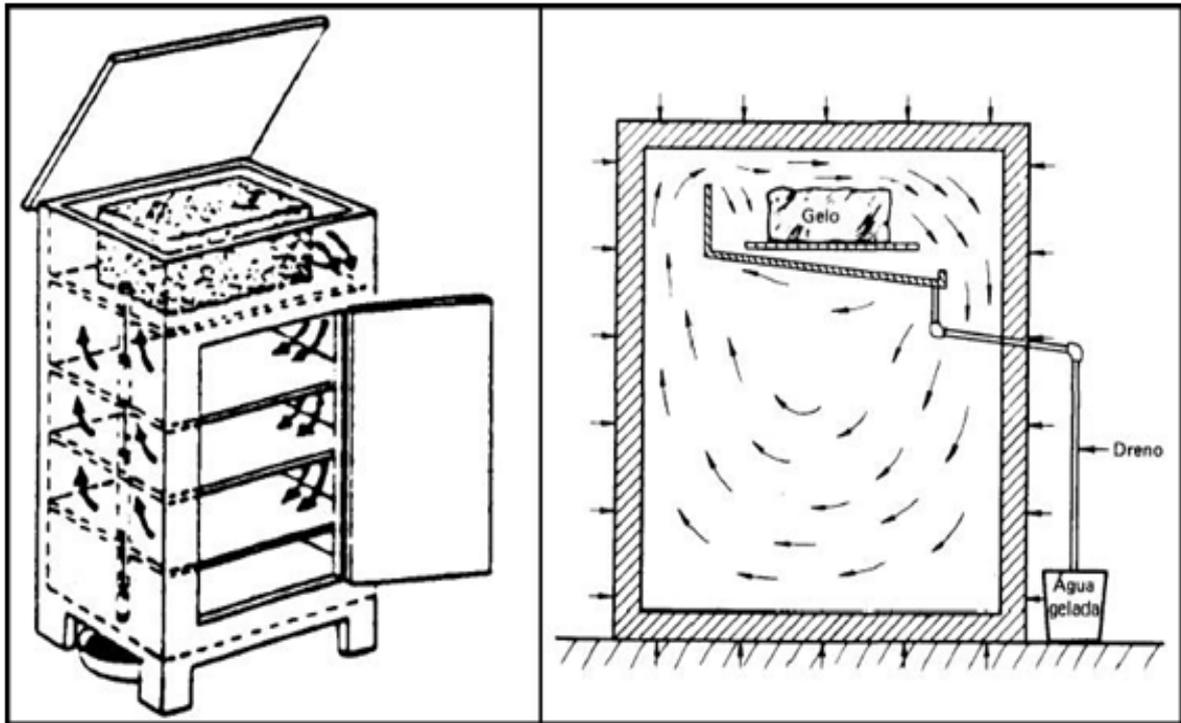
Engenheiros e pesquisadores se voltaram para a busca de meios e processos que permitissem a obtenção artificial de gelo, liberando o homem da dependência da natureza. Segundo BERNIER (1981) citado por JORDAN (2005), em 1834 foi inventado nos Estados Unidos o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial usando compressão. Esse sistema funcionava por meio de líquido volátil e usava todas as características hoje utilizadas em refrigeração, constituindo, portanto, a base precursora dos atuais sistemas de compressão frigorífica.

Os aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial foram se acumulando, surgindo sistematicamente melhorias nos sistemas, com maiores rendimentos e melhores condições de trabalho. Entretanto, durante cerca de meio século, a produção propriamente dita fez poucos progressos, em consequência da crença geral de que o gelo artificial era prejudicial à saúde humana, o que tornava o seu consumo relativamente pequeno (IFET-Bahia, 2009).

Em 1890, a própria natureza encarregou-se de dar fim a tal situação: os Estados Unidos eram, na época, um dos maiores produtores de gelo natural, mas o inverno naquele ano foi muito fraco e quase não houve formação de gelo. Como não havia gelo natural, a situação obrigou que se usasse o artificial, quebrando o tabu existente contra esse último e mostrando, inclusive, que ele era ainda melhor que o produto natural, por ser feito com água mais pura e poder ser produzido à vontade, conforme as necessidades de consumo (IFET-Bahia, 2009).

Com a maior utilização do gelo artificial, as primeiras geladeiras foram criadas no princípio do século XIX (Fig. 2). Tais aparelhos eram constituídos simplesmente por um recipiente, quase sempre isolado por meio de placas de cortiça, dentro do qual eram colocadas

pedras de gelo e os alimentos a conservar. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da geladeira (IFET-Bahia, 2009).



**Figura 02: Primeiras geladeiras utilizadas. Fonte: Apostila de Refrigeração. Março/2009. IFET Bahia.**

Apesar da plena aceitação do gelo artificial e de sua disponibilidade para todas as classes sociais, sua fabricação continuava a ser feita em instalações especiais - as usinas de gelo - não sendo possível sua produção na casa dos consumidores. A figura típica da época era o geleiro que, com sua carroça isolada, percorria os bairros, entregando nas casas dos consumidores, periodicamente, as pedras de gelo que deviam ser colocadas nas primeiras geladeiras (IFET-Bahia, 2009).

No início do século XX, começa a se disseminar o uso da eletricidade para movimentar pequenas máquinas e motores. Com essa nova fonte de energia, as indústrias buscaram meios de produzir o frio em pequena escala, na própria residência dos usuários.

O primeiro refrigerador doméstico surgiu em 1913, mas sua aceitação foi mínima, tendo em vista que ele era constituído de um sistema de operação manual, exigindo atenção constante e muito esforço; além disso, apresentava baixo rendimento.

Em 1918 é que apareceu o primeiro refrigerador automático, movido a eletricidade, fabricado pela Kelvinator Company, dos Estados Unidos. Segundo LIMA (2008), esse produto foi feito para ser colocado dentro das caixas de gelo e funcionava da seguinte forma: o frio era então produzido expandindo-se uma substância volátil – o fluido refrigerante – a baixa pressão num tubo muito fino, o qual passava no interior do refrigerador. A expansão do gás provocava uma diminuição na sua temperatura retirando calor do ambiente ao redor do tubo. Em seguida, o gás era comprimido e passava por outro tubo fino colocado na parte externa posterior do refrigerador - o condensador - e liberava calor para a atmosfera, para depois retornar ao interior do refrigerador e reiniciar o processo.

A partir de 1920, a evolução foi grande, com uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos. Em 1926 foi fabricado o compressor hermético e fabricada pela GE a primeira máquina de refrigeração doméstica. A partir de então, o surgimento das geladeiras domésticas elétricas, capazes de produzir gelo, desmantelou o rentável negócio de venda de gelo a domicílio (IFET-Bahia, 2009).

Curiosamente, cumpre citar que em dois anos foram vendidos somente duzentos exemplares de geladeiras e, esse fato, em comparação com as vendas da Ford, empresa criada na mesma época e que vendeu dois milhões de veículos, demonstra que o mercado de geladeiras demorou a firmar-se.

O fator determinante para o desenvolvimento da indústria de refrigeração foi a necessidade premente de se diminuir as funções vitais das bactérias responsáveis pelas alterações dos alimentos, prolongando-se, assim, o período de consumo dos mesmos. Os avanços oriundos do emprego dessa tecnologia foram expressivos, a ponto de hoje ela ter se

tornado imprescindível à vida moderna, no uso de condicionamento de ar, bombas de calor e produção de frio em geral, inclusive para pesquisas a baixas temperaturas.

## **4.2 Princípios da Termodinâmica**

### **4.2.1 Definições**

Segundo VENTURINI (2005) o estado termodinâmico de uma dada substância é a condição em que esta se encontra e qualquer mudança em suas propriedades implica em mudança de estado do sistema ao qual ela pertence.

Para uma dada pressão, aumentando-se a temperatura de uma substância pura atinge-se um ponto em que a substância começa a vaporizar (temperatura de saturação). A água a uma pressão de 1,01325 bar terá a temperatura de saturação igual a 100°C, de forma que se a temperatura for maior que 100°C, ter-se-á vapor e se for menor que 100°C, ter-se-á líquido.

Pressão de saturação é a pressão na qual se dá a condensação de uma substância pura a uma dada temperatura. Assim, para o vapor de água a uma temperatura de 100°C, a condensação começará quando a pressão for de 1,01325 bar e, para uma pressão acima desse valor, ter-se-á líquido; para uma pressão abaixo desse valor, ter-se-á vapor.

No caso de uma substância que se apresenta em estado líquido, à temperatura e pressão de saturação, se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação para a pressão existente, o líquido é chamado de líquido sub-resfriado. Por outro lado, quando a pressão do líquido é maior que a pressão de saturação para a temperatura dada, o líquido é chamado de líquido comprimido. Na Fig.03 estão representados os vários estados que uma substância pode apresentar durante um ciclo termodinâmico.

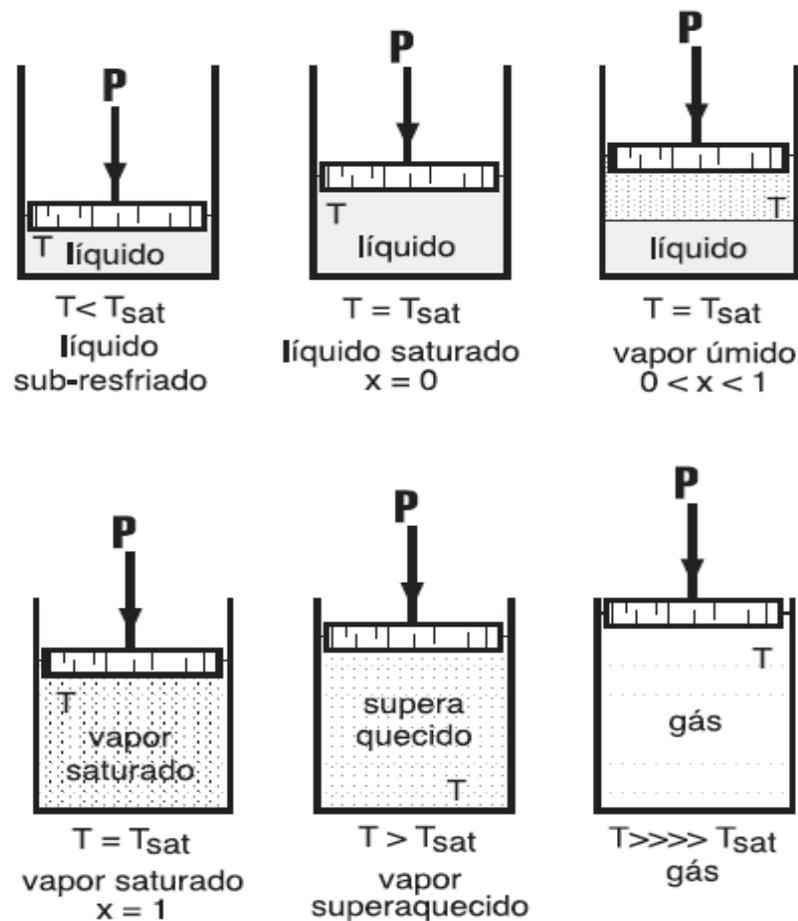


Figura 03 - Estados físicos de uma substância (VENTURINI, 2005).

Quando coexistem parte líquida e parte vapor na temperatura de saturação, em geral, nos sistemas de refrigeração, no condensador e no evaporador, a relação entre a massa de vapor e a massa total é chamada de título ( $x$ ). Assim:

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \quad (1)$$

Por se encontrarem a uma temperatura maior que a temperatura de saturação, os gases são vapor altamente superaquecido, e sua pressão e temperatura são propriedades independentes.

#### **4.2.2 Propriedades termodinâmicas de uma substância**

A par das propriedades termodinâmicas mensuráveis (temperatura, pressão, volume específico e massa específica), para o estudo de transferência de calor, trabalho e energia, outras propriedades não diretamente mensuráveis, mas fundamentais, devem ser consideradas: energia interna, entalpia e entropia.

A energia interna é a soma da energia cinética das moléculas e da energia potencial. A entalpia resulta da soma da energia interna com o produto da pressão pelo volume, combinação esta que ocorre com muita frequência ao se analisar termicamente alguns processos específicos à pressão constante. Alguns autores relacionam a entalpia à medida da desordem molecular da substância; outros a associam à medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância. Matematicamente, tem-se:

$$h = u + pv \quad (2)$$

#### **4.2.3 Equações de estado**

A relação matemática que correlaciona pressão, temperatura e volume específico para um sistema em equilíbrio termodinâmico é chamada equação de estado de uma substância pura. Assim, de forma geral, tem-se:

$$f(p, v, T) = 0 \quad (3)$$

Segundo VENTURINI (2005) algumas equações de estado são desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância, enquanto outras mais genéricas, porém mais complexas, podem relacionar as propriedades termodinâmicas de

várias substâncias. A mais comum e conhecida é a que relaciona as propriedades termodinâmicas pressão, volume específico e temperatura absoluta para o gás ideal, assim representada:

$$Pv_e = RT \quad (4)$$

Em que:

$P$  pressão absoluta (manométrica + barométrica)

$v_e$  volume específico

$R$  constante particular do gás

$T$  temperatura absoluta

Tal equação refere-se a gases ideais, mas representa satisfatoriamente gases reais quando estes estão a pressões relativamente baixas.

O refrigerante é a substância empregada como veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração ou de aquecimento em bombas de calor. A equação de estado usada para relacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes compostos de hidrocarbonetos fluorados (CFCs) é expressa da seguinte forma:

$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \left[ \frac{A_i + B_i T + C_i e^{\left(\frac{-kT}{T_c}\right)}}{(v-b)^i} \right] + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 e^{\left(\frac{-kT}{T_c}\right)}}{(1 + c^{(av)}) e^{(av)}} \quad (5)$$

Em que:  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$ ,  $k$ ,  $b$ , e  $T_c$  são constantes que dependem da substância, encontradas em tabelas específicas.

Dada a complexidade das equações de estado para correlacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, são usadas as tabelas de propriedades termodinâmicas. São encontradas na literatura tabelas para todos os refrigerantes utilizados na refrigeração comercial e industrial, as quais podem relacionar: as propriedades do líquido comprimido (ou líquido sub-resfriado); as propriedades de saturação (líquido saturado e vapor saturado); e as

propriedades do vapor superaquecido. Nessas tabelas as propriedades são fornecidas em função da temperatura e/ou pressão.

Os valores numéricos de entalpia e de entropia podem, à primeira vista, ser diferentes de uma tabela para outra para o mesmo estado termodinâmico, devido aos valores de referência diferentes. Contudo, isso não interfere nos resultados das análises térmicas, desde que sejam utilizados dados de entalpia e entropia corrigidos para uma única referência.

#### ***4.2.4 Diagramas de Mollier para fluidos refrigerantes***

A representação das propriedades termodinâmicas dos fluidos frigoríficos tem como ordenada a pressão absoluta e como abscissa a entalpia específica, porquanto tais coordenadas adequam-se mais à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor.

Na Fig.04 são apresentados os elementos essenciais dos chamados diagramas de Mollier para qualquer substância pura. Por meio de tais diagramas são visualizados os processos que ocorrem em cada uma das partes do sistema, destacando-se três regiões características:

- região de líquido sub-resfriado, à esquerda da linha de líquido saturado ( $x = 0$ );
- região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor, compreendida entre as linhas de líquido saturado ( $x = 0$ ) e vapor saturado ( $x = 1$ ); e
- região de vapor superaquecido, à direita da linha de vapor saturado ( $x = 1$ ).

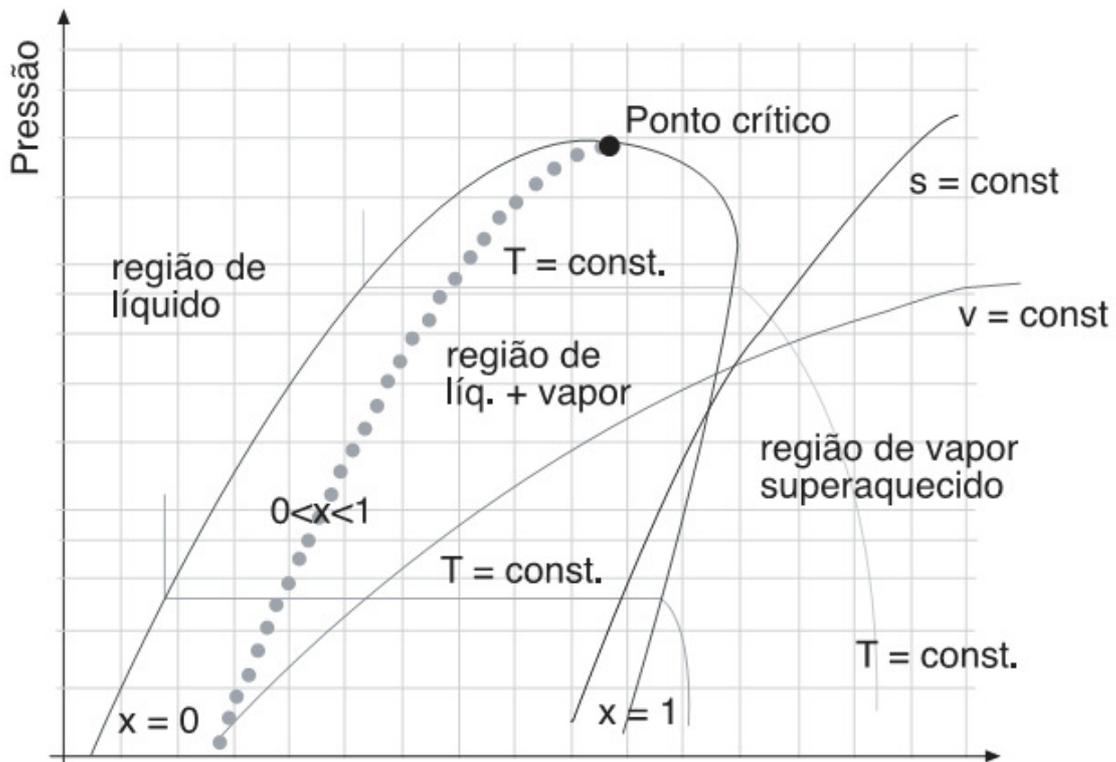


Figura 04 - Esquema de um diagrama de Mollier para um refrigerante. Fonte: (VENTURINI, 2005).

Para se determinar as propriedades termodinâmicas de um estado nas condições saturadas, é suficiente conhecer uma propriedade. Para as regiões de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido, é necessário conhecer duas propriedades para definir o estado termodinâmico.

#### 4.2.5 Primeira Lei da Termodinâmica

Segundo a Primeira Lei da Termodinâmica ou “Princípio de Conservação de Energia”, a energia não pode ser criada nem destruída, mas somente transformada entre as várias formas de energia existentes.

Conforme explica VENTURINI (2005), a aplicação desse postulado depende do conceito de sistema termodinâmico, que consiste em uma quantidade de matéria (massa), ou região, para a qual a atenção está voltada. Delimita-se o sistema termodinâmico em função daquilo que se deseja analisar, de forma que tudo aquilo que se situar fora do sistema termodinâmico será denominado meio ou vizinhança.

A delimitação do sistema termodinâmico é feita através de suas fronteiras, que podem ser móveis, fixas, reais ou imaginárias. O sistema é fechado quando corresponde a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (tem massa fixa); diz-se aberto ou sistema de volume de controle quando corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (Fig. 05).

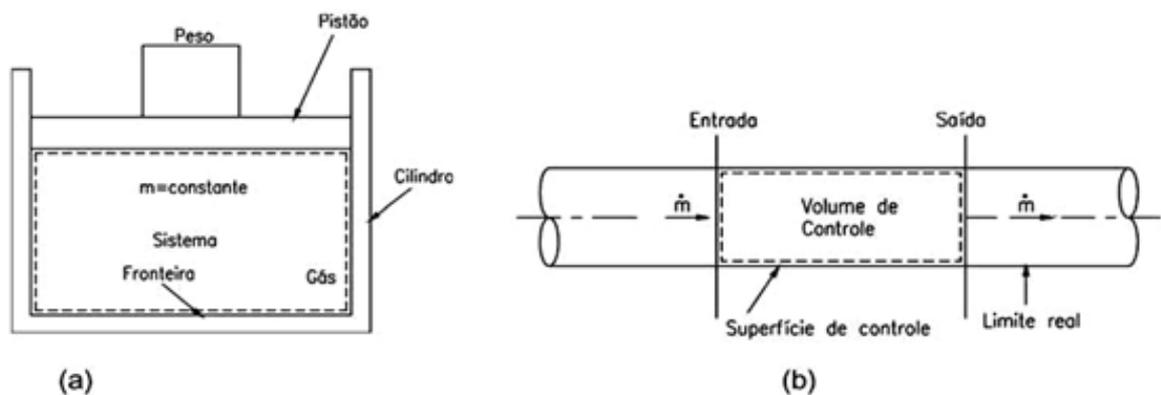


Figura 05 (a) sistema fechado; e (b) sistema aberto (volume de controle) Fonte: (VENTURINI, 2005).

Ainda segundo o citado autor, aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada durante o intervalo de tempo considerado. Assim, tem-se:

$$\sum \dot{E}_{ent} = \sum \dot{E}_{sai} + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (6)$$

Em que:

$\dot{E}_{ent}$  energia entrando no volume de controle

$\dot{E}_{sai}$  energia saindo do volume de controle

$E_{vc}$  energia armazenada no volume de controle

$\Delta t$  intervalo de tempo considerado

Insta salientar que, do ponto de vista termodinâmico, a energia é composta de energia cinética ( $E_c$ ), energia potencial ( $E_p$ ) e energia interna ( $U$ ).

Sendo a energia cinética dada por:

$$E_c = m \frac{V^2}{2} \quad (7)$$

A energia potencial dada por:

$$E_p = mgz \quad (8)$$

Em que:

$m$  massa do sistema

$V$  velocidade do sistema

$g$  aceleração da gravidade

$z$  cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema

Algumas formas de energia podem atravessar a fronteira de um volume de controle, ou seja, entrar ou sair do volume de controle. Dentre elas, estão incluídos os fluxos de calor ( $\dot{Q}$ ), os fluxos de trabalho ( $W$ ) e os fluxos de energia associados à massa que atravessam estas fronteiras. Uma quantidade de massa em movimento possui energia cinética, energia potencial e energia térmica. Além disto, como geralmente o fluxo mássico é gerado por uma “força motriz”, há outra forma de energia associada ao fluxo, a qual está relacionada com a pressão. Esta última forma de energia é chamada de “trabalho de fluxo”, sendo dada pelo produto da

pressão pelo volume específico do fluido. Assim, após algumas simplificações, a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser escrita como:

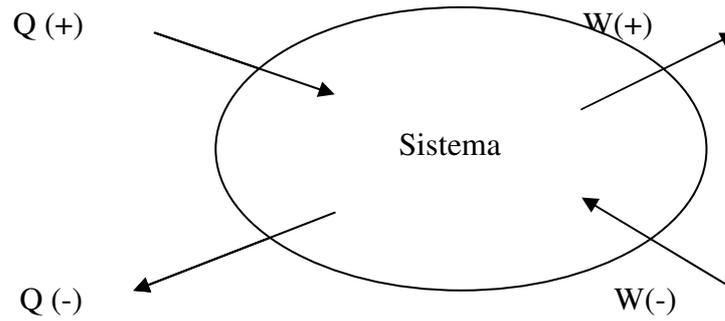
$$\sum \dot{Q} + \sum_{ent} \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) = \sum \dot{W} + \sum_{sai} \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (9)$$

Com relação à equação acima, duas observações importantes devem ser feitas: a soma das parcelas  $u + pv$ , como visto anteriormente, corresponde à entalpia da substância ( $h$ ); para a grande maioria dos sistemas industriais a variação da quantidade de energia armazenada no sistema ( $\Delta E_{vc}$ ) é igual a zero. Assim sendo, uma vez que o sistema opera em regime permanente, a equação acima pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{ent} \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + h + gz \right) = \sum \dot{W} + \sum_{sai} \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + h + gz \right) \quad (10)$$

Para a aplicação do balanço de energia, é necessário estabelecer também uma convenção de sinais para trabalho e calor. Assim sendo, adotou-se como regra a seguinte convenção: o trabalho realizado pelo sistema e o calor transferido ao sistema tem sinal positivo; o trabalho realizado sobre o sistema e o calor transferido pelo sistema tem sinal negativo, conforme Fig. 06.

No Sistema Internacional, a unidade de fluxo de trabalho e calor é o Watt [ $w$ ], a unidade da vazão mássica é [ $kg/s$ ], a unidade da entalpia é [ $J/kg$ ], a de velocidade é [ $m/s$ ] e a unidade da cota é [ $m$ ]. A aceleração da gravidade, que pode ser considerada constante, é igual a  $9,81 \text{ m/s}^2$ .



**Figura 06 - Convenção dos sinais para trabalho e calor.**

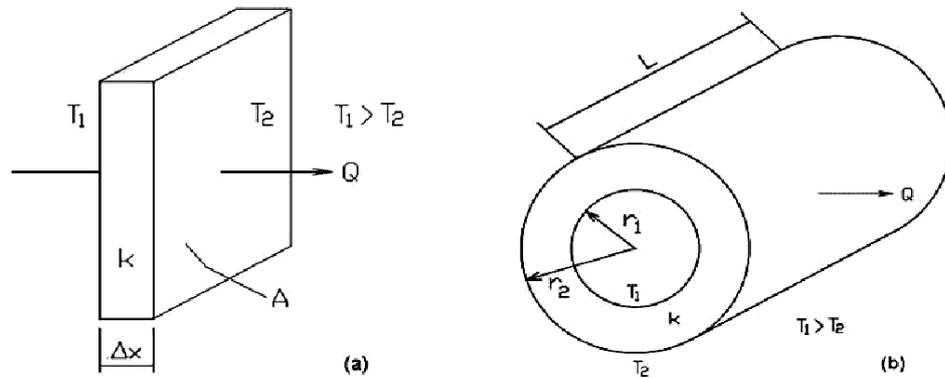
#### ***4.2.6 Transferência de calor***

Existindo diferença de temperatura entre duas regiões, a transmissão de calor dar-se-á sempre do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura. Teoricamente, a transferência de calor pode ocorrer isoladamente por condução, convecção ou radiação. VENTURINI (2005) observa que, na prática, as três formas citadas ocorrem simultaneamente, mas conforme o caso concreto o observador é quem vai analisar a possibilidade de serem desprezadas uma ou duas das formas.

##### **4.2.6.1 Transferência de calor por condução**

A interação entre moléculas adjacentes de um material propicia a transferência de calor por condução, uma vez que a vibração de uma molécula é transmitida à outra sucessivamente. A natureza do corpo e sua geometria determinarão a velocidade com a qual esta transferência irá ocorrer para uma dada diferença de temperatura, ou seja, pode haver uma maior ou uma menor resistência à transferência de calor. É bom salientar que a

transferência de calor é diretamente proporcional ao potencial da diferença de temperatura e inversamente proporcional à resistência oferecida pelo meio (Fig. 07).



**Figura 07 - Mecanismos de transferência de calor.**  
Placas planas (a) e cilindro (b). Fonte: VENTURINI (2005)

A forma mais utilizada para correlacionar essas grandezas é mediante a Lei de Fourier, que geralmente é apresentada na forma de equação para placas planas ou para cilindros.

Para placas planas, a equação de Fourier é dada por:

$$\dot{Q} = KA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (11)$$

Em que:

- $\dot{Q}$  fluxo de calor
- $K$  condutividade térmica
- $A$  área normal ao fluxo de calor
- $\Delta T$  diferença de temperatura
- $\Delta x$  espessura da placa

Para o caso de sistemas radiais, tem-se:

$$\dot{Q} = 2\pi kL \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (12)$$

Em que:

- $\dot{Q}$  fluxo de calor
- $K$  condutividade térmica
- $L$  comprimento do cilindro
- $\Delta T$  diferença de temperatura
- $r_1$  raio interno do cilindro
- $r_2$  raio externo do cilindro

#### 4.2.6.2 Transferência de calor por convecção

O processo de transferência de calor por convecção é executado através da movimentação de um fluido, devido à variação de sua massa específica ao se aquecer ou ao seu movimento forçado, que atua como elemento transportador de energia térmica, transferindo-a normalmente de uma superfície para outra. A convecção é intensamente influenciada pelas características do escoamento do fluido, tais como: perfil de velocidades e turbulência.

Os problemas tradicionais envolvendo convecção consistem em definir um coeficiente de transferência de calor por convecção, ou somente coeficiente de convecção ( $\alpha$ ), de tal forma que se tenha a seguinte equação:

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (13)$$

Em que:

- $\dot{Q}$  fluxo de calor
- $\alpha$  coeficiente de convecção
- $A$  área normal ao fluxo de calor
- $\Delta T$  diferença de temperatura

O coeficiente de convecção depende das propriedades do fluido e da configuração do escoamento. Esses valores são facilmente encontrados em tabelas para as situações e fluidos

mais comuns, o que reduz o problema à aplicação da equação acima. VENTURINI (2005) cita como exemplo o coeficiente de convecção entre o ar e as paredes de uma câmara frigorífica, apontando que para o ar externo esse valor é próximo de  $29,0W/(m^2K)$  ou  $25kcal/(hm^2°C)$ ; para o ar interno, varia entre  $8,15$  e  $17,45W/(m^2K)$  ou  $7$  a  $15 kcal/(hm^2°C)$ , dependendo da movimentação do ar.

#### **4.2.6.3 Transferência de calor por radiação**

Todo corpo acima de zero Kelvin emite fótons que, ao atingirem uma superfície, podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos. A transferência de calor por radiação se dá como resultado do deslocamento de fótons de uma superfície para outra, sendo que se a superfície os absorve, sua temperatura aumenta.

Segundo VENTURINI (2005) a energia irradiada por uma superfície é definida em termos do seu poder emissivo que, para um radiador perfeito, denominado corpo negro, é dado pela equação:

$$E_n = \sigma T^4 \tag{14}$$

Em que:

$T$  temperatura do corpo em Kelvin

$\sigma$  constante de Stefan-Boltzman

Corpos reais irradiam menos energia que um corpo negro ideal, isto é, irradiam menos energia que um corpo negro à mesma temperatura. A razão entre o poder emissivo do corpo real e o poder emissivo do corpo negro é denominada de “emissividade”, definida segundo a equação:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n} \quad (15)$$

A radiação trocada entre duas superfícies é afetada pelo posicionamento geométrico das superfícies. A relação geométrica que influencia a quantidade de calor trocado por radiação entre as superfícies é chamada de “fator de forma” ( $F_a$ ). As características ópticas das superfícies, como emissividade, absorptância, transmissividade e refletividade, que também afetam a quantidade de calor trocado por radiação, podem ser agrupadas em um único fator,  $F_e$ . Os fatores  $F_a$  e  $F_e$  podem ser encontrados em textos e manuais específicos sobre transferência de calor.

O calor trocado por radiação entre duas superfícies pode ser calculado por:

$$\dot{Q}_{1-2} = \sigma F_a F_e A (T_1^4 - T_2^4) \quad (16)$$

#### **4.2.6.4 Analogia entre fluxo de calor e fluxo de carga elétrica**

Considere um fluxo de calor sendo transferido através de uma placa em função de uma diferença de temperatura  $\Delta T$  e um fluxo de corrente através de um circuito elétrico, devido a uma diferença de potencial  $\Delta V$  (Fig.08).

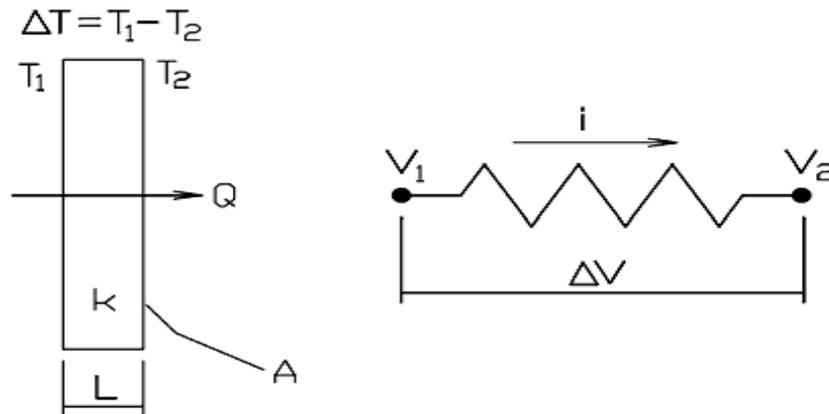


Figura 08 - Analogia entre fluxo de calor e fluxo elétrico. Fonte: VENTURINI (2005).

Aplicando-se a lei de Ohm para o circuito elétrico, tem-se:

$$I = \frac{\Delta V}{R_e} \quad (17)$$

Em que:

$I$  intensidade de corrente elétrica

$V$  diferença de potencial elétrico

$R_e$  resistência elétrica

A taxa de transferência de calor pode ser considerada um fluxo, sendo a temperatura função potencial, ou motora, para este fluxo de calor, enquanto a combinação da condutividade térmica pode ser considerada como a espessura do material e a área como uma resistência a este fluxo. Logo, pode ser feita uma analogia da equação de Fourier com a Lei de Ohm, para obter-se a taxa de transferência de calor em função da resistência ao fluxo de calor apresentada pelo meio. Assim tem-se:

Fluxo de calor = diferença de potencial térmico/ resistência térmica ( $R_t$ )

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (18)$$

A resistência térmica para condução em superfícies planas é dada por:

$$R_t = \frac{L}{kA} \quad (19)$$

Para condução em cilindros tem-se:

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kA} \quad (20)$$

E, para convecção, tem-se:

$$R_t = \frac{1}{\alpha A} \quad (21)$$

O uso da analogia elétrica permite resolver problemas mais complexos envolvendo resistências térmicas em série e em paralelo de maneira bem mais rápida.

#### **4.2.6.5 Coeficiente global de transferência de calor**

As mais diversas situações em que há transferência de calor, na verdade envolvem uma conjugação de processos de condução e transmissão.

VENTURINI (2005) cita as paredes de uma câmara frigorífica como exemplo típico, explicando que por convecção, o calor é transferido do ar externo para as paredes da câmara e, concomitantemente, há a condução pela parede e pelo isolamento e a transmissão da superfície interna da parede para o ar contido na câmara (convecção). Salienta, ainda, que os casos em que se opera a transferência de calor entre fluidos envolvem dois valores para o coeficiente de convecção ( $\alpha$ ), um para cada fluido, devendo-se considerar, ademais, a condutividade térmica ( $K$ ) do material que os separa (no exemplo da câmara frigorífica, o isolante da câmara e a sua espessura).

Usualmente, considera-se o coeficiente global de transferência de calor ( $U_G$ ) relacionando-o com a taxa total de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ), a área normal ao fluxo de calor ( $A$ ) e a diferença total de temperatura ( $\Delta T_G$ ), através do coeficiente global de transferência de calor ( $U_G$ ), dado pela equação:

$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{\alpha_2 A}} = U_G A \Delta T_G \quad (22)$$

Como:

$$\Delta T_G = T_A - T_B \quad (23)$$

tem-se:

$$U_G = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (24)$$

Por analogia ao circuito elétrico, pode-se considerar a resistência térmica global igual

a:

$$R_G = R_A + R_p + R_B \quad (25)$$

Assim, tem-se:

$$R_G = \frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{\alpha_2 A} \quad (26)$$

Em que:

$R_G$  Resistência global de transferência de calor

$R_A$  Resistência de convecção do fluido A

$R_p$  Resistência de condução das paredes

$R_B$  Resistência de convecção do fluido B

#### 4.2.6.6 Diferença de temperatura média logarítmica

Num trocador de calor, p. ex., numa serpentina de água gelada, num evaporador ou num condensador, um fluido quente cede calor por convecção para uma das superfícies dos tubos do trocador. A partir daí, esse fluxo é transmitido por condução para a outra superfície dos tubos e, ato contínuo, é transferido por convecção para o fluido frio. Esse processo estende-se por todo o comprimento dos tubos do trocador, o que faz com que a temperatura dos fluidos varie. Desta forma, por depender da diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio, a taxa de transferência de calor também varia ao longo dos tubos.

Portanto, ao se analisar os mecanismos de transferência de calor em trocadores, deve se levar em conta a diferença de temperatura média logarítmica ( $\Delta T_{ml}$ ) para o cálculo do fluxo de calor, de forma a se considerar os diferentes valores do diferencial de temperaturas entre os dois fluidos que circulam ao longo do trocador.

A diferença de temperatura média logarítmica para um trocador de calor operando com correntes paralelas (Fig. 09) é dada pela equação:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{Ae} - T_{Be}) - (T_{As} - T_{Bs})}{\ln\left(\frac{T_{Ae} - T_{Be}}{T_{As} - T_{Bs}}\right)} \quad (27)$$

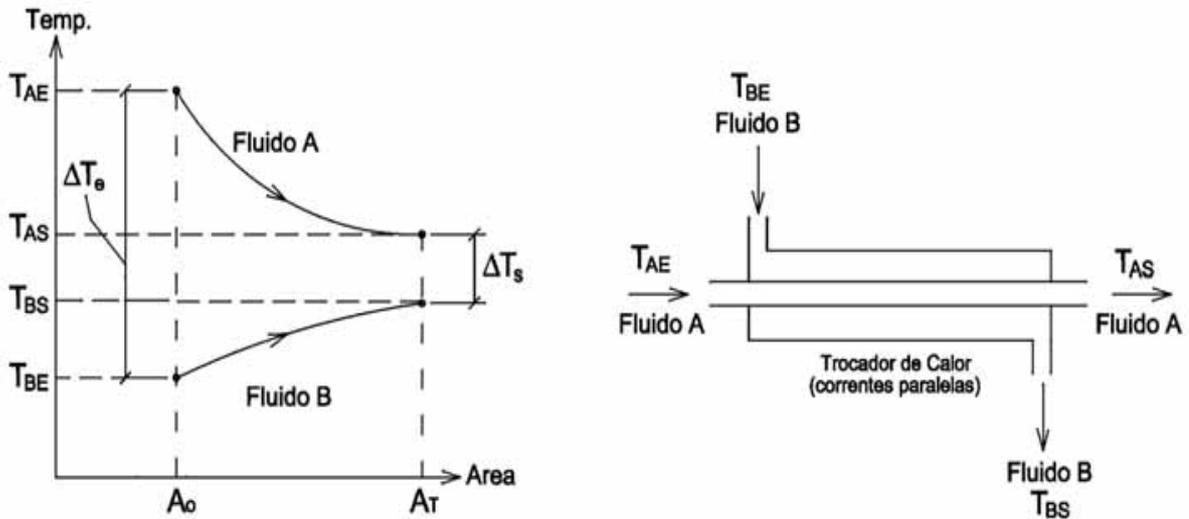


Figura 09 - (a) Gráfico da diferença de temperatura;  
 (b) Esboço de um trocador operando com correntes paralelas.  
 Fonte: VENTURINI (2005).

Em trocadores de calor operando em contracorrente (Fig. 10), há que se observar que para as mesmas temperaturas de entrada e saída dos fluidos a diferença de temperatura média logarítmica do trocador com escoamento em contracorrente é superior à de um trocador com escoamento em paralelo, e desta forma, admitindo-se um mesmo coeficiente global de transferência de calor, a área necessária para que ocorra a troca é menor que no trocador de calor de corrente paralela.

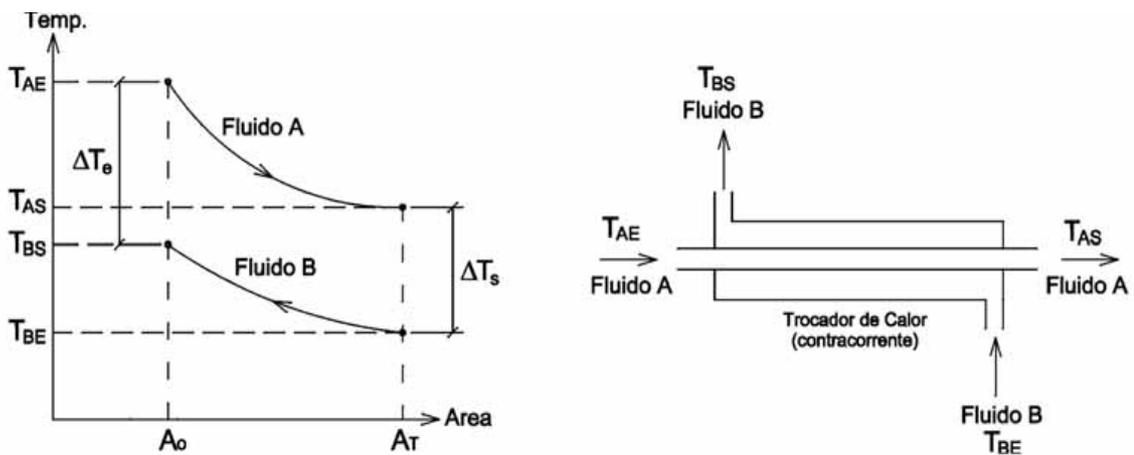


Figura 10 - (a) Gráfico da diferença de temperatura;  
 (b) Esboço de um trocador operando em contracorrentes.  
 Fonte: VENTURINI (2005).

A equação de diferença média logarítmica para trocadores de calor operando em contracorrente é dada pela equação:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{Ae} - T_{Bs}) - (T_{As} - T_{Be})}{\ln\left(\frac{T_{Ae} - T_{Bs}}{T_{As} - T_{Be}}\right)} \quad (28)$$

### 4.3 Bomba de calor

#### 4.3.1 Conceito de bomba de calor

Bomba de calor é uma máquina termodinâmica de aquecimento a partir de uma única fonte de calor externo cuja temperatura é inferior à do local ou do sistema em aquecimento (BERNIER, 1979).

Uma bomba de calor é um equipamento que retira calor de uma fonte a baixa temperatura e transfere esse calor para uma fonte ou depósito, a uma temperatura superior (ASHRAE, 1996).

Como o termo "bomba" indica, uma bomba de calor move o calor de um lugar para outro. No inverno, move o calor da parte externa ao interior, para aquecimento e, no verão, move o calor no outro sentido, para refrigeração. Com esse mecanismo, inverte-se o fluxo natural do calor dos lugares quentes para lugares mais frios.

Como uma bomba de água que usa a energia para bombear água para locais mais elevados, uma bomba de calor usa a energia elétrica para bombear o calor dos locais frios para locais mais quentes.

Assim, a bomba de calor é um dispositivo que aplica trabalho externo para extrair uma quantidade do calor de um reservatório frio e entregar o calor a um reservatório quente. A Fig. 11 apresenta, de forma simplificada, o funcionamento da bomba de calor.

Os processos de retirada e rejeição de calor ocorrem em função da evaporação e condensação de um fluido refrigerante. O compressor tem a função de promover a circulação do fluido refrigerante pelos componentes da bomba de calor e, também, de criar uma baixa pressão no evaporador, promovendo a evaporação do fluido refrigerante, a retirada de calor e uma elevação de pressão no condensador, para que ocorra a rejeição de calor e a condensação do fluido refrigerante.

Após sair do condensador já no estado líquido, o fluido refrigerante passa pela válvula de expansão, que tem por objetivo reduzir a sua pressão para a condição de evaporação, fechando, assim, o ciclo.

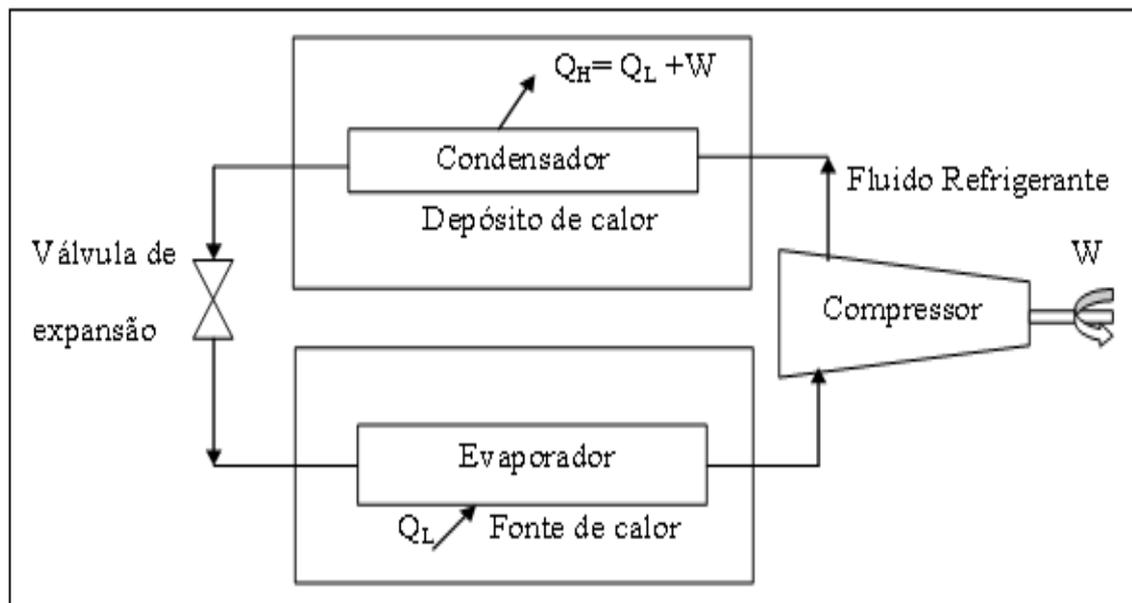


Figura 11 - Esquema de funcionamento de uma bomba de calor.

O consumo de energia da bomba de calor se dá no compressor, pelo trabalho de compressão do fluido refrigerante, sendo este tanto maior quanto maior a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação. O calor “gerado” pela bomba de calor, que é o calor cedido no condensador, é a soma do trabalho de compressão mais o calor retirado no evaporador da fonte à baixa temperatura. Daí o diferencial da bomba de calor perante outras tecnologias de aquecimento, como por exemplo, as resistências elétricas, onde a energia elétrica é convertida diretamente em calor.

Todo sistema de refrigeração é também uma bomba de calor, por operar sob o mesmo princípio (ASHRAE, 1996). No entanto, a designação se um determinado equipamento frigorífico é uma bomba de calor ou equipamento de refrigeração é conceitual e vai depender da aplicação. Caso o efeito útil seja a retirada de calor para resfriamento, a designação aplicada é de um equipamento de refrigeração. Se o efeito útil for apenas o aquecimento ou, o aquecimento e resfriamento, tanto variado como simultâneo, o equipamento em questão trata-se de uma bomba de calor.

#### ***4.3.2 Aplicações da bomba de calor***

Segundo BERNIER (1981) *apud* JORDAN (2005), as primeiras utilizações comerciais de bombas de calor datam do início do século XX. As bombas de calor não são uma tecnologia recente e o conceito de utilização do “efeito quente” produzido em sistemas de refrigeração teve início em 1852 com William Thompson (Lord Kelvin), a quem é creditada a invenção.

ARAÚJO & ROCHA (1990) apresentaram um bom trabalho, uma revisão bibliográfica com diversas aplicações de bombas de calor em laticínios da Europa. Segundo os autores, das diversas citações, foram obtidos valores de coeficiente de desempenho acima

de 3. O tempo de retorno do investimento foi citado por alguns autores, como sendo dois anos, porém, foi verificado em alguns casos de quatro a cinco anos. Sob o ponto de vista de consumo energético, a faixa de economia dos sistemas está entre 13% e 45%.

LANG (1979) *apud* ARAÚJO & ROCHA (1990) refere-se a um sistema instalado em uma queijaria em Ausnang, Bavária (Alemanha). O queijo produzido é do tipo Emmental. Cerca de 90.000 litros de soro são produzidos diariamente a 50°C, que juntamente com o calor obtido da planta de refrigeração, dá um total de 16,5 MJ por dia. As necessidades de calor são para aquecer o leite a 32°C e pré-aquecer água de limpeza a 45°C. Como o período de geração de calor não coincide com o de consumo, é utilizado um sistema fechado, que usa água como portadora de calor, constituído por um trocador de calor e um tanque de estocagem de água (45°C). O tempo de retorno de investimento suplementar foi de dois anos.

ALMIN (1980) *apud* ARAÚJO & ROCHA (1990) analisa o funcionamento de uma bomba de calor de um estágio empregada em laticínios. O sistema utiliza como refrigerante R114 e possui um sub-resfriamento. Para cada kW utilizado no compressor, obtém-se 1,95 kW de potência frigorífica e 2,85 kW de potência calorífica.

VALLOT (1981) *apud* ARAÚJO & ROCHA (1990) descreve um sistema de bomba de calor aplicado em Ludres, França. O sistema é em cascata. No primeiro circuito, obtém-se água gelada na fonte fria, temperatura de evaporação de -2 °C, utilizando R22. O segundo circuito utiliza R114 como refrigerante e a fonte quente é de 95 °C.

EDF (1987) *apud* ARAÚJO & ROCHA (1990) descreve um sistema de bomba de calor instalado na queijaria Guilhoteau, França, com temperatura de evaporação compreendida entre -5°C e 0°C e uma temperatura de condensação média de 45°C. O compressor demanda uma potência de 180 kW. O sistema apresenta um COP de 3,1 e utiliza R22 com fluido refrigerante. A água a 40°C obtida é estocada e tem funções como: pré-aquecer o leite a 32°C, em uma das seções do pasteurizador; aquecimento do ambiente e pré-

aquecimento da água de limpeza. Descreve, ademais, a transformação ocorrida na queijaria Roussey, França, em decorrência da ampliação da sua capacidade. Antes da transformação, a indústria possuía um gerador de vapor, com capacidade de 1 t/h e pressão média de 6 bar. O calor gerado permitia aquecer a água a 60°C, para pré-aquecer o leite de 4°C a 25°C; aquecer a cuba de queijo e a água de lavagem. Foram instalados uma bomba de calor água-água e dois tanques de estocagem, de 30 m<sup>3</sup> cada. O novo sistema utiliza R22 como fluido refrigerante, apresenta uma potência absorvida (compressor) de 52 kW; uma potência calorífica de 170 kW e um COP de 3,2.

BAIRD *et al.* (1993) *apud* JORDAN (2005) descreve um exemplo de aplicação na aquicultura, como uma atividade importante na Flórida, responsável pela produção de peixes ornamentais, bagres, jacarés, ostras e outras espécies aquáticas. Neste tipo de atividade é preciso um controle rígido de temperatura nos tanques durante o período de reprodução, onde é necessária uma grande quantidade de água a uma temperatura em torno de 27°C. Neste contexto, a tecnologia de bomba de calor é ideal, por utilizar de modo eficiente a energia elétrica para geração de “calor” e “frio”. No período do verão, é utilizada a fonte fria (evaporador) para o condicionamento do ambiente através de dutos, substituindo os aparelhos convencionais (ar condicionado), e a fonte quente para aquecimento da água. Já no período de inverno, utiliza-se a bomba de calor com o único objetivo de aquecer a água dos tanques, sendo que o evaporador trabalha retirando calor do ambiente externo.

ÇOMAKLI *et al* (1994) referindo-se à utilização de uma bomba de calor no processo de pasteurização e resfriamento de leite, apresenta o coeficiente de desempenho do sistema, com variação de 3 a 4,5.

Segundo estimativas, mais de 60% da demanda de energia térmica industrial compreendem-se em temperaturas da ordem de 300°C, cerca de 20-30% da ordem de 150°C e de 4-10% em temperaturas abaixo de 100°C. No caso do uso industrial, bombas de calor a

altas temperaturas (100°C) são mais atrativas, mas existem muitas aplicações com temperaturas de operação similares a sistemas de ar condicionado, de 40 a 50°C (LAZZARIN, 1994).

As possíveis aplicações de bomba de calor são numerosas. LAZZARIN (1994) apresenta *layouts* de montagens para cultura de peixe (salmão); sistemas de condicionamento, calefação e resfriamento em processos industriais; em plantas de tratamento de efluentes; em plantas de destilação; em indústrias metalúrgicas; em plantas de incineração, dentre outras. As bombas de calor ganharam espaço na indústria devido ao maior desenvolvimento da tecnologia nos últimos tempos. No caso da Europa, há predominância da aplicação de bombas de calor na indústria de alimentos (mais de 50% somente em indústrias de processamentos de alimentos e laticínios), seguido da agricultura, papel e celulose, refinarias e químicas, cervejarias, têxteis, plásticas e outros usos.

Para CORTEZ & NEVES FILHO (1996) *apud* PACCO (2008) as bombas de calor possibilitam uma importante redução na degradação da energia elétrica em processos de aquecimento e resfriamento de fluidos e poderão contribuir de modo efetivo para o uso racional da energia no Brasil. Pouco conhecidas no Brasil, as bombas de calor são empregadas no aquecimento de residências e processos industriais em países mais desenvolvidos.

Segundo BOUMA (2002) nos Estados Unidos, até o ano de 2001, existiam cerca de 1,4 milhões de bombas de calor instaladas em residências e prédios comerciais, sendo que no ano de 1999 foram vendidas aproximadamente 50.000 unidades. No Canadá, foram instaladas na década de 90 aproximadamente 30.000 bombas de calor, cerca de 20% destas, em setores comerciais e institucionais, principalmente em escolas. No Japão, estima-se que haja aproximadamente cinco milhões de unidades e, cerca de 5,58 milhões de unidades instaladas na China, com um potencial crescente de mercado, tendo em vista a existência de

aproximadamente 800 milhões de m<sup>2</sup>, compreendendo residências e prédios comerciais e institucionais, que necessitam de aquecimento e ou refrigeração. Na Europa, até o ano 2001, 4,5 milhões de unidades instaladas em residências e 1,5 milhões em prédios comerciais, excluindo a Europa Oriental, sendo os países mais representativos em números de bombas de calor instaladas, Espanha, Suécia e França, com 500.000, 36.000 e 15.000, respectivamente, sendo que os quatro países que mais venderam unidades em 2001 foram Suécia, Áustria, Alemanha e Suíça, com 27.000, 4.800, 3.600 e 2.800, respectivamente.

JORDAN (2005) apresenta dados de operações em laboratório de uma bomba de calor desenvolvida para geração simultânea de frio e calor com termo acumulação, para uso nos processos de resfriamento de leite e limpeza de equipamentos e ambientes. Nessa bomba de calor o acionamento poderia ser através de energia elétrica ou biogás (motor a combustão), dimensionada para atender uma produção diária de 1.000 litros de leite, em regime de duas ordenhas. Foram obtidos valores médios de coeficientes de desempenho da instalação, de resfriamento e de aquecimento, de 1,09 e 1,72, respectivamente, para o caso de acionamento via energia elétrica. Já no caso de acionamento via combustão (biogás), os valores encontrados foram da ordem de 0,23 e 0,37, respectivamente. Quanto ao tempo de retorno do investimento, foi estimado que este se desse em torno de cinco anos, quando considerado o acionamento por biogás.

No Brasil, essa tecnologia de vanguarda aos poucos vem sendo implantada, trazendo a diversos setores um ganho de ordem econômica e ambiental considerável.

Usando a bomba de calor no aquecimento de água, uma empresa do ramo de fabricação de motores na cidade de Curitiba - PR implantou um sistema projetado para atender à demanda de água quente para o banho de aproximadamente trezentos funcionários, que não polui, não depende de incidência de luz solar para funcionar, não utiliza chamas e fornece até seis vezes mais energia em comparação à eletricidade que consome. O centro de

usinagem dessa empresa produz cerca de cinquenta blocos para motores por dia. As máquinas de usinagem (fresa, tornos e outras) operam com um líquido, chamado "coolant" (água misturada a óleos) que tem a função de refrigerar e lubrificar as ferramentas de corte das máquinas.

A bomba instalada realiza a troca de calor entre os dois sistemas, resfriando o líquido de arrefecimento, ao mesmo tempo em que esquenta a água do banho. Além de reduzir de forma eficiente a temperatura do sistema de refrigeração, o que traz melhorias importantes para o processo de usinagem, apresenta uma economia de 92%, relativo ao gasto com o combustível da caldeira e também com as reposições do "coolant".

A instalação desse mecanismo permitiu reduzir a emissão de cinquenta toneladas de dióxido de carbono por ano, ao evitar a queima do GLP que antes aquecia a caldeira. A bomba é capaz de suprir dois reservatórios que totalizam nove mil litros de água e consome energia equivalente a um chuveiro convencional.

Com essa tecnologia de vanguarda, a água dos noventa e seis chuveiros dos vestiários, antes aquecida por uma caldeira de quatro mil litros, agora é mantida quente o ano todo (temperatura média de 55°C) por uma bomba de calor, que retira energia do setor de usinagem, a vinte metros de distância.

Por todo o exposto, depreende-se que as bombas de calor podem atender às necessidades de aquecimento ambiental, de água e refrigeração em todos os tipos de edificações, bem como às necessidades de aquecimento em diversas instalações industriais. Pelo aspecto ambiental, deve-se considerar o grande impacto na redução de emissões de CO<sub>2</sub>, cerca de 6% do total de emissões globais. Esse é um dos maiores montantes que uma tecnologia individualmente pode oferecer.

### 4.3.3 Tipos de bomba de calor e seus componentes

Conforme já explicitado, uma bomba de calor ou bomba térmica é um sistema que por meio de um ciclo termodinâmico, troca calor de uma fonte à baixa temperatura  $Q_L$  e torna essa energia disponível a uma temperatura mais alta  $Q_H$  (Fig. 12).

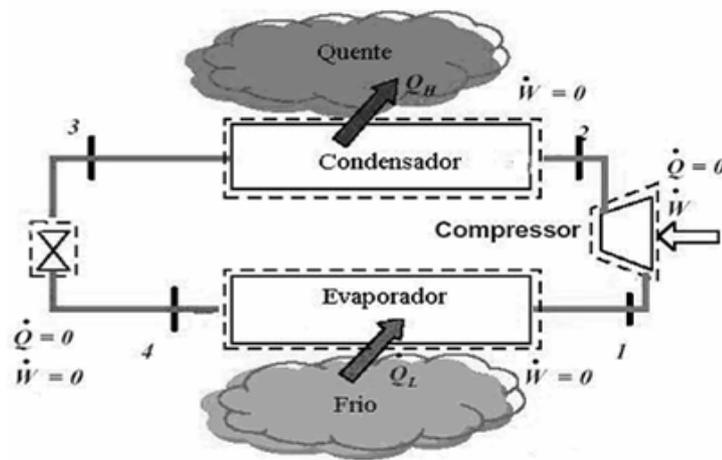


Figura 12 - Esquema do funcionamento de uma bomba térmica.  
Fonte: PACCO (2008).

Há dois tipos básicos de bombas de calor: as baseadas no ciclo de compressão de vapor e as baseadas no ciclo de absorção. A maioria das bombas de calor trabalha com base no princípio do ciclo de compressão de vapor, cujos principais componentes são o compressor, a válvula de expansão e dois trocadores de calor chamados de evaporador (responsável pela absorção do calor da fonte fria), e condensador (responsável pela liberação do calor para a fonte quente). Já nas bombas por absorção, ao invés de energia mecânica, é utilizado calor para impulsionar o ciclo, sistema que utiliza a habilidade de líquidos ou sais de absorverem o vapor do fluido de trabalho.

A maioria das bombas de calor tem duas partes principais - uma unidade ao ar livre e uma unidade interna ao ambiente.

A unidade ao ar livre geralmente inclui o trocador de calor, o compressor e um ventilador. Este é o lugar onde o calor da parte externa é captado para o aquecimento e onde o calor de dentro do ambiente é rejeitado para refrigeração.

A unidade interna ao ambiente contém o trocador de calor interno e o ventilador que distribui o ar aquecido ou refrigerado ao sistema de dutos. Alguns sistemas têm um segundo compressor interno. Todos os equipamentos são conectados por linhas refrigerantes, as quais permitem alguma flexibilidade em fixar as unidades internas e externas.

#### ***4.3.4 Desempenho de bombas de calor***

O desempenho técnico e econômico de uma bomba de calor está intimamente relacionado com as características da fonte de calor empregada. Uma fonte de calor ideal para bombas de calor deve ter uma temperatura alta e estável, estar disponível em abundância, não ser corrosiva ou poluída e ter propriedades termofísicas favoráveis. Ademais, seu emprego deve exigir poucos investimentos e ter um custo operacional baixo.

Os principais tipos de fontes de calor são:

- O ar ambiente, recurso amplamente disponível e gratuito, consistindo na mais comum fonte de calor para bombas térmicas;
- O ar de exaustão (ventilação), fonte de calor comum para bombas de calor em residências e prédios comerciais;
- Os lençóis d'água, disponíveis em temperaturas estáveis em muitas regiões;
- Os solos, usados para aplicações residenciais e comerciais, com vantagens similares às dos sistemas que usam lençóis d'água como fonte de calor;
- O calor geotérmico, utilizado nas regiões em que não há lençóis d'água, ou nas regiões onde a ocorrência de lençóis é ínfima;

- A água de rios e lagos que é, em princípio, uma boa fonte de calor, apesar da desvantagem da variação de temperatura, conforme as estações climáticas;
- A água do mar, excelente fonte de calor sob certas condições, sendo utilizada para instalações médias e grandes de bombeamento de calor;
- A água proveniente de processos industriais e efluentes, que se caracteriza por uma temperatura relativamente alta e constante durante todo o ano.

Além da fonte de calor empregada, um grande número de fatores é capaz de afetar o desempenho da bomba térmica, a saber:

- O clima - demanda anual de refrigeração e aquecimento e picos de carga máximos;
- A temperatura da fonte de calor e do sistema de distribuição de calor;
- O consumo de energia auxiliar (bombas, ventiladores, outros);
- O padrão técnico da bomba de calor;
- O dimensionamento da bomba de calor em relação à demanda de calor e às características operacionais do sistema;
- O sistema de controle da bomba de calor.

Nas bombas de calor, ao contrário de outros equipamentos, não se emprega uma eficiência percentual para avaliar seu rendimento, sempre maior que a unidade, pois a medida de eficiência como é empregada considera o rendimento de uma transformação, o que é aceitável quando se converte uma forma de energia em outra, como eletricidade em calor. Sendo de uma fonte externa a maior parte do calor aproveitado pelas bombas de calor, atribuiu-se uma relação conhecida como COP (coeficiente de desempenho) para avaliar seu rendimento. O COP é a razão entre o calor “liberado” e o trabalho gasto pela bomba de calor. São empregadas as mesmas unidades para o trabalho e para o calor.

As bombas de calor corretamente dimensionadas e instaladas podem reduzir significativamente os custos de aquecimento de água, propiciando economia quando comparadas a outras formas convencionais de aquecimento. A economia de energia difere para cada tipo de instalação e uso, sendo que a qualidade da instalação afetará extremamente a economia de energia e a longevidade do sistema.

## **5 MONTAGEM E PREPARAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL E SUA INSTRUMENTAÇÃO**

### **5.1 Descrição do projeto**

Este projeto destina-se a avaliar a viabilidade técnica e financeira da substituição do chuveiro elétrico por bomba de calor para residências.

A ideia inicial é a de que o protótipo desenvolvido apresente efetiva economia de energia e que seja voltado para fins domésticos, com viabilidade técnica e econômica, e que sua adoção em larga escala contribua para a redução da demanda no horário de pico. Para tanto, a montagem do módulo foi idealizada de forma a dispensar alterações significativas na estrutura do imóvel, como uma alternativa mais barata e bem mais fácil de ser instalada em comparação aos aquecedores solares e a gás. Buscou-se a utilização de materiais de baixo custo e de fácil aquisição no mercado, de forma a propiciar a reprodução do protótipo por qualquer técnico capacitado em refrigeração.

Ademais, a perspectiva é de que sua eficiência não dependa das condições climáticas, uma vez que o calor a ser repostado será absorvido por fontes de calor que na maior parte do tempo estarão com temperatura inferior à temperatura ambiente.

O protótipo trata-se de uma bomba de calor para aquecimento de água para banho, do tipo água para água, utilizando como fonte térmica duas caixas d'água de 500 litros cada, sendo o calor retirado dessas caixas repostado pelo meio ambiente durante todo o dia através de trocas de calor por radiação, condução e convecção. Para uma melhor visualização do sistema e para explicar seu princípio de funcionamento, elaborou-se um esboço técnico (Fig. 13), com indicação de seus componentes e das variações de temperaturas ocorridas durante o processo.

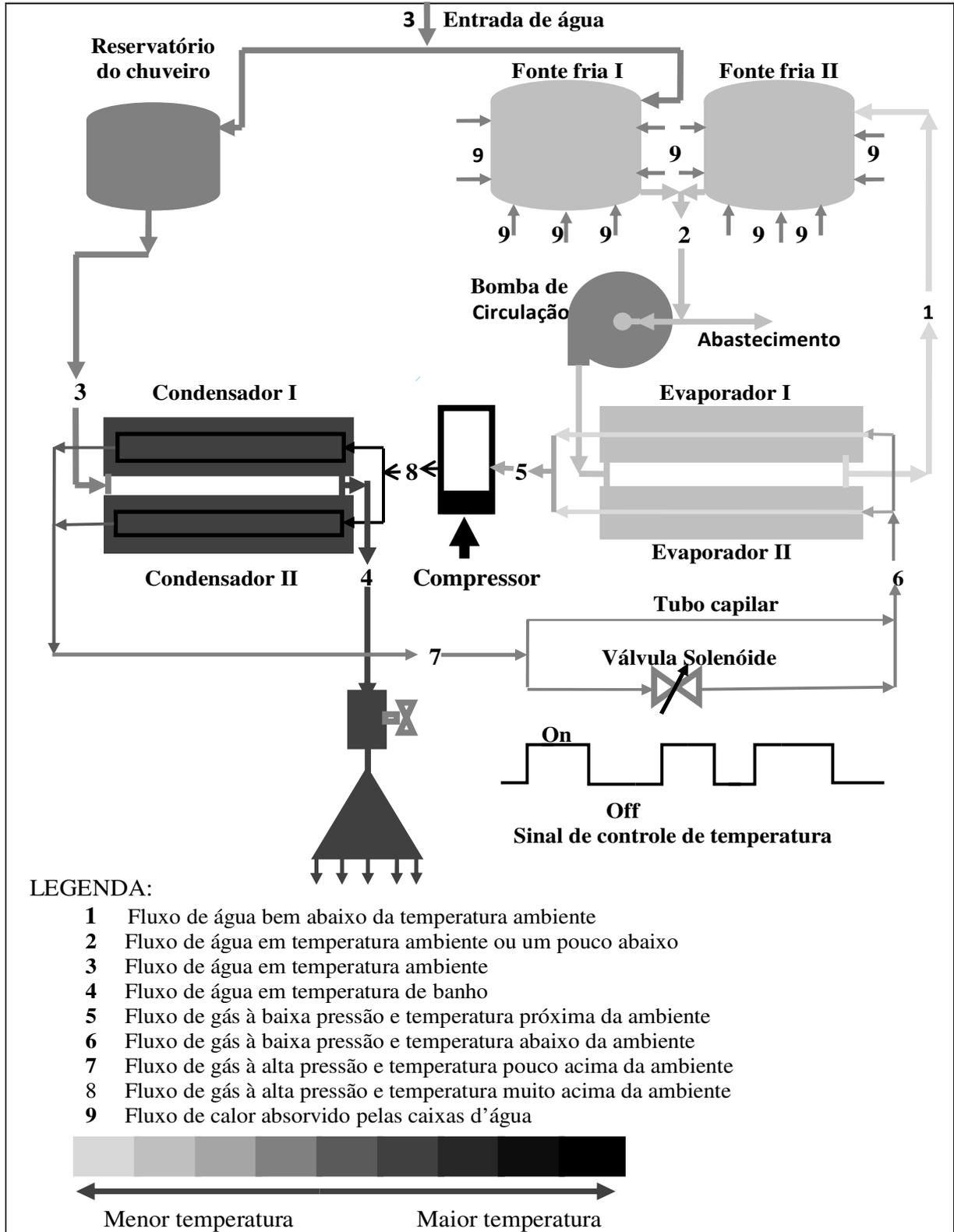
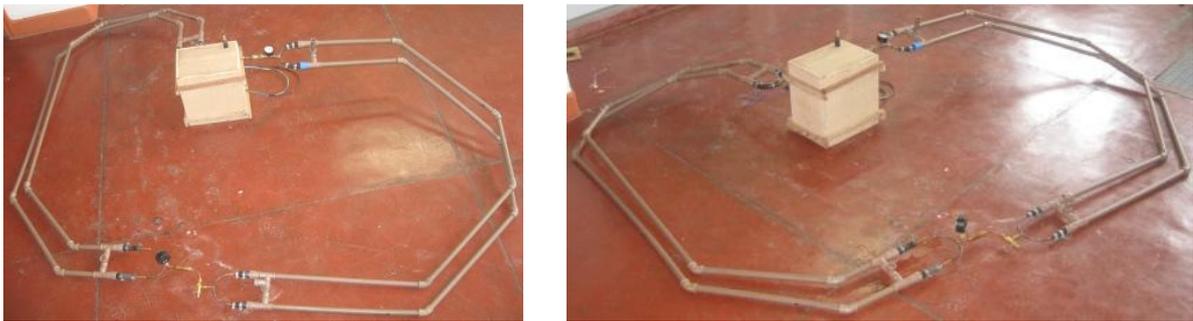


Figura 13 - Esboço técnico do protótipo.

O local disponibilizado para a montagem do protótipo foi o sótão do laboratório do prédio de Engenharia de Energia da Universidade Federal de São João Del Rei. A indicação

do local como o mais adequado deveu-se ao fato de tratar-se de uma construção em alvenaria, coberta com laje e telhado colonial, permitindo acesso e visitação de forma fácil. O protótipo foi montado na laje, exatamente em cima do banheiro masculino do laboratório, local onde foi instalado o crivo utilizado no experimento. Na Fig.14, foto do conjunto antes da montagem, sem a inclusão do sistema de controle de temperatura e Fig.15, foto do conjunto completo instalado.



**Figura 14 - Protótipo antes da instalação.**



**Figura 15 - Protótipo montado no local escolhido.**

Para maior comodidade do usuário, utilizou-se o crivo de um chuveiro usado, do qual foi retirada a resistência, aproveitando-se o mecanismo automático de acionamento para ligar e desligar o protótipo e, assim, garantir que ao se abrir o registro o sistema entre em funcionamento de maneira análoga a um chuveiro convencional. A cavidade onde a resistência se encontrava foi preenchida com material de baixa densidade, com a finalidade de diminuir a quantidade de água ali armazenada e, assim, garantir um início de aquecimento mais rápido.

Ao se abrir o registro, o sistema entra imediatamente em operação, com o fechamento do circuito elétrico através do diafragma presente dentro do crivo, de forma análoga a um chuveiro elétrico convencional.

**a****b**

**Figura 16 (a) e (b), crivo e botão de controle de temperatura, instalados no banheiro.**

No ponto 3 da figura13, em temperatura ambiente, a água do reservatório do chuveiro entra e circula no condensador, retirando calor do refrigerante e condensando-o, e sai no ponto 4 em temperatura ideal de banho. O refrigerante (R22) entra no condensador como vapor superaquecido no ponto 8 e sai como líquido saturado ou com pequeno título no ponto 7, após perder calor para a água. A água da fonte fria no ponto 2 entra na bomba de circulação

e em seguida no evaporador, perde calor para o refrigerante e sai com temperatura inferior no ponto 1, retornando para a fonte fria. Após sair do condensador, o refrigerante entra no dispositivo de expansão, que é composto por um tubo capilar e uma válvula solenóide de controle de fluxo, e em seguida entra no evaporador no ponto 6, como líquido saturado e sai como vapor superaquecido à baixa pressão no ponto 5, após retirar calor da fonte fria, retornando, assim, para o compressor. O ponto 9 indica a absorção de calor do meio pela fonte fria.

Feitas tais considerações iniciais, uma descrição técnica de cada componente do sistema se impõe, bem como a análise dos resultados obtidos.

## **5.2 A fonte fria**

O calor usado para aquecer a água de banho é a soma do calor retirado da fonte fria mais o calor gerado no compressor. Assim sendo, a fonte fria deve ser calculada para suprir a demanda de calor nas condições mais desfavoráveis para o sistema, ou seja, quando a temperatura do ambiente e da água de alimentação forem as mais baixas admitidas para o projeto.

Os parâmetros utilizados para estabelecer as condições do projeto são:

- potência do chuveiro elétrico a ser substituído: 5600 W (valor típico utilizado na região);
- temperatura de entrada de água: 14°C (mínimo admitido para o projeto);
- temperatura média da água de banho: 37°C (MELO, 2003);
- temperatura do ambiente onde foi instalada a fonte fria: mínima de 11°C e máxima de 38°C;
- cinco banhos diários, com duração média de 10min cada.

Convém salientar que a temperatura mínima da água de entrada admitida para o projeto não foi alcançada em nenhum momento de forma natural, sendo certo que foram feitas simulações com recursos artificiais para atingir o valor estabelecido.

Assim sendo, como os fabricantes consideram a eficiência de 95% para chuveiros elétricos convencionais, tem-se que a vazão máxima possível para um banho nas condições extremas de trabalho será:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (29)$$

$$\dot{m} = \dot{Q} / (c_p \Delta T) \quad (30)$$

$$\Delta T = (37 - 14)^\circ C = 23^\circ C \quad (31)$$

$$c_p \Delta T = 23^\circ C * 4180 J / (^\circ C kg) = 96140 J / kg \quad (32)$$

$$\dot{m} = (0,95 * 5600 J / s) / (96140 J / kg) = 0,05534 kg / s \quad (33)$$

$$\dot{V}_{aq} = (0,05534 kg / s) * (0,992 + 0,997) / (2 kg / l) \quad (34)$$

$$\dot{V} = 0,05503 l / s \quad (35)$$

$$\dot{V} = (0,05503 l / s) * 60 s / \text{min} = 3,3 l / \text{min} \quad (36)$$

Para o projeto almeja-se que em condições de máximo rendimento, 75% do calor entregue à água de banho sejam provenientes da fonte fria. Assim sendo, tem-se que:

Calor cedido pela fonte fria durante cinco banhos:

$$\dot{Q}_{ff} = 0,75 * (0,95 * 5600 J / s) * 5 * 10 * 60 s \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{ff} = 11970 kJ / dia \quad (38)$$

Como a fonte fria terá capacidade para 1000 litros de água, após cinco banhos consecutivos em condições extremas, sua temperatura será:

$$T_{ff} = 14^{\circ}C - \Delta T_{ff} \quad (39)$$

$$\Delta T_{ff} = Q_{ff} / mc_p \quad (40)$$

$$\Delta T_{ff} = 11970kJ / (99808 * 4180J / (kg^{\circ}C)) \quad (41)$$

$$\Delta T_{ff} = 2,87^{\circ}C \quad (42)$$

$$T_{ff} = (14 - 2,87)^{\circ}C \quad (43)$$

$$T_{ff} = 11,13^{\circ}C \quad (44)$$

Considerou-se que o calor cedido pela fonte fria será repostado pelo meio ambiente durante as 24 horas do dia através de condução, convecção e radiação, sendo que a maior parte da reposição ocorrerá no intervalo compreendido entre 07h30min e 18h30min.

Para efeito de cálculos, considerou-se como temperatura para a troca de calor entre a fonte fria e o meio a média entre 14°C e 11,13°C, ou seja, 12,57°C, uma vez que a temperatura da fonte fria aumenta ao absorver calor e diminui ao ceder calor.

Atualmente, estão disponíveis no mercado reservatórios de água fabricados com polietileno, com volumes variados. Após consulta aos fabricantes, apurou-se que as caixas de cor azul apresentam absorvância superior a 0,75, absorção de calor por convecção em ambientes fechados 6 W/m<sup>2</sup>°C, condutividade térmica média das paredes 0,17W/m°C e espessura média das paredes 0,0039 m.

Durante dias frios foram feitas várias medições de temperatura no local onde seria instalada a fonte fria, observando-se que mesmo em dias de temperatura muito baixa, a média da temperatura ambiente calculada de hora em hora foi superior a 17°C no período compreendido entre as 07h:30min e 18h:30min. Ademais, apurou-se que na cidade de São

João Del Rei, a média histórica entre 1960 até 1990 é superior a este valor (Fig. 16 e Tabela 17).

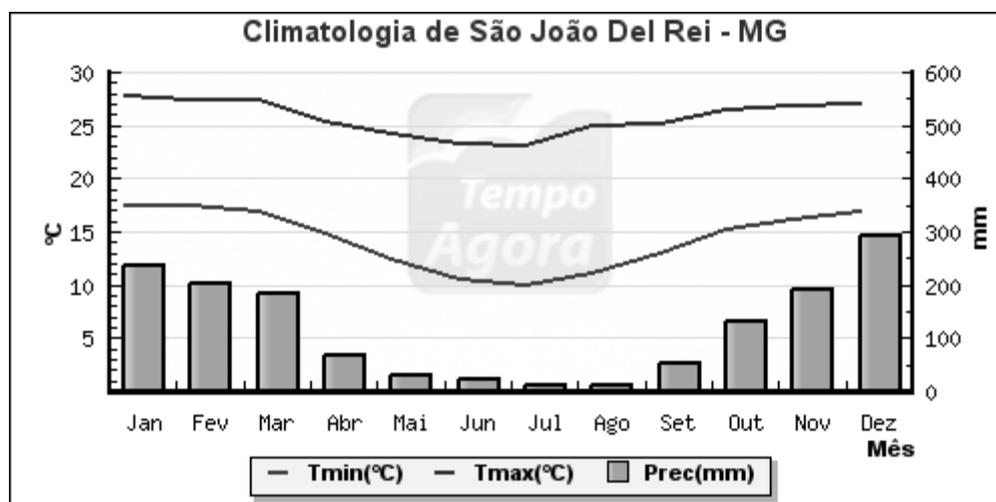


Figura 17 - Gráfico de climatologia de São João Del Rei.  
Fonte: [www.tempoagora.uol.com.br](http://www.tempoagora.uol.com.br), Acesso 25 mar. 2007

Tabela 1 - Dados climatológicos de São João Del Rei

Mês	Temp. Mín. 🌡️ (°C)	Temp. Máx. 🌡️ (°C)	Precipitação 🌧️ (mm)
<b>Os dados climatológicos representam uma média do período entre 1961 e 1990.</b>			
1	17.5	27.7	237.9
2	17.5	27.3	204.3
3	16.9	27.3	184.7
4	14.9	25.4	66.9
5	12.3	24.2	31.7
6	10.5	23.3	21
7	9.9	23.1	11.1
8	11.1	24.9	11.8
9	13	25.1	51.5
10	15.1	26.5	132.7
11	16.1	26.9	190.2
12	16.9	27	293.4

Fonte: [www.tempoagora.uol.com.br](http://www.tempoagora.uol.com.br), acesso em 25 mar. 2007

Assim, tem-se que o fluxo de calor médio absorvido por radiação será:

$$\dot{Q}_{ffr} = (0,75 * 5,669 * 10^{-8} W / (m^2 K^4)) * A(290^4 - 285,57^4) K^4 \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{ffr} = A * 17,96 W / m^2 \quad (46)$$

O calor absorvido por convecção será:

$$\dot{Q}_{ffc} = \alpha A \Delta T \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{ffc} = (6 W / (m^2 \text{ } ^\circ C)) * (17 \text{ } ^\circ C - 12,57 \text{ } ^\circ C) * A \quad (48)$$

$$\dot{Q}_{ffc} = A * 26,58 W / m^2 \quad (49)$$

O fluxo de calor médio total repostado para a fonte fria durante o dia será:

$$\dot{Q}_{ft} = A * (26,58 + 17,96) W / m^2 \quad (50)$$

$$\dot{Q}_{ft} = A * 44,54 W / m^2 \quad (51)$$

Considerando que o calor será repostado basicamente de 07h:30min até 18h:30min, tem-se que o fluxo de calor necessário será de:

$$\dot{Q}_{ft} = 11970000 J / (11 * 3600 s) = 302,27 W \quad (52)$$

Logo, a área mínima de absorção deve ser de:

$$A = 302,27 W / (44,54 W / m^2) = 6,79 m^2 \quad (53)$$

Consultando-se os fabricantes de caixas d'água, apurou-se que uma caixa de 1000 litros possui as seguintes dimensões:

$$A_{\text{tampa}} = \pi * (1,52\text{m})^2/4 = 1,81 \text{ m}^2 \quad (54)$$

$$A_{\text{fundo}} = \pi * (1,16\text{m})^2/4 = 1,06 \text{ m}^2 \quad (55)$$

$$A_{\text{lateral}} = \pi * (1,335\text{m}) * 0,76 = 3,19 \text{ m}^2 \quad (56)$$

$$A_{\text{total}} = 6,06 \text{ m}^2 \quad (57)$$

Portanto, uma caixa de 1000 litros não será suficiente para repor o calor retirado; assim sendo, alternativa deve ser buscada.

Uma caixa d'água de 500 litros apresenta as seguintes dimensões:

$$A_{\text{tampa}} = \pi * (1,24\text{m})^2/4 = 1,21 \text{ m}^2 \quad (58)$$

$$A_{\text{fundo}} = \pi * (0,95\text{m})^2/4 = 0,71 \text{ m}^2 \quad (59)$$

$$A_{\text{lateral}} = \pi * 1,21 * 0,64 = 2,43 \text{ m}^2 \quad (60)$$

$$A_{\text{total}} = 4,35 \text{ m}^2 \quad (61)$$

Assim, usando-se duas caixas d'água de 500 litros, tem-se:

$$A = 2 * 4,35 \text{ m}^2 = 8,7 \text{ m}^2 \quad (62)$$

Esse valor é, portanto, suficiente para a reposição esperada, razão pela qual se utilizou duas caixas d'água de 500 litros.

É importante salientar que a área dessas duas caixas d'água é o suficiente para as condições do projeto, mesmo sem computar a área do fundo. A troca de calor que se opera no fundo da caixa d'água se processa basicamente por condução e seu cálculo é bastante complexo, uma vez que envolve conhecimentos pertinentes à laje.

A taxa máxima de transferência de calor por condução (do ambiente através das paredes das caixas d'água), para  $\Delta T = 4,43^\circ\text{C}$  será:

$$\dot{Q}_c = 1680 \text{ W} \quad (63)$$

Esse valor é muito superior ao valor necessário que é de: 302,27W

Durante todo o período de testes, em momento algum a temperatura da fonte fria, após cinco banhos, apresentou temperatura inferior a 1,5°C da temperatura medida no início dos testes, o que comprova a capacidade da fonte fria de absorver calor necessário do meio em todas as condições testadas.

Ressalte-se que os cálculos apresentados referem-se às condições extremas e não foi considerado que durante a operação normal haverá reposição de água para as duas caixas d'água, em decorrência do gasto normal da família usuária do equipamento. É que a fonte fria será o reservatório normal utilizado na residência e a água repostada estará em temperatura superior à da fonte fria.

### **5.3 O compressor**

O compressor é uma das peças mais importantes do ciclo básico de refrigeração e das bombas de calor, atuando como o coração do sistema, mantendo o fluxo do refrigerante ao longo dos componentes.

Nesse processo, o compressor recebe o vapor refrigerante vindo do evaporador, em baixa temperatura e pressão, elevando essas grandezas até um valor maior, entregando, por fim, o vapor superaquecido ao condensador. Após o condensador ceder calor para o meio e o fluido passar pelo capilar (ou outro dispositivo de expansão), o resultado é que no evaporador a pressão e a temperatura do refrigerante são reduzidas, permitindo, assim, que ele absorva calor.

Existem cinco tipos básicos de compressores, cujos nomes vêm da ação de suas partes mecânicas: compressor alternativo, compressor rotativo, compressor scroll, compressor parafuso e compressor centrífugo.

No projeto foram feitos testes com dois compressores herméticos, sendo um do tipo alternativo e o outro do tipo rotativo, para comparação do rendimento de ambos.

### 5.3.1 O compressor alternativo

O compressor alternativo é o mais comum nos aparelhos de ar condicionado e bombas de calor atuais, mas gradativamente a indústria tem optado pelo compressor rotativo, haja vista ser o mais econômico e silencioso.

Seu funcionamento consiste em um pistão movendo-se alternadamente no interior de um cilindro, ora succionando, ora comprimindo o fluido refrigerante, com as válvulas de aspiração e descarga dispostas convenientemente para permitir a sucção e a compressão do fluido refrigerante (Fig. 18).

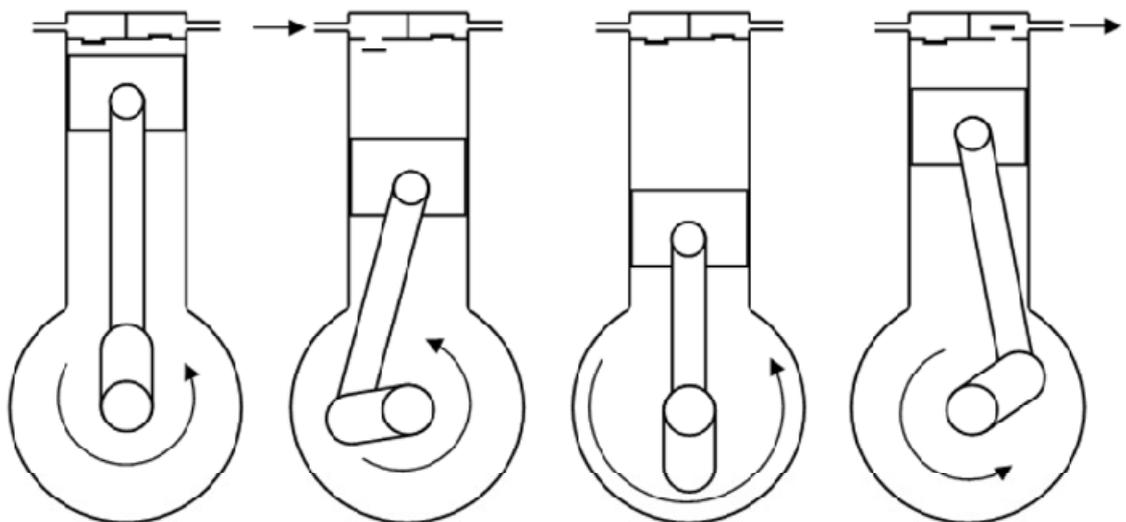


Figura 18 - Esboço do funcionamento de um compressor alternativo. Fonte: (VENTURINI, 2005)

A carcaça do compressor alternativo retém o gás de sucção à baixa pressão. O gás de sucção é trazido para dentro do cilindro do corpo através da mufla de sucção pela ação do pistão. O gás é comprimido e bombeado através da mufla de descarga, aquecendo-se durante o processo.

Para sistemas de refrigeração, é muito vantajoso que haja perdas de calor através do compressor, uma vez que o objetivo é a retirada de calor de um meio e sua dissipação para o meio ambiente. Porém, numa bomba de calor como no caso em estudo, o interesse maior é a transferência de calor para a fonte quente.

Assim sendo, é necessário que seja feito o isolamento entre o compressor e o meio, para evitar perdas. No projeto, o compressor alternativo foi isolado com madeira, material barato e eficiente (Fig.19a).

O capacitor de partida e o capacitor adicionado para correção do fator de potência foram colocados do lado externo para evitar danos em virtude do aquecimento. Na Fig.19b, o conjunto já instalado, visualizando-se no ponto 8 a saída de refrigerante e, no ponto 4, a saída de água quente para o crivo.



**Figura 19 (a) Compressor isolado com madeira antes da instalação; (b) conjunto instalado.**

### ***5.3.2 O compressor rotativo***

Os compressores rotativos são usados em modernos aparelhos condicionadores de ar e bombas de calor. O sistema rotativo é composto por um rolete que gira em movimento excêntrico dentro de um cilindro, formando duas câmaras (sucção e descarga), separadas por uma palheta. A sucção e a compressão do fluido refrigerante ocorrem ao mesmo tempo e de forma contínua, proporcionando melhor desempenho e menor nível de ruído e vibração.

Diferentemente dos alternativos, a carcaça dos compressores rotativos suporta o gás de descarga de alta pressão. O gás de sucção é puxado diretamente para dentro do cilindro do corpo, sendo comprimido e então descarregado na carcaça do compressor. Assim, o fluido refrigerante em alta pressão e alta temperatura torna a carcaça do compressor rotativo mais quente em relação às do tipo alternativo.

Outra característica dos compressores rotativos é o baixo consumo de energia, resultante da combinação dos seguintes fatores:

- A maneira contínua e simultânea com que acontece a sucção e a compressão do fluido refrigerante no sistema de bombeamento faz com que a carga aplicada ao eixo da bomba seja mais uniforme, exigindo menos do motor elétrico;
- O rigoroso critério de acasalamento das peças, minimizando todas as folgas, propicia uma perfeita montagem dos componentes mecânicos, sem haver perdas nos ciclos de compressão e sucção; e
- O processo de sucção dá-se diretamente na câmara de compressão, evitando que o gás troque calor com os demais componentes internos, o que geraria perdas no rendimento.

Nos compressores rotativos, os gases são comprimidos por elementos giratórios. Vislumbram-se outras particularidades nestes tipos de compressores: menores perdas mecânicas por atrito, pois eles dispensam um maior número de peças móveis; menor contaminação de gás com óleo lubrificante; ausência de reações variáveis sobre as fundações que provocam vibrações; compressão feita de modo contínuo e não intermitente, como sucede nos alternativos; e, por fim, ausência de válvulas de admissão e de descarga, o que diminui as perdas, melhorando o rendimento volumétrico.

A fabricação desses compressores exige a utilização de materiais especiais e um processo produtivo extremamente automatizado para garantir que os componentes estejam com alto grau de polimento e suas tolerâncias dimensionais controladas. A complexidade exigida na fabricação de seus componentes estende-se à montagem do conjunto eletromecânico (motor e bomba), onde cada componente é pré-selecionado eletronicamente. Para o compressor rotativo a tolerância está em microns.

A sucção e a compressão (descarga) dos compressores rotativos são feitas ao mesmo tempo (Fig. 20).



**Figura 20 - Esquema de funcionamento do compressor rotativo. Fonte: (VENTURINI, 2005).**

O compressor rotativo possui dimensão compacta, baixo nível de ruído e, comparado com o compressor do tipo alternativo, apresenta uma redução no consumo de energia de até 40%, e isso só é possível graças à sua maior eficiência volumétrica. Sua aplicação, principalmente em aparelhos de ar condicionado e bombas de calor, resulta em menor consumo de energia elétrica e, conseqüentemente, economia no final do mês para o

consumidor. Por esta razão e pela superação dos entraves tecnológicos que dificultavam a fabricação a baixo custo, o compressor rotativo vem sendo cada vez mais utilizado em modernos equipamentos de ar condicionado.

No desenvolvimento do projeto foram feitos testes utilizando o compressor rotativo (Fig.21).



**Figura 21 - Compressor rotativo utilizado no protótipo.**

### ***5.3.3 Cálculo da potência do compressor***

A potência solicitada ao compressor será a diferença entre o calor entregue à fonte quente e o calor absorvido da fonte fria.

Em condições extremas, 75% do calor será fornecido pela fonte fria. Logo, o compressor utilizado no projeto deverá ser capaz de fornecer a seguinte potência:

$$P_c = 0,25 * (0,95 * 5600J / s) = 1330J / s \quad (64)$$

Como esse valor está próximo do valor do ar condicionado comercial, optou-se pela utilização de um compressor alternativo retirado de um ar condicionado de 12000 Btus e de

um compressor rotativo de potência similar, também retirado de um ar condicionado (Fig.19 e 21).

#### 5.4 Óleos de lubrificação

A função básica dos óleos lubrificantes em compressores é diminuir o atrito entre as partes móveis e as fixas, evitando o desgaste prematuro das peças e um aquecimento excessivo. A lubrificação permanecerá satisfatória por um longo período desde que a temperatura de operação, a pressão e a ausência de substâncias contaminantes estejam dentro dos limites operacionais.

É importante lembrar que o óleo mistura-se ao gás refrigerante, circulando pelos componentes do ciclo de refrigeração. No ciclo em funcionamento perfeito, a mesma quantidade de óleo que sai do compressor deve a ele retornar. Essa característica é tão típica que a forma comum de se detectar um vazamento no sistema é identificar onde existe mancha de óleo.

Os óleos lubrificantes para refrigeração têm características especiais, assim discriminadas:

- **viscosidade:** ela diminui com a elevação da temperatura. O óleo deve ter uma característica que lhe permita, quando submetido a altas temperaturas, não afinar demais sem formar uma camada protetora. E, quando submetido a baixas temperaturas, o óleo não deve ficar pastoso.
- **miscibilidade:** a viscosidade do lubrificante diminui à medida que aumenta sua solubilidade com o gás refrigerante. A completa miscibilidade permite ao lubrificante fluir através do sistema junto ao gás, garantindo um bom retorno ao compressor.

- **resíduo de carbono:** os óleos são passíveis de decomposição através de calor. Portanto, ao se especificar um óleo, deve-se ter em conta as temperaturas normais de trabalho do compressor para evitar a carbonização do óleo, principalmente na placa de válvulas. Do contrário, os resíduos de carbono favorecerão a formação de borra que pode provocar obstrução no sistema, além da deficiência na lubrificação ocasionada pela decomposição.

- **floculação:** a cera contida nos lubrificantes tende a precipitar-se quando submetida a baixas temperaturas (floculação). Os flocos de cera podem depositar-se no elemento de controle de fluxo, obstruindo a passagem do refrigerante, ou no evaporador, diminuindo a transferência de calor. Portanto, os lubrificantes não devem apresentar floculação em temperaturas encontradas normalmente no sistema.

- **umidade:** o óleo deve possuir teor de umidade inferior ou igual ao especificado pelo fabricante, a fim de evitar formação de sedimentos, ácidos ou mesmo congelamento da umidade no interior do sistema.

Estas características e outras (ponto de fluidez, resistência dielétrica, ponto de fulgor, ponto de combustão, cor, resistência à oxidação, separação de fase) podem ser checadas em testes específicos de laboratório. Para o projeto, utilizou-se óleo compatível com o refrigerante e com o compressor empregado.

## 5.5 Fluido refrigerante

O elemento responsável pelo transporte do calor absorvido da fonte fria para a fonte quente é o fluido refrigerante. Não há um fluido refrigerante ideal para todos os sistemas de refrigeração ou bombas de calor, vez que o tipo ideal para um projeto pode não atender às

necessidades de outro. A escolha do refrigerante deve ser, portanto, baseada na especificidade do projeto, considerando-se as seguintes características principais:

- condensar-se a pressões moderadas;
- ter elevado calor latente de vaporização;
- não ser corrosivo;
- ter baixo volume específico;
- ter miscibilidade com o óleo lubrificante e não atacá-lo;
- ter um custo razoável e existir em abundância no mercado.

Em razão dessas exigências, o refrigerante R22 foi o escolhido para o projeto, pois além de apresentar todas as características acima, é abundante no mercado, tem preço acessível e farta literatura pertinente. Ademais, as temperaturas de condensação e evaporação presentes no projeto são similares aos valores tradicionalmente usados nos condicionadores de ar, dos quais os compressores testados no projeto são oriundos.

### ***5.5.1 Cálculo do fluxo de massa de refrigerante***

Sendo o refrigerante o responsável pela transferência do calor da fonte fria para a fonte quente, a potência transferida vai depender da quantidade de fluido transportado por segundo e da entalpia de entrada e de saída do mesmo em cada volume de controle. Sendo a entalpia função da pressão e da temperatura, e como esses valores variam de acordo com as condições do ambiente, deve-se calcular o fluxo de massa para as condições extremas admitidas para o projeto.

Assim sendo, o estado do refrigerante na entrada do compressor deve ser vapor superaquecido em temperatura inferior à temperatura de entrada da água da fonte fria no

evaporador, para que se assegure que haja troca de calor em todo o evaporador. Na saída do compressor o fluido deve estar no estado de vapor superaquecido, em temperatura superior à temperatura de saída da água do condensador, pelas mesmas razões apresentadas acima.

Assim, para as condições extremas do projeto, na entrada do compressor a temperatura máxima deverá ser 10 °C e a pressão 550 KPa; e na saída do compressor a temperatura deverá ser de 78 °C e pressão de 1800 KPa.

Dessa forma, o fluxo de massa de refrigerante para potência máxima e condições extremas será:

$$fm = 1.330 \text{ J/s} / (h_{sai} - h_{ent}) \quad (65)$$

Sendo:

$$h_{sai} = 291,49 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{ent} = 256,49 \text{ KJ/Kg}$$

Logo:

$$fm = \frac{1.330 \text{ J/s}}{(291,49 - 256,49)} = 38 \text{ g/s} \quad (66)$$

## 5.6 Dimensionamento das tubulações

Quando um fluido passa num tubo, há uma perda de pressão, devido ao atrito entre o fluido e a parede do tubo. Essa perda de pressão não pode ser evitada, mas o seu efeito pode ser reduzido, bastando dimensionar devidamente o tubo. Quanto maior a massa do fluido a passar num dado tubo, maior será a sua velocidade e, portanto, maior a sua perda de pressão. Além disso, quanto maior o comprimento de um tubo, maior será a queda de pressão. Assim, como regra geral, para uma dada capacidade, os tubos compridos devem ter um diâmetro superior aos tubos curtos.

Para determinar o diâmetro das tubulações usadas no projeto, o critério utilizado foi o valor comercial adequado mais próximo do valor calculado.

Assim sendo, como as pressões utilizadas no projeto são inferiores a 3.000 KPa, a opção foi pela utilização de tubos de cobre com parede de 0,079 mm, uma vez que resistem bem a esses valores de pressão e são de baixo custo.

### ***5.6.1 Linhas de sucção***

A linha mais crítica no sistema de tubulações é a linha de sucção, que transporta vapor refrigerante do evaporador para o compressor. Nessa linha, deve-se ter uma velocidade suficientemente alta para transportar o óleo de volta ao compressor, tanto nas linhas horizontais como nas verticais, com fluxo ascendente. Simultaneamente, deve haver uma queda de pressão mínima, para evitar quedas excessivas de capacidade e aumento de potência do compressor.

A queda de pressão na linha de sucção aumenta o volume do gás refrigerante que deve ser trabalhado pelo compressor, para uma dada capacidade. Como o compressor alternativo é uma máquina de volume constante, queda de pressão significa redução de capacidade.

A uma temperatura fixa de condensação, a taxa de compressão aumenta quando diminui a pressão de sucção. Quando a taxa de compressão aumenta, a eficiência volumétrica diminui, resultando daí uma diminuição na capacidade do compressor. A potência necessária para mover o compressor também aumenta quando a taxa de compressão aumenta.

Assim, a queda de pressão deve ser mantida no seu valor mínimo, mas também devem ser considerados os problemas econômicos decorrentes do aumento do tamanho da linha.

VENTURINI (2005) esclarece que as linhas de sucção são normalmente dimensionadas de forma que a perda de carga total não exceda o equivalente a 2,2°C de queda

da temperatura de saturação para fluidos halogenados, que valores maiores somente são toleráveis em linhas muito longas e que a velocidade do gás é outro fator a ser considerado no dimensionamento de linhas de sucção. Constatou que praticamente a velocidade mínima necessária para mover óleo em linhas horizontais de sucção é de 2,5m/s e, que quando a linha de sucção é vertical com o fluido subindo, são necessárias velocidades maiores para transportar o óleo. Afirma, ademais, que a velocidade mínima em linhas verticais de sucção, com fluxo ascendente, é de 5,0 m/s e que a consideração final do dimensionamento de linhas de sucção é a velocidade máxima, que deve estar abaixo dos 16m/s quando se pretende eliminar o ruído excessivo.

#### **5.6.1.1 Calculo da área da tubulação de sucção**

Uma velocidade muito baixa ocasiona um tempo longo de circulação do gás, o que acarreta demora no aquecimento inicial da água para banho, provocando um desperdício de água. Assim, utilizou-se a velocidade de 14m/s, abaixo do limite máximo recomendado, mas suficiente para aquecer rapidamente a água e obter economia na tubulação de cobre. Logo,

$$\dot{V}_a = V * A \quad (67)$$

$$\dot{V} = f_m v \quad (68)$$

$$A = \dot{V}/V \quad (69)$$

Em que:

$\dot{V}_a$  = vazão;

$V$  = velocidade;

$A$  = área;

$v_e$  = volume específico;

$\dot{f}_m$  = fluxo de massa em kg/s

Sendo o volume específico do refrigerante na entrada do compressor para 550 kPa e 10°C:

$$V_e = 44,768 \text{ l/Kg}$$

Tem-se para um fluxo de massa  $f_m = 38 \text{ g/s}$ :

$$= (44,768 \text{ l/kg}) * (0,038 \text{ kg/s}) \quad (70)$$

$$\dot{V}_a = (1,701 \text{ l/s}) * (1000 \text{ cm}^3/\text{l}) = 1.701 \text{ cm}^3/\text{s} \quad (71)$$

$$A = (1.701 \text{ cm}^3/\text{s}) / 1400 \text{ cm/s} = 1,215 \text{ cm}^2 \quad (72)$$

Como serão utilizados dois tubos, tem-se que cada tubo deve ter a área de  $0,607 \text{ cm}^2$  ou diâmetro de 0,88 cm, o que permite o uso de dois tubos de 3/8".

### 5.6.2 Linhas de líquido

O dimensionamento de linhas de líquido é consideravelmente menos crítico que o dimensionamento das demais linhas do sistema. Essa linha transporta somente refrigerante no estado líquido entre o receptor e o evaporador. Por isso, o óleo que circula no sistema é transportado sem qualquer problema. A queda de pressão na linha de líquido exerce efeito mínimo na operação do sistema, ou seja, não há efeito direto sobre o compressor. Uma queda alta de pressão na linha de líquido reduzirá, contudo, a pressão existente na entrada da válvula de expansão e, portanto, pode afetar o seu tamanho.

Ao mesmo tempo, a queda de pressão numa linha de líquido deverá ser mantida num valor razoável para evitar problemas de evaporação repentina. Assim, o comprimento da linha, a quantidade de refrigerante que por ela circula e a diferença em altura entre o receptor e o evaporador têm influência caso haja evaporação repentina. Por esta razão, é desejável ter um sistema razoavelmente compacto para reduzir o comprimento dos tubos e diminuir ao mínimo a perda de pressão.

Para VENTURINI (2005) deve-se limitar a queda de pressão total em linhas de líquido, a um valor equivalente à variação de temperatura de  $1,1^{\circ}\text{C}$ .

Segundo o mesmo autor, ao dimensionar a linha de líquido, deve-se ter em conta a velocidade do fluido e a boa prática indica que se deve manter a velocidade abaixo de  $1,5\text{ m/s}$ , limite esse estabelecido em razão da possibilidade de golpes de líquido, vibração e ruídos resultantes da ação de válvulas solenóides ou outras válvulas de ação rápida.

No dimensionamento de linhas de líquido há que se considerar ainda o efeito da redução de pressão devido à diferença em altura entre o receptor e o condensador. Sendo a diferença de pressão decorrente da variação em altura muito grande, haverá a evaporação repentina, e isso é extremamente prejudicial ao funcionamento das válvulas solenóide e de expansão.

#### **5.6.2.1 Cálculo da área da tubulação de líquido**

Na saída do condensador, com o refrigerante em estado de saturação, na linha de líquido, tem-se transporte de vapor e líquido. Considerando a velocidade da parte de líquido como sendo  $1,2\text{m/s}$  e a velocidade do vapor  $14\text{m/s}$  (pelo mesmo motivo exposto no cálculo da

linha de sucção), o título na saída do condensador, a uma temperatura de condensação de 40°C, será:

$$x = \frac{(151,49 - 94,272) \text{ kJ} / \text{kg}}{(261,149 - 94,272) \text{ kJ} / \text{kg}} = 0,3429 \quad (73)$$

Logo, o fluxo de massa de líquido será:

$$\dot{f}_{ml} = (1 - 0,3429) * \frac{38 \text{ g}}{\text{s}} = 24,97 \text{ g} / \text{s} \quad (74)$$

E o fluxo de massa de vapor será:

$$\dot{f}_{mv} = 0,3429 * \frac{38 \text{ g}}{\text{s}} = 13,03 \text{ g} / \text{s} \quad (75)$$

Para a parte líquida tem-se:

$$v_{el} = 0,884 \text{ l} / \text{kg}$$

$$\dot{V}_{al} = (0,884 \text{ l/kg}) * (0,02497 \text{ kg} / \text{s}) * (1000 \text{ cm}^3 / \text{l}) = 22,07 \text{ cm}^3 / \text{s} \quad (76)$$

$$A = (22,52 \text{ cm}^3/\text{s}) / (130 \text{ cm/s}) = 0,173 \text{ cm}^2 \quad (77)$$

Para a parte de vapor tem-se:

$$v_{ev} = 15,135 \text{ l} / \text{kg}$$

$$\dot{V}_{av} = (15,135 \text{ l/kg}) * (0,01303 \text{ kg} / \text{s}) * (1000 \text{ cm}^3 / \text{l}) = 197,2 \text{ cm}^3 / \text{s} \quad (78)$$

$$A = \frac{197,2 \text{ cm}^3 / \text{s}}{1400 \text{ cm} / \text{s}} = 0,141 \text{ cm}^2 \quad (79)$$

Logo, a área total ( $A_t$ ) será:

$$A_t = 0,314 \text{ cm}^2$$

Assim sendo, um tubo de 0,632cm de diâmetro atende às necessidades do projeto, pelo que se utilizou um tubo de 5/16”, que tem diâmetro ligeiramente menor, com a finalidade de diminuir a pressão na entrada da válvula, para protegê-la de golpes.

### ***5.6.3 Linhas de descarga de gás***

Ao dimensionar linhas de refrigerante situadas entre a válvula de descarga do compressor e o condensador, algumas das considerações discutidas no dimensionamento de linhas de sucção também são aplicáveis. A queda de pressão não é tão crítica, mas a velocidade deve ser adequada para assegurar o fluxo do óleo, juntamente com o vapor de refrigerante. A queda de pressão nas linhas de descarga aumenta a taxa de compressão e, conseqüentemente, a potência necessária para acionar o compressor. Ao mesmo tempo, a eficiência volumétrica diminui com o aumento da taxa de compressão, o que resulta em redução da capacidade do compressor.

Levando em conta esses fatores, a boa prática é no sentido de que as linhas de descarga de gás podem ser dimensionadas para uma queda de pressão tal que a redução de temperatura equivalente não seja superior a 1,1°C (VENTURINI, 2005). Segundo o mesmo autor, as linhas de descarga de gás devem ser também verificadas quanto à velocidade,

aplicando-se os mesmos critérios utilizados para o movimento correto do óleo em linhas de sucção, isto é, 5,0m/s nas linhas verticais de fluxo ascendente e 2,5m/s nas linhas horizontais. A velocidade máxima aceitável, baseada em considerações de ruído, é de 16,0m/s.

### **5.6.3.1 Cálculo da área da tubulação de descarga**

Como a tubulação de descarga é muito curta e o fluido logo ao sair do compressor entra no condensador, pode-se usar a velocidade de 12 m/s para o cálculo dessa tubulação. Assim, tem-se para pressão de 1800 KPa e temperatura de 78 °C:

$$v_{ev} = 15,338l/kg$$

$$\dot{V}_{av} = (15,338l/kg) * (0,038kg/s) * (1000cm^3/l) = 582,8cm^3/s \quad (80)$$

$$A = \frac{582,8cm^3/s}{1400cm/s} = 0,4163cm^2 \quad (81)$$

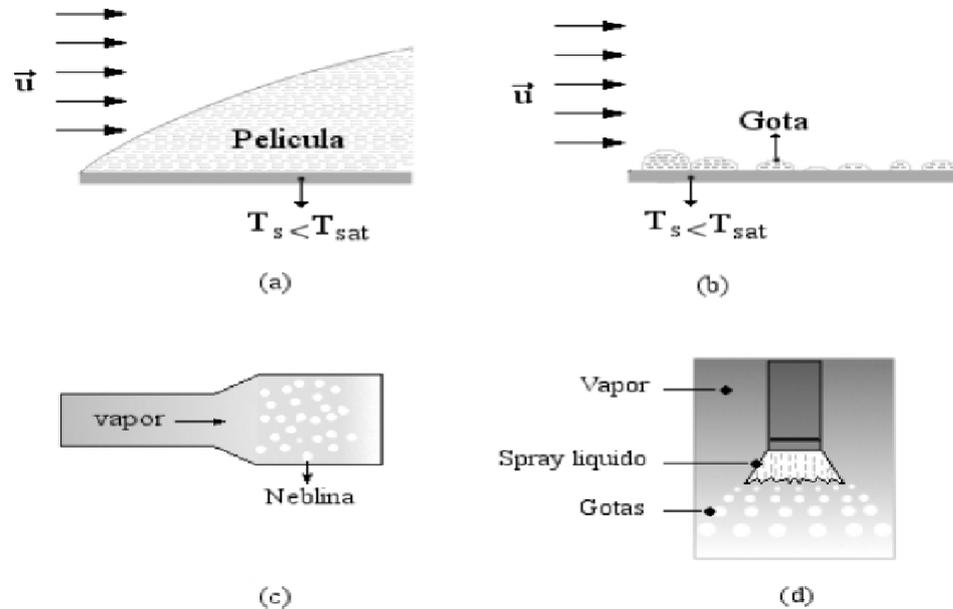
Um tubo com diâmetro de 0,728 cm atende às necessidades do projeto. Como o valor mais próximo encontrado no mercado foi o de 5/16" de diâmetro, o mesmo foi utilizado.

## **5.7 O Condensador**

Nesse projeto, a função do condensador é ceder o calor da fonte quente para aquecimento da água para banho através da condensação de um fluido que entra no estado de vapor superaquecido e sai como líquido ou como pequeno título.

Condensar um fluido consiste na remoção de calor na fase de vapor até que a temperatura do fluido seja reduzida abaixo da sua temperatura de saturação na pressão à qual

está submetido. As formas de condensação mais comuns são: condensação em película; condensação por gotas sobre a superfície; condensação homogênea e, por fim, condensação por contato direto (Fig.22).



**Figura 22 - Formas de condensação. (a) Condensação em Película; (b) Condensação por gotas sobre a superfície; (c) Condensação homogênea; (d) Condensação por contato direto (LIMA, 2008)**

Segundo LIMA (2008), a forma dominante de condensação é chamada de condensação em película, na qual uma película de líquido cobre toda a superfície. A condensação em película ocorre em superfícies limpas; entretanto, caso alguma substância iniba o umedecimento da superfície, a condensação em gotas ocorrerá. As gotas se formam em fendas, depressões e cavidades sobre a superfície e podem crescer e se unir, formando gotas que variam de poucos microns no diâmetro a aglomerações visíveis a olho nu. Para que sejam mantidas altas taxas de transferência de calor e condensação, a formação de gotículas é desejável em relação à formação de película.

Segundo o mesmo autor, os tipos mais comuns de condensadores resfriados a água são:

- Tubo e carcaça (*shell and tube*), que consiste de uma carcaça cilíndrica onde são instalados vários tubos paralelos, conectados a duas placas de tubos dispostas em ambas as extremidades;
- Serpentina e carcaça (*shell and coil*) nos quais a água de arrefecimento circula ao longo de tubos em forma de serpentina dispostos dentro de uma carcaça e o refrigerante escoar do lado externo dos tubos;
- Tubos duplos que consistem de dois tubos dispostos coaxialmente.

No projeto, o condensador usado foi o de tubos duplos, operando em contracorrente, constituído de dois trocadores de calor operando em paralelo. Isso fez com que o protótipo ficasse compacto e propiciou rapidez no aquecimento da água para banho. O tubo externo por onde circula a água para banho foi confeccionado com material de PVC para cola, haja vista que a temperatura da água não ultrapassa 40 °C. Os tubos internos por onde circula o refrigerante foram confeccionados usando-se cobre, em função da temperatura e da pressão do gás.

- Tubos duplos que consistem de dois tubos dispostos coaxialmente.

A Figura 23 mostra como o condensador foi instalado: o ponto 4 corresponde à saída da água para o crivo e o ponto 3, à entrada de água a ser aquecida para banho; o ponto 8 corresponde à entrada do refrigerante em estado de vapor superaquecido e o ponto 7 indica a saída do refrigerante após ceder calor a água. Foram utilizadas várias curvas de 45° (Fig.24), com a finalidade de aumentar a turbulência da água e melhorar a troca de calor, além de facilitar a montagem.



**Figura 23 - Detalhes dos pontos de entrada e saída de água e refrigerante no condensador**



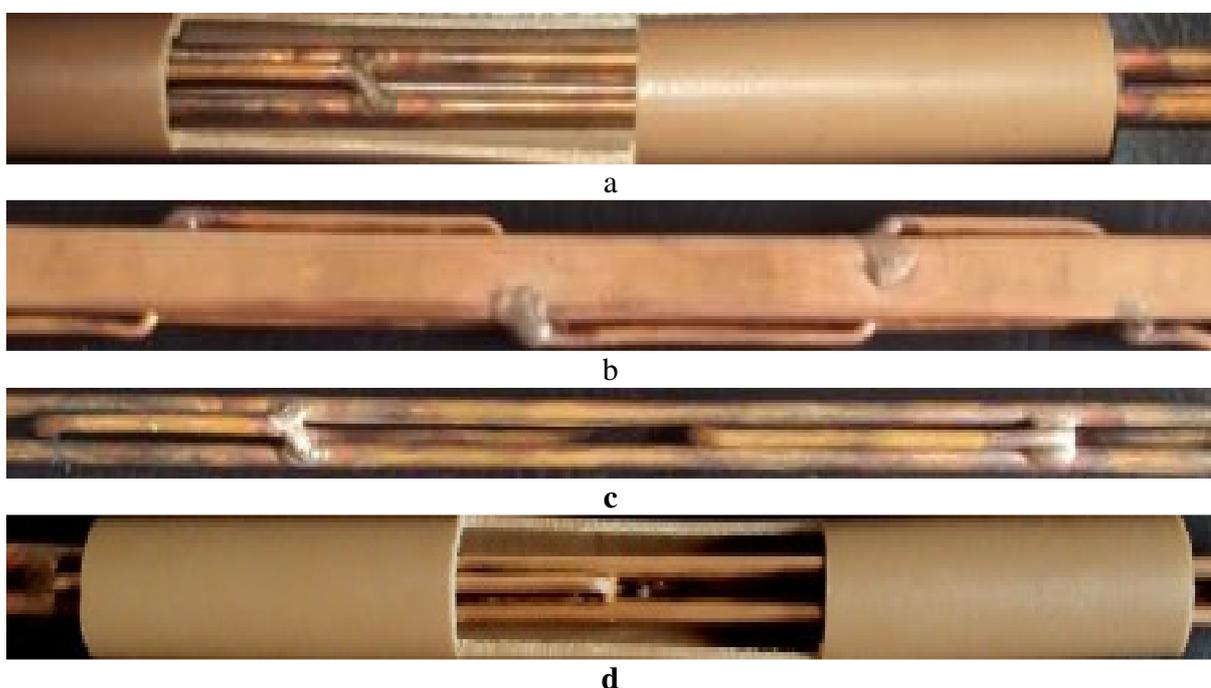
**Figura 24 - Detalhes da instalação do condensador**

Em cada trocador de calor foram utilizados dois tubos para refrigerante, unidos por arames de cobre a eles soldados, para aumentar a área de troca de calor e provocar turbulência. Com isto, o conjunto ficou mais compacto e houve uma melhora na eficiência da troca de calor entre os tubos de cobre e a água.

Como a condensação por gotas é mais eficiente, os tubos de cobre foram achatados para facilitar o depósito de gotas na parte inferior; isso também contribuiu para produzir

turbulência no fluxo do refrigerante e propiciou a colocação de dois canos dentro do cano de PVC.

Os quatro tubos de 5/16" com os quais se construíram os dois trocadores de calor foram achatados com morsa até que a soma de sua área interna fosse equivalente à área de um tubo, com a finalidade de aumentar a área de troca de calor e manter uma alta velocidade do fluxo de refrigerante no interior dos mesmos. Na Figura 25(a),(b),(c) e (d), detalhes da estrutura interna da tubulação do condensador.



**Figura 25(a), (b), (c) e (d) - Detalhes do lado interno do trocador de calor do condensador.**

Como o condensador não se assemelha a nenhum modelo industrializado e foi construído artesanalmente, com material aproveitado, buscou-se um similar industrializado que operasse em condições semelhantes e utilizou-se o comprimento encontrado – 2,10 m - como referência para a construção do protótipo.

Após vários testes e aperfeiçoamentos, finalmente, o protótipo foi montado com um condensador de 2,5 m de comprimento, cujo rendimento, conforme se demonstrará, atendeu

às especificações do projeto, mesmo nas condições extremas estabelecidas, com custo baixo, conforme pode ser visto na Tabela 12.

### **5.8 O Evaporador**

O evaporador de uma bomba de calor deve retirar calor da fonte fria para promover a mudança de estado do refrigerante do estado líquido até o estado de vapor superaquecido.

No projeto, em condições extremas, o evaporador deve retirar 3990 J/s da água circulante e fornecer essa energia ao refrigerante. De maneira análoga ao condensador, o evaporador desse projeto foi construído com tubos duplos, sendo que o tubo externo por onde circula a água é de PVC do tipo cola e o tubo interno de cobre; ademais, também foi adotado o sistema de contracorrente e dois trocadores de calor em paralelo.

Como a pressão no evaporador é menor que no condensador, utilizou-se tubo sem achatamento e de bitola maior, com a finalidade de adequar a velocidade do fluxo de refrigerante de forma que a velocidade seja inferior a 14 m/s. Por ser o tubo interno de diâmetro maior e o fluxo de água também maior, foi adotado um tubo de cobre por trocador, uma vez que a potência é menor que no evaporador.

Para se assegurar o fluxo de água suficiente para haver troca de calor, a água vem da fonte fria impulsionada por uma bomba capaz de deslocar 12 l/min; a seguir, a água entra no evaporador e retorna para a fonte fria.

Pelo mesmo motivo já exposto quando da descrição do condensador, também foram utilizadas curvas na confecção do evaporador.

As figuras 26 e 27 mostram o evaporador montado no local de trabalho. No detalhe da figura 26, nota-se que a água entra no ponto 2 e sai no ponto 1, enquanto o refrigerante entra no ponto 6 e sai no ponto 5.

Para melhorar a área de troca e produzir turbulência na região por onde a água flui, a solução encontrada foi soldar arame de cobre ao redor do tubo de 3/8", em forma de espiral. Esse procedimento, associado ao uso das curvas PVC, apesar de simples, resultou em grande aumento na eficiência do trocador.



**Figura 26 - Detalhes dos pontos de entrada e saída de água e do refrigerante no evaporador.**



**a**

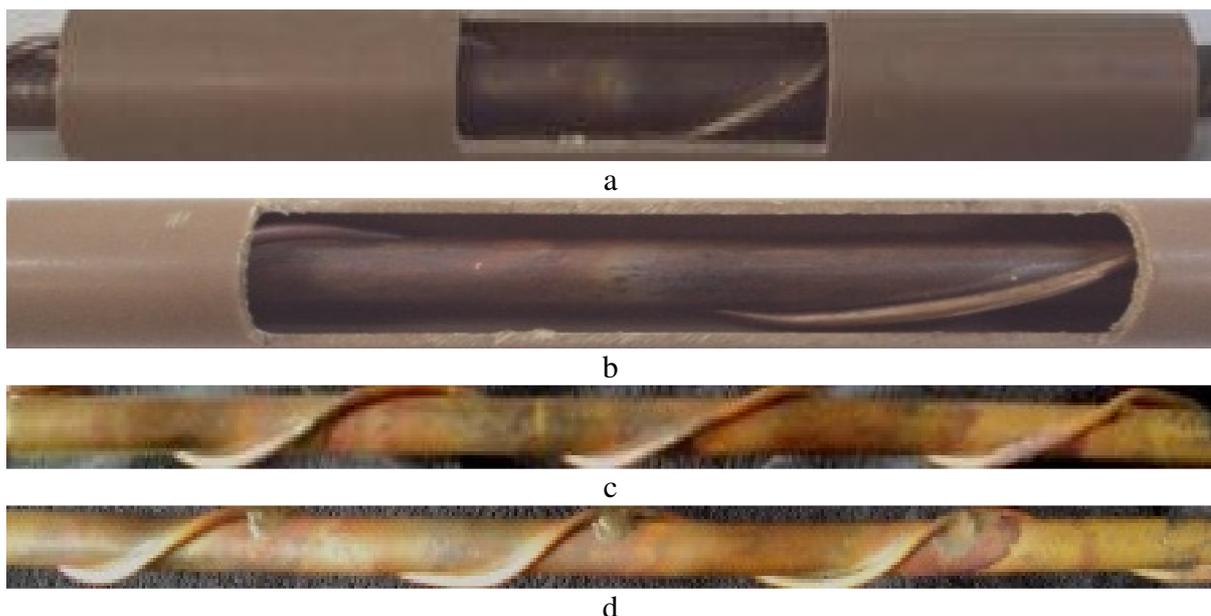
**b**

**Figura 27(a) e (b) - Detalhes da instalação do evaporador.**

Da mesma forma que ocorreu com o condensador, houve a dificuldade de encontrar no mercado o evaporador ideal para o projeto.

Assim sendo, para o cálculo do comprimento do evaporador, procedeu-se de forma análoga ao condensador, buscando-se o comprimento de um similar industrial e

desenvolvendo o protótipo até alcançar o rendimento esperado e com baixo custo (consulte Tabela 12). Após vários testes, o evaporador foi finalizado com 2,3 m de comprimento. Na Figura 28(a), (b), (c) e (d), detalhes da estrutura interna da tubulação do trocador de calor e dos elementos causadores de turbulência.



**Figura 28 (a), (b), (c) e (d) - Detalhes do lado interno do trocador de calor do evaporador**

## **5.9 Dispositivos de expansão**

Para que haja evaporação, a pressão do refrigerante deve ser reduzida, desde a pressão de condensação até a pressão de evaporação. Nos sistemas frigoríficos e bombas de calor, o mecanismo responsável por esta função é denominado dispositivo de expansão. Além dessa função, esse dispositivo também controla a vazão do refrigerante que chega ao evaporador, regulando desta maneira a potência do equipamento.

Os tipos de dispositivos mais comuns de expansão são: válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica, válvula de boia, válvula de expansão de pressão

constante e tubos capilares. No projeto foram utilizados dois tipos de dispositivos de expansão: um registro usado como válvula de expansão e um tubo capilar.

### ***5.9.1 Válvula de expansão***

No projeto utilizou-se um registro como válvula de expansão em função do seu baixo custo e facilidade de aquisição. A função desse registro é controlar o fluxo de refrigerante que circula através das válvulas solenóides, por meio do ajuste de um parafuso, permitindo o controle da potência desenvolvida pelo sistema durante a operação com potências altas, de forma a otimizar o funcionamento.

### ***5.9.2 Tubo capilar***

Usado em sistemas de pequena capacidade (geladeiras, aparelhos de ar condicionado de janela, freezers, etc.) o tubo capilar nada mais é que um tubo (geralmente feito de cobre) de pequeno diâmetro - 0,5 a 2,0 milímetros - com comprimento, desde 1,0 até 6,0 metros, que conecta a saída do condensador com a entrada do evaporador. O ajuste do tubo capilar se dá através da relação entre diâmetro e comprimento, uma vez que sua atuação se processa pela perda de carga durante o escoamento.

Os tubos capilares apresentam as seguintes vantagens: são de baixo custo e permitem a equalização das pressões do sistema durante as paradas (o motor de acionamento do compressor pode ser de baixo torque de partida), bem como a redução da quantidade do refrigerante e eliminação da necessidade de um tanque coletor.

Por outro lado, os tubos capilares possuem inconvenientes, como a impossibilidade de regulação para satisfazer distintas condições de carga, o risco de obstrução por matéria

estranha, exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos e a redução da eficiência operacional para qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação. No projeto, o fluxo de refrigerante que circula pelo capilar é responsável pela potência mínima. O registro e o tubo capilar podem ser vistos na Figura 29.



Figura 29 - Detalhes dos dispositivos de expansão utilizados no protótipo.

### 5.10 Controle de potência

Como a condição de operação do sistema varia de acordo com as condições ambientais, um sistema de controle de potência fez-se necessário para manter o conforto do banho. No projeto buscou-se aproveitar as vantagens do tubo capilar e da válvula de expansão.

Utilizou-se um tubo capilar para manter um fluxo mínimo de refrigerante, correspondente à potência mínima desenvolvida pelo sistema. Assim sendo, durante a

operação em potência mínima, o fluxo refrigerante se dará única e exclusivamente através do capilar.

Para o ajuste da potência foi inserido, em paralelo com o tubo capilar, um registro seguido de duas válvulas solenóides, estas comandadas por pulsos retangulares.

O uso de duas válvulas deve-se ao fato de a vazão permitida por uma válvula mais a vazão do capilar ser insuficiente para atender à potência máxima (Fig. 29 e 30).



**Figura 30 – Detalhes do sistema de controle de fluxo instalado.**

A condição de operação do sistema para potência máxima foi ajustada através do registro, com as duas válvulas abertas, com a temperatura ambiente e a temperatura da água de alimentação as mais baixas admitidas para o projeto. Foram adotadas cinco temperaturas possíveis, sendo:

- A primeira, com todo equipamento desligado, potência zero;
- A segunda, com a vazão do fluido somente através do capilar, correspondendo a 25% da potência máxima;
- A terceira, com as válvulas abertas durante 10s e fechadas durante 20s, correspondendo a 50% da potência máxima;
- A quarta, com as válvulas abertas durante 20s e fechadas durante 10s, correspondendo a 75% da potência máxima; e

- A quinta, com as válvulas abertas durante todo o tempo, correspondendo à potência máxima.

O circuito responsável pelo controle *on/off* da válvula foi montado usando-se um circuito integrado de uso comum do tipo 555, funcionando como temporizador, com base de tempo ajustável através de circuito RC.

### 5.11 Bomba de circulação

Para se retirar calor da fonte fria é necessário que a água circule através do evaporador. Em um processo de convecção natural, o fluxo de água seria muito pequeno e, conseqüentemente, o tamanho do evaporador seria enorme, onerando sobremaneira o custo do projeto e reduzindo a eficiência.

Para solucionar o problema, introduziu-se uma bomba de circulação de baixa potência (Fig. 31), usada em equipamentos domésticos e, por isto, de fácil aquisição e baixo custo, capaz de circular 12 l/min, com uma potência de 36 W.



Figura 31 - Detalhes da bomba de circulação de água da fonte fria.

A água extraída da fonte fria circula pelo evaporador e retorna à fonte fria. É importante salientar que a bomba é acionada conjuntamente com o compressor ao se abrir o registro que alimenta o crivo. Na saída da bomba instalou-se um registro de água com a finalidade de variar o fluxo durante os testes.

### **5.12 Reservatório do chuveiro**

Como a água que abastece o prédio onde foi instalado o protótipo vem de um reservatório situado em local mais elevado, foi necessário inserir no projeto um pequeno reservatório de água (Fig. 32), com a finalidade de diminuir a pressão na entrada do condensador e no diafragma do chuveiro usado como crivo, a fim de evitar danos ao equipamento.



**Figura 32- Reservatório de água utilizado para o chuveiro.**

É bom salientar que nas unidades residenciais em que o protótipo vier a ser instalado esse procedimento não será necessário, uma vez que o reservatório a ser usado será o da própria unidade.

## **6 METODOLOGIA DE COLETA DE DADOS PARA ANÁLISE**

### **6.1 Cálculo das incertezas**

As medidas experimentais são acometidas de desvios aleatórios e sistemáticos, que podem vir da precisão limitada dos aparelhos de medida, da ausência de controle de parâmetros que afetam o experimento ou da natureza estatística do sistema estudado. São exemplos desses desvios a calibração, o tempo de reflexo do observador, a tensão de rede, a temperatura ambiente entre outros (UFMG, 2001).

### **6.2 Erros sistemáticos**

Erros sistemáticos são os associados a um determinado instrumento (v.g., erro de calibração) ou a uma técnica de medida (erro de projeto). Em geral, tais erros são difíceis de serem detectados.

### **6.3 Erros aleatórios**

Erros aleatórios são devidos às variações das condições experimentais ou ao erro de apreciação de quem faz a medida. Por exemplo, na medida do tempo de queda de um corpo, deve-se observar o instante em que o corpo toca o chão. Dificilmente alguém conseguirá fazer duas medidas iguais. Portanto, para obter o “*melhor valor*”, a medida deverá ser repetida várias vezes.

Os desvios fornecem uma noção da faixa de valores admissíveis para uma grandeza. A menos que se pretenda fazer um estudo estatístico aprofundado, o desvio só tem sentido aproximado, ele é suposto simétrico (positivo e negativo) e é representado por um único algarismo significativo (UFMG, 2001).

Seja  $x_i$  um conjunto de  $N$  medidas realizadas, define-se o valor mais provável ou valor médio  $\bar{x}$  e o desvio padrão  $s$ , respectivamente, como:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} X_i}{N} \quad (82)$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum (\bar{X} - X_i)^2}{N}} \quad (83)$$

Supondo que a distribuição das medidas seja uma gaussiana, 68% das medidas estarão compreendidas entre  $X-S$  e  $X+S$ .

O erro  $\Delta X$  na medida de  $X$  pode ser definido de várias formas, dependendo do número de medidas que se faz.

$$\Delta X = \frac{X_{\max} - X_{\min}}{2} \quad (84)$$

$$\Delta X = \frac{S}{\sqrt{N}} \quad (85)$$

$$\Delta X = \frac{\sum [\bar{X} - X_i]}{N} \quad (86)$$

Quando o número de medidas  $N$  for muito grande, todas as definições de  $\Delta X$  tendem para um mesmo valor. Para um pequeno número de medidas a distribuição não é mais gaussiana e a definição para o erro passa a ser pessoal ou cômoda. Como atualmente os cálculos são fáceis de efetuar, as duas últimas equações devem ser preferidas. Assim, a forma correta de se apresentar uma medida é:

$$X = \bar{X} \pm \Delta X \quad (87)$$

É importante salientar que a diferença de  $X_i$  em relação à incerteza  $\pm \Delta X_i$  deve ser melhor ou igual a 20 para 1.

#### 6.4 Propagação de erros

Se  $Y$  é uma função das variáveis  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_N$ , então:

$$Y = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (88)$$

onde  $X_i$  é uma medida experimental com erro  $\Delta X_i$ , ou seja,

$$X = X_i \pm \Delta X_i \quad (89)$$

O erro  $\Delta y$  em  $y$  devido aos erros  $\Delta X_i$  das medidas de  $X_i$  pode ser obtido como:

$$\Delta Y = \left[ \frac{\partial Y}{\partial X_1} \Delta X_1 \right] + \left[ \frac{\partial Y}{\partial X_2} \Delta X_2 \right] + \dots + \left[ \frac{\partial Y}{\partial X_N} \Delta X_N \right] \quad (90)$$

### **6.5 Medida de tempo**

Utilizou-se um bom cronômetro digital que indica minutos, segundos e centésimos; contudo, o valor de seu erro de calibração não foi especificado pelo fabricante. Segundo VOULO (1999), para um bom cronômetro desse tipo, a menor leitura (0,01) pode ser considerada como limite de erro de calibração para tempos curtos da ordem de minutos. É importante esclarecer que um bom cronômetro pode ser considerado uma exceção à regra para instrumentos digitais, que geralmente tem erros de calibração maiores que a menor leitura.

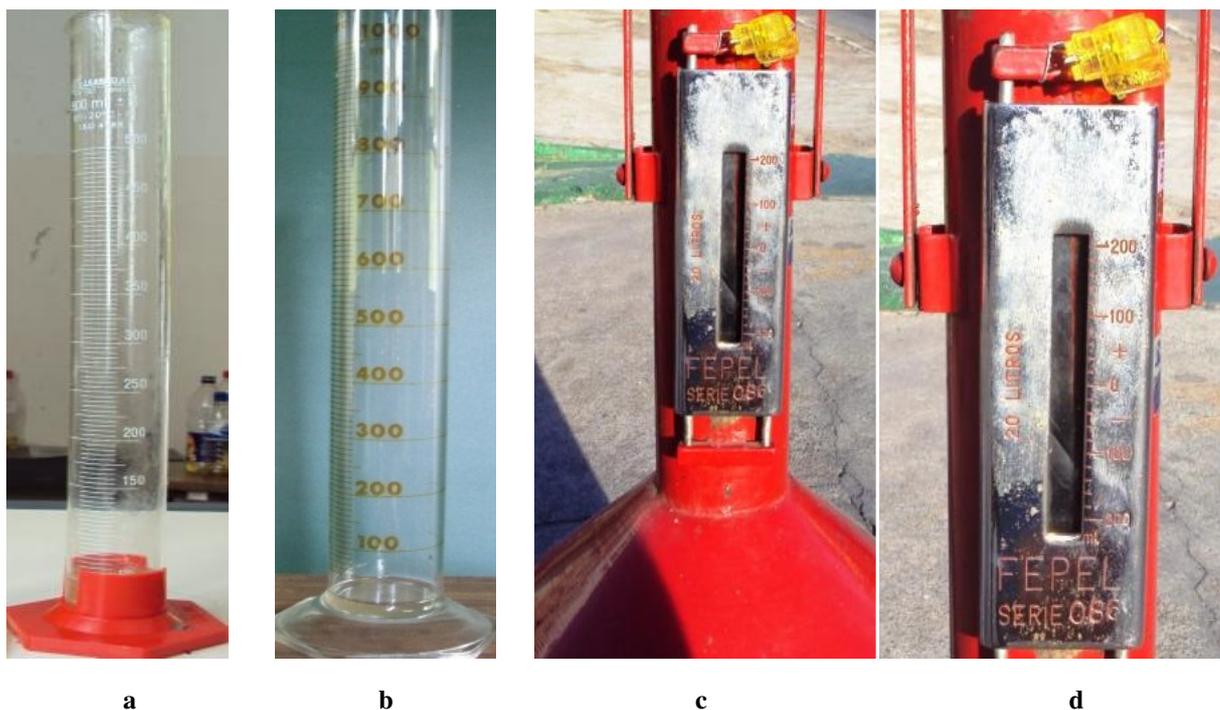
Para minimizar o efeito do tempo de acionamento do cronometro (tempo de reação humana), foram adotados tempos de medida mais longos da ordem de 5 min, ou seja, 300 s e, nesta ordem de grandeza, tanto o erro do cronômetro quanto a reação humana (menores que um segundo) podem ser perfeitamente desprezadas neste tipo de trabalho por serem menores que 0,5%. Assim sendo, para esse projeto, leituras da ordem de 300 s, serão consideradas de erro desprezível.

### **6.6 Medida de fluxo de massa de água**

No desenvolvimento do projeto a medida direta do fluxo de massa de água é algo bem complexo, em razão da variação do volume específico da água em função da temperatura. Por esta razão, optou-se pela medida do fluxo de água e sua temperatura, fazendo-se a conversão em fluxo de massa através do uso de tabelas termodinâmicas.

Para medida de volume, procedeu-se de maneira análoga à medida de tempo, utilizando-se volumes maiores para minimizar os erros. Para o cálculo do fluxo de água do evaporador foi utilizado um tempo de 5 min, sendo a água armazenada e seu volume aferido

posteriormente. Para tal aferição foram utilizadas duas provetas de vidro (uma de 500 ml e outra de 1000 ml) e uma terceira, de 20.000 ml, esta normalmente usada na aferição de bombas de gasolina, devidamente aferida pelo INMETRO, com confiabilidade maior que 0,1% (Fig. 33).



**Figura 33- (a) Proveta de 500 ml; (b) proveta de 1000 ml; (c) aferidor de volume de 20 litros; (d) detalhes do selo de aferição.**

A temperatura da água de alimentação do chuveiro e da fonte fria foi variada artificialmente para simular diversas condições de uso. A chave seletora de quatro posições mostrada na Fig.14(c) foi o mecanismo utilizado para ajustar a potência do equipamento.

Como exemplo do procedimento, tem-se que para a temperatura da água de saída do evaporador igual a 11,7°C (valor já corrigido), foram coletados dois recipientes de 20 litros completos e um terceiro que, para ser completado, necessitou de duas provetas de 1000 ml e mais 450 ml na proveta de 500 ml. Assim, tem-se que o volume total foi de:

$$(20 \text{ litros} \pm 20 \text{ ml}) + (20 \text{ litros} \pm 20 \text{ ml}) + (20 \text{ litros} \pm 20 \text{ ml}) - \\ 2*(1000 \text{ ml} \pm 10 \text{ ml}) - (450 \text{ ml} \pm 5 \text{ ml}) = 57,55 \text{ litros} \pm 85 \text{ ml} \quad (91)$$

$$\text{Sendo: } (0,085/57,55)*100\% = \pm 0,14\% \quad (92)$$

O valor de 57,55 litros pode ser usado sem se incorrer em erro significativo. Logo, o fluxo de água do evaporador nestas condições foi de:

$$\dot{V}_{aa} = \frac{57,55l}{300s} = 0,1918l/s \quad (93)$$

Sendo o volume específico para a água a 12°C = 0,998 l/kg, tem-se:

$$\dot{m} = \frac{0,1918l/s}{0,998l/kg} = 0,1922kg/s \quad (94)$$

Para todos os demais cálculos envolvendo fluxo de água, os mesmos procedimentos foram adotados, apresentando-se nos cálculos finais apenas os resultados, uma vez que o erro envolvendo as medidas de volume pode ser desprezado como mostrado anteriormente.

## 6.7 Medida de pressão

No projeto, a medida de pressão tem como finalidade apenas avaliar o estado do refrigerante em um ponto e em uma dada temperatura, não sendo seu valor crítico, uma vez que se buscou assegurar que se tenha vapor superaquecido na entrada do compressor, ponto mais vulnerável do sistema. Foram utilizados medidores de pressão de uso profissional, um para baixa e outro para alta pressão (Fig. 34). O medidor de baixa pressão foi colocado na entrada do compressor, para assegurar que o refrigerante neste ponto estivesse no estado de

vapor superaquecido e o de alta pressão foi colocado na entrada da válvula de expansão (e o tubo capilar), para assegurar que se tenha refrigerante líquido neste ponto. A confiabilidade desses instrumentos, de acordo com o fabricante, é de 2%; contudo, como o valor de cada divisão às vezes supera este valor, considerou-se o valor lido com erro de mais ou menos uma divisão, o que é bastante aceitável, uma vez que se usou basicamente a parte mais central de cada instrumento.



Figura 34- Medidores de alta e baixa pressão.

## 6.8 Medida de energia elétrica

A medida de consumo de energia elétrica é definida como sendo o produto da potência solicitada pelo tempo de sua utilização.

$$E = P * t$$

(95)

Em que:  
*E* energia

$P$  potência  
 $t$  tempo

Ao se adotar tempos relativamente longos, o erro decorrente da medida do tempo pode ser desprezado, como já explicado anteriormente; logo, a dificuldade passa a ser a medida da potência.

Em circuitos de corrente contínua, calcula-se a potência multiplicando-se a tensão aplicada ao circuito pela corrente.

Assim tem-se:

$$P = V * I \quad (96)$$

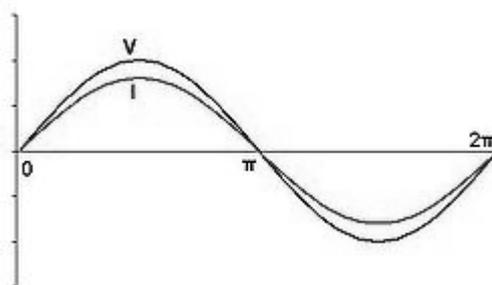
Em que:

$P$  potência

$V$  voltagem

$I$  corrente elétrica

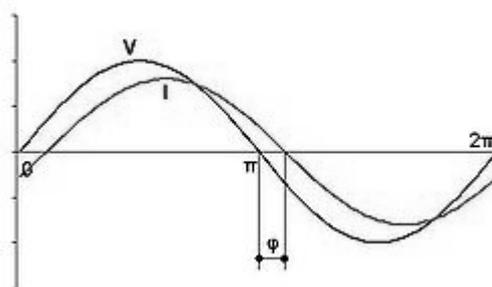
Em circuitos de tensão alternada, a tensão aplicada ao circuito varia com o tempo de forma senoidal, fazendo com que a corrente também varie de forma senoidal. Em circuitos de corrente alternada (CA) puramente resistivos, onde só existem elementos resistivos, as ondas de tensão e de corrente elétrica estão em fase, ou seja, mudando a sua polaridade no mesmo instante em cada ciclo.



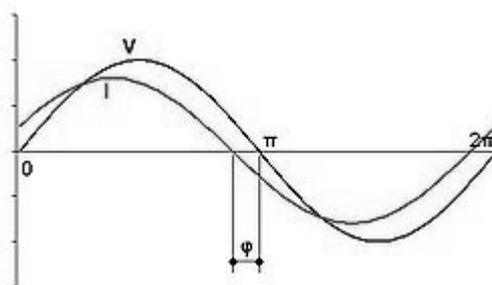
**Figura 35- Ondas de tensão (V) e corrente (I) em fase. A carga possui característica resistiva (FP=1).  
 Ângulo de fase  $\varphi=0^\circ$**

Quando cargas reativas estão presentes, tais como capacitores e indutores, o armazenamento de energia nessas cargas resulta em uma diferença de fase entre as ondas de tensão e corrente, alterando o que chamamos de fator de potência. Por definição, o fator de potência é um número adimensional entre 0 e 1. Quando o fator de potência é igual a zero (0), o fluxo de energia é inteiramente reativo e a energia armazenada é devolvida totalmente à fonte em cada ciclo. Quando o fator de potência é 1, toda a energia fornecida pela fonte é consumida pela carga.

Uma vez que essa energia armazenada retorna para a fonte e não produz trabalho útil, um circuito com baixo fator de potência terá correntes elétricas maiores para realizar o mesmo trabalho que um circuito com alto fator de potência.

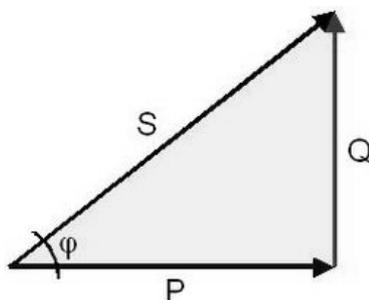


**Figura 36 - Onda de corrente (I) atrasada em relação à onda de tensão (V). A carga possui característica indutiva. FP< (atrasado)**



**Figura 37 - Onda de corrente (I) adiantado em relação à onda de tensão (V). A carga possui característica capacitiva. FP< (adiantado)**

O fluxo de potência em circuitos de corrente alternada tem três componentes: potência ativa (P), medida em watts (W); potência aparente (S), medida em volt-ampères (VA); e potência reativa (Q), medida em volt-ampère-reactivo (VAr). A potência ativa é a capacidade do circuito de produzir trabalho em um determinado período de tempo. Devido aos elementos reativos da carga, a potência aparente, que é o produto da tensão pela corrente do circuito, será igual ou maior que a potência ativa. Pode-se representar em um retângulo a relação entre as potências aparente (S), ativa (P) e reativa (Q) (Fig. 38). Se  $\varphi$  é o ângulo de fase entre as ondas de corrente e tensão, então o fator de potência é igual ao cosseno deste ângulo. A relação entre a potência ativa P e a potência reativa S é proporcional ao co-seno do ângulo  $\varphi$  (fator de potência).



**Figura 38 - Se  $\varphi$  é o ângulo de fase entre as potências ativa (P) e aparente (S), então o fator de potência é igual ao cosseno de  $\varphi$ .**

Um baixo fator de potência indica que a energia está sendo mal aproveitada, caso em que podem ocorrer as seguintes situações: aumento das perdas elétricas internas da instalação, queda de tensão na instalação, condutores aquecidos e redução da capacidade dos transformadores.

No Brasil, a Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL estabelece que a exigência de medição do fator de potência pelas concessionárias é obrigatória para unidades

consumidoras de média tensão (supridas com mais de 2.300V) e facultativa para unidades consumidoras de baixa tensão (abaixo de 2.300V, como residências em geral). A cobrança em baixa tensão, na prática, raramente ocorre, pois o fator de potência deste tipo de unidade consumidora geralmente está acima de 0,92. Dessa forma, não compensa a instalação de medidores de energia reativa nas residências, pois o custo seria maior que o benefício.

Assim sendo, para o cálculo da potência solicitada pelo compressor no projeto, seria necessário medir a corrente elétrica, a tensão e o fator de potência e avaliar os erros decorrente destas medidas.

Para evitar tais erros, optou-se por usar o medidor de energia elétrica utilizado pelas concessionárias nas residências (Fig. 39), instrumento devidamente aferido e homologado pelo INMETRO.



**Figura 39 - Medidor de energia instalado no local.**

Para medir o consumo de energia, adotou-se o processo de contar o número de voltas completas dadas pelo disco do medidor de energia em um intervalo de aproximadamente 300s (para minimizar os erros) e a partir desse dado, calcular a energia consumida, uma vez que

cada volta corresponde a 3,6 Wh. É importante salientar que o disco possui uma marca que facilita o trabalho. Como as concessionárias desprezam o erro deste instrumento (menos de 0,5% para correntes de até 15 A), adotou-se esse mesmo procedimento, fazendo-se, contudo, a seguinte verificação prévia: foram ligadas doze lâmpadas de 100 W (potência próxima à do compressor usado no projeto) durante aproximadamente 300 s, contando-se o número de voltas dada pelo disco, até se obter número exato de voltas. Em cinco medições, o resultado obtido foi um intervalo médio de 300,8 s para o disco completar 28 voltas.



**Figura 40 (a) e (b) – Consumo de energia elétrica em duas fases do projeto.**

Assim, tem-se que a energia registrada pelo medidor em 300,8 s foi de:

$$E = 28 * 3,6Wh = 100,8Wh \quad (97)$$

Considerando a potência total das lâmpadas 1200 W, tem-se que:

$$E = \frac{(1200W / h) * 300,8s}{3600s / h} = 100,3Wh \quad (98)$$

Assim, tem-se que o erro foi:

$$\frac{100,8}{100,3} = 0,5\% \quad (99)$$

Como o tempo de medida utilizado é longo (cerca de 300s), o erro na medida de tempo é desprezível, conforme já explicado anteriormente. Como a velocidade do disco é relativamente pequena (uma volta a cada 11s, aproximadamente) e seu perímetro relativamente grande (40cm), tem-se uma velocidade linear de 3,6cm/s. Isto facilita a contagem e diminui o erro, uma vez que a marcação existente no disco tem 0,5cm de perímetro e leva cerca de 0,139s para passar pela marca.

Portanto, para a medida de energia adotou-se o método da contagem do número de giros do disco do medidor, garantindo-se que o erro decorrente da contagem das voltas seguramente será menor que 0,5%. Assim sendo, tem-se para medida de consumo de energia:

$$E = n_{rot} 3,6 \text{ Wh/rot} \quad (100)$$

Em que:

$E$  energia em Wh;

$n_{rot}$  número de rotações no tempo decorrido

A potência será:

$$P = E/t \quad (101)$$

## 6.9 Medida de temperatura

Para a leitura das temperaturas utilizou-se oito termopares tipo K (níquel - cromel), de 1,5 m de comprimento cada. A soldagem dos elementos constituintes dos termopares foi feita sob gás inerte, em um equipamento construído especificamente para este fim. Para medir as temperaturas nos diversos pontos, cada termopar foi identificado com numeração, conforme especificado na Tabela 2 e visualizado nas Fig. 23 e 26.

**TABELA 2 - Identificação dos termopares**

1- Temperatura da água de saída do evaporador.
2- Temperatura da água de entrada do evaporador.
3- Temperatura da água de entrada do condensador.
4- Temperatura da água da saída do condensador (água para banho).
5- Temperatura do refrigerante na entrada do compressor.
6- Temperatura do refrigerante na junção da saída do tubo capilar com a válvula de expansão.
7- Temperatura do refrigerante na saída do condensador.
8- Temperatura do refrigerante na saída do compressor.

Para melhor confiabilidade das leituras, nos pontos onde as medidas eram referentes à temperatura da água, perfurou-se o tubo de PVC e nele inseriu-se o termopar, para que o mesmo entrasse em contato direto com a água. Já nos pontos de leitura na tubulação de cobre, procedeu-se da seguinte forma: raspou-se o tubo e afixou-se o termopar com fita isolante utilizada para alta temperatura.

Como as medidas de temperatura mais críticas eram os pontos onde há circulação de água, selecionaram-se os melhores termopares para este fim.

Para amplificação dos sinais provenientes dos termopares e possibilitar a aquisição de dados utilizou-se um *datalogger* com oito canais de entrada de dados (Fig. 41), configurado para termopares tipo K e leitura na escala Celsius, com uma casa decimal após a vírgula. Esse equipamento é fabricado por empresa de renome no mercado e com confiabilidade aceitável para este fim. O sinal de saída do *datalogger* foi acoplado a um conversor para USB que alimentou um computador para visualização e armazenamento dos dados colhidos em planilha eletrônica



**Figura 41 – Datalogger, conversor USB e transformador**

Uma vez que dentro do *datalogger* já existe compensação de temperatura e de junta fria, pode-se trabalhar com os dados calculando a incerteza diretamente dos valores disponibilizados pelo computador, enfatizando-se, ainda, que esse sistema tem por característica principal a alta rejeição de ruídos e permite o tratamento do sinal medido através de diversas funções matemáticas.

A calibração dos termopares exige diferentes temperaturas estáveis durante um tempo suficiente para a realização do processo. Para tanto, utilizou-se um banho termostático (Fig.42), equipamento cuja função é manter uma solução líquida e estável dentro de uma faixa

de temperatura desejada. Esse equipamento utiliza um sistema de aquecimento e um de resfriamento controlado por PID.



**Figura 42 - Banho térmico usado para aferição de termopares.**

Para a obtenção da leitura da temperatura de referência foi utilizado um conjunto de termômetros de bulbo de mercúrio (Fig.43), com escalas variando de 0 a 80°C, com mínima divisão de escala 0,1°C e certificado de calibração (incerteza =  $\pm 0,05^\circ\text{C}$ ).

Para maior confiabilidade dos dados, valendo-se de vários termômetros com escalas diferentes, buscou-se utilizar aquele cujo centro da escala apresentava-se o mais próximo possível da temperatura medida. Assim sendo, para a leitura de uma temperatura de 10°C, por exemplo, utilizou-se um termômetro com faixa de medida de 0 até 20°C.

Para cada temperatura de referência medida, o termômetro foi mantido dentro do líquido, com toda a parte abaixo da temperatura lida mergulhada no mesmo. Para maior confiabilidade nas leituras utilizou-se uma lupa para ampliar a escala e minimizar os erros de

leitura, apesar da distância entre os valores ser significativa, uma vez que a faixa de operação dos termômetros é bem restrita.

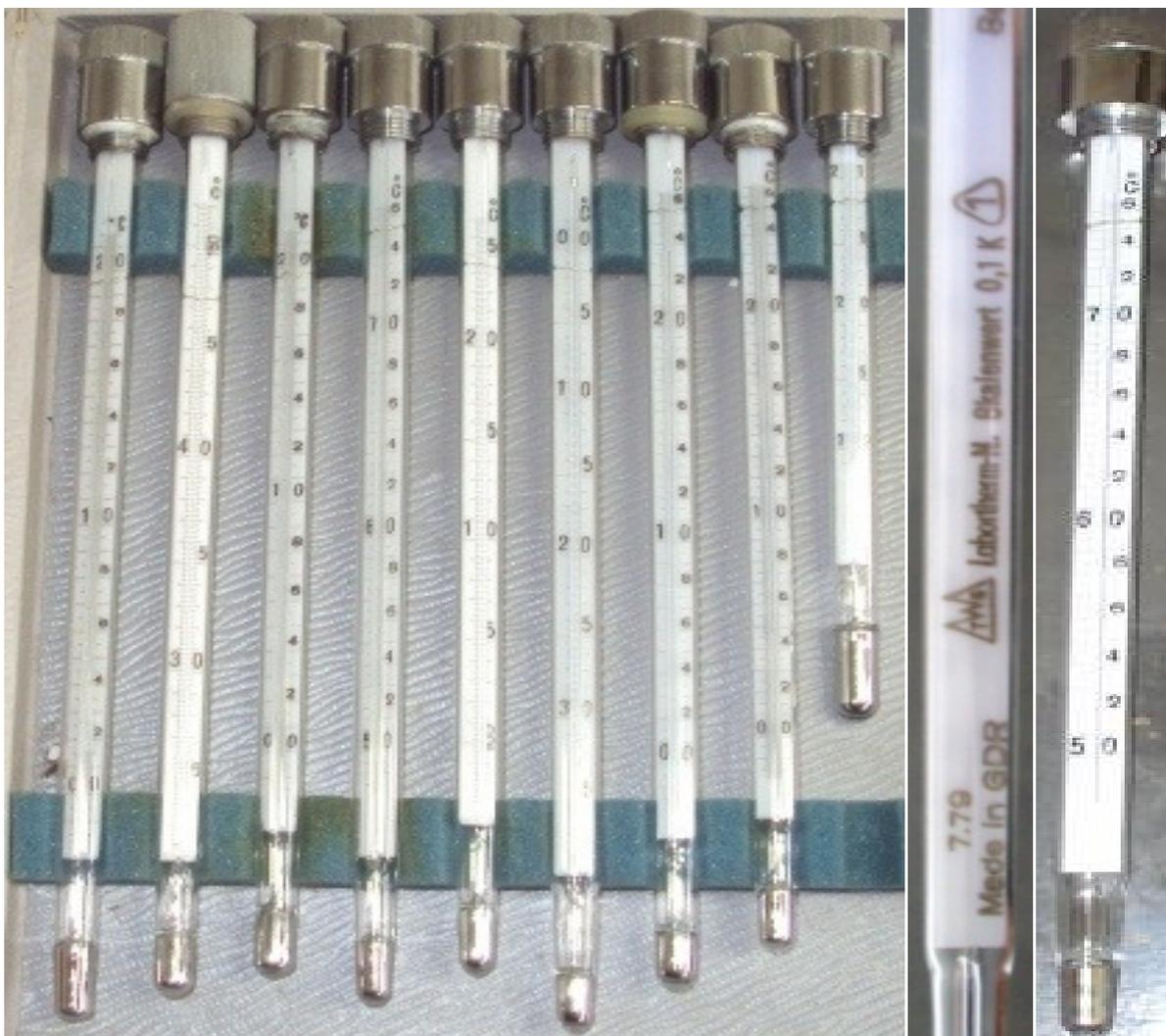


Figura 43 - Conjunto de termômetros de bulbo de mercúrio.

### 6.9.1 Calibração e cálculo da incerteza dos termopares

Para a calibração dos termopares adotou-se o seguinte procedimento: para cada termopar mediu-se seis valores de temperatura, ou seja, seis amostras de  $n = 10$ , buscando-se trabalhar sempre dentro da faixa de operação de cada termopar e calculou-se a média e o desvio padrão para cada amostra. Com os valores de temperatura médios  $\bar{x}$  de cada amostra e

com os valores de referências  $y$ , medidos com termômetros analógicos de confiabilidade conhecida, calculou-se a estimativa dos mínimos quadrados  $a$  e  $b$  e construiu-se um gráfico com a curva de tendência e a correspondente função de correção, para cada termopar.

Como a parte mais importante para avaliação dos resultados do projeto é a parte referente à variação de temperatura da água, minimizou-se os erros referentes à leitura de temperatura de referência, usando-se as seguintes técnicas:

- uso de lupa para ampliação da faixa de leitura;
- uso de termômetros com escala bem ampla;
- uso de vários observadores, fazendo várias leituras;
- uso da média de número elevado de leituras;
- uso de temperatura onde a escala é mais longa, ou seja, na de graus exatos, devido à inércia térmica da água utilizada como fluido.

Assim sendo, o erro da temperatura de referência pode ser considerado como sendo somente o erro de aferição dos termômetros fornecido pelo fabricante que é de  $\pm 0,05^\circ\text{C}$ . Logo, a temperatura mais provável lida pelos termopares pode ser escrita pela equação abaixo:

$$(T_r \pm 0,05)^\circ\text{C} = a * T_l + b \pm \Delta T_l \quad (102)$$

$$T_r = a * T_l + b \pm \Delta T_l \pm 0,05^\circ\text{C} \quad (103)$$

Em que:

$T_r$  Temperatura de referência

$T_l$  Temperatura lida pelo termopar

$\Delta T_l$  Incerteza na leitura de  $T_l$

A Tabela 3 apresenta o resultado para os oito termopares.

**Tabela 3 - Equações de correção para a leitura dos termopares**

Termopar	Equação da reta	Equação de correção	R <sup>2</sup>
1	$Tr = (1,0033 T_{11} + 0,338 \pm 0,047)^\circ\text{C}$	$T_1 = (1,0033 T_{11} + 0,338 \pm 0,097)^\circ\text{C}$	0,9999
2	$Tr = (0,98826 T_{21} + 1,52 \pm 0,049)^\circ\text{C}$	$T_2 = (0,98826 T_{21} + 1,297 \pm 0,099)^\circ\text{C}$	1,0
3	$Tr = (0,998 T_{31} + 1,52 \pm 0,049)^\circ\text{C}$	$T_3 = (0,998 T_{31} + 1,52 \pm 0,099)^\circ\text{C}$	0,9999
4	$Tr = (0,9768 T_{41} + 2,131 \pm 0,047)^\circ\text{C}$	$T_4 = (0,9768 T_{41} + 2,131 \pm 0,097)^\circ\text{C}$	1,0
5	$Tr = (0,9838 T_{51} + 0,338 \pm 0,049)^\circ\text{C}$	$T_5 = (0,9838 T_{51} + 0,1132 \pm 0,099)^\circ\text{C}$	0,9998
6	$Tr = (0,9808 T_{61} + 0,338 \pm 0,131)^\circ\text{C}$	$T_6 = (0,9808 T_{61} + 0,3114 \pm 0,181)^\circ\text{C}$	0,9999
7	$Tr = (1,003 T_{71} + 0,331 \pm 0,076)^\circ\text{C}$	$T_7 = (1,003 T_{71} + 0,331 \pm 0,126)^\circ\text{C}$	0,9999
8	$Tr = (0,9762 T_{81} + 0,401 \pm 0,130)^\circ\text{C}$	$T_8 = (0,9762 T_{81} + 0,401 \pm 0,180)^\circ\text{C}$	0,9997

Em que:

Tr = valor corrigido, sem levar em consideração o erro dos termômetros utilizados como referência

T<sub>1</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 1

T<sub>2</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 2

T<sub>3</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 3

T<sub>4</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 4

T<sub>5</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 5

T<sub>6</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 6

T<sub>7</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 7

T<sub>8</sub> = Temperatura mais provável para o termopar 8

T<sub>11</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 1

T<sub>21</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 2

T<sub>31</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 3

T<sub>41</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 4

T<sub>51</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 5

T<sub>61</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 6

T<sub>71</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 7

T<sub>81</sub> = Temperatura lida na tela do computador para o termopar 8

Segundo MOFFAT (1988) os termos na equação da incerteza menores que 1/3 do maior termo podem ser geralmente desprezados. Por essa razão, o erro cometido na leitura das temperaturas de referência foi desprezado. Este fato aconteceu para os oito termopares. Por

isso, para as medições de temperatura considerou-se só o valor da incerteza, devido à aferição dos termômetros de referência e o erro obtido pela aplicação da regressão linear.

É importante salientar que o alto valor de  $R^2$  se deve ao fato da faixa de aferição ser bem restrita e ter sido repetida inúmeras vezes.

### **6.10 Cálculo do coeficiente de performance**

Em todo sistema busca-se alcançar o maior benefício possível com o menor gasto. Como em uma bomba de calor o objetivo principal é o fornecimento de calor à fonte quente, o ideal é que isso ocorra com o menor gasto de energia no compressor. Para tanto, o sistema deve ser otimizado, visando retirar a maior quantidade possível da fonte fria, sem aumentar demasiadamente o trabalho do compressor.

Portanto, para se determinar o rendimento de uma bomba de calor, deve-se calcular a razão entre a potência do compressor e o fluxo de calor entregue à fonte quente ou usar a energia fornecida ao compressor e a quantidade de calor fornecida pela fonte quente. Esse rendimento em bombas de calor normalmente é conhecido como coeficiente de performance ou COP. Assim sendo, para bomba de calor, tem-se:

$$\text{COP} = \text{calor entregue pela fonte quente} / \text{trabalho de compressor}; \text{ ou}$$

$$\text{COP} = \text{fluxo de calor entregue pela fonte quente} / \text{potência do compressor}.$$

O erro cometido na avaliação do COP será tanto maior quanto o erro cometido ao apurar as medidas das grandezas utilizadas no seu cálculo.

No projeto, o responsável pela entrega do calor à fonte quente é o trocador de calor, usado como condensador, que aquecerá a água para banho. Logo, para avaliar a quantidade de

calor entregue pela fonte quente, basta calcular o volume de água aquecida em um determinado tempo e a variação de sua temperatura.

Para minimizar os erros, adotou-se o critério de buscar a média de várias medidas durante um tempo relativamente longo, conforme explicado anteriormente. Assim, para a medida de variação de temperatura da água para banho foi introduzido um termopar na entrada do evaporador e outro na saída. Para avaliar a quantidade de água aquecida, buscou-se sempre um tempo suficiente para que o volume se aproximasse o máximo possível de vinte litros. Para a medida de consumo de energia elétrica, os procedimentos foram explicados anteriormente.

Logo, o valor real do COP será:

$$COP = \frac{(\dot{m}_a \pm \Delta \dot{m}_a) * c_p * [(T_s \pm \Delta T_s) - (T_e \pm \Delta T_e)]}{P_c \pm \Delta P_c} \quad (104)$$

### 6.11 Análise dos resultados

Realizaram-se vários testes, primeiro com o compressor alternativo e, posteriormente, com o compressor rotativo, simulando condições normais de uso durante todas as estações do ano e erros de operação. Em ambos os casos, testou-se a resistência do equipamento para avaliar a robustez do sistema, levando-se em conta o seguinte procedimento: manteve-se o equipamento ligado em potência máxima por duas horas diárias durante cinco dias consecutivos, e o equipamento operou normalmente, sem apresentar falhas ou fadigas, mesmo com variação de tensão de alimentação de  $\pm 5\%$ .

Durante o período de testes, buscou-se o aproveitamento das condições normais do local onde está instalado o equipamento, realizando-se, inclusive, vários testes no período noturno.

Quando as condições locais não permitiram a realização dos testes previstos - normalmente por se encontrar a temperatura da água acima do esperado - foram utilizados artifícios para baixar a temperatura da água, de forma a permitir a realização de testes na temperatura prevista. Realizaram-se testes com temperaturas da água da fonte fria e de entrada da alimentação do chuveiro de 14 °C a 26 °C, com intervalos variados, tendo em vista que os valores reais só puderam ser calculados após a correção com as curvas de aferição da Tabela 11.

Para cada faixa de temperatura manteve-se o sistema em funcionamento até se alcançar um regime estacionário e, a partir daí, passou-se à coleta de dados. Os dados referentes às temperaturas de entrada e saída de água do evaporador e do condensador foram coletados através do *datalogger* e armazenados automaticamente em planilhas eletrônicas. Os dados referentes ao consumo de energia foram apurados concomitantemente aos de vazão de água, com a cooperação de um ajudante.

A vazão de refrigerante foi variada através do registro usado como válvula de expansão, até se obter o rendimento máximo na menor temperatura prevista para o projeto.

Ademais, a vazão da água do chuveiro e da água da fonte fria foi variada de forma a se obter dados suficientes à avaliação do protótipo.

As tabelas 4, 5, 6, 7, 8, 9 e 10 encerram o consumo de energia, a vazão de água para banho, a temperatura de entrada e saída da água de banho, a temperatura de entrada e saída da água da fonte fria e a temperatura do refrigerante em todos os pontos de entrada e saída em várias condições de uso do equipamento, indicando o COP obtido em cada situação.

Tabela 4

Temperatura de entrada da água próxima de 14°C compressor alternativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição máxima								
Ponto	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
	T <sub>sae</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	8,5	12,6	12,9	36,0	8,1	1,4	29,2	71,2
	8,4	12,5	12,8	35,9	8,2	1,5	29,1	72,1
	8,6	12,6	12,2	35,9	7,9	1,4	28,9	72,5
	8,5	12,6	12,2	36,0	8,1	1,6	28,9	73,1
	8,6	12,6	12,2	36,0	8,0	1,5	29,0	72,1
	8,7	12,6	12,2	36,1	7,9	1,2	28,8	72,5
	8,6	12,6	12,5	36,1	8,0	1,3	28,9	71,8
	8,5	12,8	12,8	36,1	7,9	1,5	29,1	72,5
	8,5	12,7	12,6	36,1	8,1	1,4	28,8	73,1
	8,6	12,6	12,7	36,2	8,1	1,3	28,7	72,5
	8,5	12,5	12,6	36,0	8,2	1,3	29,1	72,6
	8,7	12,6	12,6	36,2	8,0	1,2	28,9	73,2
	8,5	12,5	12,5	36,1	8,1	1,4	29,1	73,3
MSC	8,55	12,60	12,52	36,05	8,05	1,38	28,96	72,50
MC	8,92	13,97	14,02	37,35	8,25	1,70	29,38	71,18
Fluxo de água pelo evaporador					11,40	l/min	0,19	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					5,05	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					4012,30	±	155,66	W
Fluxo de água para banho					3,30	l/min	0,06	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					23,33	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					5363,65	±	45,06	W
Potência média do sistema compressor mais bomba							1370,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					3,92	±	0,03	
Obs	A pressão no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma não consome energia na potência máxima								
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela 11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela 11							

Tabela 5

Temperatura de entrada da água próxima de 18°C compressor rotativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição máxima								
Ponto	1	2	3	4	5	6	7	8
	T <sub>sae</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	12,9	16,9	16,6	39,6	13,4	3,8	17,9	105,7
	12,8	16,8	16,4	39,5	13,8	3,6	17,9	105,9
	13,1	17,1	16,6	39,6	13,4	3,9	18,1	106,1
	13,0	17,2	16,6	39,6	13,5	4,2	17,9	106,2
	12,9	17,1	16,4	39,5	13,1	3,7	17,9	106,4
	13,1	17,0	16,6	39,6	12,8	4,2	17,7	106,4
	12,8	16,9	16,6	39,5	13,1	3,9	17,9	106,1
	12,9	16,7	16,6	39,5	12,9	3,7	17,9	106,7
	12,9	16,4	16,6	39,4	13,2	3,7	18,1	106,4
	12,8	16,5	16,6	39,4	13,1	3,9	17,9	106,7
	12,6	16,5	16,6	39,2	13,0	3,7	18,2	106,5
	12,6	16,2	16,6	39,1	12,9	3,6	18,2	106,6
	12,7	16,7	16,6	39,3	12,9	3,7	17,9	107,2
MSC	12,85	16,77	16,57	39,45	13,16	3,82	17,96	106,38
MC	13,23	18,09	18,06	40,66	13,29	4,08	18,35	104,25
Fluxo de água pelo evaporador					11,80	l/min	0,20	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					4,86	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					3993,68	±	161,13	W
Fluxo de água para banho					3,40	l/min	0,06	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					22,61	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					5354,59	±	46,43	W
Potência média do sistema compressor mais bomba							1320,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					4,06	±	0,04	
Obs	A pressão medida no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
	Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma não consome energia na potência máxima							
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela 11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela 11							

TABELA 6

Temperatura de entrada da água próxima de 20 °C compressor rotativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição máxima								
Ponto	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>eaac</sub> °C	T <sub>eaac</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	14,7	18,1	18,3	38,8	11,7	4,5	18,7	112,0
	14,7	18,2	18,1	38,8	11,8	4,4	18,4	112,2
	14,6	18,3	18,0	38,9	11,8	4,4	18,6	112,4
	14,7	18,4	18,0	38,9	12,1	4,6	18,6	112,6
	14,5	18,6	18,1	38,9	12,4	4,8	18,4	112,8
	14,7	18,8	18,1	38,9	12,6	4,8	18,4	112,9
	14,8	18,9	18,1	38,8	12,8	4,9	18,6	113,0
	14,8	18,8	18,1	38,8	13,1	4,8	18,4	113,3
	14,8	19,1	18,3	39,0	13,3	4,9	18,6	113,5
	14,9	18,9	18,3	39,1	13,4	4,8	18,6	113,5
	14,9	18,8	18,4	39,1	13,5	5,0	18,7	113,6
	14,8	18,7	18,4	39,0	13,5	4,9	18,7	113,7
	14,9	18,4	18,4	39,0	13,4	4,9	18,7	114,0
MSC	14,75	18,62	18,20	38,92	12,72	4,75	18,57	113,04
MC	15,14	19,92	19,68	40,15	12,85	4,99	18,96	110,75
Fluxo de água pelo evaporador					11,80	l/min	0,20	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					4,78	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					3926,44	±	161,13	W
Fluxo de água para banho					3,70	l/min	0,06	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					20,47	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					5275,83	±	50,52	W
Potência média do sistema compressor mais bomba							1360,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					3,88	±	0,04	
Obs	A pressão medida no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
	Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma não consome energia na potência máxima							
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela11							

TABELA 7

Temperatura de entrada da água próxima de 22,5°C compressor alternativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição máxima								
Ponto	1	2	3	4	5	6	7	8
	T <sub>sae</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	16,70	20,80	21,10	43,30	12,80	8,60	26,20	87,70
	16,70	20,70	21,00	43,50	12,90	8,70	26,30	87,10
	16,80	20,80	21,20	43,60	13,10	8,70	26,50	86,60
	16,80	20,70	21,20	43,70	12,90	8,70	26,70	86,30
	16,80	20,80	21,20	43,60	12,80	8,50	26,70	86,00
	16,80	20,80	21,10	43,50	13,10	8,70	26,70	85,40
	16,70	20,80	21,10	43,60	13,10	8,70	26,70	85,30
	16,70	20,70	21,10	43,50	12,80	8,60	26,70	85,20
	16,70	20,70	21,10	43,60	12,70	8,60	26,70	85,00
	16,80	20,70	21,10	43,50	12,90	8,60	26,50	84,60
	16,70	20,70	21,20	43,70	12,90	8,60	26,50	84,50
	16,80	20,80	21,00	43,70	12,60	8,60	26,40	84,40
	16,70	20,80	21,00	43,50	12,80	8,50	26,50	84,30
MSC	16,75	20,75	21,11	43,56	12,88	8,62	26,55	85,57
MC	17,14	22,03	22,59	44,68	13,01	8,80	26,96	83,93
Fluxo de água pelo evaporador					11,85	l/min	0,20	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					4,89	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					4037,58	±	161,81	W
Fluxo de água para banho					3,50	l/min	0,06	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					22,10	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					5387,85	±	47,79	W
Potência média do sistema compressor mais bomba							1370,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					3,93	±	0,03	
Obs	A pressão medida no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
	Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma não consome energia na potência máxima							
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela11							

TABELA 8

Temperatura de entrada da água próxima de 25 °C compressor rotativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição 50%								
Ponto	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
	T <sub>sae</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	18,3	20,7	23,7	39,7	16,8	6,5	31,3	90,6
	18,3	20,7	23,7	39,7	16,4	6,2	31,3	90,6
	18,2	20,7	23,7	39,7	16,4	6,6	31,3	90,6
	18,3	20,7	23,7	39,7	16,4	6,4	31,3	90,5
	18,2	20,7	23,7	39,8	16,3	6,3	31,3	90,6
	18,2	20,5	23,7	39,8	16,2	6,0	31,3	90,6
	18,1	20,7	23,8	39,8	16,3	6,6	31,4	90,7
	18,4	20,9	23,2	39,9	16,4	6,3	31,4	91,0
	18,7	21,4	22,9	40,0	16,4	5,8	31,2	91,0
	19,1	21,8	24,2	39,9	16,8	5,6	31,1	91,4
	19,4	22,1	25,0	39,9	16,9	5,8	31,3	91,4
	20,0	22,4	25,2	40,1	17,4	5,7	31,8	91,5
	20,2	22,5	23,6	39,9	17,6	6,0	32,0	91,5
MSC	18,72	21,22	23,85	39,84	16,64	6,14	31,38	90,92
MC	19,12	22,49	25,33	41,05	16,71	6,36	31,81	89,16
Fluxo de água pelo evaporador					10,20	l/min	0,17	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					3,36	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					2390,07	±	139,28	W
Fluxo de água para banho					3,00	l/min	0,05	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					15,72	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					3285,29	±	40,96	W
Potência média do sistema compressor mais bomba							830,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					3,96	±	0,05	
Obs	A pressão no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
	Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma só consome energia quando fecha							
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela11							

TABELA 9

Temperatura de entrada da água próxima de 25 °C compressor rotativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição 75%								
Ponto	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
	T <sub>sae</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>ea</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	18,9	20,9	23,5	39,1	19,8	5,8	29,3	88,8
	18,7	20,8	23,5	39,0	19,7	5,1	29,7	89,2
	18,8	20,9	23,5	39,1	19,6	5,6	29,8	89,2
	18,8	20,9	23,6	39,1	19,7	5,1	29,9	89,3
	18,8	20,8	23,6	39,2	19,6	5,2	30,0	89,5
	18,7	20,9	23,7	39,4	19,8	5,1	29,9	89,5
	18,7	20,9	23,7	39,4	19,7	5,6	32,3	89,8
	18,8	20,9	23,5	39,5	19,6	5,9	32,4	89,8
	18,6	20,8	23,7	39,6	19,6	6,3	32,6	90,0
	18,8	20,8	23,7	39,6	18,6	6,9	32,1	90,0
	18,7	20,7	23,5	39,6	17,6	6,9	31,8	90,2
	18,4	20,9	23,5	39,6	17,3	6,8	32,0	90,2
	18,5	20,8	23,7	39,6	16,9	6,2	31,4	90,3
MSC	18,7	20,8	23,6	39,4	19,0	5,9	31,0	89,7
MC	19,11	22,12	25,07	40,59	19,07	6,11	31,44	87,94
Fluxo de água pelo evaporador					11,90	l/min	0,20	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					3,01	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					2498,70	±	162,49	W
Fluxo de água para banho					3,35	l/min	0,06	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					15,52	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					3622,52	±	45,74	W
Potência média do sistema compressor mais bomba							1040,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					3,48	±	0,04	
Obs	A pressão medida no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
	Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma só consome energia quando fecha							
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela11							

TABELA 10

Temperatura de entrada da água próxima de 26 °C compressor alternativo								
Ponto de leituras conforme figuras 13,14,24,25,27,30								
Valores para potência ajustada para posição 25%								
Ponto	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
	T <sub>sae</sub> °C	T <sub>eaec</sub> °C	T <sub>eaec</sub> °C	T <sub>sac</sub> °C	T <sub>sre</sub> °C	T <sub>ere</sub> °C	T <sub>src</sub> °C	T <sub>erc</sub> °C
	13,4	16,7	25,0	38,5	13,8	5,9	31,8	76,8
	13,5	16,8	24,9	38,5	13,7	5,9	31,6	77,0
	13,4	16,7	25,0	38,4	13,6	5,8	31,8	77,1
	13,4	16,8	24,9	38,7	13,7	6,1	31,7	77,2
	13,4	16,6	25,0	38,5	13,8	6,2	31,8	77,4
	13,4	16,7	25,1	38,7	13,7	6,0	31,6	77,5
	13,4	16,6	25,0	38,5	13,8	6,2	31,8	77,8
	13,5	16,8	25,1	38,5	13,6	6,1	31,5	77,8
	13,4	16,7	25,0	38,4	13,7	6,3	31,6	78,0
	13,5	16,6	25,0	38,5	13,6	6,2	31,8	78,2
	13,3	16,7	25,2	38,6	13,8	6,0	31,8	78,3
	13,4	16,5	25,0	38,5	13,8	6,2	31,2	78,3
	13,4	16,7	25,0	38,4	13,6	5,9	31,8	78,7
MSC	13,42	16,68	25,02	38,52	13,71	6,06	31,68	77,70
MC	13,80	18,01	26,49	39,75	13,82	6,28	32,10	76,25
Fluxo de água pelo evaporador					6,85	l/min	0,11	kg/s
Diferença de temperatura no evaporador					4,21	±	0,20	°C
Fluxo de calor retirado pelo evaporador					2009,60	±	93,53	W
Fluxo de água para banho					2,95	l/min	0,05	kg/s
Diferença de temperatura no condensador					13,27	±	0,20	°C
Fluxo de calor cedido pelo condensador					2726,69	±	40,28	W
COP baseado no ciclo					3,93	±	0,68	
Potência média do sistema compressor mais bomba							690,00	W
COP do sistema completo (inclui bomba)					3,95	±	0,06	
Obs	A pressão no ponto 5 assegura que é vapor superaquecido							
	Por ser a válvula solenóide do tipo normalmente aberta, a mesma só consome energia quando fecha							
MSC	Média das temperaturas sem correções com equações da tabela 11							
MC	Média das temperaturas já corrigidas com equações da tabela 11							

Ressalte-se que as Tabelas 4 a 10 encerram apenas uma amostragem dos dados colhidos. Devido à capacidade do *datalogger* de coletar uma amostragem por segundo de teste e ao fato de terem sido efetuados testes em inúmeras situações de uso e durante um vasto período, obteve-se a coleta de milhares de dados e a reprodução da totalidade desses dados colhidos no bojo desse trabalho é inviável.

Transcorrido o período de testes, analisando-se os dados apurou-se que o protótipo apresentou o rendimento esperado, qual seja, próximo de 75% do calor entregue à água de banho foi cedido pela fonte fria, satisfazendo plenamente às necessidades do usuário, tanto com relação à vazão de água dispensada pelo crivo, quando aos cinco níveis de temperatura.

O protótipo apresentou um grau de conforto superior em comparação a um chuveiro elétrico com potência de 5600 W, permitindo cinco níveis de ajuste, com um consumo até 25% da energia gasta pelo chuveiro elétrico. Ademais, ressalte-se a segurança do equipamento quanto ao risco de choque elétrico e à possibilidade de se alterar a potência sem que o equipamento seja desligado.

Assim sendo, a viabilidade técnica do projeto restou demonstrada, dentro das expectativas propostas: aproveitamento energético através da bomba de calor, com uma redução significativa na utilização de energia elétrica para aquecimento de água para banho.

### **6.12 Análise da variação do COP com as condições de uso**

Em variadas simulações das condições de uso, o COP do equipamento variou numa margem relativamente pequena, sendo afetado pela potência do compressor (que foi variada

através do controle de fluxo de refrigerante), tipo de compressor, temperatura e vazão de entrada da água de banho, temperatura da fonte fria, etc.

Os resultados obtidos para algumas condições podem ser vistos pelo gráfico que estabelece a relação entre o COP e a temperatura da fonte fria (Fig.44). Nota-se, que o COP diminui na medida em que a temperatura da fonte fria diminui; porém, mesmo em condições desfavoráveis, o COP esteve próximo de 4. O gráfico da Figura 44 foi obtido com a temperatura de entrada de água no condensador a 23°C e de saída a 37,0 °C, com potência ajustada para 50% e fluxo de água variando em torno 3,5 l/min.

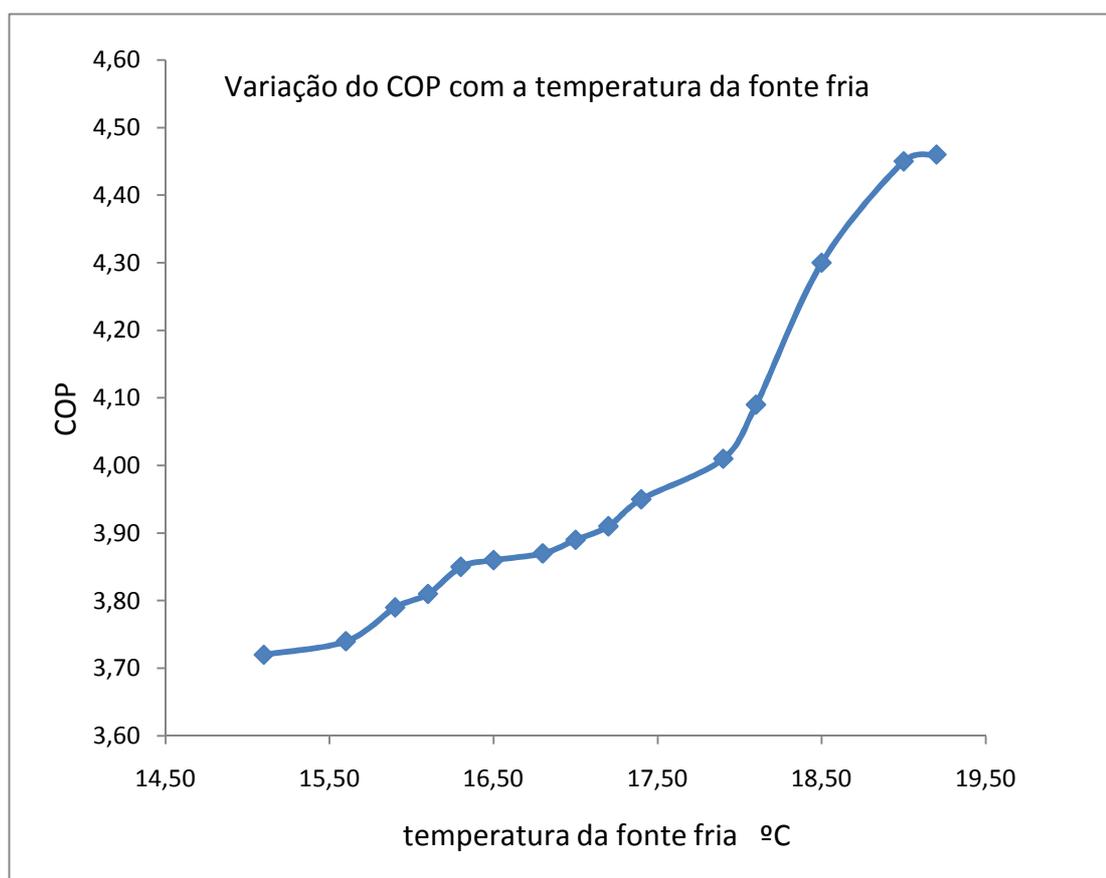


Figura 44 – Gráfico da relação entre COP e temperatura da fonte fria.

## **7 ESTUDO DA VIABILIDADE FINANCEIRA**

### **7.1 Custo do protótipo**

Na avaliação do custo do protótipo adotou-se o valor de varejo para os componentes, uma vez que o valor de atacado depende do número de unidades adquiridas e das condições tributárias aplicada à classe do produto.

A praça onde os componentes foram adquiridos é a cidade de Belo Horizonte, um centro bem desenvolvido no que concerne ao comércio de peças e equipamentos. Para tanto, efetuou-se uma prévia pesquisa de preços em pelo menos três lojas especializadas no item a ser adquirido.

No projeto, a avaliação do custo da mão-de-obra envolvida na fabricação e instalação do protótipo restou prejudicada em razão dos seguintes fatos: na montagem e preparação do aparato experimental não foi utilizada mão-de-obra de terceiros; como a maioria dos componentes não foi encontrada no mercado, procedeu-se à sua confecção, fato que dificulta a avaliação do número de horas empregadas na sua fabricação.

Ademais, a mensuração do custo da mão-de-obra está diretamente ligada ao nível de automação a ser empregado na fabricação do protótipo em série e da quantidade de componentes industrializados.

Ressalte-se, ainda, que em um possível processo de fabricação em série, vários componentes do protótipo poderão ser suprimidos e ou substituídos, como por exemplo: as conexões de latão poderão ser substituídas por solda; as curvas de 45° poderão ser substituídas por curvas nos canos de PVC; uma das caixas d'água de 500 litros poderá ser suprimida, dependendo da temperatura de inverno do local da instalação e a caixa d'água existente no imóvel onde for instalado o chuveiro poderá ser utilizada como fonte fria.

A Tabela 11 apresenta o custo básico dos itens utilizados no protótipo e o custo final total.

**TABELA 11**  
**CUSTOS DO PROTÓTIPO**

<b>Item</b>	<b>Referência</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Valor</b>	<b>Total</b>
Cano de cobre 1/2	263gramas/ metro	1.150 gramas	R\$32,00/kg	R\$36,80
Cano de cobre 5/16	158gramas/metro	900 gramas	R\$32,00/kg	R\$28,80
Tubo capilar	Parede lisa	1,5 metros	R\$4,20/ metro	R\$6,30
Cano de PVC 20 mm	Cola	18,0 metros	R\$7,00/6m	R\$21,00
TÊ PVC 20 mm	Cola	12,0 unidades	R\$0,50/cada	R\$6,00
Joelho PVC 20 mm	Cola	1,0 unidade	R\$0,35/cada	R\$0,35
Compressor	12000 BTU	1,0 unidade	R\$ 320,00/cada	R\$320,00
Adaptador mangueira	20 mm	8,0 unidades	R\$0,80/cada	R\$6,40
Luva cola/rosca	20 mm/1/2	8,0	R\$0,80/cada	R\$6,40
Registro PVC 20 mm	20 mm	1,0	R\$4,50/cada	R\$4,50
Abraçadeira	5/8 polegada	16	R\$0,50/cada	R\$8,00
Válvula registro	1/4 polegada	1,0	R\$ 15,00/cada	R\$ 15,00
Válvula solenóide	220 V	1,0	R\$ 38,00/cada	R\$ 38,00
Conexões de latão	5/16 polegada	4,0	R\$2,80/cada	R\$ 11,20
Conexões de latão	1/2 polegada	1,0	R\$3,80/cada	R\$3,80
Sistema de controle	Gerador de pulsos	1,0	R\$ 25,00	R\$ 25,00
Chuveiro	Sem resistência	1,0	R\$18,00	R\$18,00
Solda e gás para solda				R\$20,00
Caixas d'água	500 litros	2,0	R\$118,00/cada	R\$236,00
Curva de 45° PVC	Cola	20,0	R\$0,45/cada	R\$9,00
Refrigerante	R22	1.000 gramas	R\$12,00/Kg	R\$12,00
Total				R\$832,55

## 7.2 Análise da viabilidade financeira

Considerando uma família de cinco pessoas e cada indivíduo tomando um banho diário com dez minutos de duração, usando um chuveiro de potência média de 4800 W, tem-se que o gasto de energia elétrica mensal referente ao banho dessa família será:

$$E = \frac{4800W * 50 * h * 30}{60} = 120000Wh / mês \quad (105)$$

Sendo o custo médio do kWh para essa família, R\$0,58, tem-se que a despesa mensal referente à energia elétrica consumida pelo chuveiro será:

$$\frac{120kWh}{mês} * \frac{R\$0,58}{kWh} = R\$69,60 / mês \quad (106)$$

Admitindo um COP médio de 3,8, tem-se que a economia mensal será:

$$\left(1 - \frac{1}{3,8}\right) * \frac{120kWh}{mês} * \frac{R\$0,58}{kWh} = R\$51,28 / mês \quad (107)$$

O tempo para amortização do investimento, considerando taxa de juros de 1,8% ao mês, valor normalmente praticado por instituições financeiras para financiamento direcionado a aquisição de moradia, será:

$$\left(\frac{1}{1+i}\right)^n = 1 - \frac{i * capital}{amortização} \quad (108)$$

$$n * \ln\left(\frac{1}{1+i}\right) = \ln\left(1 - \frac{i * capital}{amortização}\right) \quad (109)$$

$$n = \frac{\ln\left(1 - \frac{i * capital}{amortização}\right)}{\ln\left(\frac{1}{1+i}\right)} \quad (110)$$

$$n = \frac{\ln\left(1 - \frac{0,018 * 832,55}{51,28}\right)}{\ln\left(\frac{1}{1+0,018}\right)} = 19,4 \text{ meses} \quad (111)$$

Em que:

$i$  = taxa de juros

$n$  = número de meses

Levando-se em consideração que a duração do equipamento é compatível com a vida útil de um ar condicionado, tem-se que o tempo de retorno garante a viabilidade da

substituição dos chuveiros elétricos por bomba de calor para a maioria das residências de média e alta renda.

Ademais, fabricação em série diminuirá os custos da montagem do equipamento, o que o tornará ainda mais atrativo, em comparação aos tradicionais chuveiros elétricos. Além disso, o aproveitamento do reservatório de água já existente no imóvel reduzirá o custo e, conseqüentemente, o tempo de retorno do investimento.

Por fim, a facilidade de instalação da bomba de calor, a economia de energia elétrica propiciada e a liberação das centrais geradoras e linhas de transmissão e distribuição, principalmente no horário de pico, para usos mais nobres, são fatores que avalizam a implantação desse novo sistema.

Destarte, por todas as considerações explanadas, a viabilidade financeira do projeto é plausível, inclusive superando as expectativas iniciais quanto aos custos da montagem.

## 8 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos com o protótipo representam significativas perspectivas para o consumidor final e para a matriz elétrica do país.

Em comparação a um chuveiro elétrico com potência similar, o sistema apresenta consumo de até 25% da energia gasta pelo chuveiro elétrico. Assim, o rendimento apresentado pelo protótipo - 75% do calor entregue à água de banho provém da fonte fria – implica em efetiva economia de energia, independentemente das condições climáticas.

Ressalte-se que o equipamento satisfaz plenamente às necessidades do usuário, mantendo o mesmo conforto propiciado pelo chuveiro convencional, tanto com relação à vazão de água para o banho, quando aos cinco níveis ajuste de temperatura. Apresenta segurança quanto aos riscos de choque elétrico e sua potência pode ser alterada pelo usuário sem a necessidade de se desligá-lo.

A instalação do módulo em unidades residenciais dispensará alterações significativas na estrutura do imóvel e, portanto, será mais barata, se comparada ao sistema de aquecimento solar, uma vez que não necessita de tubulação especial e de reservatório de água para altas temperaturas. Ademais, a economia de energia elétrica propiciada é o bastante para amortizar o investimento inicial - cerca de um ano e meio para residências de média renda.

Sua implantação em unidades residenciais implicará numa melhora na qualidade vida das pessoas, na medida em que a economia de energia propiciada após a amortização vai repercutir no orçamento familiar, liberando montantes a serem gastos a outros fins.

A princípio, uso do equipamento em residências de baixa renda não apresenta vantagem direta para o consumidor, uma vez que o valor da tarifa nessa classe de renda é muito pequeno. Contudo, o sistema poderá ser subsidiado pelas concessionárias de energia ou

pelo Governo, uma vez que implica economia de investimento no setor elétrico e ganho ecológico, fatores que por si só justificam o subsídio.

Adotado em larga escala, o sistema acarretará significativa diminuição na demanda de ponta, liberando a matriz elétrica para atender ao setor produtivo nesse horário, evitando-se, assim, a necessidade de ampliação do parque gerador, do sistema de transmissão e distribuição de energia elétrica. Para exemplificar, o uso das centrais termoelétricas, tecnologia altamente impactante ao meio ambiente, mas que tem sido apontada como alternativa para atender a demanda no horário de pico, poderá ser postergada e a ampliação desse tipo de conversão de energia poderá ser adiada, propiciando, destarte, uma melhoria nas condições ambientais.

Sendo o Brasil um país continental e com um dos maiores níveis de insolação do mundo, esse potencial deve ser explorado e incentivado pelo Estado, e neste contexto, a aplicação de bombas de calor, que permitem o aproveitamento de calor a baixas temperaturas, com grande eficiência, deve ser objeto de contínuas pesquisas.

O aproveitamento do calor rejeitado pelos refrigeradores domésticos e pelos aparelhos de ar condicionado para pré-aquecimento para água de banho poderia diminuir ainda mais a potência necessária, de forma a se ter um chuveiro com consumo menor que o apresentado pelo protótipo, independentemente das condições climáticas, podendo ser implantado de Norte a Sul do Brasil, sem restrições.

Para tanto, pesquisas nesse campo devem ser aprofundadas e incentivadas, tais como: o uso de controle de velocidade do compressor; a fabricação de compressores exclusivamente desenvolvidos para este tipo de equipamento; a preparação de futuros imóveis para operar com este tipo de chuveiro, etc. Ademais, nas regiões de clima ameno, compressores com potência compatível com a energia gerada por painéis fotovoltaicos poderão vir a serem

utilizados, tendo como subproduto água gelada para uso doméstico, economizando-se a energia consumida pelo refrigerador.

## REFERÊNCIAS

ARAÚJO, M. L.; ROCHA, N. R. Aplicação de Bomba de Calor em Laticínios. Revista Instituto de Laticínios Cândido Tostes. Juiz de Fora/MG, V. 45, n. 267/272, 33-37p, 1990.

ASHRAE. Applied heat pump and heat recovery systems. Ashrae - Ashrae Handbook. Atlanta, Ashrae, 1996. Cap. 8. 22p.

ASHRAE, Handbook – Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997.

ASHRAE, HVAC Systems and Equipment Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2000.

ASHRAE, HVAC Applications Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2003.

BALDASSIN JÚNIOR, Ricardo. Uso racional de energia em fazendas leiteiras com bombas de calor. 2006. p. Dissertação de Mestrado – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, Brasil, 2006.

BATISTA, Henrique Gomes. Chuveiro ‘flex’ chegará a 2,6 milhões de casas. O Globo, 02 jun. 2010. Disponível em <<http://www.zapimoveis.mht.com.br>>. Acesso em: 05 jun.2010.

BERNIER, J. La pompe de chaleur – mode d’emploi. Pyc-Édition, Paris, França, 1979. 372p.

BOUMA, J. Heat Pump – Better by Nature. IEA Heat Pump Centre Newsletter. Holanda, v(20), n.2, 10-27p, 2002. Disponível em: <<http://www.heatpumpcentre.org/nwletrr/download/N2002.pdf>>. Acesso em : 05 Out. 2008.

Brasil. Ministério de Minas e Energia. Balanço Energético Nacional. Brasília: MME, 2003

CEMIG. Companhia Energética de Minas Gerais. Disponível em: <<http://www.cemig.com.br>>. Acesso em: 18 Set. 2008.

Climatologia de São João Del Rei. Disponível em: <<http://jornaldotempo.uol.com.br/previsaodotempo.html/brasil/saojoadelrei-mg/>>. Acesso em 25 mar. 2007.

ÇOMAKLI, Ö., *et al.* Heat pump utilization in milk pasteurization. Energy Conversion & Management. Elsevier Science Ltd. V.35, n.2, p 91-96. 1994

COMPET. Programa de Racionalização do Uso dos Derivados de Petróleo e do Gás Natural. Disponível em: <<http://www.compet.gov.br/htm/indez4.htm>>. Acesso em 18 Set. 2008.

CORTEZ, L. A. B.; Neves Filho, L. C. Aplicação de bombas de calor na agricultura e na agroindústria brasileira. In: III congresso Nacional de Energia. Anais do Congresso, 1996, La Serena, Chile, 17-19 de abril de 1996, p. 337-343.

ELETROPAULO. Disponível em: <<http://www.eletropaulo.com.br>>. Acesso em 15 Set. 2008.

ELETROBRÁS. Centrais Elétricas Brasileiras S.A. Disponível em <http://www.eletronbras.gov.br/procel/site/home/index.asp>>. Acesso em 15 Set. 2008

FANTINELLI, J. T. Tecnologia solar de interesse social e baixo custo para aquecimento de água na moradia. 179p. Dissertação de Mestrado em Energia – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.

IFET- Bahia. Apostila de Refrigeração. Campus Santo Amaro. Mar.2009 [s.a].

JORDAN, R.A. Desenvolvimento de uma bomba de calor água-água acionada a biogás para utilização em processos de aquecimento e resfriamento em laticínios visando à racionalização do uso de energia no nível de produção leiteira. 2005. 266 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2005.

LAZZARIN, R.M., Heat pumps in industry - I. Equipment. Heat Recovery Systems & VHP Elsevier Science Ltd. Great Britain, v. 14, n. 6, p. 581-597, 1994.

LIMA, Rafael Sene de. Análise numérica de condensadores do tipo arame-sobre-tubo usados em refrigeradores domésticos. 117 p. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2008.

MELO, Josué Pereira. Comparando alternativas para uso do gás canalizado, centrais termelétricas ou aquecimento de água em residências. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Itajubá. Área de conhecimento: Engenharia de Conservação de Energia. Itajubá, MG, Brasil, 2003.

MOFFAT, R.J., “Describing the Uncertainties in Experimental Results”,*Experimental Thermal and Fluid Science*,1, 3-17 (1988).

OLIVEIRA JR, S. 1985; Aplicações Industriais de bombas de calor – Metodologia para avaliação de desempenho, São Paulo, 172p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

PACCO, H.C., Desenvolvimento de um sistema de bomba de calor água/água para resfriamento e secagem de tomates. 2008. 178 p. Dissertação (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2008.

PROCEL, 2007: Pesquisa sobre uso e posse de equipamentos elétricos. Disponível em: <<http://www.eletrabras.gov.br/ELB/data/Pages/LUMISEB7EA1A1ITEMID44F7E9599DA046239C97072CC1E4206FPTBRIE.htm>>. Acesso em 12 set. 2008.

VENTURINI, O.J.; Pirani, M.J., Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás / PROCEL, 2005. v. 1. 316 p.

VOULO, J. H., Avaliação e expressão da incerteza em medição. Revista Brasileira de Ensino de Física, v.21, n.3, setembro 1999.

UFMG, 2001. Manual de Laboratório. Física Experimental II. 1º sem. 2001 [s.a].

UOL Notícias, 2009: Pane em Itaipu causa apagão em nove estados [s.a]. Disponível em: <<http://noticias.uol.com.br/cotidiano/2009/11/10/ult5772u6033.jhtm>>. Acesso em 11 set. 2009.

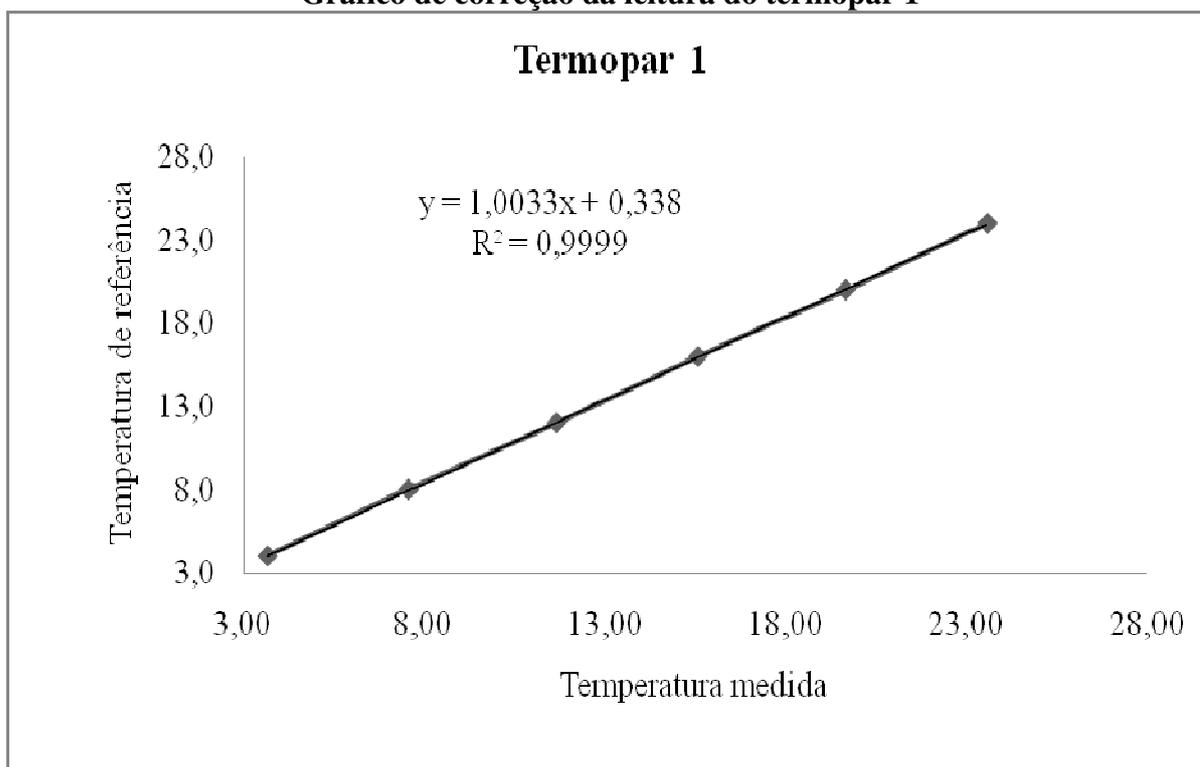
UOL Notícias, 2009: 18 Estados foram afetados pelo apagão [s.a]. Disponível em: <<http://noticias.uol.com.br/cotidiano/2009/11/11/ult5772u6050.jhtm>>. Acesso em 11 set. 2009.

## APÊNDICE A

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 1

	Termopar 1					
nº amostra	1	2	3	4	5	6
T. de ref.	4,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0
	3,7	7,6	11,7	15,6	19,6	23,5
	3,7	7,6	11,7	15,5	19,6	23,6
	3,7	7,6	11,6	15,6	19,7	23,5
	3,6	7,6	11,7	15,5	19,6	23,6
	3,7	7,6	11,7	15,6	19,7	23,6
	3,7	7,6	11,6	15,6	19,7	23,5
	3,6	7,6	11,7	15,6	19,6	23,6
	3,7	7,5	11,6	15,6	19,7	23,5
	3,7	7,6	11,7	15,5	19,6	23,6
	3,7	7,6	11,7	15,6	19,6	23,5
Média	3,68	7,59	11,67	15,57	19,64	23,55
d. padrão	0,042	0,032	0,048	0,048	0,052	0,053
$y = ax+b$	-0,030	0,047	-0,047	0,041	-0,043	0,034

### Gráfico de correção da leitura do termopar 1

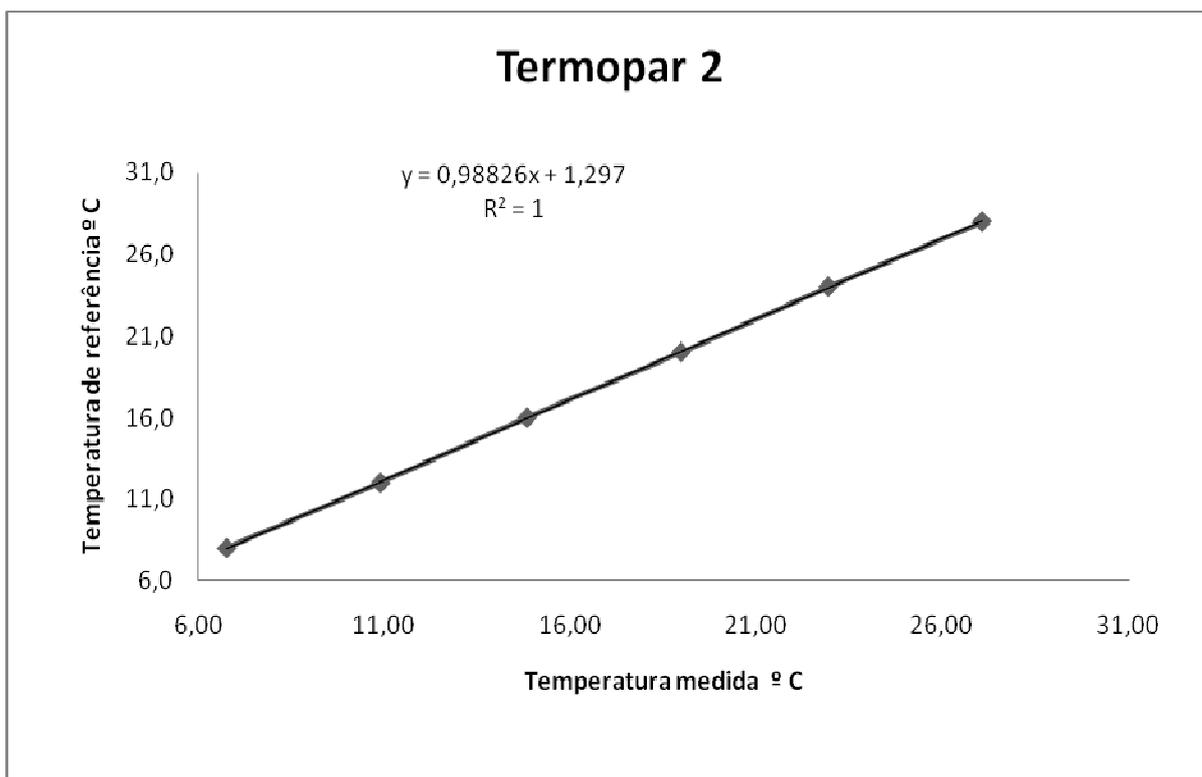


## APÊNDICE B

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 2

	<b>Termopar 2</b>					
n° amostra	1	2	3	4	5	6
T. ref.	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0
	6,7	10,9	14,8	18,9	22,9	27,0
	6,8	10,9	14,9	18,9	22,9	27,1
	6,7	10,9	14,8	19,0	22,9	27,1
	6,8	10,8	14,9	18,9	23,0	27,0
	6,7	10,9	14,8	19,0	23,0	27,0
	6,7	10,9	14,9	19,0	22,9	27,1
	6,8	10,9	14,8	19,0	23,0	27,1
	6,7	10,9	14,8	19,0	22,9	27,1
	6,7	10,8	14,8	19,0	22,9	27,1
	6,8	10,9	14,8	19,0	22,9	27,1
Média	6,74	10,88	14,83	18,97	22,93	27,07
d. padrão	0,052	0,042	0,048	0,048	0,048	0,048
y= ax+b	0,042	-0,049	0,047	-0,044	0,042	-0,049

### Gráfico de correção da leitura do termopar 2

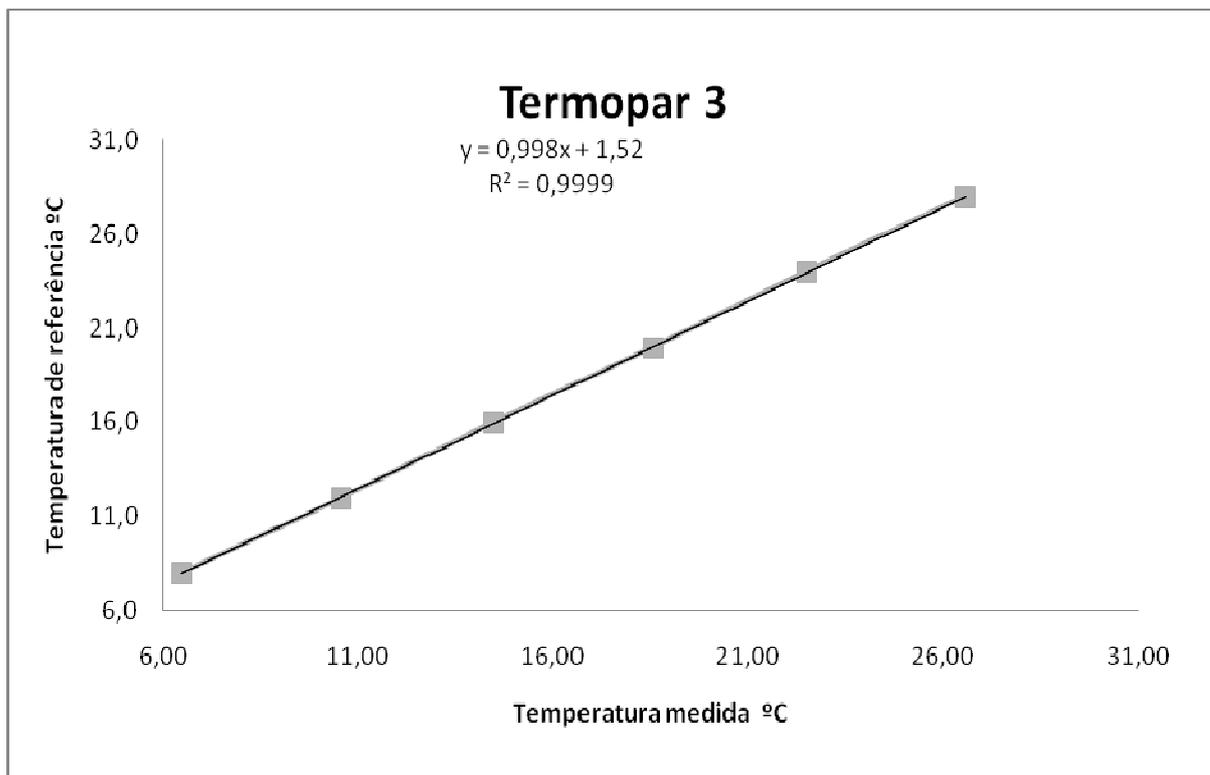


## APÊNDICE C

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 3

	<b>Termopar 3</b>					
n° amostra	1	2	3	4	5	6
T. de ref.	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0
	6,5	10,5	14,5	18,5	22,5	26,5
	6,4	10,6	14,4	18,6	22,5	26,6
	6,5	10,6	14,4	18,5	22,4	26,6
	6,4	10,5	14,5	18,6	22,5	26,6
	6,4	10,6	14,5	18,6	22,5	26,5
	6,5	10,5	14,4	18,5	22,5	26,5
	6,4	10,6	14,5	18,6	22,4	26,5
	6,4	10,6	14,4	18,5	22,5	26,6
	6,5	10,5	14,5	18,6	22,5	26,6
	6,5	10,5	14,5	18,6	22,5	26,6
Média	6,45	10,55	14,46	18,56	22,48	26,56
D. padrão	0,053	0,053	0,052	0,052	0,042	0,052
$y = ax+b$	0,043	-0,049	0,049	-0,043	0,045	-0,027

### Gráfico de correção da leitura do termopar 3

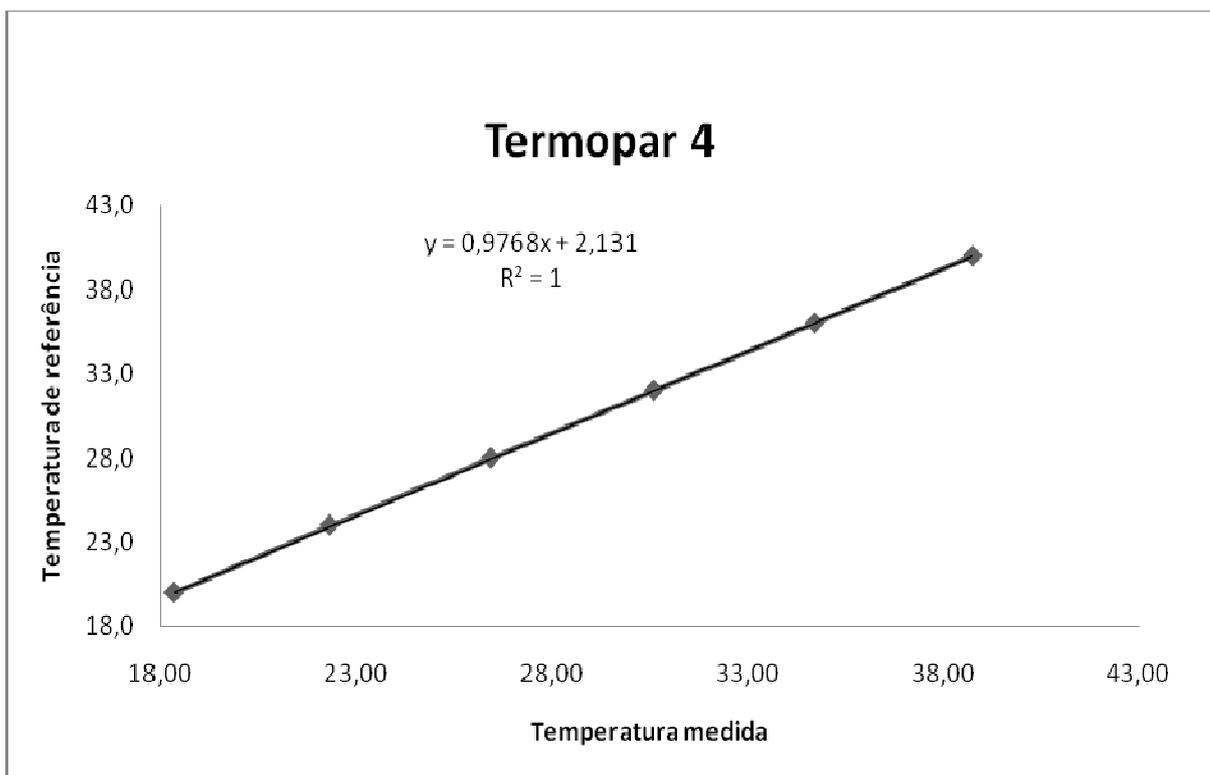


## APÊNDICE D

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 4

	<b>Termopar 4</b>					
n° amostra	1	2	3	4	5	6
T de ref.	20,0	24,0	28,0	32,0	36,0	40,0
	18,3	22,4	26,4	30,6	34,7	38,8
	18,3	22,3	26,4	30,6	34,7	38,8
	18,3	22,3	26,4	30,6	34,7	38,8
	18,3	22,3	26,4	30,6	34,7	38,8
	18,3	22,4	26,4	30,6	34,7	38,8
	18,4	22,4	26,4	30,6	34,7	38,8
	18,4	22,4	26,4	30,6	34,7	38,7
	18,3	22,3	26,6	30,6	34,7	38,7
	18,4	22,3	26,6	30,6	34,7	38,7
	18,4	22,3	26,5	30,6	34,7	38,7
Média	18,34	22,34	26,45	30,60	34,70	38,76
d. padrão	0,052	0,052	0,085	0,000	0,000	0,052
y = ax+b	-0,046	0,047	0,033	-0,021	-0,026	0,008

### Gráfico de correção da leitura do termopar 4

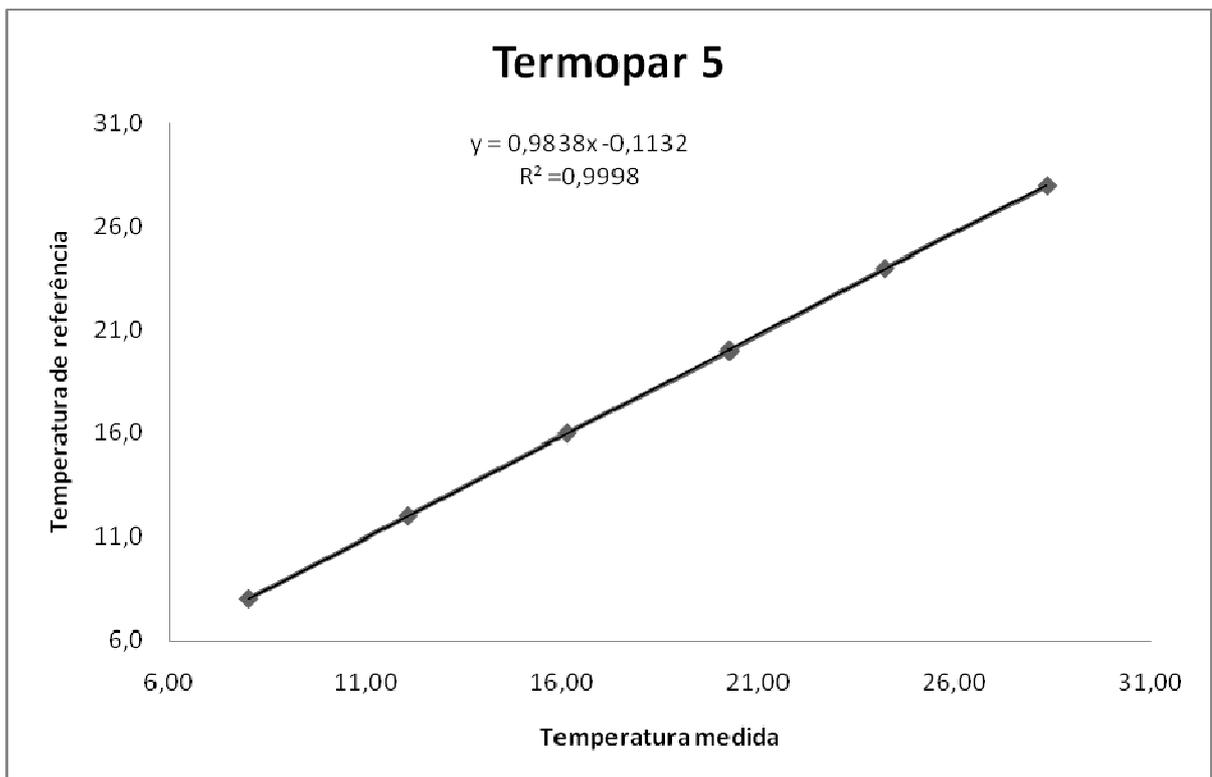


## APÊNDICE E

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 5

	Termopar 5					
n° amostra	1	2	3	4	5	6
T de ref.	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0
	8,1	12,1	16,1	20,2	24,2	28,3
	8,0	12,1	16,1	20,3	24,3	28,4
	8,0	12,1	16,1	20,3	24,2	28,3
	8,0	12,1	16,1	20,3	24,2	28,3
	8,0	12,1	16,1	20,3	24,3	28,4
	8,0	12,1	16,1	20,3	24,2	28,4
	8,0	12,0	16,2	20,2	24,2	28,4
	8,0	12,0	16,2	20,2	24,3	28,4
	8,1	12,1	16,1	20,3	24,2	28,4
	8,0	12,1	16,1	20,2	24,2	28,3
Média	8,02	12,08	16,12	20,26	24,23	28,36
d. padrão	0,042	0,042	0,042	0,048	0,048	0,049
y = ax+b	-0,005	0,005	0,027	-0,049	0,049	-0,017

### Gráfico de correção da leitura do termopar 5

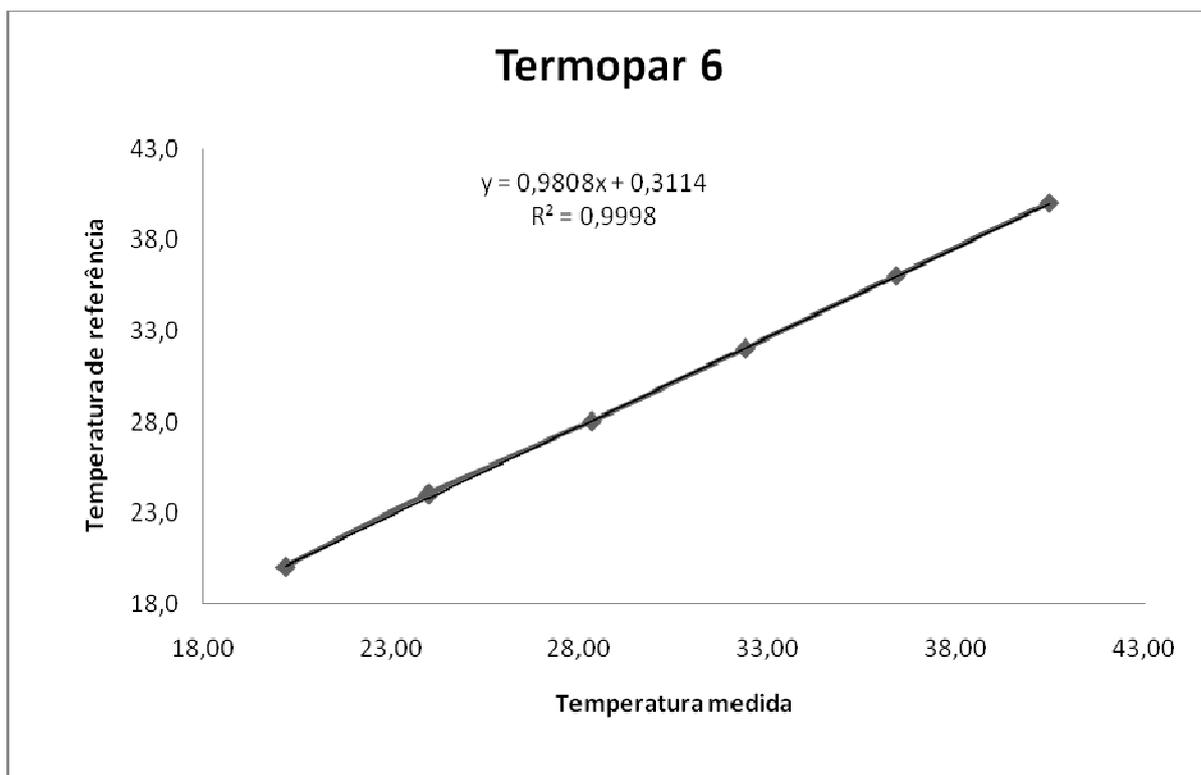


## APÊNDICE F

## Leituras de temperatura para aferição do termopar 6

	Termopar 6					
nº amostra	1	2	3	4	5	6
T de ref.	20,0	24,0	28,0	32,0	36,0	40,0
	20,2	24,0	28,2	32,4	36,4	40,5
	20,2	24,0	28,3	32,3	36,4	40,5
	20,1	23,9	28,3	32,4	36,4	40,5
	20,1	23,9	28,3	32,3	36,4	40,5
	20,2	24,0	28,3	32,4	36,4	40,4
	20,2	23,9	28,3	32,4	36,4	40,4
	20,2	24,0	28,3	32,3	36,3	40,4
	20,2	24,0	28,3	32,4	36,3	40,4
	20,1	24,0	28,3	32,4	36,4	40,4
	20,1	24,0	28,3	32,4	36,4	40,4
Média	20,16	23,97	28,29	32,37	36,38	40,44
d. padrão	0,052	0,048	0,032	0,048	0,042	0,052
$y = ax+b$	-0,13	0,131	-0,109	-0,113	-0,048	-0,033

## Gráfico de correção da leitura do termopar 6

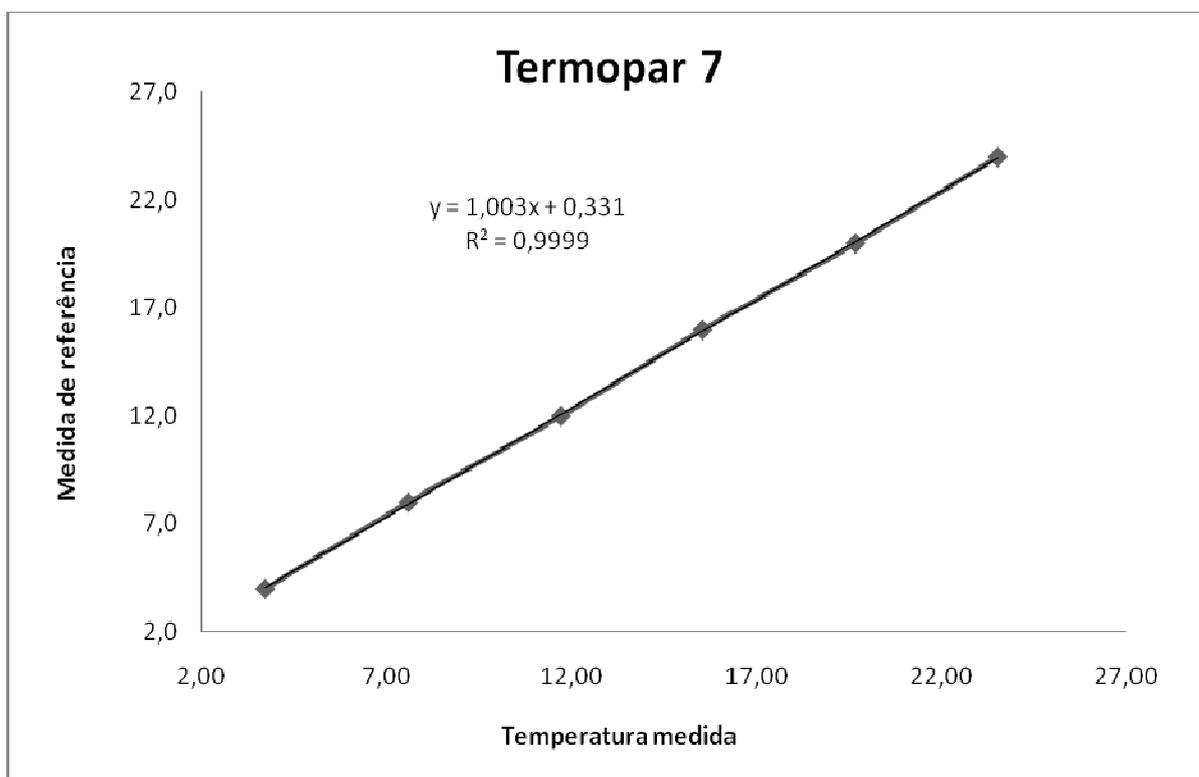


## APÊNDICE G

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 7

	Termopar 7					
n° amostra	1	2	3	4	5	6
T de ref.	4,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0
	3,7	7,6	11,7	15,6	19,7	23,5
	3,7	7,6	11,7	15,5	19,7	23,5
	3,7	7,6	11,8	15,6	19,7	23,5
	3,8	7,6	11,7	15,5	19,7	23,6
	3,7	7,5	11,7	15,6	19,6	23,5
	3,7	7,6	11,7	15,6	19,7	23,5
	3,8	7,5	11,7	15,5	19,6	23,6
	3,7	7,6	11,7	15,6	19,7	23,5
	3,7	7,5	11,7	15,5	19,6	23,6
	3,7	7,6	11,7	15,5	19,7	23,5
Média	3,72	7,57	11,71	15,55	19,67	23,53
d. padrão	0,042	0,048	0,032	0,053	0,048	0,048
$y = ax+b$	-0,062	0,076	-0,076	0,072	-0,060	0,071

### Gráfico de correção da leitura do termopar 7



## APÊNDICE H

### Leituras de temperatura para aferição do termopar 8

	Termopar 8					
n° amostra	1	2	3	4	5	6
T de ref.	56,0	60,0	64,0	68,0	72,0	76,0
	56,9	61,0	65,3	69,4	73,4	77,3
	56,9	60,9	65,3	69,3	73,5	77,4
	56,9	60,9	65,3	69,4	73,5	77,3
	56,9	60,9	65,3	69,4	73,5	77,2
	56,9	61,0	65,3	69,4	73,5	77,3
	56,9	60,9	65,3	69,4	73,5	77,3
	56,9	60,9	65,3	69,3	73,5	77,3
	56,9	60,9	65,2	69,4	73,4	77,3
	57,0	60,9	65,2	69,4	73,4	77,4
	57,0	60,9	65,3	69,4	73,5	77,3
Média	56,9	60,9	65,3	69,4	73,5	77,3
d. padrão	0,042	0,042	0,042	0,042	0,048	0,057
$y = ax+b$	0,034	0,129	-0,127	-0,130	-0,122	0,129

### Gráfico de correção da leitura do termopar 8

