



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE EXPERIMENTAL COMPARATIVA ENTRE UMA
BOMBA DE CALOR E UMA RESISTÊNCIA ELÉTRICA
COMO DISPOSITIVO DE APOIO DE ENERGIA PARA UM
AQUECEDOR SOLAR DE ÁGUA

ROBERTS VINICIUS DE MELO REIS

Belo Horizonte, 18 de setembro de 2012.

Roberts Vinicius de Melo Reis

**ANÁLISE EXPERIMENTAL COMPARATIVA ENTRE UMA
BOMBA DE CALOR E UMA RESISTÊNCIA ELÉTRICA
COMO DISPOSITIVO DE APOIO DE ENERGIA PARA UM
AQUECEDOR SOLAR DE ÁGUA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury – UFMG

Co-orientador: Prof. Dr. Luiz Machado - UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2012



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel. :+55 31 3499.5145, Fax: +55 31 3443.3783
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ANÁLISE EXPERIMENTAL COMPARATIVA ENTRE UMA
BOMBA DE CALOR E UMA RESISTÊNCIA ELÉTRICA COMO
DISPOSITIVO DE APOIO DE ENERGIA PARA UM AQUECEDOR
SOLAR DE ÁGUA"**

ROBERTS VINICIUS DE MELO REIS

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutor em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Calor e Fluidos**".

Tese aprovada em: 18 de setembro de 2012.

Por

PROF. RICARDO NICOLAU NASSAR KOURY

Orientador - Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG

PROF. ANTÔNIO AUGUSTO TORRES MAIA

Examinador - Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG

PROF. MÁRCIO FONTE-BOA CORTEZ

Examinador - Doutor, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG

PROF. ANTÔNIO CARLOS LOPES DA COSTA

Examinador - Doutor, CDTN - UFMG

PROF. OSCAR SAÚL HERNÁNDEZ MENDONZA

Examinador - Doutor, Universidade Federal de Uberlândia

“O maior dos bens que você pode possuir - recorde isso sempre - é sua própria cultura, ou seja, sua ascensão aos elevados pináculos do saber. Esforce-se em alcançar vastos conhecimentos, e procure que sua inteligência seja a guardiã permanente desses bens, enquanto você vigia os movimentos e atos de sua vontade.”

Carlos Bernardo Gonzalez Pecotche (RAUMSOL)

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha esposa Francine pelo carinho e contribuição na revisão desta tese, e à minha filha Beatriz que é uma fonte de inspiração para tornar a luta da vida mais leve e feliz.

Aos meus Pais Ênnio e Maria da Piedade, que me ensinaram o que é uma família. Aos meus irmãos, que me incentivaram a buscar o conhecimento.

Ao professor Ricardo Nicolau Nassar Koury, por ter me recebido generosamente no programa da pós graduação e ser o orientador desta tese, pela confiança depositada em mim, pelo apoio, dedicação e ensinamentos constantes.

Ao professor Luiz Machado, do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, por ter aceitado ser o co-orientador desta tese, pela atenção e conhecimentos transmitidos.

Aos professores Antônio Augusto Torres Maia e Marcio Fonte Boa Cortez do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, Antônio Carlos Lopes da Costa do corpo docente do Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear CDTN, e ao Oscar Saul Hernandez Mendoza do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFU, por terem aceitado fazer parte da banca examinadora.

Às Empresas Maxtemper Energia Solar, na pessoa de Cornélio Ferreira Vaz e de seu gerente de produção Fabrício José Tavares, pelo patrocínio e construção mecânica do protótipo; e à Embraco pela doação do compressor.

À UFMG e ao Programa de Pós Graduação em Eng^a Mecânica, por me proporcionar as condições necessárias à realização do doutorado.

A todos os professores do Departamento de Engenharia Mecânica que de alguma contribuíram para o desenvolvimento desta tese.

Aos colegas e funcionários do Departamento de Pós Graduação da Engenharia Mecânica pela convivência e troca de conhecimentos durante este período.

Ao colega de doutorado Raphael Oliveira Nunes pelas contribuições técnicas ao projeto; ao Eng^o Josias Soares da Friominas pelas orientações técnicas no desenvolvimento do projeto elétrico; ao Alexandre, técnico em refrigeração; pelo auxílio técnico no funcionamento do sistema; à equipe de manutenção elétrica da UFMG, em especial ao Marcio, pela contribuição no projeto e montagem do circuito elétrico; e à equipe do laboratório de automação e controle de sistemas mecânicos da escola de engenharia mecânica da UFMG, em especial ao Maury Oliveira, no desenvolvimento do projeto de aquisição de dados através do software LabView.

A Carlos Bernardo González Pecotche, criador da Logosofia, que me tem possibilitado tornar-me um ser humano melhor.

À Deus, minha eterna gratidão, por ter me concedido a vida.

SUMÁRIO

NOMENCLATURA	8
LISTA DE FIGURAS	12
LISTA DE GRÁFICOS	14
LISTA DE TABELAS	15
LISTA ABREVIATURAS E SIGLAS.....	16
RESUMO	17
1 INTRODUÇÃO	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 Introdução	22
2.2 Perfil do consumo de energia elétrica residencial.....	22
2.3 Recurso solar e dados solarimétricos.....	24
2.4 Funcionamento de um sistema de coletor solar para aquecimento de água residencial.....	27
2.5 Bomba de calor por compressão mecânica de vapor.....	29
2.6 Funcionamento do sistema convencional de aquecimento de água por coletor solar usando um aquecedor a gás como aquecimento auxiliar	31
2.7 Funcionamento do sistema convencional de aquecimento de água por coletor solar usando a resistência elétrica como aquecimento auxiliar.....	35
2.8 Ferramentas de cálculo da análise de viabilidade financeira dos sistemas de aquecimento de água.....	36
2.9 Trabalhos similares desenvolvidos por outros autores	38
2.10 Considerações finais.....	48
3 PROJETO, CONSTRUÇÃO E PLANOS DE ENSAIO	50
3.1 Introdução	50
3.2 Projeto do protótipo	50
3.2.1 Circuito de acionamento elétrico dos componentes do protótipo	53
3.2.2 Seleção do compressor	54
3.2.3 Dimensionamento do condensador	54
3.2.4 Dimensionamento do evaporador estático	58
3.2.4.1 Equações do fluido frigorífico	59

3.2.4.2 Equação do balanço de energia das paredes	60
3.2.4.3 Equações da aleta	60
3.2.4.4 Equações da troca de calor externa	61
3.3 A construção do protótipo	64
3.4 Plano de ensaios	71
3.4.1 Número de medições requeridas	71
3.4.2 Incertezas das medições	72
3.5 Considerações finais	74
4 ANÁLISE DOS DADOS E ESTUDO DE VIABILIDADE	76
4.1 Introdução	76
4.2 Resultados dos ensaios	76
4.3 Análise da demanda de energia para aquecimento de água residencial	80
4.4 Análise de viabilidade financeira dos sistemas de aquecimento de água	85
4.4 Considerações finais	87
5 CONCLUSÕES	89
ABSTRACT	91
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
APÊNDICES	97

NOMENCLATURA

Letras latinas

A	área, [m ²]
c _p	calor específico à pressão constante, [J/kg K]
c _v	calor específico à volume constante, [J/kg K]
COP	coeficiente de performance
d _e	diâmetro externo do tubo, [m]
d _i	diâmetro interno do tubo, [m]
G	velocidade mássica [kg/s-m ²]
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
H	coeficiente de transferência de calor, [W/m ² K]
H _m	coeficiente de transferência de massa, [m/s]
h	entalpia [J/kg]
Δh	variação da entalpia do fluido [J/kg]
k	condutividade térmica, [W/mK]
K	constante
L	comprimento característico, [m]
m	massa, [kg]
ṁ	vazão mássica, [m/s]
N	número de amostras
N _f	número de fileiras de tubos
P	pressão, [Pa]
ΔP _{sat}	diferença entre as pressões de saturação correspondentes à temperatura do fluido frigorífico e da parede, [Pa]
Q	calor, [J]
ḡ	potência, [W]
S	superfície, [m ²]
S _x	desvio padrão estimado
s	espaçamento entre aletas, [m]
ΔT	diferença entre as temperaturas inicial e final, [°C]

Δt	diferença entre o tempo inicial e final, [s]
t	t de student
U	Coefficiente global de transferência de calor, [W/m ² .K]
V	velocidade, [m/s]
\dot{V}	vazão volumétrica [m ³ /s]
v	volume específico [m ³ /kg]
x	título do vapor
y	espessura da aleta, [m]
Z	largura da aleta [m]

Letras gregas

α	fração de vazio
ε	emissividade térmica
η	eficiência
μ	viscosidade dinâmica, [kg/sm]
ν	viscosidade cinemática, [m ² /s]
ρ	massa específica, [kg/m ³]
σ	tensão superficial, [N/m]
ω	umidade absoluta do ar, [kg/kg ar seco]
π	constante pi
θ	inclinação do escoamento do fluido refrigerante

Subscritos

1	relativo à entrada do condensador
4	relativo à saída do condensador
a	ar
c	condensação
comp	referente ao compressor

cond	referente ao condensador
conv	referente a convecção forçada
evap	referente ao evaporador
f	fluido frigorífico
int	interno
l	líquido
red	referente à pressão reduzida
t	total
v	vapor

Números adimensionais

Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Radiação Solar Global Horizontal Média Anual	25
FIGURA 2.2 - Distribuição da média da radiação global por regiões do país	26
FIGURA 2.3 - Configuração de um sistema de aquecimento de água por circulação natural	28
FIGURA 2.4 - Instalação de um sistema de aquecedor solar plano	28
FIGURA 2.5 - Apresentação de um sistema de aquecimento solar residencial	29
FIGURA 2.6 - Aplicação de coletores para uso residencial em casas populares – Contagem MG	29
FIGURA 2.7 - Principais elementos de um ciclo de refrigeração.....	30
FIGURA 2.8 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	31
FIGURA 2.9 - Queimador de passagem do aparelho de circuito aberto por tiragem natural.	32
FIGURA 2.10 - Dispositivo eletromecânico do aparelho de circuito aberto por tiragem forçada.....	32
FIGURA 2.11 – Aparelho de circuito fechado	33
FIGURA 2.12 – Sistema combinado solar e gás para aquecimento de água	34
FIGURA 2.13 – Esquema de um reservatório (boiler) com uso de uma resistência elétrica.....	35
FIGURA 2.14 – Sistema de aquecedor solar doméstico assistido por uma bomba de calor indireta.....	38
FIGURA 2.15 – Esquema simplificado de uma montagem de painel solar juntamente com meios auxiliares. (A) Painel solar térmico. (B) O sistema de água foi substituído por um sistema de compressão de vapor refrigerante.....	41
FIGURA 2.16 – Diagrama esquemático do sistema DX-SAHP de aquecimento de água..	42
FIGURA 2.17 – Diagrama esquemático do sistema SAHPS de aquecimento de água.....	43
FIGURA 2.18 – Diagrama esquemático do sistema DX-SAHP de aquecimento de água com diferentes fluidos refrigerantes.....	44
FIGURA 2.19 – Desenho esquemático da bomba de calor add-on.....	46
FIGURA 3.1 – Desenho Esquemático do Protótipo Bomba de calor	51
FIGURA 3.2 - Desenho esquemático do sistema de coleta de dados – software LabView.	52

FIGURA 3.3 - Medidor de energia.....	53
FIGURA 3.4 - Desenho esquemático circuito elétrico do protótipo	54
FIGURA 3.5 - Desenho do Condensador.....	59
FIGURA 3.6 - Diagrama de blocos do modelo do evaporador.....	59
FIGURA 3.7 - Desenho da serpentina do evaporador estático	64
FIGURA 3.8 - Desenho do evaporador estático com a serpentina e a placa (aleta) dissipadora de calor	64
FIGURA 3.9 - Desenho das dimensões do protótipo.....	65
FIGURA 3.10 - Desenho esquemático da montagem do protótipo.....	66
FIGURA 3.11 - Evaporador estático construído	67
FIGURA 3.12 - Condensador dentro do reservatório	67
FIGURA 3.13 - Compressor (bomba de calor) e ao fundo o Evaporador Convencional...	68
FIGURA 3.14 - Vista da construção do protótipo – parte de refrigeração.....	68
FIGURA 3.15 - Placa do coletor solar enrolada com resistência elétrica para simular o efeito termossifão.....	69
FIGURA 3.16 - Resistência elétrica enrolada no tubo de cobre do coletor solar para simular o efeito termossifão.....	69
FIGURA 3.17 - Vista frontal da construção do protótipo.....	69
FIGURA 3.18 - Vista de fundo da construção do protótipo	70
FIGURA 3.19 - Vista Geral do Equipamento	70

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1.1 – Consumo Final de Energia.....	18
GRÁFICO 1.2 – Consumo de energia por equipamento nas residências.....	19
GRÁFICO 2.1 – Alterações no equilíbrio da amortização, economia de energia acumulada e economias acumuladas em função do tempo durante o período de uma análise de ciclo de vida.....	37
GRÁFICO 2.2 – Comparação do consumo de energia entre os três sistema estudados.....	39
GRÁFICO 2.3 – Comparação do custo operacional anual entre os três sistema estudados.....	39
GRÁFICO 2.4 – Comparação do COPH para diferentes refrigerantes a 60 °C.....	44
GRÁFICO 2.5 – Comparação do COP para diferentes refrigerantes.....	45
GRÁFICO 2.6 – Comparação do COP entre CO ₂ e NH ₃	46
GRÁFICO 2.7 – Comparação do COP entre diferentes sistemas.....	47
GRÁFICO 2.8 – Comparação do COP entre diferentes fluidos.....	48
GRÁFICO 3.1 – Ciclo da BDC em um gráfico Pressão x Entalpia.....	56
GRÁFICO 4.1 – Gráfico comparativo entre os COP's dos ensaios.....	78
GRÁFICO 4.2 – Gráfico comparativo entre os tempos dos ensaios.....	78
GRÁFICO 4.3 – Degradação do COP da Bomba de Calor com Evaporador Estático (BDC EE) em função do aumento da temperatura do reservatório térmico.....	79
GRÁFICO 4.4 – Degradação do COP da Bomba de Calor com Evaporador Convencional (BDC EC) em função do aumento da temperatura do reservatório térmico.....	79
GRÁFICO 4.5 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Manaus – AM – Região Norte	86
GRÁFICO 4.6 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Fortaleza – CE – Região Nordeste	86
GRÁFICO 4.7 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Brasília – DF – Região Centro Oeste.....	87
GRÁFICO 4.8 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Belo Horizonte - MG – Região Sudeste.....	87
GRÁFICO 4.9 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa - Porto Alegre – RS Região Sul.	88

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Consumo faturado médio, por grupo de consumo, em quilowatts-hora/mês (kWh/mês).....	22
TABELA 2.2 - Renda média, por grupo de consumo, em salários mínimos.....	23
TABELA 2.3 - Consumo e participação do chuveiro elétrico em cada grupo.....	23
TABELA 2.4 - Relação entre o número médio de pessoas e o tempo médio de banho por mês.....	23
TABELA 2.5 - Tabela de Consumo / Eficiência Energética - Linha de Aquecedores de Água a Gás - Tipo Acumulação.	33
TABELA 2.6 – Critérios de Classificação para Linha Aquecedores de Água a Gás - Tipo Acumulação.....	34
TABELA 2.7 – Tabela de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler).....	36
TABELA 2.8 – Índices de classificação de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler)	36
TABELA 3.1 - Lista de Materiais para a Construção do Protótipo.....	66
TABELA 3.2 – Cálculo da incerteza combinada do protótipo com uso da resistência elétrica.....	73
TABELA 3.3 – Cálculo da incerteza combinada do protótipo com evaporador convencional.....	73
TABELA 3.4 – Cálculo da incerteza combinada do protótipo com evaporador estático...	74
TABELA 4.1 – COP comparativo Bomba de Calor X Resistência Elétrica.....	77
TABELA 4.2 – Demonstração da planilha de cálculo.....	81
TABELA 4.3 – Planilha de custos de energia para Região Norte.....	83
TABELA 4.4 – Planilha de custos de energia para Região Nordeste.....	83
TABELA 4.5 – Planilha de custos de energia para Região Centro Oeste.....	84
TABELA 4.6 – Planilha de custos de energia para Região Sudeste.....	84
TABELA 4.7 – Planilha de custos de energia para Região Sul.....	85
TABELA 4.8 – Comparativo do TIR e Payback entre as BDC EC x BDC EE.....	89

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	Balanço Energético Nacional
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
IEA	International Energy Agency
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GN	Gás Natural
ANEEL	Agencia Nacional de Energia Elétrica
SWERA	Solar and Wind Energy Resources Assessment
INPE	Instituto Nacional de Pesquisa Espaciais
LABSOLAR	Laboratório de Energia Solar
ABAGAS	Associação Brasileira de Aquecimento a Gás
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
TIR	Taxa Interna de Retorno
i-SAHP	Bomba de calor solar indireta
AS	Norma da Austrália
NZS	Norma da Nova Zelândia
DX-SAHP	Bomba de calor de expansão direta
SAHPS	Sistema solar assistido por uma bomba de calor
CTSS	Sistema solar de termosifão convencional
HFC	Hidrofluorcarboneto puro
R12	Diclorodifluorometano
R134a	Tetrafluoretano CH ₂ FCF ₃

RESUMO

O aquecimento de água por meio do uso de energia solar é uma importante contribuição para a redução no consumo de combustível fóssil em todo o mundo. Porém, a falta de irradiação solar em alguns dias do ano, demanda uma fonte alternativa complementar ou mesmo total aos coletores solares para o aquecimento da água. Em geral, esta fonte é proveniente de uma resistência elétrica, cuja eficiência térmica é menor que 100%, portanto um sistema de baixa eficiência. O objetivo deste trabalho é realizar e apresentar uma análise experimental de um sistema alternativo de apoio ao aquecimento solar de água com custo benefício melhor do que de uma resistência elétrica. Para isso, uma bomba de calor foi projetada, construída e ensaiada experimentalmente, e comparada com o sistema de resistência elétrica. Para reduzir os custos de instalação, a bomba de calor foi concebida com um compressor alternativo de baixo custo. Para melhorar o desempenho do sistema, um evaporador estático (sem ventilador) foi empregado em substituição ao evaporador convencional existente em paralelo no circuito de refrigeração da bomba de calor. O coeficiente de desempenho (COP) médio da bomba de calor foi igual a 2,15. O preço moderado de aquisição e instalação da bomba de calor permitiu um retorno do investimento entre 2,5 e 4,5 anos, dependendo da cidade em que o sistema é usado. Considerando que o equipamento possui uma vida útil estimada em 15 anos, a taxa interna de retorno (TIR) calculada varia de 17,3 a 37,9%, valor atrativo para o investimento.

Palavras Chaves: Aquecimento de água, Equipamento Alternativo, Economia de Energia, bomba de calor.

1. INTRODUÇÃO

A preocupação com o uso eficiente da energia é um assunto que tem motivado os países a investirem em programas de eficiência energética, destacando a substituição de fontes não renováveis por fontes renováveis. O consumo mundial de energia é composto por 87,1% de fontes de energias não renováveis, contra somente 12,9% de fontes renováveis, segundo dados do *Key World Energy Statistics 2010 - International Energy Agency* citado por BEN Balanço Energético Nacional 2011. O GRA 1.1 detalha as fontes de energia utilizadas na matriz energética mundial e suas respectivas participações em termos percentuais.

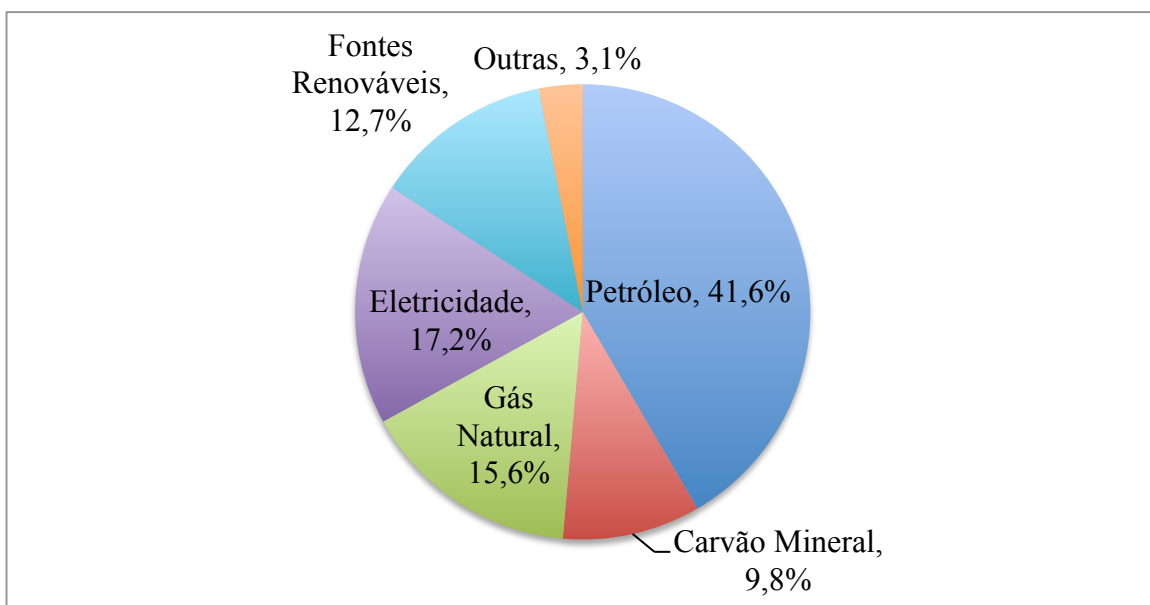


Gráfico 1.1: Consumo Final de Energia. Fonte: IEA *International Energy Agency* apud BEN 2011

A atenção para este tema tornou-se ainda mais forte a partir da elaboração do Protocolo de Quioto (1998), onde os países industrializados se comprometem a efetivar uma redução média de 5% de suas emissões de gases efeito estufa para o período que abrange os anos de 2008 a 2012, tendo como referencia os dados levantados em 1990.

Segundo o Estudo de avaliação da eficiência energética na indústria e nas residências no horizonte decenal (2010-2019) de julho de 2010 da EPE- Empresa de Pesquisa Energética do Ministério das Minas e Energias, 19,9 % do consumo de energia elétrica em uma residência é proveniente do uso de chuveiros elétricos, evoluindo para 20,9% em 2014 e chegando a

22,2% em 2019. O GRA 1.2 apresenta os dados de 2010 para o consumo de energia por equipamento nas residências.

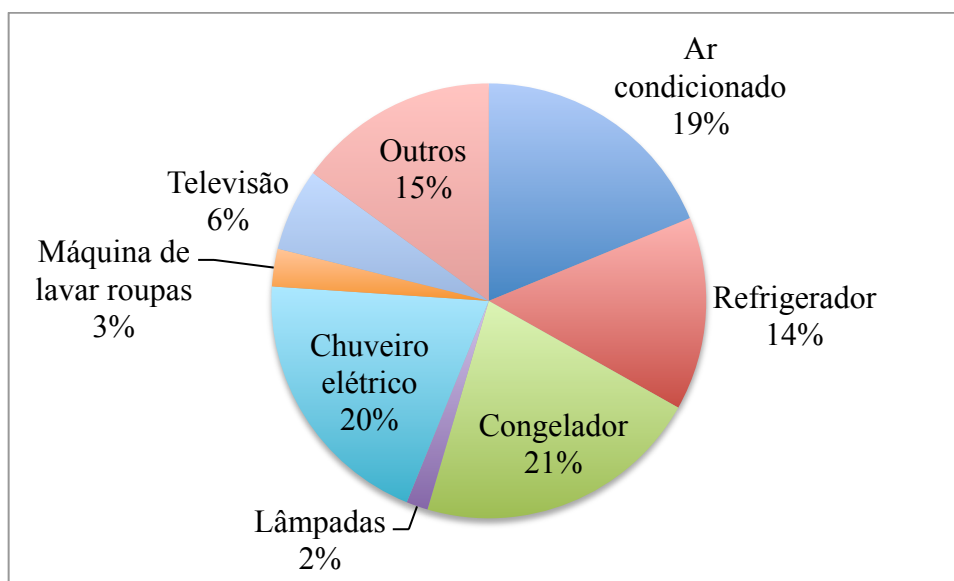


Gráfico 1.2: Consumo de energia por equipamento nas residências

Fonte: Estudo de avaliação da eficiência energética na indústria e nas residências no horizonte decenal (2010-2019) de julho de 2010 da EPE

Como forma de reduzir este consumo de energia elétrica e contribuir para o uso de fontes alternativas de energia, tem se utilizado a energia solar para aquecimento de água em uso residencial. Porém, uma restrição ao uso deste sistema de forma isolada para o aquecimento de água é o déficit de energia solar ao longo do ano, ou seja, a falta de dias ensolarados ao longo do ano. Em função desse aspecto, torna-se necessário o uso compartilhado do coletor solar com o aquecimento da água por meio de resistência elétrica nos dias de baixa incidência solar.

O emprego de uma resistência elétrica como apoio ao coletor solar é amplamente usado pelos fabricantes do sistema. Porém, pela segunda lei, a transformação de trabalho elétrico em calor (efeito Joule) é um processo que apresenta grande irreversibilidade do ponto de vista da termodinâmica, sendo portanto, pouco eficiente. O emprego de uma bomba de calor como suporte ao coletor solar é uma melhor alternativa, uma vez que esse equipamento possui um coeficiente de performance maior do que o rendimento térmico da resistência elétrica.

Conforme afirma Chua et al ¹ citado por Lobatón (2011), os sistemas que utilizam bombas de calor embora sejam muito antigos, desde que proposto por Carnot em 1824, tornaram-se importantes na economia de energia em escala mundial, pois promovem uma melhor eficiência energética.

Segundo Bourke² citado por Lobatón (2011) a bomba de calor proporciona uma melhoria significativa na eficiência energética no aquecimento de água residencial, quando comparado com outros sistemas.

A solução coletor solar mais resistência elétrica para aquecimento de água, pode evoluir para sistemas mais eficientes que apresentem soluções do ponto de vista técnico, econômico e ecológico mais eficientes e que apresentem outras opções além do uso da resistência elétrica.

A problemática desta tese, consiste em apresentar uma solução de aquecimento de água para banho que seja mais eficiente do que a opção coletor solar mais resistência elétrica. O problema deste trabalho consiste em responder a seguinte pergunta: a bomba de calor como dispositivo de apoio para um aquecedor solar tem um benefício melhor do que a resistência elétrica?

O objetivo desta tese é realizar uma análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio para um aquecedor solar de água para uso residencial.

Como metodologia para alcançar este objetivo, foram estabelecidos os seguintes passos:

Realizar o estudo bibliográfico sobre coletor solar, máquinas de compressão de vapor, e sistemas alternativos de aquecimento de água. Construir um protótipo que disponha de um sistema combinado de coletor solar com bomba de calor para aquecimento de água, contendo as seguintes configurações: evaporador estático e convencional, e válvula termostática como dispositivos de expansão. Elaborar e construir uma planilha com dados regionais meteorológicos como base de cálculo para a determinação da demanda de energia para aquecimento da água. Ensaia experimentalmente o protótipo para obter os resultados de testes para fins de comparação e análise. Analisar os resultados e propor o modelo mais

¹ CHUA, K.J.; CHOU, S.K.; YANG, W.M. *Advances in heat pump systems: A review*. **Applied Energy Journal**. v.87, p. 3611-3624, 2010.

² BOURKE, G., E BANSAL, P. *Energy consumption modeling of air source electric heat pump water heaters*. **Applied Thermal Engineering**. v30 (13), p.1769-1774. 2010.

adequado de funcionamento do sistema; Realizar o estudo de viabilidade financeira para utilização do sistema.

Esta tese se divide em 5 capítulos, sendo o primeiro a introdução, o capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre sistemas de aquecimento de água para uso residencial com o auxílio de sistemas de coletor solar, bomba de calor, a gás GLP e sistema elétrico. O capítulo 3 destina-se à descrição do projeto, à construção do protótipo e ao método de ensaio. No capítulo 4 detalha-se as análises dos dados obtidos com os ensaios experimentais, bem como descreve-se os resultados do cálculo da análise da viabilidade financeira do equipamento. O capítulo 5 destina-se às conclusões da tese.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Esse capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre os sistemas convencionais de aquecimento de água por coletor solar usando a resistência elétrica, sistemas convencionais de aquecimento de água por bomba de calor, sistemas convencionais de aquecimento de água por resistência elétrica, e sistemas convencionais de aquecimento de água por gás liquefeito de petróleo (GLP) ou gás natural (GN). Apresenta também, uma revisão bibliográfica sobre o método para cálculo do estudo da viabilidade financeira, e sobre o aquecimento de água com uso de coletor solar e bomba de calor. Este último com o objetivo de apresentar os aspectos inéditos deste trabalho.

2.2 Perfil do consumo de energia elétrica residencial

O perfil de consumo energético das residências brasileiras, demonstrado conforme a TAB 2.1, e o perfil de renda média da população, apresentado na TAB 2.2, de acordo com o Relatório do Procel sobre a Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil (2008).

Para entendimento da TAB 2.1, os limites de cada grupo de consumo são mostrados a seguir:

- Grupo 1: consumo médio mensal entre 0-100 kWh/mês/residência.
- Grupo 2: consumo médio mensal entre 101-200 kWh/mês/residência.
- Grupo 3: consumo médio mensal entre 201-300 kWh/mês/residência.
- Grupo 4: consumo médio mensal maior do que 300 kWh/mês/residência.

Tabela 2.1: Consumo faturado médio, por grupo de consumo, em quilowatts-hora/mês (kWh/mês)

Grupos de consumo	Brasil	CO	NE	N	SE	S
Grupo 1	59,24	57,06	54,99	54,34	64,10	62,42
Grupo 2	146,72	135,54	133,55	140,18	154,90	140,21
Grupo 3	235,58	242,04	240,40	242,88	233,71	235,82
Grupo 4	497,84	482,61	573,83	595,81	482,40	462,57

Fonte: Relatório Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil, 2008.

Tabela 2.2: Renda média, por grupo de consumo, em salários mínimos

Grupos de consumo	Brasil	CO	NE	N	SE	S
Grupo 1	2,30	2,68	1,91	1,85	2,92	2,06
Grupo 2	3,52	3,27	2,82	2,04	4,19	2,44
Grupo 3	4,57	4,57	3,64	2,75	5,24	2,70
Grupo 4	5,97	7,35	4,88	3,87	6,67	3,46

Fonte: Relatório Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil, 2008

Cerca de 70% do consumo de energia elétrica em uma residência está distribuído da seguinte forma: lâmpadas (iluminação), geladeiras e freezers (refrigeração), condicionadores de ar (condicionamento térmico) e chuveiros elétricos (aquecimento de água), conforme apresentado no Relatório do Procel sobre a Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil (2008).

Como o projeto está voltado para o aquecimento de energia elétrica, será trabalhado o consumo de energia elétrica relacionado ao aquecimento de água, especificamente o chuveiro elétrico, que representa esta faixa de consumo residencial diretamente relacionado ao projeto. O consumo de energia do chuveiro em residências é apresentado na TAB 2.3, conforme apresentado no Relatório do Procel sobre a Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil (2008).

Tabela 2.3: Consumo e participação do chuveiro elétrico em cada grupo no Brasil

Grupos de consumo	Consumo mensal (kWh/mês)	Participação no consumo total dos grupos (%)
Grupo 1	24,91	43,65
Grupo 2	31,36	23,14
Grupo 3	40,28	16,64
Grupo 4	30,67	6,36

Fonte: Relatório Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil, 2008.

Tendo como referência o consumo mensal de energia, parte-se para o número médio de pessoas e o tempo médio de banho, o que possibilitará determinar a quantidade de água necessária a ser aquecida. Para fins de exemplo foram utilizados os dados da região do país com maior concentração populacional, a região sudeste, conforme apresentado na TAB 2.4.

Tabela 2.4: Relação entre o número médio de pessoas e o tempo médio de banho por mês – SE

Grupos de consumo	Número médio de pessoas	Tempo médio de banho(h/mês)
Grupo1	2,67	15,01
Grupo2	3,25	19,56
Grupo3	3,29	20,58
Grupo4	2,92	18,39

Fonte: Relatório Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil, 2008.

2.3 Recurso solar e dados solarimétricos

Segundo o Atlas de Energia Elétrica do Brasil de 2008, a energia solar chega à Terra nas formas térmica e luminosa. Conforme o estudo sobre outras fontes constante do Plano Nacional de Energia 2030, produzido pela Empresa de Pesquisa Energética, sua irradiação por ano na superfície da Terra é suficiente para atender milhares de vezes o consumo anual de energia do mundo. Essa radiação não atinge de maneira uniforme toda a crosta terrestre, depende da estação do ano, da latitude e de condições atmosféricas como nebulosidade e umidade relativa do ar.

De acordo com dados do Atlas de Energia Elétrica do Brasil da ANEEL (2008), estima-se que o aquecimento de água é responsável por 25% do total de energia elétrica consumida nas residências brasileiras, o que representa um consumo anual da ordem de 22,7 GWh.

A demanda de energia elétrica acontece no início da noite ocasionando um pico que poderia ser reduzido em grande parte com a exploração da energia solar, trazendo ainda vantagens econômicas e ambientais. O chuveiro elétrico, o equipamento mais empregado para esta tarefa, apresenta um custo reduzido para instalação (abaixo de R\$15) e pode consumir uma potência de até 6kWh.

Segundo informações da Sociedade Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento contidas no Atlas Brasileiro de energia Solar (2006), existem aproximadamente 250.000 aquecedores solares instalados no Brasil, o que representa apenas 0,6% do total de residências brasileiras. O Brasil possui um número ainda pequeno de sistemas solares instalados para aquecimento de água quando comparado com países como China, Israel, Turquia, Grécia, Alemanha, etc., e é, portanto, um grande mercado a ser explorado comercialmente.

De acordo com o Atlas de Energia Elétrica do Brasil da ANEEL (2008), o investimento inicial é a principal barreira para a adoção em larga escala de sistemas solares para aquecimento de água no Brasil. Um sistema compacto dimensionado para famílias de baixa renda apresenta um custo superior a US\$ 450,00 ou seja, cerca de 30 vezes superior ao custo de um chuveiro elétrico. No entanto, o custo pago pela empresa de distribuição de energia elétrica para atender a demanda de energia durante o pico causado pelo uso de chuveiros elétricos é consideravelmente maior, de forma que políticas de incentivo para adoção em larga escala de sistemas solares de aquecimento poderiam ser praticadas pelas empresas responsáveis pela distribuição de eletricidade. A Lei no. 10.295 estabelece uma política nacional para a racionalização e conservação da energia que visa incentivar a adoção de aquecimento solar.

De acordo com os dados do Atlas Brasileiro de Energia Solar (2006), desenvolvido através do projeto SWERA (*Solar and Wind Energy Resources Assessment*) em uma parceria entre o INPE e o LABSOLAR – Laboratório de Energia Solar – UFSC, a radiação solar global média anual por região brasileira é apresentada na FIG 2.1 e seus respectivos dados por região brasileira são apresentados na FIG 2.2.

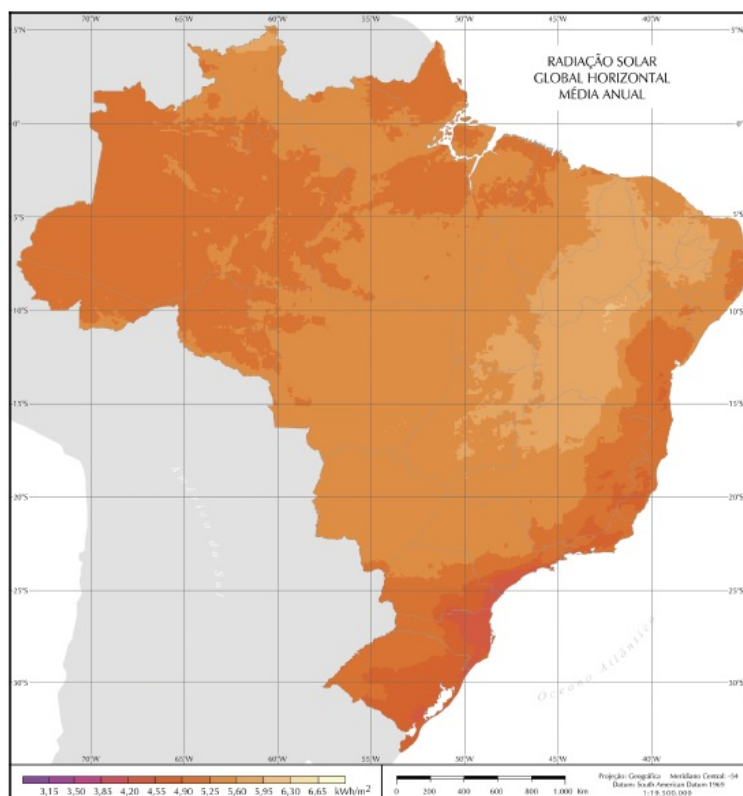


Figura 2.1: Radiação Solar Global Horizontal Média Anual
Fonte: Atlas Brasileiro de Energia Solar (2006)

Observa-se, na FIG 2.1, que a região nordeste apresenta o maior valor de radiação solar, embora todas as regiões brasileiras apresentem valores (4200-6700 Wh/m²) superiores à maioria dos países que utilizam amplamente a tecnologia solar para aquecimento de água. É possível citar o exemplo da Alemanha (900-1250 Wh/m²), França (900-1650 Wh/m²) e Espanha (1200-1850 Wh/m²), segundo dados do Atlas de Brasileiro de Energia Solar (2006). Estas informações demonstram o grande potencial de aproveitamento desta energia como fonte alternativa para o Brasil.

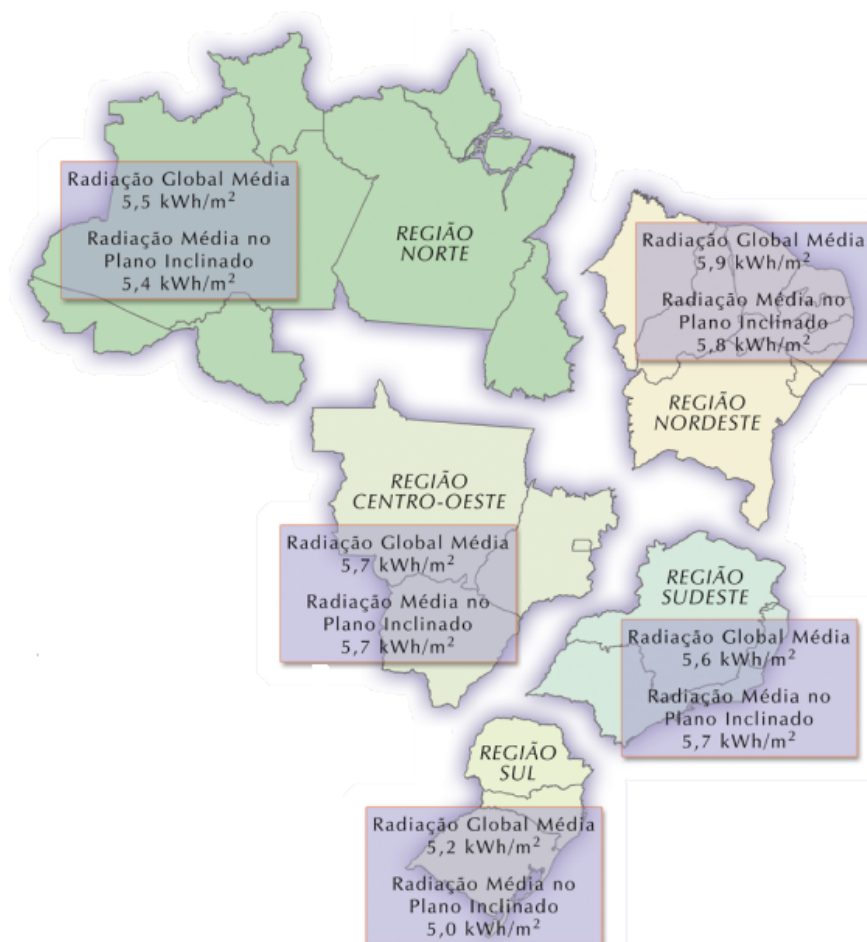


Figura 2.2: Distribuição da média da radiação global por regiões do país
Fonte: Atlas de Brasileiro de Energia Solar (2006)

Para determinação destes índices o INPE e o LABSOLAR utilizaram o modelo BRAZILSR para estimar a radiação solar incidente na superfície a partir dos dados de cobertura efetiva de nuvens obtidos através de um satélite geoestacionário e das transmitâncias nas duas condições atmosféricas extremas: céu claro e céu nublado.

As FIGs 2.1 e 2.2 apresentam os valores de irradiação solar média do Brasil e das suas cinco regiões, mas em função do déficit energético provocado pelos dias de céu nublado, torna-se necessária a utilização de um sistema auxiliar para aquecimento complementar ao sistema de coletores solares para aquecimento de água, assunto este a ser tratado no item a seguir.

Conforme dados do *Solar Heat Worldwide*, 2008, o Brasil possui a sétima maior área de coletores solares instalados do mundo com 3,1 milhões de m², sendo 84% no setor residencial, 15% no setor terciário (hotéis e serviços) e 1% no setor industrial.

Em termos populacionais, o Brasil possui apenas 1,72 m² de área coletora instalada para cada 100 mil habitantes, muito atrás de Chipre (84,4), Barbados (26,9) e Turquia (13,5).

A taxa média de crescimento anual da área coletora instalada no Brasil é de 14%, enquanto no Canadá é de 50%, na Alemanha de 39% e na França e na Grécia, de 34%. Estes dados apresentam a grande possibilidade de crescimento existente no Brasil em função de sua disponibilidade de radiação solar conforme apresentado anteriormente na FIG 2.2.

2.4 Funcionamento de um sistema de coletor solar para aquecimento de água residencial

De acordo com os autores Duffie e Beckman, 2006, o sistema de coletor solar de aquecimento de água divide-se em dois grupos: sistema de aquecimento ativo e passivo. O sistema de aquecimento ativo, ou também chamado de forçado, é composto por um sistema de circulação forçada, ou seja, a água circula dentro do sistema com o auxílio de uma bomba d'água. O sistema passivo, também conhecido com o sistema de circulação natural, funciona através do efeito termossifão. A água circula dentro do sistema através da convecção natural provocada pela troca de calor que acontece no coletor solar.

A FIG 2.3 apresenta um esquema básico de funcionamento de um sistema de coletor solar tradicional por circulação natural, o qual será utilizado neste trabalho. O sistema é composto pelos seguintes elementos: coletor solar, tanque de água e um sistema de aquecimento auxiliar.

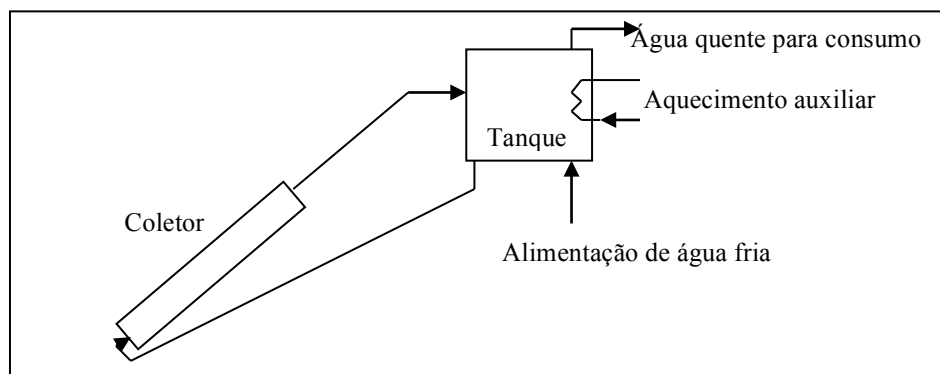


Figura 2.3 Configuração de um sistema de aquecimento de água por circulação natural.
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman, 2006

A FIG 2.4 apresenta um exemplo de instalação envolvendo os coletores solares, o reservatório térmico e a caixa d'água. Esta estrutura é a base da maior parte dos sistemas atuais utilizados no Brasil para coletores solares utilizados em instalações residenciais e comerciais.

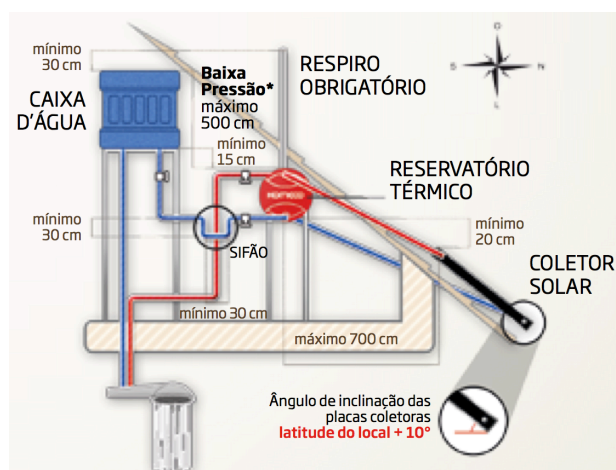


Figura 2.4: Instalação de um sistema de aquecedor solar plano
Fonte: <http://www.komeco.com.br>

As FIGs de 2.5 e 2.6 apresentam exemplos de aplicações do sistema de aquecimento solar em residências populares.

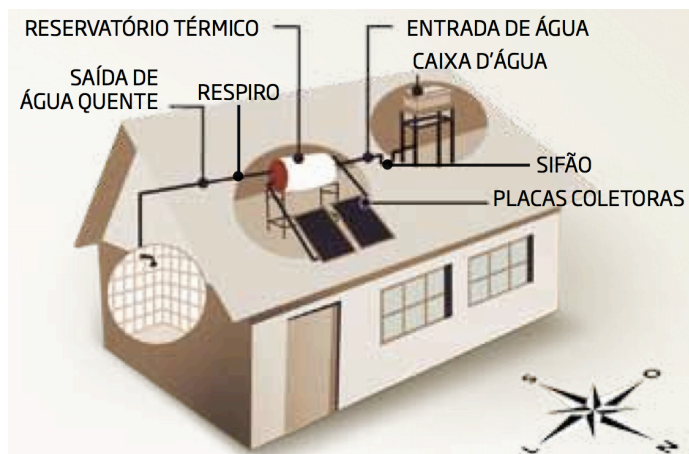


Figura 2.5: Apresentação de um sistema de aquecimento solar residencial
 Fonte: <http://www.komeco.com.br>



Figura 2.6: Aplicação de coletores para uso residencial em casas populares – Contagem MG
 Fonte: GreenSolar, PUC-MG

2.5 Bomba de calor por compressão mecânica de vapor

Conforme apresentado por Sonntag e Borgnakke (2003), o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor (sistemas frigoríficos ou bombas de calor) é composto por quatro componentes básicos: condensador, evaporador, dispositivo de expansão e compressor, conforme apresentado na FIG 2.7. Neste ciclo, um fluido de trabalho (refrigerante) é submetido a um ciclo termodinâmico constituído por processos de condensação, expansão, evaporação e compressão.

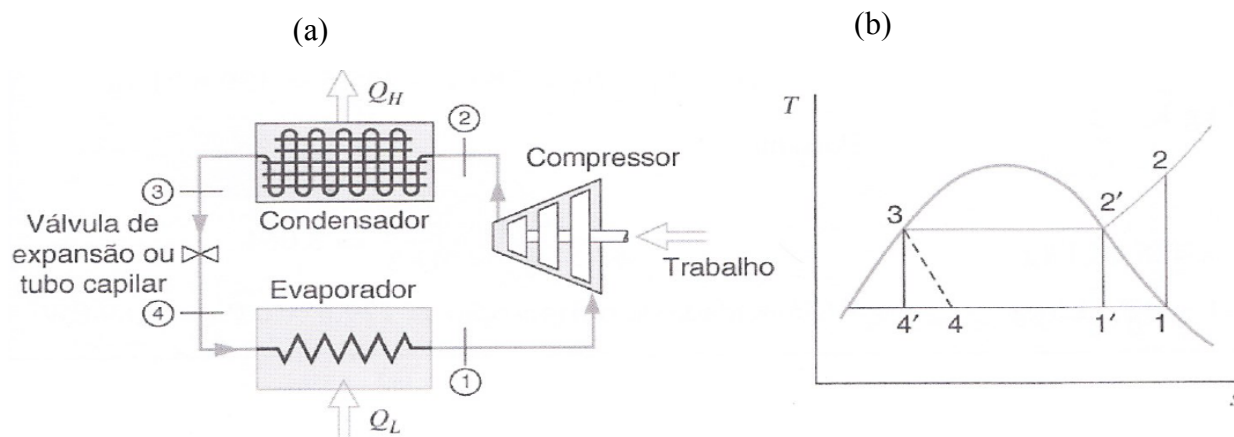


Figura 2.7 - Principais elementos de um ciclo de refrigeração. Fonte: Sonntag e Borgnakke, 2003

Conforme apresentado na FIG 2.7(a), o ciclo é subdividido em quatro processos, sendo que no processo 1-2 o vapor saturado de baixa pressão entra no compressor e é submetido a uma compressão adiabática reversível. O processo 2-3, realizado no condensador, caracteriza-se pela troca de calor à uma pressão constante e o fluido de trabalho sai do condensador como líquido saturado. O processo 3-4 caracteriza-se por ser um processo de estrangulamento adiabático, o qual pode ser realizado por um dispositivo de expansão ou por tubo capilar. O objetivo desta etapa é reduzir a pressão do fluido à saída do condensador (alta) para pressão exigida no evaporador (baixa). No processo 4-1, realizado no evaporador, o fluido de trabalho é evaporado à pressão constante. Após esta etapa o fluido retorna ao compressor, que eleva a sua pressão e o descarrega de volta ao condensador.

O gráfico à direita na FIG 2.7(b), apresenta o ciclo ideal de refrigeração (1-2-3-4-1) e o ciclo de Carnot (1'-2'-3-4'-1'), sendo que o fluido de trabalho permanece sempre dentro da região bifásica. No entanto os compressores reais não trabalham na região bifásica, ou seja, com misturas de líquidos e gases, os mesmos trabalham somente na região gasosa.

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor distancia-se do ciclo ideal em função das perdas de carga relacionadas com o escoamento do fluido de trabalho e com a transferência de calor com a vizinhança. A FIG 2.8 apresenta o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor, neste ciclo as transformações são irreversíveis, a compressão geralmente não acontece de forma isoentrópica e as perdas de pressão nos trocadores de calor (evaporador e condensador) são consideradas. Além destas diferenças, no ciclo ideal não existe o superaquecimento do fluido à saída do evaporador, bem como o subresfriamento do

fluido à saída do condensador. As linhas tracejadas 1-2 e 1-2', representam o processo de compressão. Nesta etapa existem irreversibilidade e transferência de calor para ou do meio, e em função disto a entropia pode aumentar ou diminuir durante esse processo.

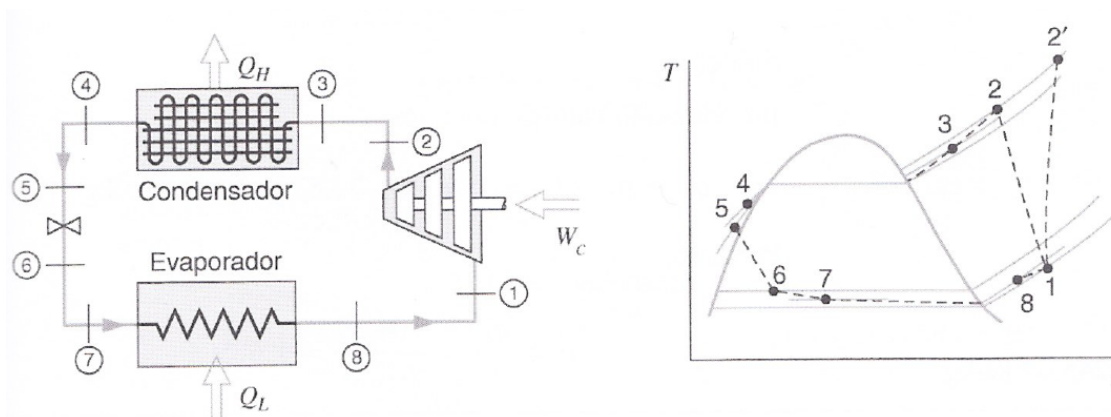


Figura 2.8 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor. Fonte: Sonntag e Borgnakke, 2003

2.6 Funcionamento do sistema convencional de aquecimento de água por coletor solar usando um aquecedor a gás como aquecimento auxiliar

Conforme a Associação Brasileira de Aquecimento a Gás, ABAGAS, 2007, existem dois tipos de aparelhos à gás:

- Aparelhos de circuito aberto: Aparelhos que utilizam o ar necessário para efetuar a combustão completa, proveniente da atmosfera do ambiente. Podendo subdividir em:
 - a) Tiragem natural, o produto da combustão sai naturalmente, por convecção com ou sem duto, conforme apresentado na FIG 2.9 e
 - b) Tiragem forçada, o produto da combustão é expelido por um dispositivo eletromecânico, apresentado na FIG 2.10.

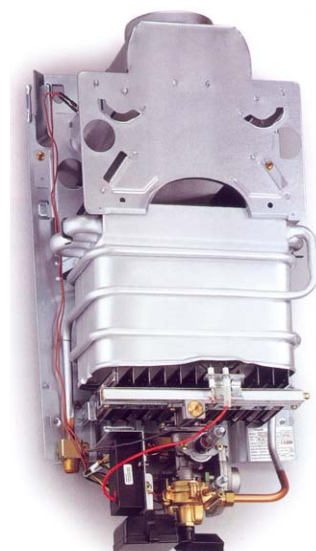


Figura 2.9 – Queimador de passagem do aparelho de circuito aberto por tiragem natural. Fonte: ABAGAS, 2007

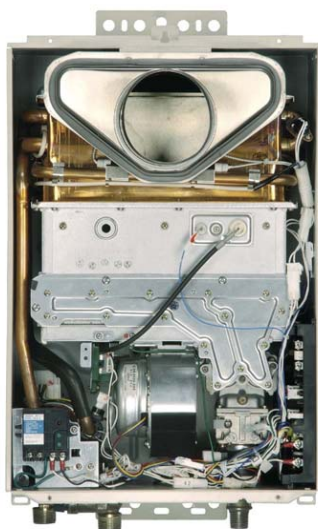


Figura 2.10 – Dispositivo eletromecânico do aparelho de circuito aberto por tiragem forçada. Fonte: ABAGAS, 2007

- Aparelhos de circuito fechado: Aparelhos nos quais o circuito de combustão (entrada de ar e saída dos produtos de combustão) não tem qualquer comunicação com a atmosfera do ambiente. Também são conhecidos como aquecedor de fluxo-balanceado. Os dutos de exaustão podem ser concêntricos, dois dutos independentes, entre outros. Eles também se dividem quanto à tiragem, podendo ser natural ou forçada, conforme apresentado na FIG 2.11 .

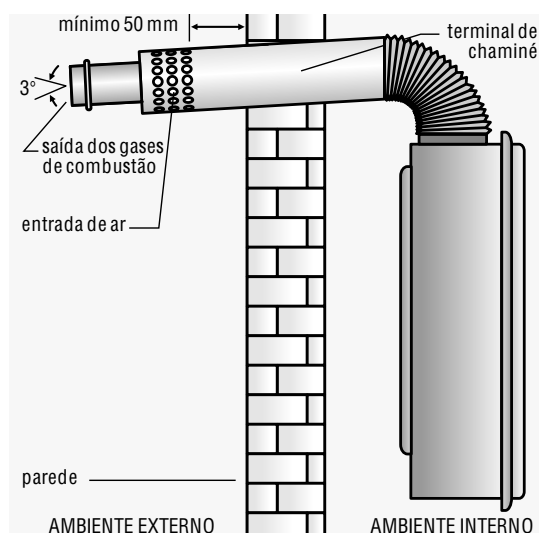


Figura 2.11 – Aparelho de circuito fechado. Fonte: Lorenzetti - Manual de Instruções de Instalação, 2011

Por meio da iniciativa do governo brasileiro, foi criada a Lei no. 10.295, de 17 de outubro de 2001, que estabelece as diretrizes para a eficiência energética de máquinas e aparelhos consumidores de energia. A portaria interministerial no. 298, de 10 de setembro de 2008, estabelece a regulamentação específica definindo os índices mínimos de eficiência energética de aquecedores de água a gás. A partir deste critérios, foram testados os equipamentos comercializados no mercado nacional, sendo os mesmos classificados conforme os critérios estabelecidos neste portaria. Na TAB 2.5, são apresentados alguns equipamentos com as suas respectivas classificações, e na TAB 2.6 é apresentado os critérios para a classificação dos aquecedores a gás.


Tabela 2.5 – Tabela de Consumo / Eficiência Energética - Linha de Aquecedores de Água a Gás - Tipo Acumulação. Fonte: Inmetro, 2011

Empresa	Marca	Modelo	Capacidade de Vazão (litros / min)	Tipo de Gás	Consumo Máximo de Gás GN (m ³ / h) GLP (kg / h)	Diâmetro da Chaminé (mm)	Potência (kcal / h)	Potência (kW)	Rendimento (%)	Classificação PBE	Selo CONPET Classificação = A
EQUIGÁS	NORITZ	GQ 2437 WS-H-BR-1	34,0	GN	5,01	100	47.700	55,5	85,5	A	SIM
EQUIGÁS	NORITZ	GQ 2437 WS-H-BR-1	35,0	GLP	4,24	100	50.280	58,5	83,5	A	SIM
EQUIGÁS	NORITZ	GQ-3551WZ-H-BR GLP	47,5	GLP	5,85	100	69.256	80,5	82,7	A	SIM
EQUIGÁS	NORITZ	GQ-3551WZ-H-BR GN	45,5	GN	6,97	100	66.360	77,2	82,5	A	SIM
GAZLUX	TG	CH 11 CE	2,9	GLP	0,37	76	4.377	5,1	80,0	B	NÃO
GAZLUX	TG	CH 11 CE	3,1	GN	0,47	76	4.517	5,3	83,2	A	SIM
GAZ WORLD	KOBE	ke 6,5	6,5	GN	1,04	90	9.872	11,5	80,2	B	NÃO
GAZ WORLD	KOBE	ke 15	10,0	GN	1,51	110	14.419	16,8	83,0	A	SIM
GAZ WORLD	KOBE	kb 12	12,0	GN	1,80	110	17.158	20,0	82,2	A	SIM
GAZ WORLD	KOBE	ke 14	14,0	GN	2,07	110	19.691	22,9	84,5	A	SIM
GAZ WORLD	KOBE	MK-14	13,5	GN	2,10	60	19.981	23,2	80,1	B	NÃO
GAZ WORLD	KOBE	MK-16	15,5	GLP	1,81	60	21.427	24,9	85,9	A	SIM
GAZ WORLD	KOBE	MK-23	23,0	GLP	2,70	60	31.970	37,2	85,8	A	SIM
GERTRUD	COSMOPOLITA	ACO810	9,5	GN	1,42	110	13.502	15,7	82,5	A	SIM
GERTRUD	COSMOPOLITA	ACO1518	13,5	GN	2,09	110	19.866	23,1	82,0	A	SIM

Tabela 2.6 – Critérios de Classificação para Linha Aquecedores de Água a Gás - Tipo Acumulação. Fonte: Inmetro, 2011

**Critérios de Classificação:
Aquecedores Tipo de Acumulação**

Rendimento (%)		
▶ Mais Eficiente ▶	≥ 78,0	A
	≥ 76,0	B
	≥ 74,0	C
	≥ 73,0	D
Menos Eficiente	≥ 70,0	E



Os sistemas convencionais de aquecimento de água com coletor solar podem utilizar o aquecedor a gás como dispositivo auxiliar, conforme ilustrada na FIG 2.12.

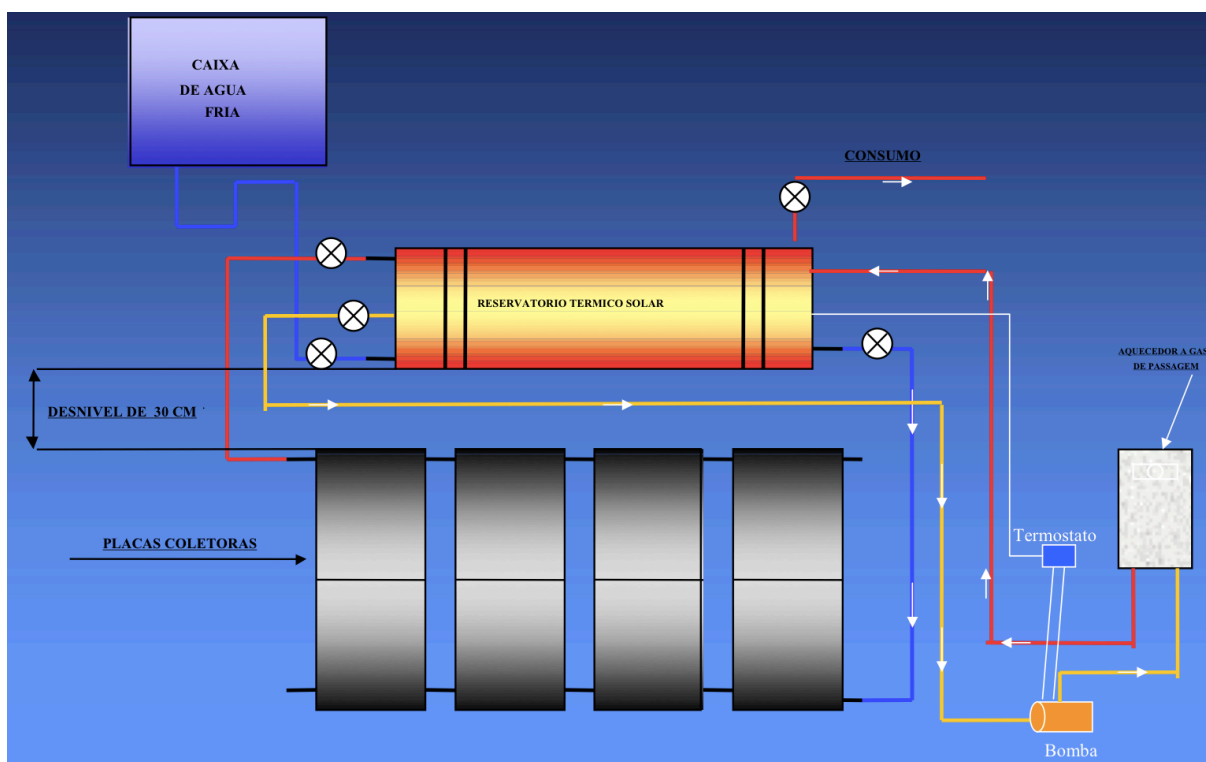


Figura 2.12 – Sistema combinado solar e gás para aquecimento de água. Fonte: ABAGAS, 2007

Foi realizada uma cotação em um fornecedor (Pantho Aquecedor Solar, 2012) de sistema de aquecimento a gás, bem como um sistema combinado solar com gás. Os valores encontrados foram: US\$ 1.172,59 (cotação do dólar em 13/06/2012: R\$ 2,0406) para o sistema a gás e US\$ 1.981,17 para o sistema combinado solar e gás.

2.7 Funcionamento do sistema convencional de aquecimento de água por coletor solar usando a resistência elétrica como aquecimento auxiliar

Conforme descrito no item 2.4 Funcionamento de um sistema de coletor solar para aquecimento de água residencial, o equipamento pode contar com o auxílio de um sistema auxiliar para aquecimento da água. Esta necessidade surge em função da baixa radiação solar em dias com alta concentração de nuvens no céu (dias nublados), conforme apresentado no Atlas Brasileiro de Energia Solar (2006).

A FIG 2.3 Configuração de um sistema de aquecimento de água por circulação natural, adaptada de Duffie e Beckman (2006), apresenta o esquema básico de funcionamento de um sistema de aquecimento de água a partir da energia solar, ilustrando o funcionamento do sistema com o uso de um sistema auxiliar. Neste subitem, apresenta-se o funcionamento de um sistema de aquecimento auxiliar de água através de resistência elétrica. A FIG 2.13 Esquema de um reservatório (boiler) com uso de uma resistência elétrica, apresenta a estrutura deste reservatório.

Quando se trata de aquecimento auxiliar ao sistema de aquecedor solar, o uso de resistência elétrica é o mais comercializado no mercado pelas empresas fornecedoras de equipamentos de energia solar.

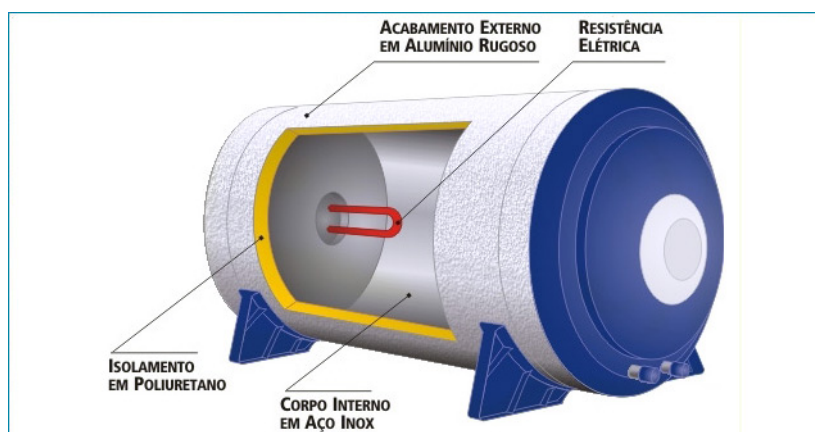


Figura 2.13 – Esquema de um reservatório (boiler) com uso de uma resistência elétrica. Fonte: Tuma, 2011.

A TAB 2.7 - Tabela de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler), elaborado pelo Inmetro em 2008, apresenta alguns fabricantes e seus respectivos produtos, e em destaque o

consumo em kWh/mês, Eficiência e a Classificação. Esta última informação é baseada na TAB 2.8 Índices de classificação de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler).

1 FABRICANTE	2 MARCA	3 MODELO	4 POTÊNCIA (W)	5 PRESSÃO DE FUNCIONAMENTO		6 DIMENSÕES EXTERNAS (mm)		7 MATERIAL		8 CONSUMO (kWh/mês)	9 EFICIÊNCIA -EE (%)	10 CLASSIFICAÇÃO
				kPa	(mca)	COMP	DIAM	CORPO INTERNO	ISOLAMENTO TÉRMICO			
200 LITROS												
JMS	JMS	THERMOBATH AEI-200	3000	392,4	40	1650	465	AÇO INOX	POLIURETANO	419	68,7	E
OURO FINO	OURO FINO	B-200	2000	392	40	1540	530	AÇO INOX	POLIURETANO	319	75,8	C
TRANSSEN	TRANSSEN	AP 200 LT	2000	400	40	1330	530	AÇO INOX	POLIURETANO	325	81,9	B
TUMA	TUMA	AQ-200	2500	392	40	1420	520	AÇO INOX	POLIURETANO	324	76,7	C

Tabela 2.7 – Tabela de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler) Fonte: Inmetro, 2008

CLASSE	ÍNDICES DE CLASSIFICAÇÃO
A	EE > 85
B	85 >= EE > 80
C	80 >= EE > 75
D	75 >= EE > 70
E	70 >= EE >= 65

Tabela 2.8 – Índices de classificação de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler) Fonte: Inmetro, 2008

A cotação foi realizada em um fornecedor (Maxtemper, 2012) de sistema de aquecimento solar com o uso de uma resistência elétrica de 3000 W, no valor de R\$ 1.102,21.

2.8 Ferramentas de cálculo da análise de viabilidade financeira dos sistemas de aquecimento de água

Para o cálculo da viabilidade financeira do uso dos diversos sistemas para aquecimento de água, serão utilizadas duas ferramentas, o *payback* (tempo de retorno do investimento) e a TIR – Taxa Interna de Retorno.

O *payback* é calculado a partir da seguinte fórmula: valor do investimento / economia produzida em um determinado período (ano). O resultado é apresentado em anos (Ross, 1995). O período estimado de vida útil do equipamento de coletor solar é de 20 anos, segundo o Atlas Brasileiro de Energia Solar (2006), entretanto neste trabalho utilizou-se uma análise mais conservadora para os cálculos, o ciclo de vida foi definido como sendo de 15 anos.

Segundo Duffie e Beckman (2006), o *payback* pode ser definido de várias maneiras, dentre elas:

- A. tempo necessário para o fluxo de caixa se tornar positivo.
- B. O tempo necessário para a economia de combustível igualar-se ao investimento inicial total, isto é, quanto tempo leva para receber um investimento por economia de combustível. A maneira comum de calcular este tempo de recuperação é sem descontar a economia de combustível.
- C. O tempo necessário para a poupança acumulada chegar a zero.
- D. O tempo necessário para a poupança acumulada igualar-se ao pagamento do sistema de energia solar.
- E. O tempo necessário para a economia solar cumulativa igualar-se ao principal da dívida restante no sistema de energia solar.

A definição mais comum utilizada para o *payback*, segundo os autores, é a representada na letra B do GRA 2.1 Esta será utilizada nos cálculos deste projeto. A fórmula expressa o momento (em anos), que os valores das economias foram suficientes para neutralizar o valor investido no equipamento.

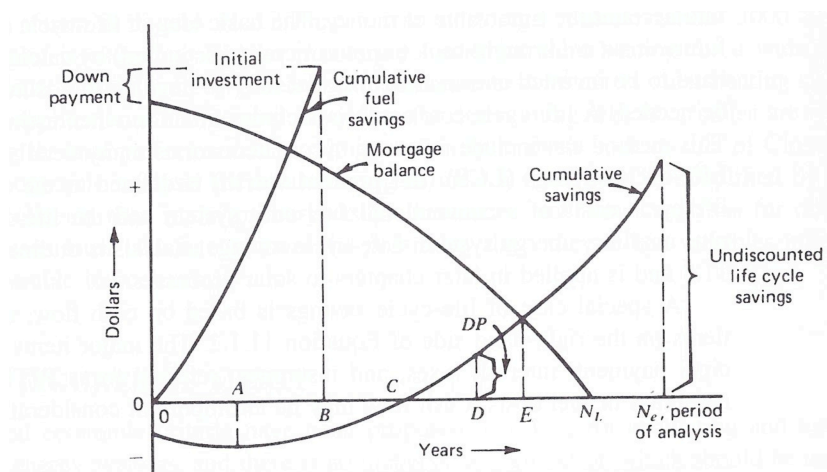


Gráfico 2.1 Alterações no equilíbrio da amortização, economia de energia acumulada e economias acumuladas em função do tempo durante o período de uma análise de ciclo de vida. Fonte: Duffie e Beckman (2006).

A TIR – Taxa Interna de Retorno, conforme apresentado por Ross (1995), em geral só o procedimento de tentativa e erro funcionará para uma saída inicial e três ou mais entradas de

caixa posteriores. A ideia básica por trás da TIR é a de que se procura calcular um único número que sintetize os méritos de um projeto. Esse número não depende da taxa de juros vigente no mercado de capitais, o número calculado é intrínseco ao projeto. As calculadoras determinam a TIR por tentativa e erro. Para determinar este cálculo foi utilizada uma planilha eletrônica, facilitando o estabelecimento deste valor. Para fins de cálculo da TIR foi utilizada uma taxa de retorno de 10% a.a., valor atualmente utilizado para fins de cálculo de bens de capital.

2.9 Trabalhos similares desenvolvidos por outros autores.

Foram identificadas as seguintes pesquisas bibliográficas sobre equipamentos combinados de uso de energia solar e outras fontes auxiliares de aquecimento de água.

Sterling e Collins (2012), abordam em seu artigo, a análise de viabilidade de uma bomba de calor indireta assistida por um sistema solar para aquecimento de água doméstica, conforme apresentado pela FIG 2.14.

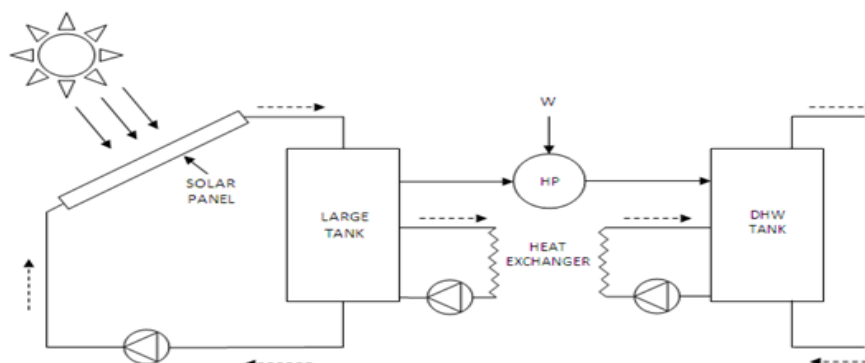


Figura 2.14 – Sistema de aquecedor solar doméstico assistido por uma bomba de calor indireta. Fonte: Sterling e Collins (2012)

Conforme apresentado no artigo, um sistema típico para aquecimento solar de água doméstica pode reduzir significativamente a dependência de um sistema de aquecedor elétrico. O sistema pode ser ainda melhorado, se for incluído uma bomba de calor como parte do projeto. Um projeto de bomba de calor indireta estilo solar assistida (i-SAHP) foi modelado utilizando o software TRNSYS e comparado a um sistema tradicional solar de água quente e um sistema de aquecimento elétrico de água. Todos os modelos tinham o mesmo perfil de carga e entrega de água a uma temperatura constante. Verificou-se que o consumo elétrico e custo operacional foram os mais baixos com o sistema i-SAHP examinado no estudo. Como

resultado do estudo foi apresentado os seguintes dados para o consumo de energia (kJ), conforme GRA 2.2.

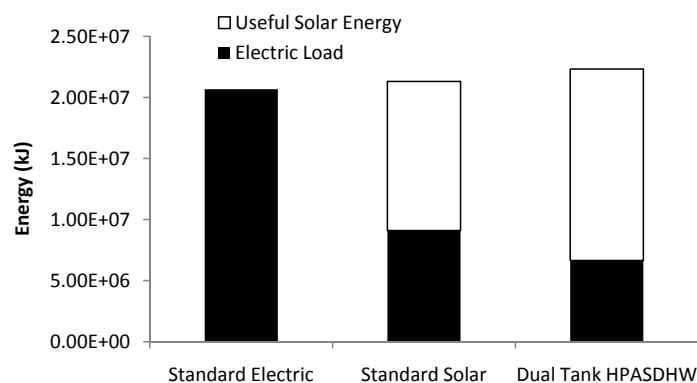


Gráfico 2.2 – Comparação do consumo de energia entre os três sistemas estudados. Fonte: Sterling e Collins (2012)

Outro resultado do estudo de Sterling e Collins (2012) foi a comparação entre os custos operacionais dos três sistemas, conforme apresentado no GRA 2.3.

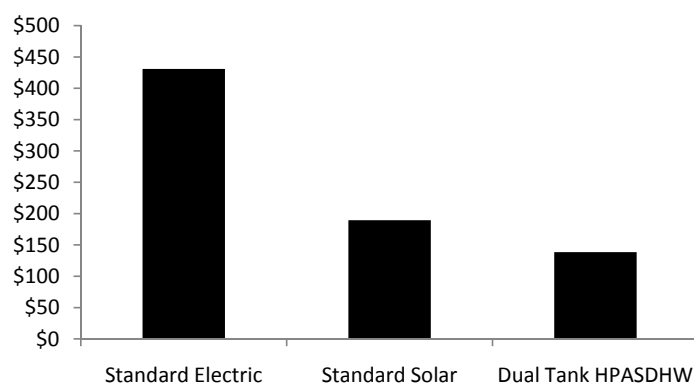


Gráfico 2.3 – Comparação do custo operacional anual entre os três sistemas estudados. Fonte: Sterling e Collins (2012)

Bourke e Bansal (2010) apresentaram a modelagem de consumo de energia para aquecedores de água que utilizam uma bomba de calor de ar com fonte elétrica. Estes equipamentos podem fornecer uma oportunidade para melhorias significativas na eficiência de energia de aquecedor de água residencial em países com clima temperado. Como o desempenho desses aparelhos pode variar amplamente, é importante que os consumidores possam avaliar com precisão o desempenho do produto na sua aplicação para maximizar a economia de energia e garantir a aceitação desta tecnologia. Para uma dada temperatura e umidade, o desempenho de um aquecedor de água de bomba de calor de fonte de ar é fortemente correlacionado com a

água e a temperatura em torno do condensador. É, pois, importante que os modelos de consumo de energia para estes produtos possam duplicar as temperaturas de água do mundo real aplicadas para o condensador de bomba de calor. O artigo examina a norma Australiana / Nova Zelândia, AS / NZS 4234: 2008, que trata do cálculo do consumo de energia para sistemas de aquecedores de água. Usando esse padrão foram executados vários ensaios para sistemas tipo bomba de calor de ar com fonte elétrica para aquecimento de água. Um conjunto equivalente de modelo foi comparado com um padrão de uso alternativo de água. Erros desfavoráveis de até 12% foram apresentados, o que pode ocorrer na modelagem de desempenho de aquecedor de água de bomba de calor usando o padrão atual em relação ao regime alternativo.

Li et al (2007) analisaram uma configuração experimental de um equipamento de coletor solar assistido com uma bomba de calor para aquecimento de água. Este sistema principal consiste de 4,20 m² de superfície, com expansão direta tipo coletor/evaporador, tipo compressor hermético com gás R-22 com potência nominal de entrada 0,75 kW, tanque de água de 150 L com 60 m de serpentina de cobre imersa e válvula de expansão termostática. A investigação experimental em clima típico de primavera em Xangai mostrou que o COP do sistema pode chegar a 6,61 quando a temperatura média da água de 150 L é aquecida de 13,4 °C a 50,5 °C, em 94 minutos com temperatura ambiente média de 20,6 °C e média radiação solar intensidade 955W/m²/superfície. E o COP do sistema é 3,11, mesmo em uma noite chuvosa com temperatura ambiente média 17,1 °c. O valor médio sazonal do COP e a eficiência do coletor foram medidos como 5,25 e 1,08, respectivamente.

O artigo de Li et al (2007) demonstra que, através da análise de energia para cada componente do sistema, pode-se calcular que a maior perda da energia ocorre no compressor, seguido por válvula coletor/evaporador, refrigerante e expansão, respectivamente. Alguns outros métodos são sugeridos para melhorar o desempenho térmico de cada componente e de todo o sistema. Este artigo apresenta um modelo similar ao apresentado neste projeto, porém com algumas características técnicas que o diferenciam, visto que o objetivo do projeto que está sendo apresentado é a construção de um sistema de baixo custo. Dentre as principais diferenças estão: a temperatura de funcionamento da bomba de calor e principalmente a dimensão da placa solar e do compressor hermético de baixa potência.

Scarpa et al (2011) apresentam uma comparação através de simulação de um sistema integrado de expansão direta solar assistida com bomba de calor, e um painel solar de placa plana tradicionais para aplicações de aquecimento de água de baixa temperatura (45°C). A comparação (simulada) é realizada supondo que ambos os dispositivos são complementados com um queimador auxiliar de gás padrão, para fornecer o devido calor para uma família típica de quatro membros. O artigo destaca novos conceitos de controle de bomba de calor, necessários quando economia máxima de energia é o principal objetivo do aparelho para dada demanda dos usuários. O dispositivo, com um aquecedor solar de água de chapa plana, mostra que o desempenho duplicou, para que ele possa fazer a mesma tarefa usando apenas um painel com cerca de metade da superfície. A FIG 2.15 apresenta o esquema entre os dois sistemas estudados no artigo, sendo a parte A da figura o sistema tradicional do painel solar térmico assistido com aquecedor a gás de passagem. A parte B da figura apresenta o sistema proposto que contempla o sistema de aquecimento do fluido refrigerante pelo painel solar e compressor proporcionando o aquecimento da água no interior do reservatório.

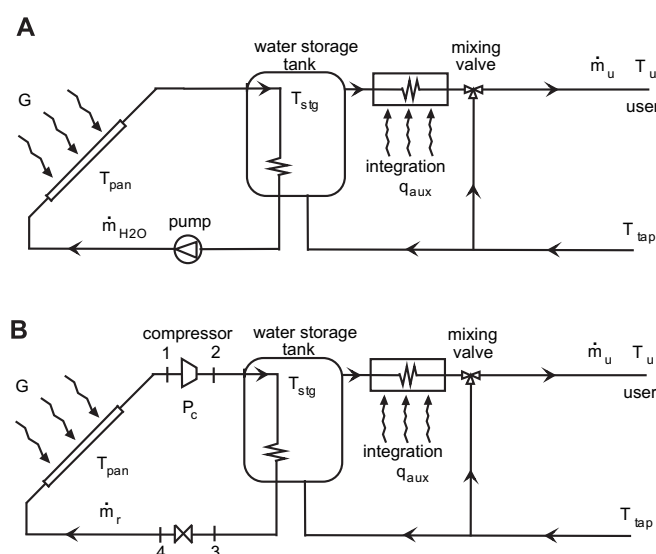


Figura 2.15 – Esquema simplificado de uma montagem de painel solar juntamente com meios auxiliares. (A) Painel solar térmico. (B) O sistema de água foi substituído por um sistema de compressão de vapor refrigerante. Fonte: Scarpa et al (2011)

Conforme dados do artigo, o COP atingido pelo sistema foi de aproximadamente 8, demonstrando a eficiência do sistema proposto. No entanto, o artigo não apresenta dados sobre eficiência energética, ou seja, não foi dimensionado o consumo de energia elétrica durante o funcionamento do sistema, impossibilitando uma análise de viabilidade financeira.

Kuang et al (2003) realizaram um estudo analítico e experimental de um sistema solar de aquecimento de água que utiliza uma bomba de calor de expansão direta (DX - SAHP), ligado a um coletor solar plano de 2 m^2 que atua como uma fonte de calor para evaporação do fluido refrigerante. Foi desenvolvido um modelo de simulação para prever o comportamento térmico a longo prazo do sistema. O COP médio mensal encontrado variou entre 4 e 6, enquanto a eficiência do coletor variou de 40 a 60%. Os resultados encontrados foram simulados para obter um melhor desenvolvimento do sistema e determinar uma estratégia adequada para controle de operação. O efeito dos vários parâmetros, incluindo a insolação solar, temperatura ambiente, área do coletor, volume de armazenamento e velocidade do compressor, foi investigado o desempenho térmico do sistema DX-SAHP, e os resultados indicaram que o desempenho do sistema é regido fortemente pela mudança de insolação solar, área de coletor e a rotação do compressor. Os resultados experimentais obtidos no clima de inverno apresentaram valores razoáveis de acordo com a simulação computacional. A FIG 2.16 apresenta o diagrama esquemático do sistema DX-SAHP de aquecimento de água.

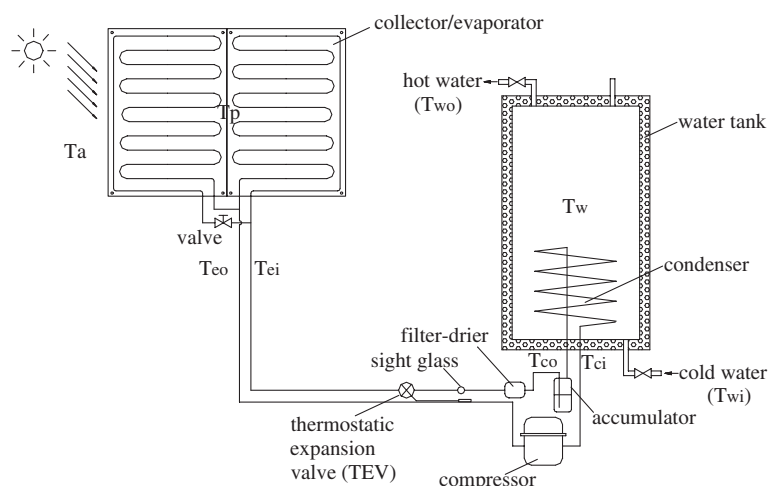


Figura 2.16 – Diagrama esquemático do sistema DX-SAHP de aquecimento de água. Fonte: Kuang et al (2003).

Axaopoulos et al (1998) desenvolveram um sistema solar assistido por uma bomba de calor (SAHPS) para aquecimento de água, bem como desenvolveram e compararam desempenho do experimento com um sistema solar de termosifão convencional (CTSS) de um único tanque. Ambos os sistemas foram monitorados a partir de 1993 a 1997 durante o inverno e verão. O desempenho do CTSS foi seriamente afetado por condições climáticas, considerando que SAHPS sempre poderia funcionar sem variação significativa e com um COP acima de 3,0. Uma comparação entre os dois sistemas demonstrou que o desempenho do SAHPS pode ser melhor do que a do CTSS sob todas as condições climáticas. A FIG 2.17 apresenta o diagrama esquemático do sistema SAHPS de aquecimento de água.

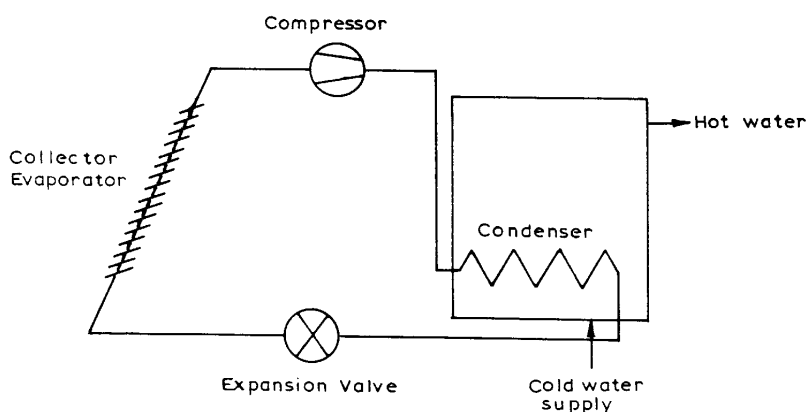


Figura 2.17 – Diagrama esquemático do sistema SAHPS de aquecimento de água. Fonte: Axaopoulos et al (1998).

Gorozabel Chata et al (2005) abordaram sobre o desempenho térmico de um sistema solar assistido por uma bomba de calor de expansão direta (DX-SAHP) usando diferentes fluidos refrigerantes em duas configurações de coletor solar, sendo um coletor aberto e outro fechado. O programa de computador REFPROP, desenvolvido pela *National Institute of Science and Technology*, foi utilizado para definir as propriedades do balanço de energia dos fluidos refrigerantes ao passar pelo coletor. O desempenho térmico, caracterizado pelo coeficiente de performance (COP), foi determinado por uma variedade de refrigerantes puros, bem como misturas de refrigerantes. A degradação de desempenho devido a mudança do R-12 para hidrofluorcarboneto puro (HFC), bem como as misturas de refrigerante foi investigado. Um procedimento gráfico foi desenvolvido e ilustrado por vários refrigerantes para o dimensionamento da área do coletor solar e a capacidade de deslocamento do compressor da bomba de calor para as configurações dos dois coletores consideradas no artigo. A FIG 2.18 apresenta o diagrama esquemático do sistema DX-SAHP de aquecimento de água com diferentes fluidos refrigerantes e o GRA 2.4. apresenta a gráfico comparativo do COP_H para diferentes refrigerantes a $60\text{ }^\circ\text{C}$.

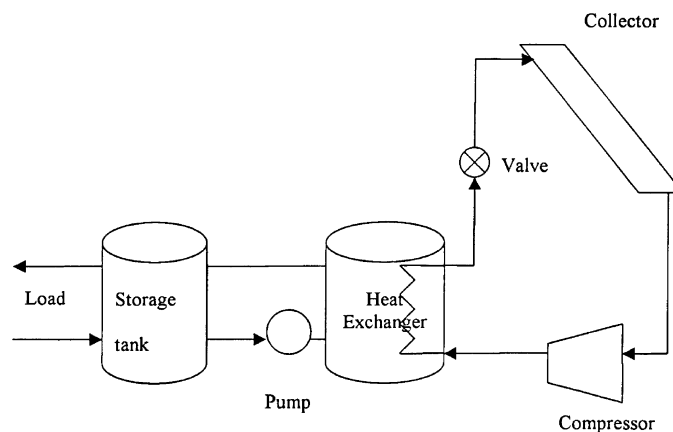


Figura 2.18 – Diagrama esquemático do sistema DX-SAHP de aquecimento de água com diferentes fluidos refrigerantes. Fonte: Gorozabel Chata et al (2005).

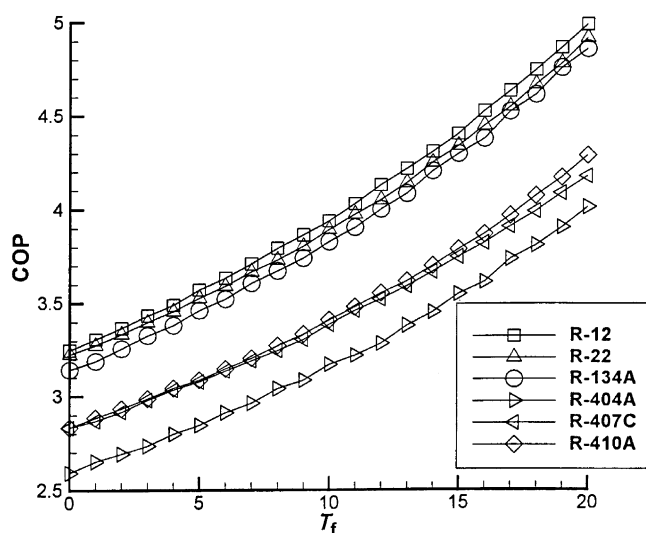


Gráfico 2.4 – Comparação do COP_H para diferentes refrigerantes a 60 °C. Fonte: Gorozabel Chata et al (2005).

Nos anais da 10^a conferência do IIR (*International Institute of Refrigeration*), realizado na Holanda, de 25 a 27 de junho de 2012, foram publicados alguns artigos sobre bombas de calor para média e alta temperatura, os quais estão apresentados abaixo.

Larminat e Arnou (2012) apresentam um estudo sobre diferentes fluidos frigoríficos em bombas de calor para aquecimento de água acima de 70°C. GRA 2.5 apresenta a variação do COP versus a temperatura de condensação para ciclo de estágio simples de diferentes fluidos.

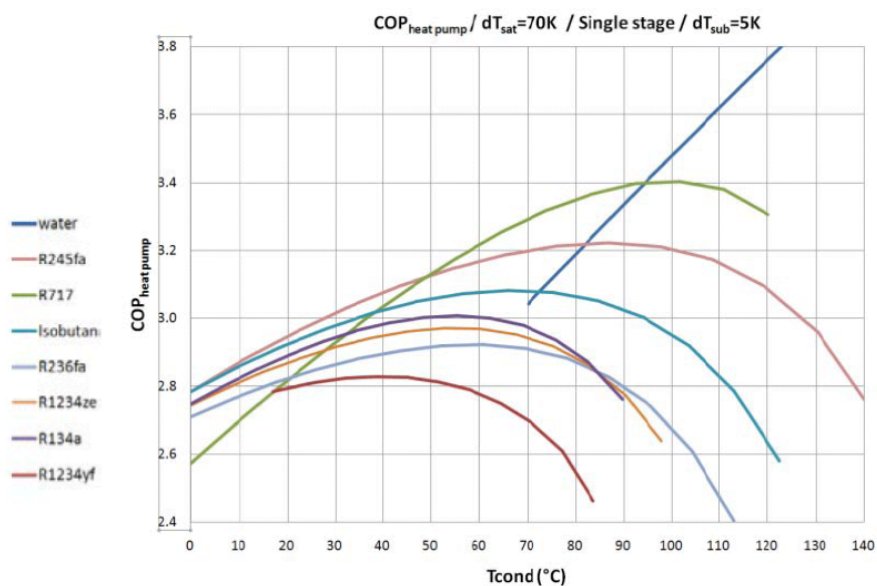


Gráfico 2.5 – Comparação do COP para diferentes refrigerantes. Fonte: Larminat e Arnou (2012).

Os autores demonstram que o fluido R-134a tem uma tecnologia convencional para temperaturas acima de 75°C, mas com a vantagem de ser um fluido amplamente testado e que oferece um preço otimizado, no entanto não apresenta o melhor COP. A amônia é muito interessante para temperaturas acima de 90°C, porém seu uso tem limitações de segurança e sua relação de custo benefício não é interessante. O fluido R245fa apresenta o melhor COP para todas as temperaturas acima de 105°C. Por último, eles concluem que o vapor de água oferece em teoria um excelente potencial em altas temperaturas, especialmente para temperaturas acima de 110°C e até próximo a 140°C. No futuro deve ser um importante campo de estudo e desenvolvimento.

Brix et al (2012) abordam sobre o uso de amônia e dióxido de carbono em bombas de calor para a indústria de recuperação. No GRA 2.6 apresenta-se a comparação do COP entre os dois fluidos. A conclusão geral do artigo é que a bomba de calor com amônia é melhor em temperaturas de entrada do dissipador de calor acima de 28°C e o CO₂ é melhor abaixo de 24°C, independente de outros parâmetros.

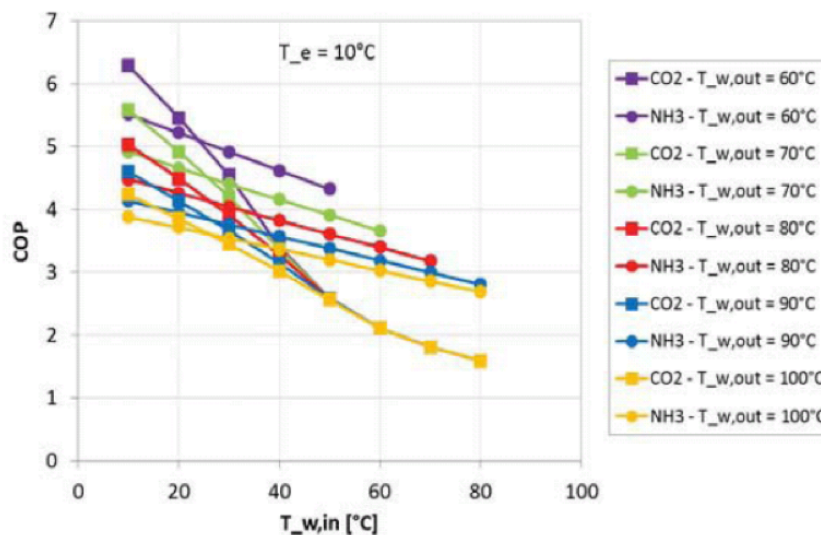


Gráfico 2.6 – Comparação do COP entre CO₂ e NH₃. Fonte: Brix at al (2012).

No artigo de Gerritsen (2012) intitulado como Experiência prática com amônia em bombas de calor “add-on”. O sistema deve ser usado para temperaturas acima de 90°C, assim reduzindo significativamente a emissão de CO₂ e os custos de energia. A FIG 2.19 apresenta o desenho esquemático da bomba de calor “add-on”. O GRA 2.7 demonstra a variação do COP entre diferentes tipos de sistemas.

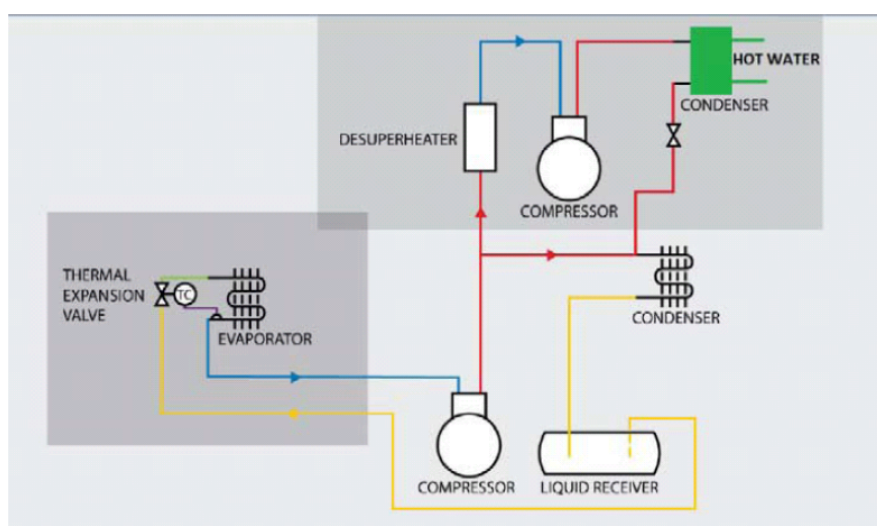


Figura 2.19 – Desenho esquemático da bomba de calor add-on. Fonte: Gerritsen (2012).

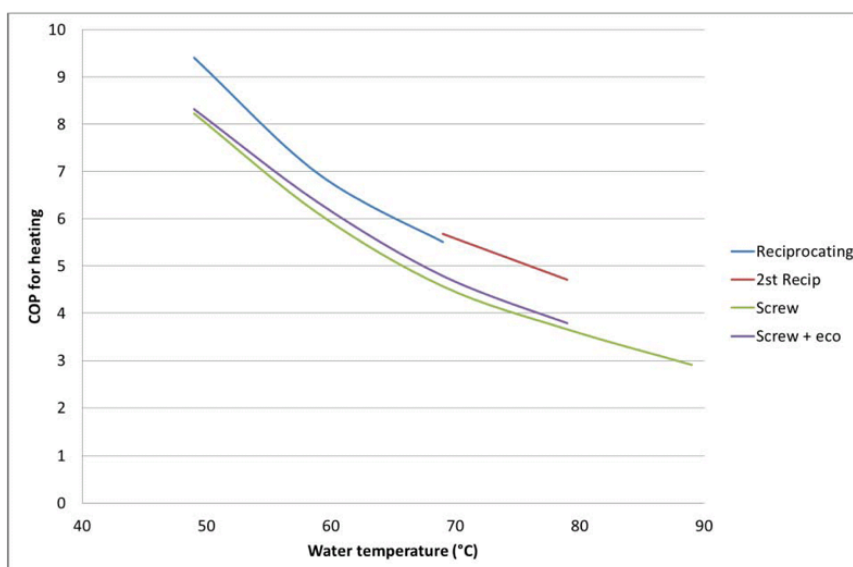


Gráfico 2.7 – Comparação do COP entre diferentes sistemas. Fonte: Gerritsen (2012).

Rohde et al (2012) apresentam no artigo um estudo sobre bombas de calor para produção de vapor a partir de calor residual. No processo industrial, uma grande quantidade de energia é desperdiçada para o ambiente a uma temperatura moderada. O aumento no preço da energia tem motivado algumas indústrias a investir internamente para recuperar o calor residual.

O artigo investiga a produção de vapor no condensador de uma bomba de calor recuperando o calor residual do evaporador. O COP do condensador a 110°C varia de 1,3 a 4,2 para as respectivas temperaturas de evaporação de 15 a 55°C. O butano apresentou-se como um bom candidato com características similares ao R-245fa, sem os conhecidos inconvenientes dos impactos ambientais provocados por este. Amônia apresentou baixa eficiência e parece ser mais caro devido a necessidade de resfriamento e de superaquecimento.

O GRA 2.8 apresenta o COP para os fluídos amônia, butano e R-245fa. O sinal de “+” a pós o nome do fluido e do número de estágios (2 ou 3) indica a utilização do separador de gás.

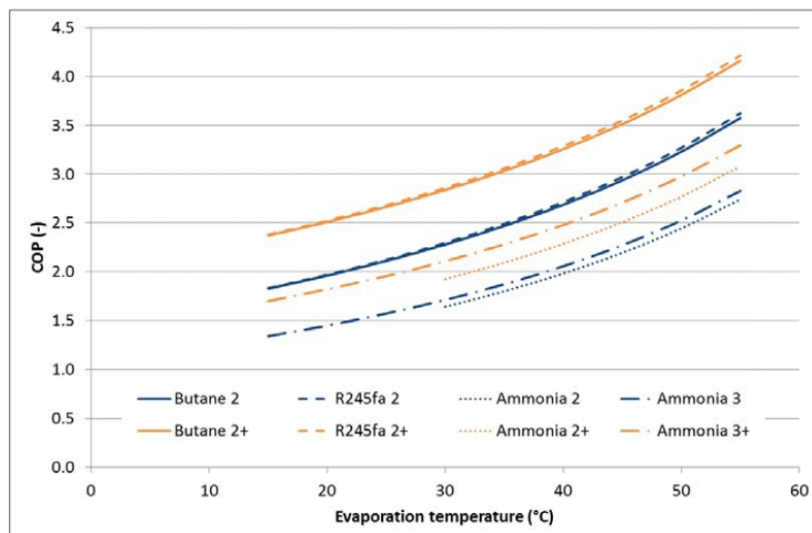


Gráfico 2.8 – Comparação do COP entre diferentes fluidos. Fonte: Rohde et al (2012)

2.10 Considerações finais

Neste capítulo foi realizado um levantamento bibliográfico sobre os principais equipamentos utilizados para aquecimento de água em residências, principalmente para banho. Dentre os modelos apresentados destacam-se os sistemas convencionais de aquecimento de água por coletor solar usando a resistência elétrica, sistemas convencionais de aquecimento de água por bomba de calor, sistemas convencionais de aquecimento de água por resistência elétrica, e sistemas convencionais de aquecimento de água por gás liquefeito de petróleo (GLP) ou gás natural (GN).

Além do levantamento dos equipamentos, realizou-se uma pesquisa sobre as ferramentas financeiras para cálculo do retorno do investimento, para que seja possível definir qual dos sistemas combinados oferecerá o melhor retorno para o consumidor.

Levantou-se também neste capítulo outras linhas de pesquisas e autores que estão desenvolvendo trabalhos relacionados ao tema proposto. Dos trabalhos pesquisados e apresentados no referencial bibliográfico, dois deles estão mais próximos da linha de pesquisa deste trabalho: Sterling e Collins (2012), a análise de viabilidade de uma bomba de calor indireta assistida por um sistema solar para aquecimento de água doméstica, e o de Li et al (2007) que apresenta a análise experimental de um equipamento de coletor solar assistido com uma bomba de calor para aquecimento de água.

O estudo de Sterling e Collins (2012) trata de um sistema auxiliar ao sistema de coletor solar que incorpora uma bomba de calor indireta alimentando um segundo tanque de água quente, diferentemente do estudo desta tese, que a bomba de calor alimenta o mesmo tanque de água do coletor solar.

O estudo de Li et al (2007) utiliza um compressor hermético com gás R-22 com potência nominal de entrada 0,75 kW, diferente deste estudo que apresenta um compressor hermético com gás R-134a e potência nominal de entrada 0,246 kW, ou seja um compressor de baixa potência.

Desta forma conclui-se que, de acordo com o pesquisa realizada em periódicos de grande circulação mundial, o presente estudo dispõe de características técnicas que o diferem dos demais estudos realizados até o momento.

3. PROJETO, CONSTRUÇÃO E PLANO DE ENSAIOS

3.1. Introdução

Neste capítulo apresenta-se o projeto e a construção do protótipo de uma bomba de calor e um coletor solar para produção de água quente, bem como o plano de ensaios experimentais. O capítulo inicia-se com a descrição do protótipo, dos seus componentes e dos instrumentos de medição. O dispositivo experimental foi desenvolvido em parceria com a empresa Maxtemper Energia Solar. O detalhamento dos projetos do condensador e do evaporador estático serão apresentados neste capítulo.

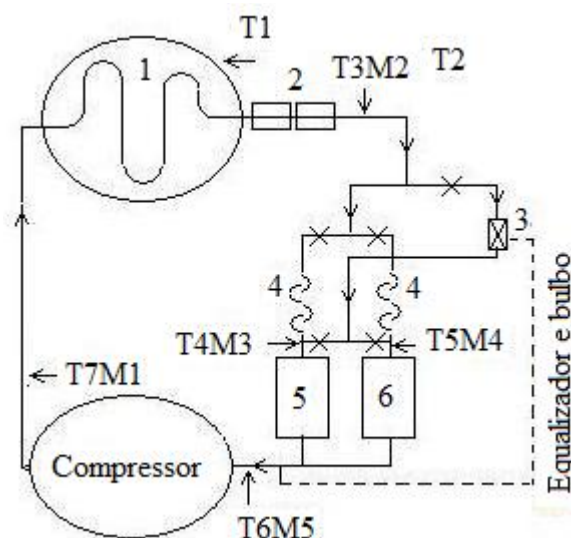
3.2. Projeto do protótipo

O protótipo desenvolvido para os ensaios experimentais consiste em um sistema de aquecimento por compressão de vapor, tendo como fluido primário o R-134a e como fluidos secundários ar no evaporador e água no condensador. O reservatório térmico possui um volume de 200L. O sistema é composto, basicamente, por um compressor alternativo hermético do tipo pistão, conforme descrito na seção 3.2.1, por um condensador a água construído de tubo de cobre, conforme descrito na seção 3.2.2, por um evaporador a ar de tubo de cobre aletado com uma capacidade térmica de 1/2 HP adquirido no mercado, por um evaporador estático desenvolvido para este projeto, conforme descrito na seção 3.2.3, e por um dispositivo de expansão - válvula termostática Danfoss TEN 2- orifício NR0X.

A linha de fluido frigorífico conta com uma garrafa de líquido – dispositivo da marca FRIGOR, instalado à saída do condensador, bem como, com um filtro secador, marca DANFOSS modelo DML 052, para retenção de líquidos e impurezas provenientes do sistema.

Os tubos e acessórios foram recobertos com isolante térmico composto por um tubo esponjoso de polietileno blindado com espessura de 9 mm para diminuir a influência das condições do ambiente externo sobre o equipamento.

Foram instalados no protótipo 7 sensores de temperatura termopares tipo K do fabricante ECIL. O protótipo apresenta 5 Manômetros, 3 para baixa e 2 para alta pressão. Para um melhor entendimento do equipamento, e visualização dos pontos de medição de temperaturas e pressões, o desenho esquemático da FIG 3.1 é apresentado.



Legenda:	Localização dos Termopares:	Localização dos Manômetros
1-Condensador	T1-Reservatório de água	M1-Saída do compressor
2-Garrafa de líquido e filtro	T2-Temperatura ambiente	M2-Saída do condensador
3-Válvula termostática	T3-Saída do condensador	M3-Evaporador convencional
4-Tubo capilar	T4-Evaporador convencional	M4-Evaporador estático
5-Evaporador Convencional	T5-Evaporador estático	M5-Entrada do compressor
6-Evaporador Estático	T6-Entrada do compressor	
X-Registro	T7-Saída do compressor	

Figura 3.1 – Desenho Esquemático do Protótipo Bomba de calor.

Para a aquisição dos dados foi utilizado o software LabView versão 10.0, placa de aquisição de sinais multifunção NIUSB6211 com cabos de alimentação via barramento, instalados em um microcomputador HP510. A FIG 3.2 apresenta o desenho esquemático do sistema de coleta de dados – software *LabView*.

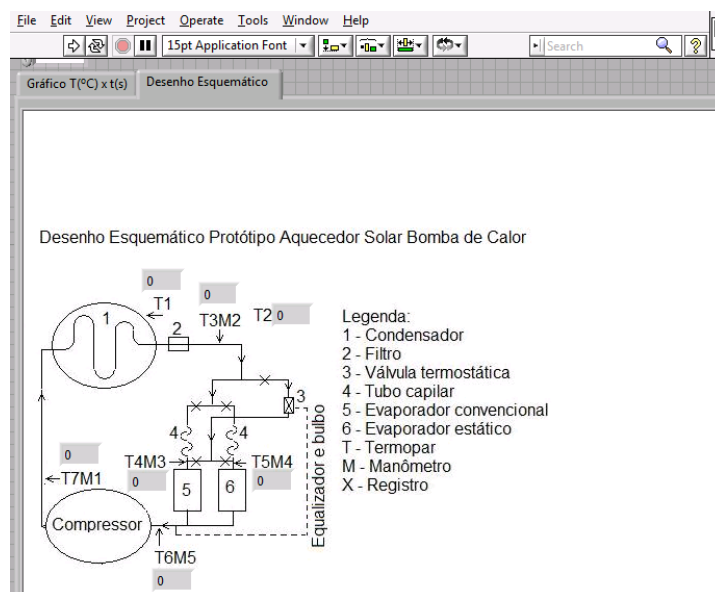


Figura 3.2 - Desenho esquemático do sistema de coleta de dados – software *LabView*.

O protótipo foi conectado a um medidor digital de energia elétrica da Marca Kron, modelo MKE-01, que mede o consumo de energia elétrica real do sistema em sua totalidade, levando em consideração a energia consumida pelo compressor e pelo motor elétrico do ventilador marca ELGIN do Tipo CDE2777 220V/60HZ, associado ao evaporador. Este medidor foi utilizado, devido à necessidade de se avaliar o coeficiente de desempenho (COP) real da máquina, que relaciona a potência transferida para a água do reservatório com o consumo real de energia elétrica do equipamento. A FIG 3.3 apresenta o instrumento descrito.



Figura 3.3 - Medidor de energia.

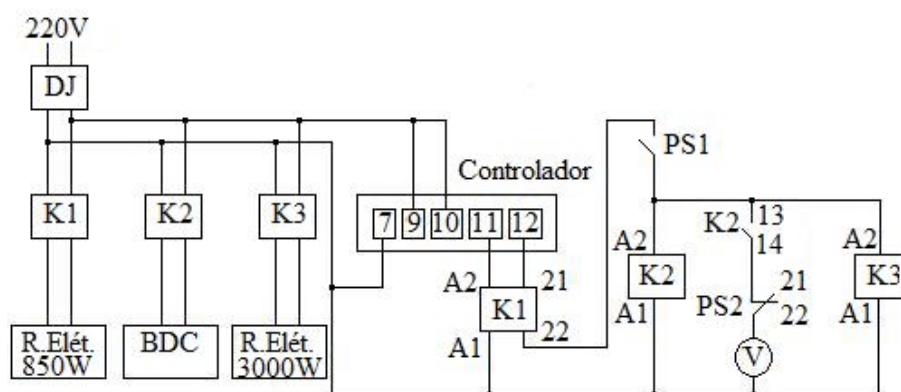
3.2.1. Circuito de acionamento elétrico dos componentes do protótipo

Um dos pontos importantes deste projeto foi o desenvolvimento do circuito elétrico de acionamento dos diversos componentes do protótipo, sendo que o mesmo é composto por dois dispositivos principais: a placa coletora solar e a bomba de calor. Para a realização dos ensaios foi necessário a construção de um circuito elétrico que representasse o funcionamento do sistema de forma experimental simulando a atuação real do equipamento.

O componente opera da seguinte forma: a resistência elétrica contida no interior da placa solar (ver FIG 3.16) deve ser acionada para elevar a temperatura da água até 35 °C. Ao atingir esta temperatura, outro dispositivo é acionado para aquecer a água, elevando-a até a temperatura de 45 °C. Neste processo de aumento da temperatura de 35°C para 45 °C, pode-se utilizar dois dispositivos, uma resistência elétrica de 3500 W ou uma bomba de calor.

Para o desenvolvimento deste circuito elétrico foram utilizados os seguintes equipamentos: Controladora digital de temperatura com dois estágios da marca Full Gauge modelo MT-518i, disjuntor bipolar de 16A 220V marca GE, 1 contator de 12A 220V da marca GE modelo WC12-01, 1 contator de 9A 220V da marca GE modelo WC09-01, 1 contator de 9A 220V da marca WEG modelo WC09-10, 1 chave seletora de 3 posições marca Metaltex modelo 2NA P20SSR4-B-2A, 1 chave seletora de 2 posições marca Metaltex modelo 1NA P20SSR2-B-1A, e uma caixa plástica da marca Cemarbox nas seguintes dimensões 240X190X90mm.

A FIG 3.4 apresenta o desenho esquemático do circuito elétrico do protótipo desenvolvido para este trabalho.



Legenda:	
DJ-Disjuntor bipolar de 16A	V-Ventilador
K1-Contator 9A	Controlador -Controlador digital de temperatura de 2 estágios
K2-Contator 9A-NO	PS1-Chave seletora de 3 posições
K3-Contator 12A	PS2-Chave seletora de 2 posições
BDC-Bomba de Calor	A1, A2, 13, 14, 21 e 22 -Posições de contato nos dispositivos

Figura 3.4 – Desenho esquemático circuito elétrico do protótipo

3.2.2. Seleção do compressor

A selecionou-se o compressor por meio da carga térmica total de aquecimento (CT) que o equipamento produziria. No entanto, foram utilizados como referência valores praticados em projetos de aquecimento de água pela empresa Maxtemper, que possui larga experiência no mercado. Definiu-se que o volume de 200L de água deve ser aquecido da temperatura de 35°C, até a temperatura de 45°C, em um tempo (Δt) de 3,5 horas. A partir dos valores do calor específico (c_p) e da massa de água a ser aquecida (m), CT é dado pela EQ. (3.1):

(3.1)

O fluido de trabalho escolhido foi o R134a (tetrafluoreetano CH_2FCF_3), ele é um refrigerante não prejudicial ao meio-ambiente que evita a degradação da camada de ozônio, sendo recomendado oficialmente como substituto do R12. Com base nestas informações, uma das empresas parceiras do projeto, a Embraco, indicou e doou o compressor hermético de tipo pistão (FFV 100 HAK 1/3 HP 220V/60Hz) para esta operação por ser um compressor de baixo consumo de energia e baixo custo de aquisição.

3.2.3. Dimensionamento do condensador

O condensador é o componente do sistema que troca o calor do fluido refrigerante para a água. O mesmo é formado por um tubo de cobre, onde em seu interior o fluido refrigerante passa, trocando calor com a água existente no tanque isolado.

Conforme citado por Maia, G. (2007), a transferência de calor se dá em três regimes distintos, correspondentes às etapas de dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento do fluido refrigerante que circula internamente no trocador.

Para o dimensionamento do condensador utilizou-se dos seguintes dados: temperatura inicial da água, temperatura final da água, temperatura de condensação do fluido (T_c), grau de superaquecimento, volume de água e diâmetros interno (d_i) e externo (d_e) da tubulação. A vazão mássica do fluido (), EQ. 3.2. foi calculada a partir do valor da carga térmica (CT) e a entalpia do fluido na entrada (h_1) e na saída (h_4) do condensador.

$$(3.2)$$

A potência necessária para cada etapa () é dada pela seguinte equação, onde Δh é a variação da entalpia do fluido.

$$(3.3)$$

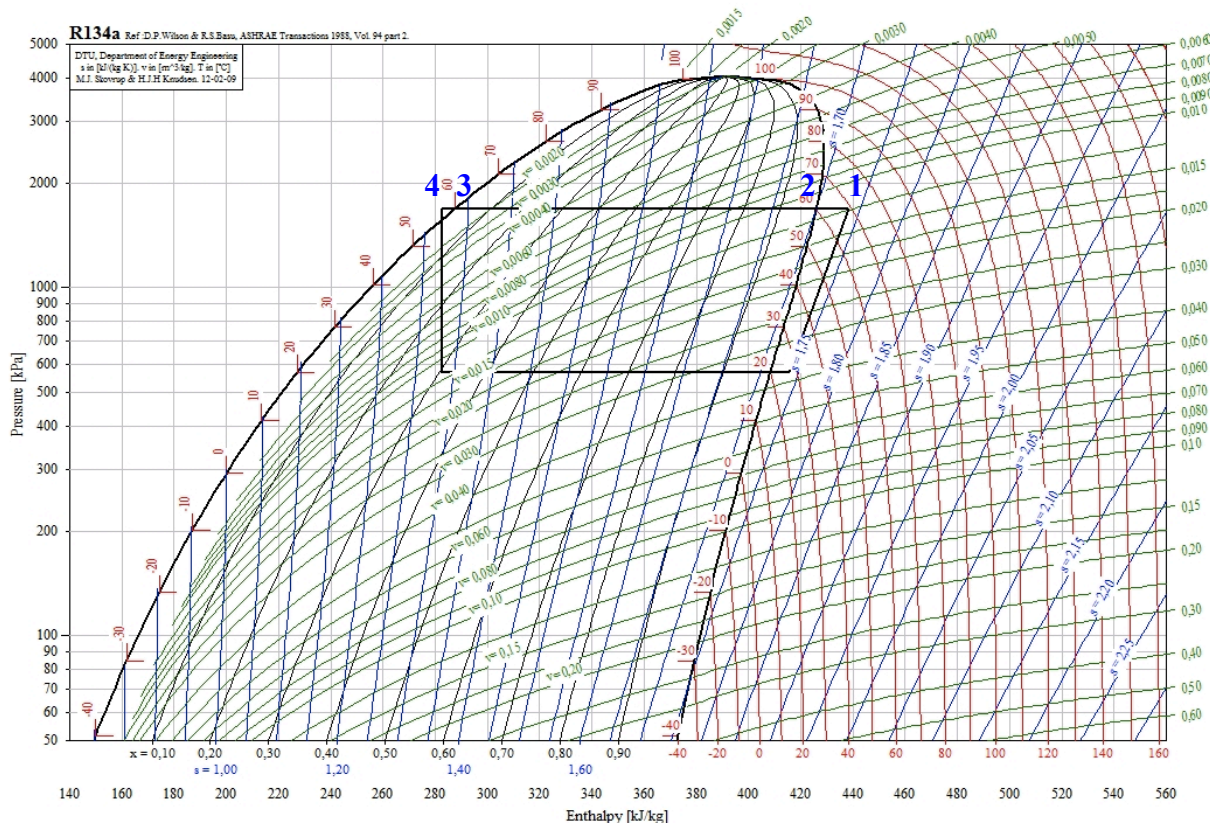


Gráfico 3.1 – Ciclo da BDC em um gráfico Pressão x Entalpia.

Como primeiro passo determina-se o comprimento da região de dessuperaquecimento, que consiste na mudança do fluido de trabalho do estado de vapor superaquecido ao estado de vapor saturado, ponto 1 ao ponto 2 do GRA 3.1. Utilizou-se o valor da temperatura da água para o dimensionamento (T_a) igual à média aritmética entre as temperaturas inicial e final. O fluido refrigerante passa da temperatura T_1 à temperatura T_2 . Para determinar o coeficiente interno de transferência de calor (h_i) utilizou-se a equação de Dittus-Boelter (Incropera, 2003).

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (3.4)$$

Usa-se $n = 0,4$, no caso de aquecimento do fluido ($T_s > T_m$), e $n = 0,3$, no caso de resfriamento ($T_s < T_m$). O domínio de validade desta correlação é:

$$0,7 \leq Pr \leq 160 \quad Re_D \geq 10000 \quad L/d \geq 10$$

O coeficiente externo de transferência de calor (h_e) é determinado utilizando-se o número de Nusselt dado pela equação de Churchill e Chu para convecção livre no exterior de tubos, EQ. 3.5, (Incropera, 2003).

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra \leq 10^{12} \quad (3.5)$$

O coeficiente global de transferência de calor (U) é dado pela seguinte equação:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{d_e}{h_i d_i} + \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2k} \quad (3.6)$$

Para determinar o comprimento da região de dessuperaquecimento (L_{DS}) utilizou-se a seguinte equação:

$$L_{DS} = \frac{\dot{q}_{DS}}{U\pi d_e \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - T_a \right)} \quad (3.7)$$

Conforme citado por Maia, G. (2007), a segunda região é a de condensação, que corresponde ao intervalo entre os pontos 2 e 3 da FIG. 3.5. Esta etapa caracteriza-se pela mudança de fase do fluido de vapor saturado para líquido saturado, transferindo uma grande quantidade de energia para a água, devido ao alto coeficiente de transferência de calor por condensação. Nesta fase, a temperatura do fluido não varia e a temperatura da água é a mesma considerada para a região de dessuperaquecimento.

O coeficiente externo de transferência de calor (h_e) foi determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento. Para o cálculo do coeficiente interno de transferência de calor (h_i) utilizou-se a correlação de Shah conforme indicado pela EQ. (3.8).

$$H_{cond} = H_l \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right] \quad (3.8)$$

H_l é o coeficiente de transferência de calor, dado pela equação de Dittus Boelter, supondo que todo o escoamento ocorresse na fase líquida. P_{red} é a pressão reduzida definida pela relação entre a pressão real e a pressão crítica.

Porém, como o título varia ao longo do processo, esta equação foi resolvida para 200 valores de título variando de 0 a 1 (com delta igual a 0,005) e o valor final de h_i foi o resultado da média aritmética destes coeficientes. O valor do coeficiente global de transferência de calor foi determinado pela EQ. (3.6) e o comprimento da região de condensação (L_{CD}) foi calculado pela seguinte equação:

$$L_{CD} = \frac{\dot{q}_{CD}}{U\pi D_e (T_c - T_a)} \quad (3.9)$$

Conforme citado por Maia, G. (2007), a região de sub-resfriamento corresponde à redução da temperatura do fluido após ter alcançado a fase líquida, do ponto 3 ao 4 da FIG. 3.5. Esta etapa garante que o dispositivo de expansão não receba o fluido no estado de vapor. O cálculo

do comprimento desta região (L_{SR}) é semelhante ao utilizado para a região de dessuperaquecimento, porém considerando-se que o fluido de trabalho passa de uma temperatura T_3 igual a T_c e passa a uma temperatura T_4 , a qual depende do grau de sub-resfriamento selecionado. O comprimento total do condensador (L) é, portanto, a soma dos comprimentos obtidos para as três regiões.

$$L = L_{DS} + L_{CD} + L_{SR} \quad (3.10)$$

Os cálculos foram desenvolvidos em uma planilha do software Excel, que apresentou um valor de L igual a 4,5m. O desenho do condensador foi desenvolvido de forma que se alcançasse uma distribuição por toda a região inferior do reservatório. A FIG. 3.5 mostra o desenho do condensador.

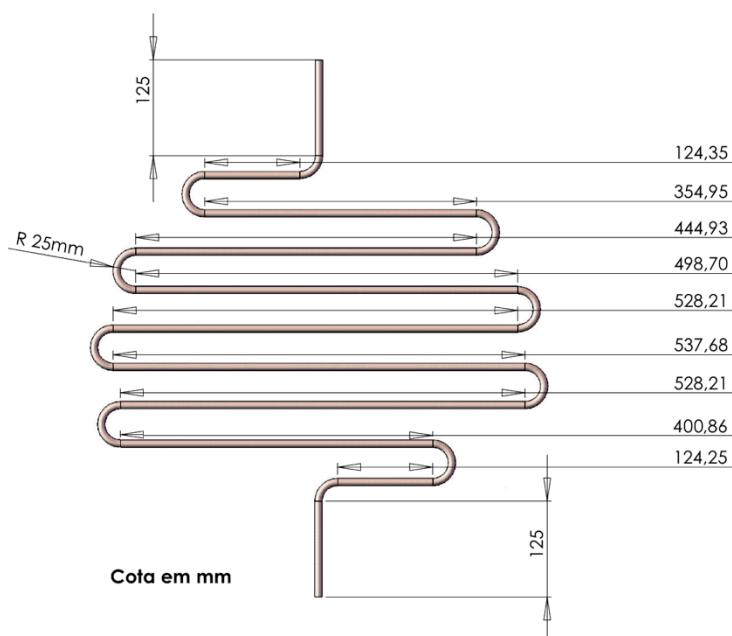


Figura 3.5 – Desenho do Condensador

3.2.4. Dimensionamento do evaporador estático

Para dimensionamento do evaporador estático, utilizou-se a metodologia apresentada por Oliveira (2010, 2011), o qual apresenta um modelo transiente para um evaporador estático de um bomba de calor ar-água.

O primeiro passo para o dimensionamento do evaporador estático é a definição das variáveis de entrada e saída do modelo. Conforme ilustrado na FIG. 3.6.

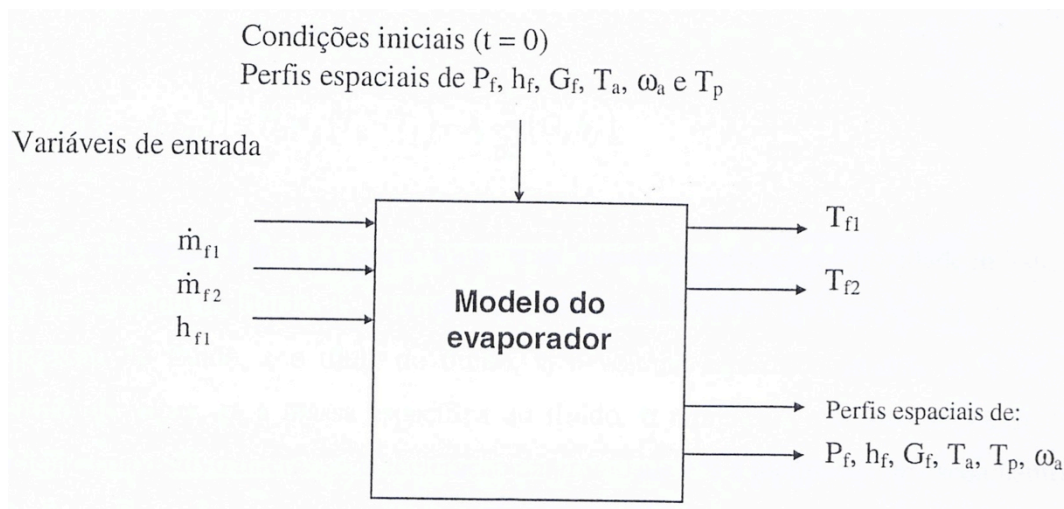


Figura 3.6 –Diagrama de blocos do modelo do evaporador. Fonte: Oliveira, 2010.

O modelo matemático para dimensionamento do evaporador estático é estabelecido através da aplicação do balanço de energia do ar ambiente com o evaporador estático, do balanço de energia das paredes do tubo do evaporador estático, e das equações de balanço de massa, de energia e de quantidade de movimento para o fluido.

3.2.4.1. Equações do fluido frigorífico

São três as equações que regem o escoamento do fluido frigorífico, sendo que a EQ. (3.11) apresenta a equação da continuidade, a EQ. (3.12) a equação da quantidade de movimento e a EQ. (3.13) a da energia.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1+x)^2 v_1}{1-\alpha} \right] \right\} = - \frac{\partial \rho_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right) - g \rho_f \text{sen}(\theta) \quad (3.12)$$

$$A_i \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = H_i \rho_f (T_p - T_f) - A_i \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) \quad (3.13)$$

Sendo que A_i representa a área da secção transversal interna do tubo, G_f a velocidade mássica do fluido, h_f a entalpia do fluido, T_p a temperatura da parede do tubo, T_f a temperatura do fluido, P_f a pressão do fluido, x o título do fluido, v_1 o volume específico do líquido, v_v o volume específico do vapor, ρ_f a massa específica do fluido, α representa a fração de vazio, H_i o coeficiente convectivo interno, g a aceleração da gravidade e θ a inclinação do escoamento do fluido frigorífico.

3.2.4.2. Equação do balanço de energia das paredes

A quantidade de energia armazenada na parede será igual a energia recebida pelo ambiente menos a retirada pelo fluido, conforme apresentado por Oliveira, 2010. Na EQ. (3.14) o símbolo ρ_p significa a massa específica do tubo, A_e a área externa do tubo, C_{pp} o calor específico do tubo e T_{amb} a temperatura ambiente, U é o coeficiente global externo de troca de calor e A_0 é a área de troca de calor externa modificada pela aleta.

$$\rho_p A_e C_{pp} \frac{\partial T_p}{\partial t} = U A_0 (T_{amb} - T_p) - H_i A_i (T_p - T_f) \quad (3.14)$$

3.2.4.3. Equações da aleta

A aleta do evaporador é plana com área da seção reta uniforme. Para estabelecimento destas equações, utilizou-se a metodologia de Incropera (2003), para o cálculo da transferência de calor convectivo através das aletas planas, conforme apresentado nas equações de (3.15) a (3.21).

$$L_c = L + 0,5t \quad (3.15)$$

$$A_a = 2ZL_c \quad (3.16)$$

$$A_c = Zt \quad (3.17)$$

$$A_t = 2A_a + (\pi D_e z - 2tz) \quad (3.18)$$

$$A_p = tL \quad (3.19)$$

$$P = 2Z + 2t \quad (3.20)$$

$$m = \frac{\sqrt{h_e P}}{\sqrt{A_c k_{Al}}} \quad (3.21)$$

Realizado os cálculos acima, pode-se calcular a eficiência da aleta (η) de acordo com a EQ. (3.22).

$$\eta = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (3.22)$$

Após o cálculo da eficiência é possível calcular a área de troca de calor externa modificada da aleta. Essa área entrará nos cálculos do balanço da parede como sendo a área de troca de calor externa. A EQ. (3.23) apresenta a relação entre a área externa e a área de troca de calor externa modificada.

$$A_o = 2\eta A_a + (A_t + 2A_a) \quad (3.23)$$

3.2.4.4. Equações da troca de calor externa

O cálculo do coeficiente externo de troca de calor é um item de importante para o dimensionamento do evaporador estático. Neste cálculo, definiram-se três fontes de calor como sendo importantes, a radiação, a convecção natural e a condensação, conforme exposto por Oliveira, 2010. A equação que apresenta a energia absorvida através de radiação pelo evaporador estático, está descrita na EQ. (3.24).

$$q_{rad} = 2A_{tot} \sigma \varepsilon (T_{amb} - T_{pm}) \quad (3.24)$$

A área total da placa (A_{tot}) foi multiplicada por dois em função do fato de ambos os lados absorverem energia. A constante de Stefan-Boltzmann (σ) é de $5,67 \times 10^{-8}$ W/m²-K⁴. O símbolo ε representa a emissividade. O volume de controle considerado para o cálculo do calor da radiação foi todo a placa, desta forma utilizou-se a temperatura da placa média (T_{pm}). Ajustando a EQ. (3.24) tornando o calor uma proporção direta das diferenças das temperaturas, a EQ. (3.25) apresenta esta modificação. H_{rad} = coeficiente radiativo externo.

$$H_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2) \quad (3.25)$$

O coeficiente convectivo externo (H_{conv}) será calculado seguindo a metodologia descrita em Incropera (2003) para convecção natural em placas planas. A EQ. (3.26) apresenta o cálculo do número de Rayleigh (Ra_1).

$$Ra_1 = \frac{g\beta(T_{amb} - T_{pm})h_p^3}{\alpha_{ar}v_{ar}} \quad (3.26)$$

Sendo β é o coeficiente de expansão, h_p é a altura da placa, α_{ar} é a difusividade térmica do ar e v_{ar} é a viscosidade cinemática do ar. Abaixo a equação (3.27) apresenta o cálculo do número de Nusselt para convecção natural (Nu_1).

$$Nu_1 = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_1^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ar}}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.27)$$

Sendo Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar. Embora inicialmente o protótipo deste projeto será testado em um ambiente fechado, no entanto pensando em uso comercial deste dispositivo, o qual poderá ser utilizado em um ambiente aberto, nesse caso o evaporador sofreria a ação de brisas o que tornaria a convecção forçada, as equações (3.28) e (3.29) apresentam a equação de Nusselt adaptada por Holman (1983) para convecção forçada cruzada (Nu_f).

$$Re_{ar} = \frac{V_{ar}h_p}{V_{ar}} \quad (3.28)$$

$$Nu_f = CRe_{ar}^n Pr_{ar}^{1/3} \quad (3.29)$$

Onde Re_{ar} é o Reynolds do ar, e V_{ar} é a velocidade do ar. Os valores de C e n são constantes mas variam de acordo com a geometria do trocador de calor. Continua com o cálculo do coeficiente convectivo externo, conforme EQ. (3.20).

$$H_{conv} = \frac{Nuk_{ar}}{h_p} \quad (3.30)$$

A próxima etapa é o cálculo da energia de condensação provocada em função da temperatura cair a uma temperatura inferior à temperatura do ponto de orvalho, ocorrendo a condensação do vapor d'água contido no ar atmosférico. As equações (3.31) e (3.32) completam os passos finais para o cálculo do coeficiente condensação, conforme apresentado por Oliveira (2010).

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68c_{pl}(T_{sat} - T_{mp}) \quad (3.31)$$

$$H_{cond} = 0,943 \left[\frac{\rho_{la} g (\rho_{la} - \rho_{va}) h'_{lv}{}^3 k_l^3}{\mu_{la} (T_{sat} - T_{sup}) h_p} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.32)$$

Sendo c_{pl} o calor específico da água líquida saturada, T_{sat} a temperatura de orvalho, ρ_{la} massa específica da água saturada, ρ_{va} é a massa específica do vapor saturado e μ_{la} é a viscosidade dinâmica da água líquida saturada.

Após o cálculo das três fontes de calor, radiação, convecção e condensação, realiza-se o somatório dos três resultados obtendo o coeficiente global externo de troca de calor U .

Os cálculos foram desenvolvidos em uma planilha do software Excel, que obteve o valor de 16,0 m para o comprimento do tubo de cobre do evaporador estático. As FIG.s 3.7 e 3.8 apresentam o desenho do evaporador estático.

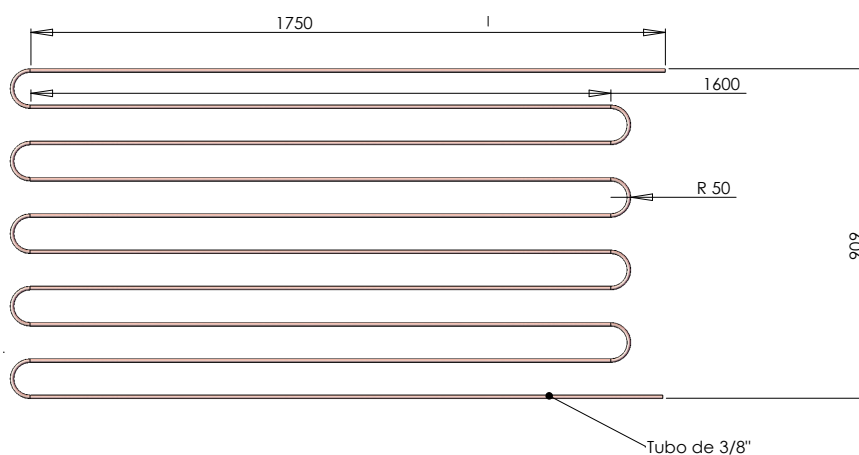


Figura 3.7 – Desenho da serpentina do evaporador estático. Cotas em mm.

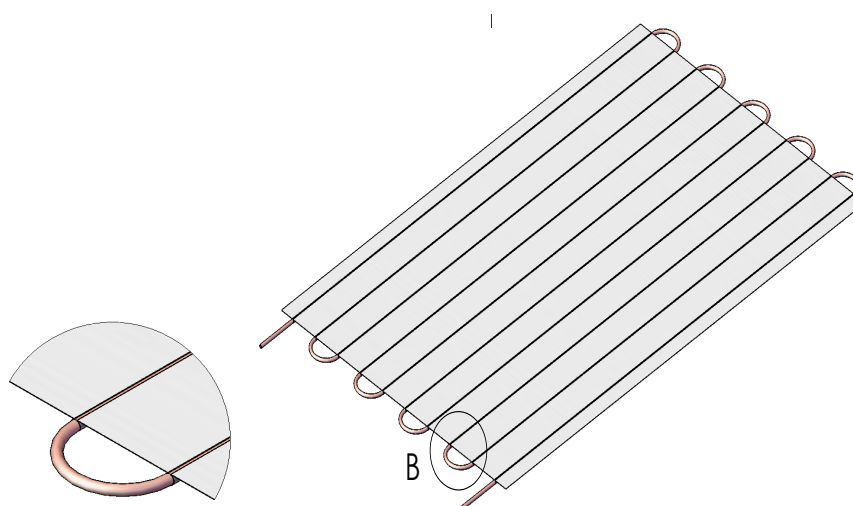


Figura 3.8 – Desenho do evaporador estático com a serpentina e a placa (aleta) dissipadora de calor

3.3. A construção do protótipo

As figuras a seguir apresentam a base de informações para a construção do protótipo, sendo a FIG. 3.9 o desenho das dimensões estruturais do protótipo, a FIG. 3.10 o esquema da montagem do protótipo, a FIG. 3.11 o esquema do circuito elétrico do protótipo, e a TAB 3.1 a lista de materiais para a construção do protótipo.

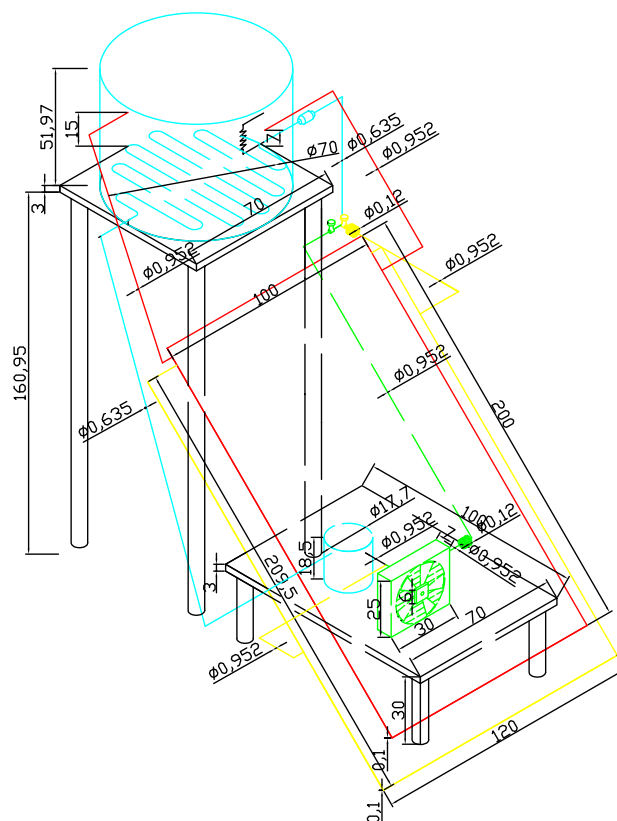
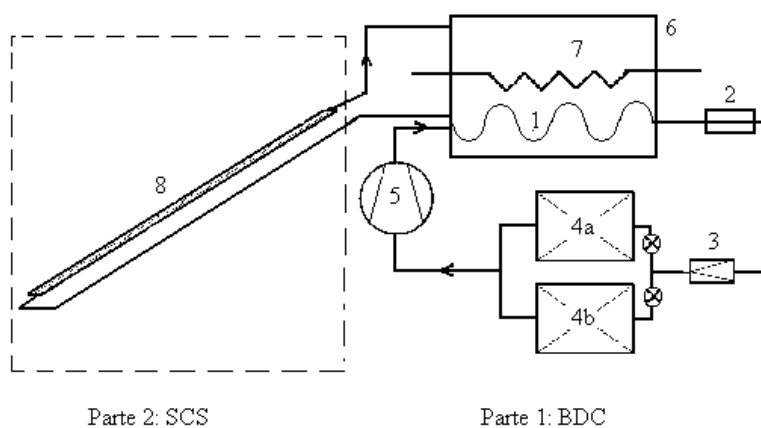


Figura 3.9 – Desenho das dimensões do protótipo. Cotas em cm.



Legenda:	
1-Condensador	5-Compressor
2-Filtro secador	6-Reservatório térmico
3-Válvula termostática	7-Resistencia elétrica
4a-Evaporador convencional	8-Coletor solar simulador
4b-Evaporador estático	

Figura 3.10 – Desenho esquemático da montagem do protótipo

Tabela 3.1 – Lista de materiais para a construção do protótipo

Equipamento	Quantidade
Compressor Embraco 1/3 HP	1
Evaporador ½ HP Ar Comal	3 m
Filtro de linha para fluido R134a.	1
Dispositivo de expansão – válvula termostática Danfoss TEN2 orifício NR0X	1
Cilindro para retenção de líquido	1
Eletro-ventilador – 20mHP Elgin	1
Tubo de ϕ ext 3/8"	20 metros
Tubo de ϕ ext ¼"	4 metros
Chapa de alumínio de 1 mm de espessura (1,8x1m)	1 chapa
Material Isolante Tubo esponjoso ¼" (5 metros)	4 metros
Material Isolante Tubo esponjoso 3/8" (5 metros)	20 metros
Válvula Schrider para alimentação de fluido	1
5 Manômetros, 3 para baixa e 2 para alta pressão	3 baixa e 2 alta
Registro de ¼"	6
Adaptador de rosca para os registro de ¼"	12
Termopar	7
Conexão T de ¼"	3
Conexão T de 3/8"	1
Cabos Elétricos para a instalação Elétrica	10 metros
Tubos e chapas para a estrutura do equipamento	Diversos
Coletor solar de 2m ²	1
Sistema de acionamento elétrico do sistema	1 conjunto
Fluído frigorífico R134a	1 cilindro 5L

O protótipo foi construído com o auxílio da Maxtemper, empresa parceira neste projeto. A seguir são apresentadas algumas figuras que demonstram as fases de construção do protótipo, sendo a FIG. 3.11 – Evaporador estático construído, a FIG. 3.12 – Condensador dentro do reservatório, FIG. 3.13 – Compressor (bomba de calor) e ao fundo o Evaporador Convencional, FIG. 3.14 – Vista da construção do protótipo – parte de refrigeração, FIG. 3.15 – Placa do coletor solar enrolada com resistência elétrica para simular o efeito termossifão, FIG. 3.16 – Resistência elétrica enrolada no tubo de cobre do coletor solar para simular o efeito termossifão, FIG. 3.17 – Vista frontal da construção do protótipo, a FIG. 3.18 – Vista de fundo da construção do protótipo, e a FIG. 3.19 - Vista Geral do Equipamento.



Figura 3.11 – Evaporador estático construído

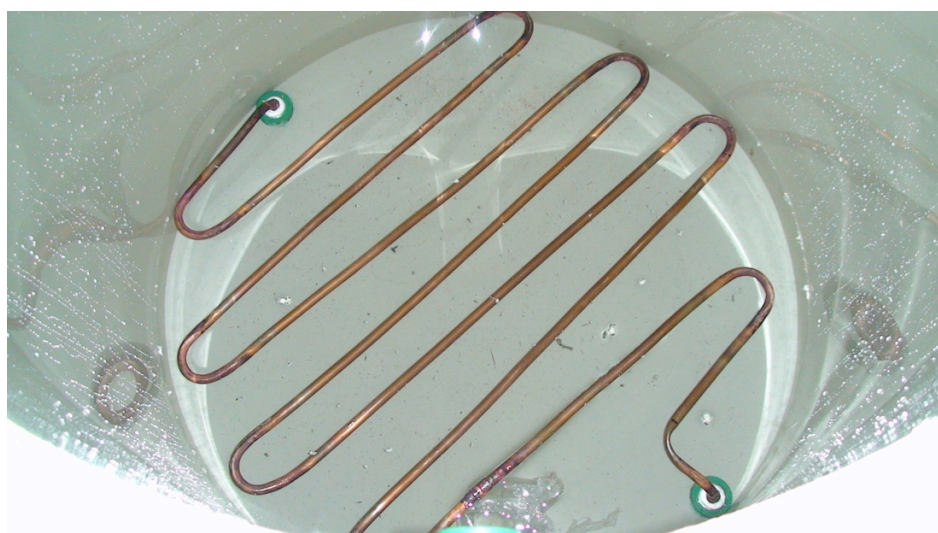


Figura 3.12 – Condensador dentro do reservatório



Figura 3.13 – Compressor (bomba de calor) e ao fundo o Evaporador Convencional

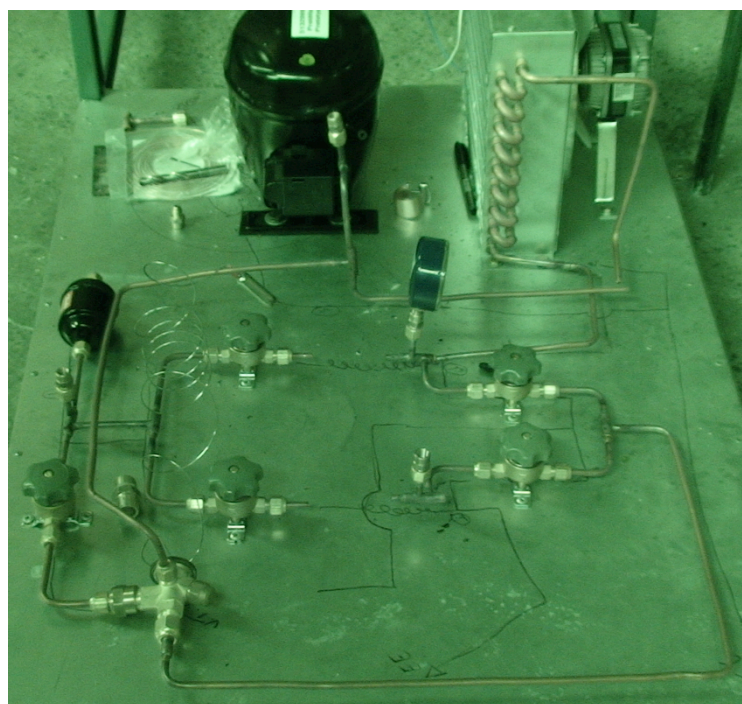


Figura 3.14 – Vista da construção do protótipo – parte de refrigeração



Figura 3.15 – Placa do coletor solar enrolada com resistência elétrica para simular o efeito termossifão.



Figura 3.16 – Resistência elétrica enrolada no tubo de cobre do coletor solar para simular o efeito termossifão.

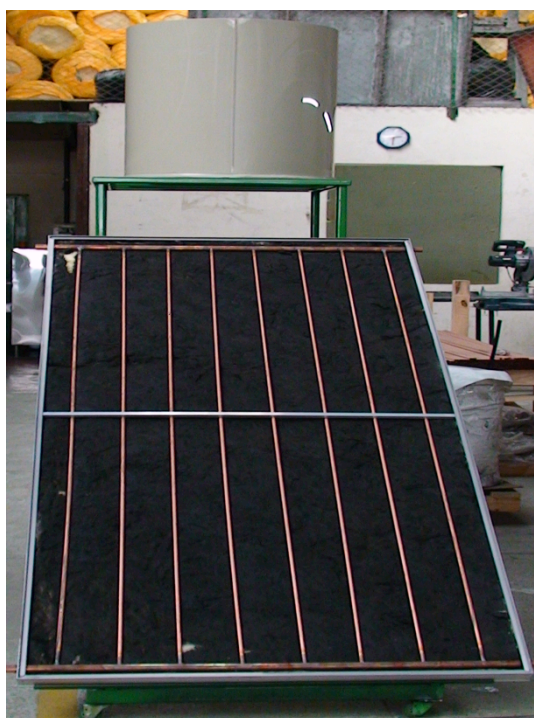


Figura 3.17 – Vista frontal da construção do protótipo



Figura 3.18 – Vista de fundo da construção do protótipo

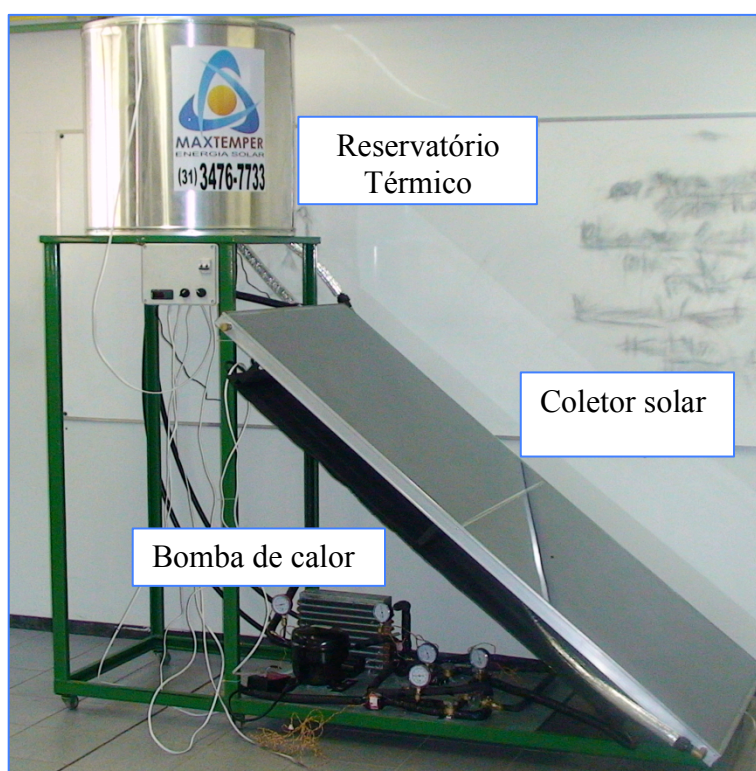


Figura 3.19 - Vista Geral do Equipamento

3.4. Plano de ensaios

Para fins de comparação de resultados foram realizados os seguintes ensaios: 1- Aquecimento da água através de resistência elétrica; 2 – Aquecimento da água através da bomba de calor utilizando a válvula termostática e o evaporador convencional; 3 - Aquecimento da água através da bomba de calor utilizando a válvula termostática e o evaporador estático; 4 - Aquecimento da água através da bomba de calor utilizando o tubo capilar e o evaporador convencional; e 5 - Aquecimento da água através da bomba de calor utilizando a válvula termostática e o evaporador estático.

Para cada uma destas situações acima descritas, foram obtidas as seguintes informações:

- a) Consumo de energia elétrica;
- b) Temperatura no interior do reservatório de água;
- c) Temperatura na entrada do compressor (bomba de calor);
- d) Pressão do fluido refrigerante na entrada do compressor (bomba de calor);
- e) Temperatura na saída do compressor (bomba de calor);
- f) Pressão do fluido refrigerante na saída do compressor (bomba de calor);
- g) Temperatura na saída do condensador;
- h) Pressão do fluido refrigerante na saída do condensador;
- i) Temperatura na entrada do evaporador convencional;
- j) Pressão do fluido refrigerante na entrada do evaporador convencional;
- k) Temperatura na entrada do evaporador estático;
- l) Pressão do fluido refrigerante na entrada do evaporador estático;

3.4.1. Número de medições requeridas

Para determinar o número mínimo de medições (N) de modo a minimizar o erro aleatório das várias grandezas coletadas, foi utilizado a seguinte equação (Figliola e Beasley, 2007):

$$N \approx \left(\frac{t_{v,95} S_x}{d} \right)^2 (95\%) \quad (3.33)$$

Onde,

$$d = t_{v,95} \frac{S_x}{\sqrt{N}} \quad (3.34)$$

Sendo d o intervalo de confiança unilateral. O valor de S_x (desvio padrão estimado) deve ser atribuído em função de testes anteriores, experiência ou informação do fabricante. O símbolo de aproximação (\approx) decorre de S_x , por ser um valor estimado, e não o desvio padrão (σ) real do valor medido.

O desvio padrão estimado S_x foi firmado em 0,039, com base nos trabalhos desenvolvido por Oliveira, 2011, que realizou ensaios experimentais uma bomba de calor para aquecimento de água residencial semelhante ao presente trabalho. Conforme sugestão de Figliola e Beasley, 2007, p 122, para uma interação de tentativa e erro no intuito de convergir o valor de N , inicialmente estima-se uma amostra de $N=5$. Na tabela de t de *Student* para um grau de liberdade (v) igual a 4 e para uma probabilidade de 95%, obtém-se o valor de $t_{4,95}$ igual a 2,770.

Aplicando a formula 4.2, obtém-se o valor de $d=0,0483$. A partir deste número, deve-se encontrar o valor aproximado de N . Para tal, utiliza-se a formula 4.1, cujo valor final foi de $N=5,00$.

Neste trabalho será utilizado o número de amostras igual a 5, conforme calculado anteriormente.

3.4.2. Incertezas das medições

Para a realização do cálculo do COP, foram utilizados os seguintes instrumentos e suas respectivas incertezas: a) Sensor digital de temperatura do fabricante *Full Gauge*, modelo TIC-17RGT, incerteza de $\pm 0,3^\circ\text{C}$. b) Medidor de energia digital do fabricante Kron, modelo MKE-01, Incerteza de $\pm 1\%$. c) Proveta Graduada de 2000 ml do fabricante Nalgon, (usada para calibrar o reservatório) incerteza de $\pm 0,6\%$. Os valores das incertezas foram fornecidos pelos fabricantes.

Para o cálculo das incertezas combinadas, foram identificadas as incertezas dos equipamentos utilizados na determinação do COP. As incertezas foram calculadas utilizando-se a EQ. 3.35 disponível no software EES – *Engineering Equation Solver*, onde U representa as incertezas das variáveis.

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 U_{X_i}^2} \quad (3.35)$$

Os valores encontrados são os seguintes: $0,97 \pm 0,04$ (Resistência elétrica); $1,96 \pm 0,08$ (Evaporador Convencional); e $2,15 \pm 0,09$ (Evaporador Estático). Os dados detalhados dos cálculos são apresentados através das TAB's 3.2 a 3.4.

Tabela 3.2 – Cálculo da incerteza combinada do protótipo com uso da resistência elétrica

Variable±Uncertainty	Partial derivative
<u>COP = 0,9742±0,04735</u>	
Cp = 4180±0	$\partial \text{COP} / \partial \text{Cp} = 0$
m = 192,5±1,155	$\partial \text{COP} / \partial m = 0,00506$
qe = 2295±52,66	$\partial \text{COP} / \partial qe = -0,0004246$
Tfa = 45±0,3	$\partial \text{COP} / \partial Tfa = 0,09742$
Toa = 35±0,3	$\partial \text{COP} / \partial Toa = -0,09742$

Tabela 3.3 – Cálculo da incerteza combinada do protótipo com evaporador convencional

Variable±Uncertainty	Partial derivative
<u>COP = 1,963±0,08701</u>	
Cp = 4180±0	$\partial \text{COP} / \partial \text{Cp} = 0$
m = 192,5±1,155	$\partial \text{COP} / \partial m = 0,01019$
qe = 1139±12,97	$\partial \text{COP} / \partial qe = -0,001723$
Tfa = 45±0,3	$\partial \text{COP} / \partial Tfa = 0,1963$
Toa = 35±0,3	$\partial \text{COP} / \partial Toa = -0,1963$

Tabela 3.4 – Cálculo da incerteza combinada do protótipo com evaporador estático

Variable±Uncertainty	Partial derivative
<u>COP = 2,153±0,09491</u>	
Cp = 4180±0	$\partial \text{COP} / \partial \text{Cp} = 0$
m = 192,5±1,155	$\partial \text{COP} / \partial m = 0,01118$
qe = 1038±10,78	$\partial \text{COP} / \partial qe = -0,002073$
Tfa = 45±0,3	$\partial \text{COP} / \partial Tfa = 0,2153$
Toa = 35±0,3	$\partial \text{COP} / \partial Toa = -0,2153$

3.5. Considerações finais

Neste capítulo descreveu-se o dispositivo experimental, bem como os seus componentes, instrumentos de medição, escolha do compressor, os projetos do condensador e o evaporador estático desenvolvido para este projeto, as fases de construção do protótipo até a culminação do equipamento montado no laboratório de refrigeração da UFMG, bem como apresenta o método para a execução dos ensaios experimentais.

Esta fase do projeto foi a que apresentou mais desafios, por se tratar construção do protótipo, foi necessário coordenar de cinco equipes diferentes. A empresa Embraco no dimensionamento e disponibilização do compressor, a Maxtemper na construção mecânica do sistema, um técnico em refrigeração para a colocação do fluido frigorífico e testes de funcionamento do sistema, a equipe de manutenção elétrica da UFMG, no projeto e montagem do circuito elétrico, e a equipe do laboratório de automação e controle de sistemas mecânicos da escola de engenharia da UFMG, no projeto de aquisição de dados via software *LabView*.

4. ANÁLISE DOS DADOS E ESTUDO DE VIABILIDADE

4.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados dos três ensaios realizados: 1º - Aquecimento da água através de resistência elétrica; 2º – Aquecimento da água através da bomba de calor com o evaporador convencional (BDC EC) ; 3º - Aquecimento da água através da bomba de calor com o evaporador estático (BDC EE). Além dos resultados dos ensaios, são apresentados os dados das demandas de energia elétrica e os estudos de viabilidade financeira para as cinco regiões do Brasil, regiões Norte, Nordeste, Centro-oeste, Sudeste e Sul.

4.2. Resultados dos ensaios

Uma das questões principais do trabalho era determinar, experimentalmente, o coeficiente de desempenho da bomba de calor (COP) e o desempenho do sistema utilizando a resistência elétrica.

Com o auxílio de um wattímetro, foi possível medir a quantidade de energia elétrica real consumida pelo ensaio. De posse da temperatura inicial e final da água durante os ensaios, foi possível mensurar a energia transferida ao sistema. Dessa forma, foi calculado o COP através da EQ. (4.1):

$$COP = \frac{m_a c_{pa} (T_{oa} - T_{fa})}{q_e} \quad (4.1)$$

onde q_e é energia registrada no wattímetro, m_a é a massa de água aquecida, c_{pa} é o calor específico da água, T_{oa} é a temperatura inicial da água, T_{fa} é a temperatura final da água.

Os dados resultantes dos ensaios nas três situações são apresentados na TAB 4.1. No GRA 4.1 é apresentado graficamente o comparativo do rendimento do COP e no GRA 4.2 é apresentado o comparativo do tempo de realização dos ensaios.

	BDC EE	BDC EC	Resist. Elétrica
Ensaio 1	2,16	1,94	0,97
Ensaio 2	2,11	1,97	0,97
Ensaio 3	2,16	1,93	0,98
Ensaio 4	2,16	1,99	0,98
Ensaio 5	2,16	1,97	0,97
Média ± Incerteza	2,15 ±0,09	1,96±0,08	0,97±0,04
Desvio Padrão	0,0224	0,0246	0,0050

Tabela 4.1 – COP comparativo Bomba de Calor X Resistência Elétrica

O emprego de uma resistência elétrica como apoio ao coletor solar é amplamente usado pelos fabricantes do sistema. Porém a transformação de trabalho elétrico em calor (efeito Joule) é um processo que apresenta grande irreversibilidade do ponto de vista da termodinâmica, sendo, portanto, pouco eficiente, com coeficiente de desempenho (COP) menor que 1,0. O emprego de uma bomba de calor como suporte ao coletor solar é uma melhor alternativa, uma vez que esse equipamento possui uma eficiência térmica bem maior do que a da resistência elétrica.

Os resultados apresentados na TAB 4.1, demonstram a diferença entre o COP dos três sistemas ensaiados, sendo que a BDC EE obteve um COP 9,7% maior do que o da BDC EC. Este fato se originou em função do maior consumo de energia elétrica provocado pelo uso de um eletro-ventilador utilizado no evaporador convencional (com ventilação forçada).

Os ensaios com o uso da resistência elétrica apresentaram um coeficiente de desempenho (COP) de 0,97, dentro do que se esperava para tal sistema.

Gráfico 4.1 – Gráfico comparativo entre os COP's dos ensaios

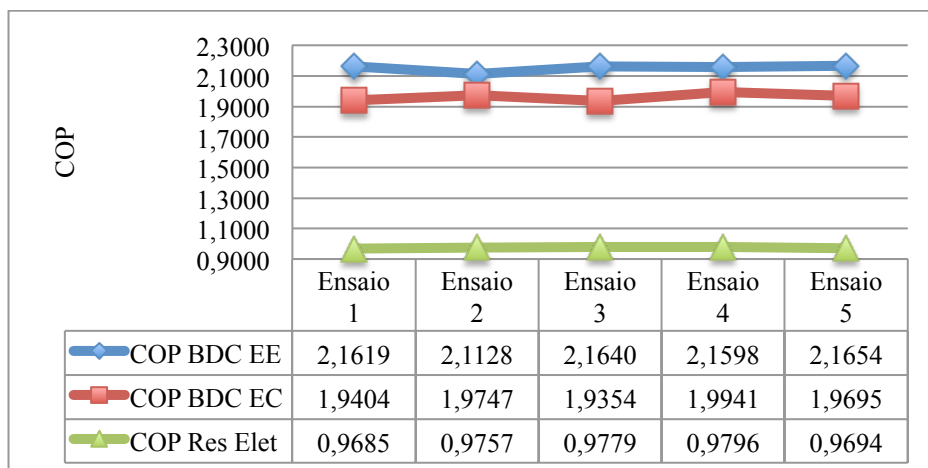
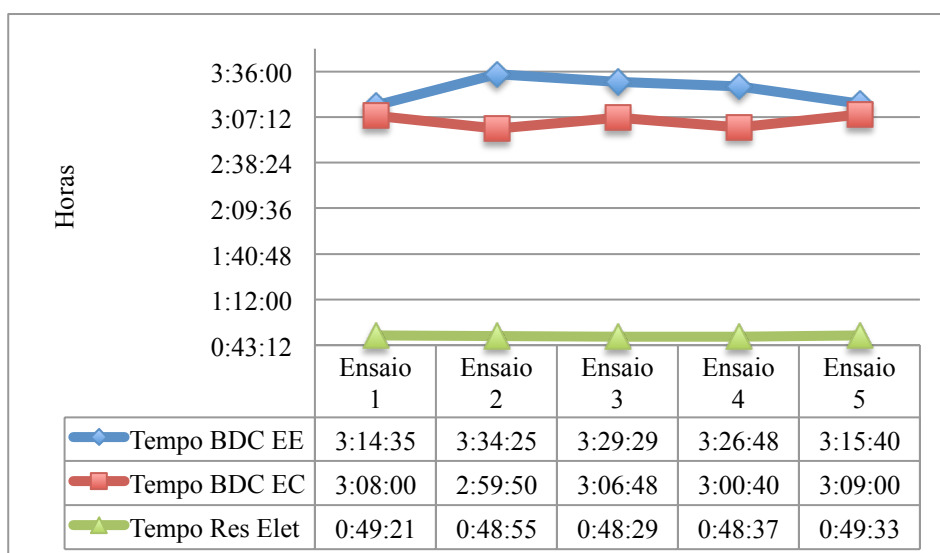


Gráfico 4.2 – Gráfico comparativo entre os tempos dos ensaios



O tempo para a realização dos ensaios foi medido, apresentando as seguintes médias:

BDC EE: 3h:24m:11s, com desvio padrão de 8m:43s; BDC EC: 3h:04m:52s, com desvio padrão de 4m:17s; e a resistência elétrica: 48m:59s, com desvio padrão de 28s.

Outra referência importante neste estudo comparativo é a degradação do COP da Bomba de Calor com o aumento da temperatura da água dentro do reservatório térmico. Conforme apresentado nos GRAs 4.3 e 4.4, o coeficiente de desempenho do sistema diminui com o aumento da temperatura.

Gráfico 4.3 – Degradação do COP da Bomba de Calor com Evaporador Estático (BDC EE) em função do aumento da temperatura do reservatório térmico

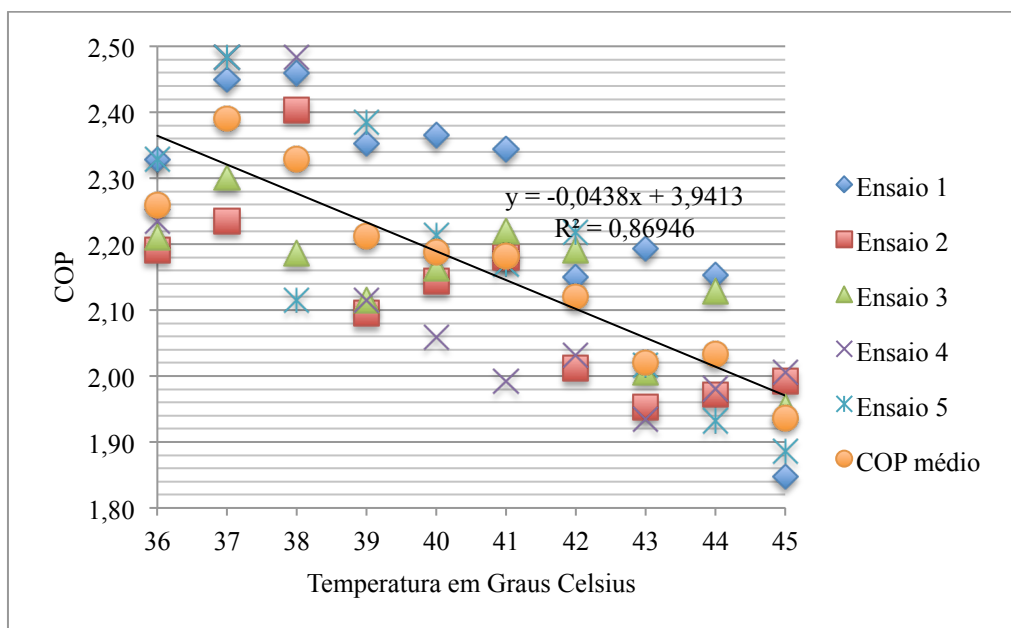
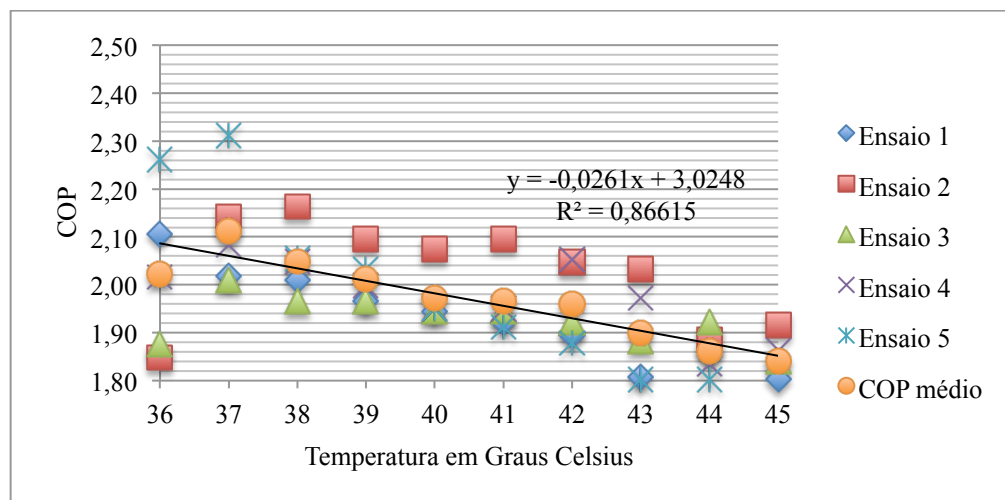


Gráfico 4.4 – Degradação do COP da Bomba de Calor com Evaporador Convencional (BDC EC) em função do aumento da temperatura do reservatório térmico



A degradação do COP acontece em função do aquecimento da água no reservatório, com isso a diferença entre as pressões de alta e baixa aumenta, o que influencia diretamente na redução do rendimento volumétrico do compressor, e por consequência, exigindo mais trabalho de compressão, reduzindo a eficiência do sistema.

4.3. Análise da demanda de energia para aquecimento de água residencial

Para fins de análise da demanda da energia para aquecimento de água residencial, foi elaborada uma planilha que contempla os dados necessários para consumo de energia solar e elétrica. Esta planilha contempla três referências de dados, sendo a primeira a temperatura média mensal e a radiação solar diária – horizontal média por mês, extraídos da base de dados do Software RETScreen4, elaborado pelo governo do Canadá em parceria com a NASA, UNEP (*United Nations Environment Programme*), GEP (*Global Environment Facility*), e Projeto SWERA (*Solar and Wind Energy Resources Assessment*). A segunda, a insolação diária média mensal foi extraída do Atlas Solarimétrico do Brasil (2000) – elaborado pelo CRESESB (Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sergio Brito) e a UFPE (Universidade Federal de Pernambuco). A terceira referência são as tarifas de energia elétrica em R\$ / KWh - Aneel – (Agência Nacional de Energia Elétrica) informação obtida em 14/03/2012.

O consumo diário de água (m) considerado foi de 200 l, com uma temperatura a ser atingida de 45°C (T_f). Sabendo-se o calor específico da água (c_p) e a sua massa específica, foi possível calcular o valor de energia necessária para aquecer a água de acordo com a temperatura inicial de cada cidade/ região estudada.

A TAB 4.2 foi desenvolvida a partir do modelo apresentado por Reis (2012) e dos dados levantados para cada região. Ela apresenta todos os dados utilizados para elaboração da planilha, sendo que cada letra ilustra um campo na planilha.

Tabela 4.2 – Demonstração da planilha de cálculo

		Localização dos dados climáticos		Localização do Projeto		Belo Horizonte - MG - Região Sudeste					
Latitude	Unidade	'N	-19,8	'S	-19,8	A					
Longitude		'E	-43,9	'O	-43,9						
Elevação		m	917	m	917						
Mês	Dias mês	Temperatura do Ar °C	Radiação solar diária - horizontal kWh/m ² /d	Insolação diária, média mensal (horas)	Temperatura da água quente °C	Calorias para aquecer a água KWh/d	Energia gerada pelo Coletor Solar de 2m ² KWh/d	Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar KWh/d	Custo para aquecimento por resistência elétrica R\$	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador convencional R\$	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador estático R\$
Janeiro	31	22,5	4,28	6,0	45,0	5,23	4,96	-0,26	101,30	2,50	2,28
Fevereiro	28	22,8	5,56	7,0	45,0	5,16	6,45	1,29	90,28	0,00	0,00
Março	31	22,4	4,06	6,0	45,0	5,25	4,96	-0,29	101,30	2,50	2,28
Abril	30	21,7	3,97	6,0	45,0	6,46	4,61	-1,85	125,17	17,81	16,24
Maio	31	18,9	4,36	7,0	45,0	6,06	5,06	-1,00	117,51	9,66	8,80
Junho	30	20,5	4,69	7,0	45,0	5,69	5,44	-0,25	106,75	2,32	2,11
Julho	31	21,4	4,44	6,0	45,0	5,48	5,15	-0,33	106,26	3,18	2,90
Agosto	31	21,7	4,81	5,0	45,0	5,41	5,58	0,17	101,52	0,00	0,00
Setembro	30	21,9	4,33	5,0	45,0	5,36	5,02	-0,34	104,00	3,29	3,00
Outubro	31	20,6	4,34	6,00					1,292,92	84,27	76,83
Novembro	31	20,6	4,34	6,00							
Dezembro	31	20,6	4,34	6,00							
Annual		20,6	4,34	6,00					1,292,92	84,27	76,83

Valor R\$ / KWh	COP Resis	COP BDC EC	COP BDC EE	N
0,60929	0,97	1,96	2,15	

Detalhamento dos campos da planilha:

- Identificação da localização: cidade, estado e os campos relativos à latitude e longitude da localização. Esta informação é a base para o levantamento de dados relativos às colunas de Temperatura do Ar (D) e Radiação Solar Diária Horizontal (E).
- Meses do ano para demonstrar a variação do clima ao longo do ano.
- Número de dias no mês para cálculo da demanda no mês.
- Temperatura do Ar utilizada como temperatura inicial no cálculo da demanda de energia para aquecer a água. Dado extraído do software RETScreen4 do projeto SWERA, base de dados da NASA.
- Radiação Solar Diária Horizontal: Refere-se à radiação solar média diária no mês. Esta informação é utilizada para cálculo da potência energética de cada região ao longo dos meses do ano. A unidade utilizada é kWh/m²/dia. Dado extraído do software RETScreen4 do projeto SWERA, base de dados da NASA.
- Insolação diária média mensal: Esta informação foi inserida na planilha para demonstrar a variação do número de horas diárias que cada região dispõe ao longo dos meses.
- Temperatura da água quente, a temperatura final do sistema (45°C). Esta informação foi utilizada para cálculo da demanda de energia para aquecer a água.
- Energia para aquecer a água. Este é o cálculo principal que estabelece a quantidade necessária de energia para aquecer a água. A fórmula utilizada foi: $Q = m c_p \Delta T$. Unidade resultante kWh/d.
- Energia captada pelo Coletor Solar de 2m², cálculo necessário para identificar a capacidade de geração de calor pelo coletor solar. A fórmula utilizada foi: $Q_{cs} = \text{Radiação}$

solar diária x A (área do coletor solar=2m²) x Eficiência energética média. Unidade resultante kWh/d.

- J) Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar, resultante da diferença entre a demanda de energia para aquecer a água e a capacidade de geração de calor do coletor solar. Quando o sinal for positivo apresenta superávit de energia, não sendo necessário o uso de sistema complementar para aquecer a água. Quando o sinal for negativo apresenta déficit de energia, sendo necessário o uso de sistema complementar para aquecer a água. A fórmula de cálculo é a subtração entre as colunas das letras I-H. Unidade resultante kWh/d.
- K) Custo para aquecimento por resistência elétrica. Este cálculo simula a situação se todo o aquecimento da água fosse por um sistema de resistência elétrica. A fórmula de cálculo é: $C_{r.elét} = Q \times n^{\circ} \text{ de Dias m\~{e}s} \times \text{Custo da energia}$. Unidade resultante R\$.
- L) Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor equipada com o evaporador convencional. Neste sistema somente quando existir déficit de energia solar é que será utilizado o sistema da bomba de calor para aquecer a água. A fórmula de cálculo é: $C_{cl + BDC} = \text{Déficit de calor} \times n^{\circ} \text{ de Dias m\~{e}s} \times \text{Custo da energia} / \text{COP}_{BDC}$. Unidade resultante R\$.
- M) Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor equipada com o evaporador estático. Este sistema é similar ao anterior mudando apenas o tipos do evaporador. A fórmula de cálculo é: $C_{cl + BDC} = \text{Déficit de calor} \times n^{\circ} \text{ de Dias m\~{e}s} \times \text{Custo da energia} / \text{COP}_{BDC}$. Unidade resultante R\$.
- N) Custo da Energia e do COP. Informações que podem variar de acordo com cada região e com a bomba de calor (BDC) utilizada no sistema.

As TABs 4.3 a 4.8 apresentam os cálculos para cada uma das cinco regiões brasileiras.

A TAB 4.3 apresenta os dados da cidade de Manaus na região Norte. Esta planilha enfatiza que a diferença entre a procura de energia calculada para aquecimento de água e a capacidade de geração de calor pelo coletor solar, mostrou sempre valores positivos durante todo o ano, o que demonstra que o sistema de coletor solar é suficiente para cobrir a demanda de energia, assim, dispensando o uso de um sistema de auxiliar.

Tabela 4.3 – Planilha de custos de energia para Manaus - Região Norte

		Localização dos dados climáticos	Localização do Projeto	Manaus - AM - Região Norte								
Latitude	Unidade	'N	-3,2	-3,2								
Longitude	'E	-60,0	-60,0									
Elevação	m	84	84									
Mês	Dias mês	Temperatura do Ar °C	Radiação solar diária - horizontal kWh/m ² /d	Insolação diária, média mensal (horas)	Temperatura da água quente °C	Calorias para aquecer a água KWh/d	Energia gerada pelo Coletor Solar de 2m ² KWh/d	Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar KWh/d	Custo para aquecimento por resistência elétrica R\$	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador convencional R\$	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador estático R\$	
Janeiro	31	26,5	4,27	4,0	45,0	4,29	4,95	0,66	61,73	0,00	0,00	
Fevereiro	28	26,4	4,24	4,0	45,0	4,32	4,92	0,60	56,06	0,00	0,00	
Março	31	26,6	4,25	4,0	45,0	4,27	4,93	0,66	61,40	0,00	0,00	
Abril	30	26,7	4,26	4,0	45,0	4,25	4,94	0,70	59,09	0,00	0,00	
Mai	31	27,0	4,18	4,0	45,0	4,18	4,85	0,67	60,06	0,00	0,00	
Junho	30	27,1	4,47	5,0	45,0	4,15	5,19	1,03	57,80	0,00	0,00	
Julho	31	27,3	4,88	5,0	45,0	4,11	5,66	1,55	59,06	0,00	0,00	
Agosto	31	28,0	5,20	6,0	45,0	3,94	6,03	2,09	56,73	0,00	0,00	
Setembro	30	28,3	5,32	6,0	45,0	3,87	6,17	2,30	53,93	0,00	0,00	
Outubro	31	28,1	5,16	5,0	45,0	3,92	5,99	2,06	56,39	0,00	0,00	
Novembro	30	27,8	4,81	5,0	45,0	3,99	5,58	1,59	55,54	0,00	0,00	
Dezembro	31	27,0	4,31	4,0	45,0	4,18	5,00	0,82	60,06	0,00	0,00	
Anual		27,2	4,61	6,00					697,87	0,00	0,00	

Valor R\$ / KWh	COP Resis	COP BDC EC	COP BDC EE
0,45200	0,97	1,96	2,15

Tal como a cidade de Manaus, a cidade de Fortaleza, na região Nordeste na TAB 4.4 apresentada ao longo dos meses valores positivos, descartando o uso de um sistema de auxiliar, ou seja o próprio sistema de coletor solar é suficiente para atender a demanda por aquecimento de água.

Tabela 4.4 – Planilha de custos de energia para Fortaleza - Região Nordeste

		Localização dos dados climáticos	Localização do Projeto	Fortaleza - CE - Região Nordeste								
Latitude	Unidade	'N	-3,8	-3,8								
Longitude	'E	-38,5	-38,5									
Elevação	m	25	25									
Mês	Dias mês	Temperatura do Ar °C	Radiação solar diária - horizontal kWh/m ² /d	Insolação diária, média mensal (horas)	Temperatura da água quente °C	Calorias para aquecer a água KWh/d	Energia gerada pelo Coletor Solar de 2m ² KWh/d	Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar KWh/d	Custo para aquecimento por resistência elétrica R\$	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador convencional R\$	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador estático R\$	
Janeiro	31	27,9	5,74	7,0	45,0	3,97	6,66	2,69	74,83	0,00	0,00	
Fevereiro	28	27,8	5,54	6,0	45,0	3,99	6,43	2,44	67,98	0,00	0,00	
Março	31	27,2	5,04	5,0	45,0	4,13	5,85	1,72	77,89	0,00	0,00	
Abril	30	27,0	4,77	5,0	45,0	4,18	5,53	1,36	76,22	0,00	0,00	
Mai	31	27,2	5,17	6,0	45,0	4,13	6,00	1,87	77,89	0,00	0,00	
Junho	30	26,9	5,26	7,0	45,0	4,20	6,10	1,90	76,65	0,00	0,00	
Julho	31	26,7	5,70	8,0	45,0	4,25	6,61	2,37	80,08	0,00	0,00	
Agosto	31	26,9	6,42	9,0	45,0	4,20	7,45	3,25	79,20	0,00	0,00	
Setembro	30	27,2	6,76	9,0	45,0	4,13	7,84	3,71	75,38	0,00	0,00	
Outubro	31	27,5	6,92	9,0	45,0	4,06	8,03	3,97	76,58	0,00	0,00	
Novembro	30	27,9	6,56	9,0	45,0	3,97	7,61	3,64	72,41	0,00	0,00	
Dezembro	31	28,0	6,22	8,0	45,0	3,94	7,22	3,27	74,39	0,00	0,00	
Anual		27,3	5,8	8					909,49	0,00	0,00	

Valor R\$ / KWh	COP Resis	COP BDC EC	COP BDC EE
0,59273	0,97	1,96	2,15

TAB 4.5 apresenta os dados para a cidade de Brasília na região Centro-Oeste. Esta planilha sublinha a diferença entre a demanda de energia calculada para aquecimento de água e a capacidade para gerar calor com um coletor solar, apresentando valores negativos para os meses de Maio, Junho e Julho, que mostra a necessidade de utilizar um sistema complementar para aquecimento de água.

Tabela 4.5 – Planilha de custos de energia para Brasília - Região Centro Oeste

		Localização dos dados climáticos	Localização do Projeto	Brasília - DF - Região Centro Oeste							
Unidade											
Latitude	'N	-15,8	-15,78								
Longitude	'E	-47,9	-47,9								
Elevação	m	1.159	1.159								

Mês		Temperatura do Ar	Radiação solar diária - horizontal	Insolação diária, média mensal	Temperatura da água quente	Calorias para aquecer a água	Energia gerada pelo Coletor Solar de 2m²	Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar	Custo para aquecimento por resistência elétrica	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador convencional	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador estático
	Dias mês	°C	kWh/m²/d	(horas)	°C	KWh/d	KWh/d	KWh/d	R\$	R\$	R\$
Janeiro	31	23,0	4,67	5,0	45,0	5,10	5,42	0,31	70,66	0,00	0,00
Fevereiro	28	23,0	5,58	5,0	45,0	5,10	6,47	1,37	63,83	0,00	0,00
Março	31	23,0	4,53	6,0	45,0	5,10	5,25	0,15	70,66	0,00	0,00
Abril	30	22,5	5,00	7,0	45,0	5,22	5,80	0,58	69,94	0,00	0,00
Mai	31	21,0	4,72	7,0	45,0	5,57	5,48	-0,09	77,09	0,65	0,60
Junho	30	20,0	4,75	8,0	45,0	5,80	5,51	-0,29	77,71	1,98	1,80
Julho	31	19,5	4,97	8,0	45,0	5,92	5,77	-0,15	81,91	1,06	0,97
Agosto	31	21,0	5,50	8,0	45,0	5,57	6,38	0,81	77,09	0,00	0,00
Setembro	30	23,0	5,25	7,0	45,0	5,10	6,09	0,99	68,38	0,00	0,00
Outubro	31	23,5	4,69	5,0	45,0	4,99	5,44	0,45	69,06	0,00	0,00
Novembro	30	23,0	4,75	5,0	45,0	5,10	5,51	0,41	68,38	0,00	0,00
Dezembro	31	22,5	4,72	4,0	45,0	5,22	5,48	0,26	72,27	0,00	0,00
Anual		22,1	4,92	6,00					866,99	3,70	3,37

Valor R\$ / KWh	COP Resis	COP BDC EC	COP BDC EE
0,44661	0,97	1,96	2,15

TAB 4.6 apresenta os dados para a cidade de Belo Horizonte, na região Sudeste. Os valores são na sua grande maioria negativos para a maioria dos meses do ano, com exceção dos meses de fevereiro e março, indicando que nesta cidade seja utilizado um sistema complementar para aquecimento de água.

Tabela 4.6 – Planilha de custos de energia para Belo Horizonte - Região Sudeste

		Localização dos dados climáticos	Localização do Projeto	Belo Horizonte - MG - Região Sudeste							
Unidade											
Latitude	'N	-19,8	-19,8								
Longitude	'E	-43,9	-43,9								
Elevação	m	917	917								

Mês		Temperatura do Ar	Radiação solar diária - horizontal	Insolação diária, média mensal	Temperatura da água quente	Calorias para aquecer a água	Energia gerada pelo Coletor Solar de 2m²	Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar	Custo para aquecimento por resistência elétrica	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador convencional	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador estático
	Dias mês	°C	kWh/m²/d	(horas)	°C	KWh/d	KWh/d	KWh/d	R\$	R\$	R\$
Janeiro	31	22,5	4,28	6,0	45,0	5,23	4,96	-0,26	101,30	2,50	2,28
Fevereiro	28	22,8	5,56	7,0	45,0	5,16	6,45	1,29	90,28	0,00	0,00
Março	31	22,4	4,06	6,0	45,0	5,25	4,71	-0,54	101,75	5,18	4,73
Abril	30	21,3	4,28	6,0	45,0	5,50	4,96	-0,54	103,26	5,02	4,58
Mai	31	19,2	3,69	6,0	45,0	5,99	4,28	-1,71	116,16	16,46	15,01
Junho	30	17,7	3,72	6,0	45,0	6,34	4,32	-2,02	118,95	18,85	17,19
Julho	31	17,2	3,97	6,0	45,0	6,46	4,61	-1,85	125,17	17,81	16,24
Agosto	31	18,9	4,36	7,0	45,0	6,06	5,06	-1,00	117,51	9,66	8,80
Setembro	30	20,5	4,69	7,0	45,0	5,69	5,44	-0,25	106,75	2,32	2,11
Outubro	31	21,4	4,44	6,0	45,0	5,48	5,15	-0,33	106,26	3,18	2,90
Novembro	30	21,7	4,81	5,0	45,0	5,41	5,58	0,17	101,52	0,00	0,00
Dezembro	31	21,9	4,33	5,0	45,0	5,36	5,02	-0,34	104,00	3,29	3,00
Anual		20,6	4,34	6,00					1.292,92	84,27	76,83

Valor R\$ / KWh	COP Resis	COP BDC EC	COP BDC EE
0,60929	0,97	1,96	2,15

TAB 4.7 apresenta os dados para a cidade de Porto Alegre na região Sul. A diferença entre a energia calculada para aquecimento de água e a capacidade térmica do coletor solar, apresenta valores negativos para 7 dos 12 meses do ano, indicando que nesta cidade seja utilizado um sistema complementar para aquecimento de água.

Tabela 4.7 – Planilha de custos de energia para Porto Alegre - Região Sul

Porto Alegre - RS - Região Sul											
Unidade		Localização dos dados climáticos	Localização do Projeto								
Latitude	'N	-30,0	-30,0								
Longitude	'E	-51,2	-51,2								
Elevação	m	3	3								
Mês	Dias mês	Temperatura do Ar	Radiação solar diária - horizontal	Insolação diária, média mensal	Temperatura da água quente	Calorias para aquecer a água	Energia gerada pelo Coletor Solar de 2m ²	Diferença entre a demanda e a capacidade do coletor solar	Custo para aquecimento por resistência elétrica	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador convencional	Custo para aquecimento por coletor solar com apoio da bomba de calor e evaporador estático
		°C	kWh/m ² /d	(horas)	°C	KWh/d	KWh/d	KWh/d	R\$	R\$	R\$
Janeiro	31	24,8	6,02	8,0	45,0	4,69	6,98	2,30	72,88	0,00	0,00
Fevereiro	28	24,7	5,41	8,0	45,0	4,71	6,28	1,57	66,15	0,00	0,00
Março	31	23,5	4,78	6,0	45,0	4,99	5,54	0,56	77,57	0,00	0,00
Abril	30	20,7	3,62	6,0	45,0	5,64	4,20	-1,44	84,84	10,74	9,80
Mai	31	17,0	3,05	5,0	45,0	6,50	3,54	-2,96	101,02	22,83	20,82
Junho	30	14,5	2,47	4,0	45,0	7,08	2,87	-4,21	106,49	31,45	28,68
Julho	31	14,1	2,68	4,0	45,0	7,17	3,11	-4,06	111,48	31,34	28,57
Agosto	31	15,6	3,42	5,0	45,0	6,82	3,97	-2,85	106,07	22,02	20,08
Setembro	30	17,1	4,01	5,0	45,0	6,47	4,65	-1,82	97,41	13,60	12,40
Outubro	31	19,9	4,92	6,0	45,0	5,82	5,71	-0,12	90,55	0,90	0,82
Novembro	30	21,8	5,94	7,0	45,0	5,38	6,89	1,51	81,00	0,00	0,00
Dezembro	31	23,7	6,32	8,0	45,0	4,94	7,33	2,39	76,84	0,00	0,00
Anual		19,8	4,38	6,00					1.072,29	132,88	121,16

Valor R\$ / KWh	COP Resis	COP BDC EC	COP BDC EE
0,48869	0,97	1,96	2,15

4.4. Análise de viabilidade financeira dos sistemas de aquecimento de água

Para cada região foi calculada a viabilidade financeira no uso dos diversos sistemas para aquecimento de água, como ferramenta de cálculo, foram utilizadas o *payback* e a TIR – Taxa Interna de Retorno, conforme detalhado no capítulo 2.

Os GRAs de 4.5 a 4.9 apresentam os resultados da análise da viabilidade financeira e o fluxo de caixa para as cinco regiões do Brasil.

Gráfico 4.5 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Manaus – AM – Região Norte

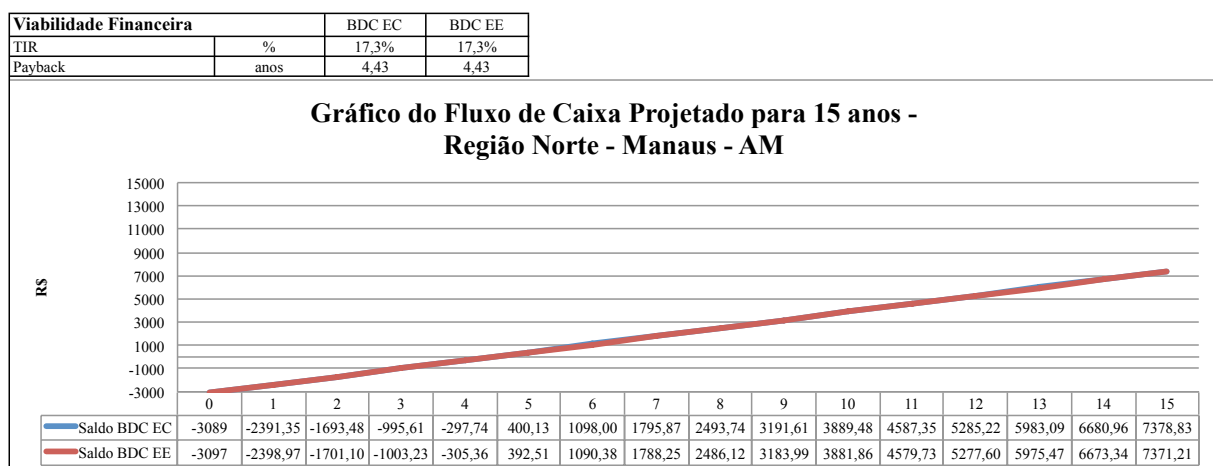


Gráfico 4.6 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Fortaleza – CE – Região Nordeste

Viabilidade Financeira	%	BDC EC	BDC EE
TIR	anos	26,5%	26,4%
Payback	anos	3,40	3,40

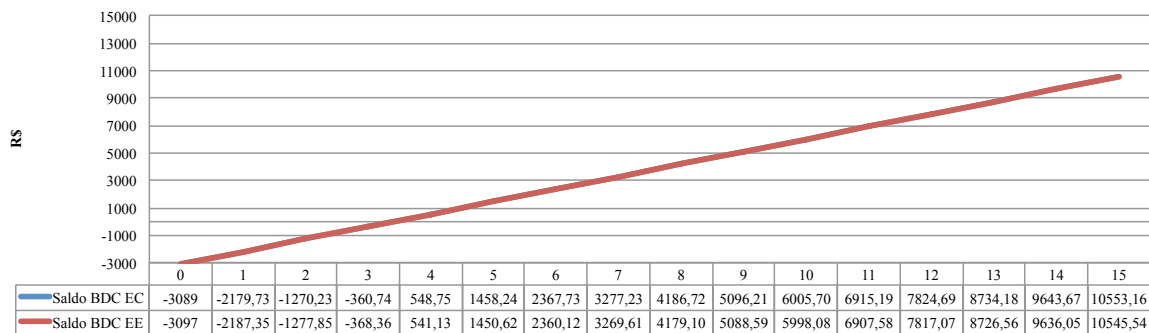
Gráfico do Fluxo de Caixa Projetado para 15 anos -
Região Nordeste - Fortaleza CE

Gráfico 4.7 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Brasília – DF – Região Centro Oeste

Viabilidade Financeira	%	BDC EC	BDC EE
TIR	anos	24,6%	24,5%
Payback	anos	3,58	3,58

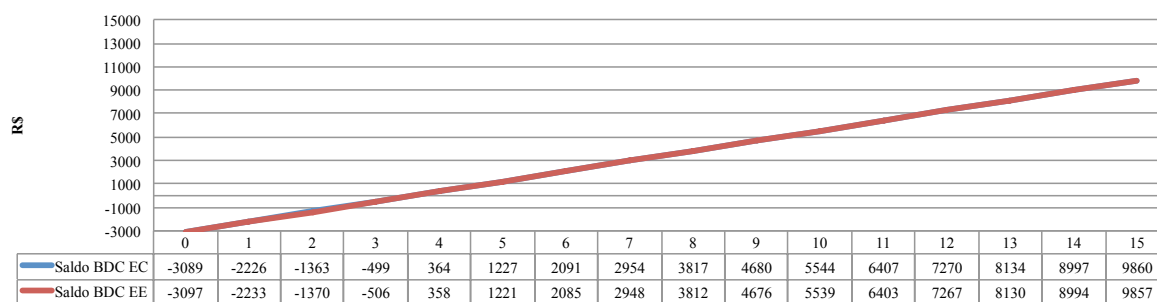
Gráfico do Fluxo de Caixa Projetado para 15 anos -
Região Centro Oeste - Brasília - DF

Gráfico 4.8 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Belo Horizonte - MG – Região Sudeste

Viabilidade Financeira	%	BDC EC	BDC EE
TIR	anos	37,7%	37,9%
Payback	anos	2,56	2,54

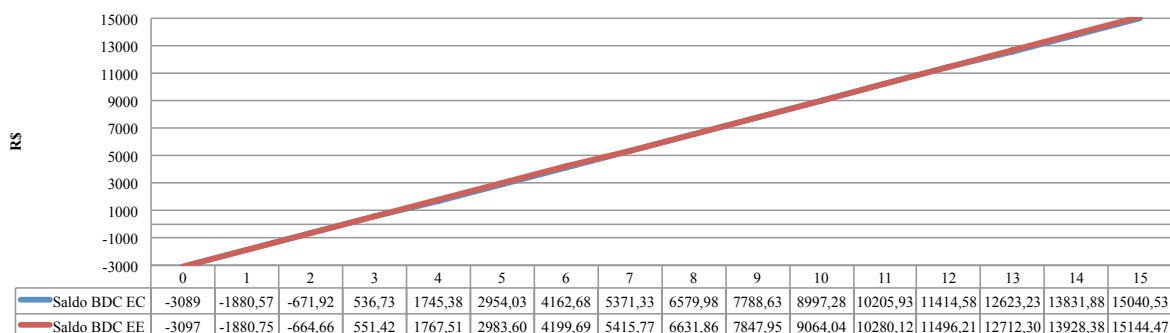
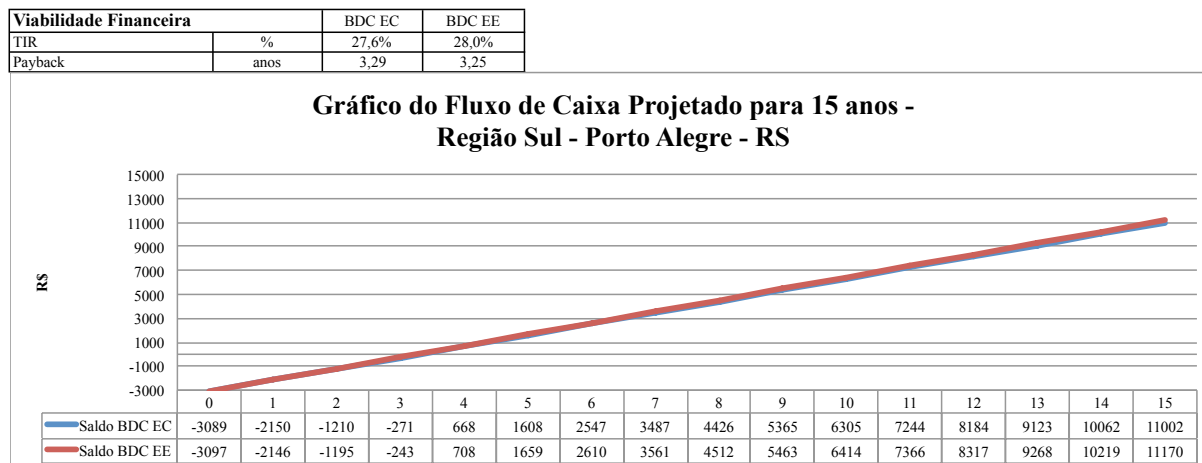
Gráfico do Fluxo de Caixa Projetado para 15 anos -
Região Sudeste - Belo Horizonte- MG

Gráfico 4.9 – Viabilidade financeira e fluxo de caixa – Porto Alegre - RS – Região Sul



Para quase todas as regiões, a viabilidade financeira e o cálculo do fluxo de caixa apresentam valores positivos para a TIR, superior a 24,5%, bem como um retorno sobre o investimento inferior a 3,6 anos, período de tempo considerado adequado para o retornar do investimento. A exceção cabe somente à cidade de Manaus, por apresentar uma energia isenta de impostos, interferindo diretamente nos cálculos. O tempo para o retorno do investimento desta cidade, ficou em 4,4 anos e uma TIR de 17,3%. Conclui-se que, de acordo com as duas ferramentas de análise financeira (TIR e retorno sobre o capital próprio), o sistema de energia solar combinando com uma bomba de calor é recomendado para as principais regiões estudadas, com exceção da região Norte representada pela cidade de Manaus.

4.5. Considerações finais

De acordo com os dados apresentados nos GRAs de 4.5 a 4.9, os projetos de aquecimento de água através de um sistema combinado entre coletor solar e bomba de calor (BDC EC e BDC EE), apresentaram-se viáveis financeiramente para as cidades de Fortaleza, Brasília, Belo Horizonte e Porto Alegre, considerando-se que o retorno do investimento acontece antes de 3,6 anos. Somente a cidade de Manaus teve um prazo para o retorno do investimento superior a 4 anos, conforme apresentado na TAB 4.8.

Localização	TIR		Payback em anos	
	BDC EC	BDC EE	BDC EC	BDC EE
Belo Horizonte	37,7%	37,9%	2,56	2,54
Porto Alegre	27,6%	28,0%	3,29	3,25
Brasília	24,6%	24,5%	3,58	3,58
Fortaleza	26,5%	26,4%	3,40	3,40
Manaus	17,3%	17,3%	4,43	4,43

Tabela 4.8 – Comparativo do TIR e *Payback* entre as BDC EC x BDC EE

Para a maioria das cidades, com exceção de Manaus, o projeto tornou-se viável financeiramente em função da TIR (taxa interna de retorno) que apresentou valores de superiores a 24,5% para ambos os equipamentos (BDC EE e BDC EC). Observa-se que quanto maior é o valor para a TIR, melhor é o resultado do investimento.

Destaca-se ainda que as cidades de Manaus e Fortaleza, do ponto de vista técnico, conforme apresentado nas TABs 4.3 e 4.3, não necessitam de um sistema combinado, pois somente o coletor solar é suficiente para aquecer a água nos parâmetros pré-estabelecidos para o projeto, mas mesmo assim foi calculado com o preço do sistema combinado.

Para as cidades de Brasília, Belo Horizonte e Porto Alegre o uso do sistema combinado de coletor solar com bomba de calor, mostrou se viável e obteve um tempo de retorno sobre o investimento inferior a 3,58 anos. Destaca-se que a variação do tempo do retorno é afetado principalmente por dois fatores: o valor da tarifa e demanda de energia pra aquecimento a água. A cidade de Porto Alegre, por exemplo, apresentou a maior demanda por energia em função das temperaturas médias mensais serem abaixo das demais cidades. No entanto o preço de energia elétrica é inferior à cidade de Belo Horizonte.

5. CONCLUSÕES

O objetivo principal desta tese foi realizar uma análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio para um aquecedor solar de água para uso residencial. Essa análise experimental comparativa encontra-se realizada e os resultados foram detalhados no capítulo 4.

Os seis objetivos específicos estabelecidos para esta tese foram atendidos e foram apresentados da seguinte forma: Realizar o estudo bibliográfico sobre coletor solar, máquinas de compressão de vapor, e sistemas alternativos de aquecimento de água; foi demonstrado no capítulo 2. Construir um protótipo que disponha de um sistema combinado de coletor solar com bomba de calor para aquecimento de água, contendo as seguintes configurações: evaporador estático e convencional, e válvula termostática como dispositivos de expansão; a construção do protótipo foi apresentada através do capítulo 3. Elaborar e construir uma planilha com dados regionais meteorológicos como base de cálculo para a determinação da demanda de energia para aquecimento da água; as planilhas elaboradas encontram-se apresentadas no subitem 4.3 do capítulo 4. Ensaiar experimentalmente o protótipo para obter os resultados de testes para fins de comparação e análise, o protótipo foi ensaiado tendo como referência o item 3.4 do capítulo 3. Analisar os resultados e propor o modelo mais adequado de funcionamento do sistema; os resultados obtidos com os ensaios e o modelo proposto foram apresentados no subitem 4.2 do capítulo 4. Realizar o estudo de viabilidade financeira para utilização do sistema; as planilhas com os resultados dos estudos de viabilidade encontram-se disponíveis no subitem 4.4 do capítulo 4.

Os resultados experimentais obtidos demonstraram a diferença entre o COP dos três sistemas ensaiados, o uso da resistência elétrica apresentou um coeficiente de desempenho (COP) de 0,97, sendo que a bomba de calor com evaporador estático (BDC EE) obteve um COP 9,7% maior do que bomba de calor com evaporador convencional (BDC EC), ou seja 2,15 e 1,96 respectivamente. Este fato decorreu do maior consumo de energia elétrica provocado pelo uso de um eletro-ventilador utilizado no evaporador convencional (ventilação forçada).

Outra referência importante neste estudo comparativo é a degradação do COP da bomba de calor com o aumento da temperatura da água dentro do reservatório térmico. A degradação

do COP acontece em função do aquecimento da água no reservatório, com isso a diferença entre as pressões de alta e baixa aumenta, o que influencia diretamente na redução do rendimento volumétrico do compressor, e por consequência, exigindo mais trabalho de compressão, reduzindo a eficiência do sistema. O sistema BDC EE apresentou uma degradação mais acentuada em função da troca de calor no evaporador estático ser realizado por ventilação natural.

De acordo com as duas ferramentas de análise financeira (TIR e retorno sobre o capital próprio), o sistema de energia solar combinando com uma bomba de calor é recomendado para a maioria das cidades, com exceção de Manaus. O projeto tornou-se viável financeiramente em função da TIR (taxa interna de retorno) que apresentou valores de superiores a 24,5% para ambos os equipamentos (BDC EE e BDC EC), bem como o retorno sobre o investimento que foi inferior a 3,6 anos. Observa-se que, quanto maior é o valor para a TIR, melhor é o resultado do investimento, e que, quanto menor é valor para o retorno sobre o investimento, melhor o resultado.

Recomendações para trabalhos futuros:

- Realizar experimentos avaliando as condições de uso do equipamento em condições reais, ou desenvolver um sistema que simule as condições de uso do equipamento na rotina de uma família, bem como a variação da irradiação solar ao longo do tempo para que possa ser analisado em laboratório o funcionamento do equipamento em condições similares às reais.
- Avaliar o equipamento utilizando outro tipo de compressor, como por exemplo Scroll, tendo em vista que estes possuem melhor rendimento, possivelmente elevando o COP do equipamento.
- Desenvolver um novo modelo que utilize outros fluidos refrigerantes.
- Projetar um novo equipamento que utilize o sistema de passagem, na qual a água troca calor com o fluido refrigerante através da passagem pelo condensador, ao invés da imersão em um reservatório térmico.
- Pesquisar uma estratégia de controle para os parâmetros do sistema quando o mesmo for analisado em condições reais de campo.

ABSTRACT

Heating water by means of solar energy can significantly reduce fossil fuel consumption. However, the intermittent lack of sunlight requires an alternative energy source to supplement or substitute for the solar collectors employed for water heating. Generally, this alternative energy is an electrical resistance, whose thermal efficiency is less than 100%, indicating low system efficiency. The aim of this thesis is to perform an experimental analysis of an alternative system to support solar water heating with a better cost-benefit ratio than that of electrical resistance. For this purpose, a heat pump was designed, constructed, and experimentally tested and then compared with the electrical resistance system. To reduce the installation cost, the heat pump was designed with a low-cost alternative type. To improve the system's performance, a static evaporator (fanless) was used as a substitute for the conventional evaporator alongside the cooling pump refrigeration circuit. The mean coefficient of performance (COP) for the heat pump was 2.15. The moderate cost of the acquisition and installation of the heat pump allows a return on investment between 2.5 and 4.5 years, depending on the city in which the system is used. Considering that the equipment has an estimated lifespan of 15 years, the internal rate of return (IRR) varies from 17.3 to 37.9%, which is attractive for investment.

Key Words: *alternate equipment, energy savings, heating water.*

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Atlas Brasileiro de Energia Solar. Enio Bueno Pereira; Fernando Ramos Martins; Samuel Luna de Abreu e Ricardo Rütther. – São José dos Campos : INPE, 2006.

Atlas de Energia Elétrica do Brasil. Agência Nacional de Energia Elétrica. 3. ed. – Brasília : Aneel, 2008.

Atlas de Irradiação Solar do Brasil. Coordenador Prof. Dr. Sergio Colle – Labsolar - UFSC, e Dr. Enio Bueno Pereira – Pesquisador Principal DGE/INPE, Brasília 1998

Atlas Solarimétrico do Brasil: Banco de dados terrestres. Coordenador Chigueru Tiba ET AL. Recife, Ed. Universitária da UFPE 2000.

Axaopoulos, P., Panagakis, P. And Kyritsis S. Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. A conventional thermosyphon solar system. Int. J. Energy Res. 1998, 22, 1107—1120.

BEN – Balanço Energético Nacional 2011: Ano base 2010 / Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro : EPE, 2011.

Bourke and Bansal. Energy consumption modeling of air source electric heat pump water heaters. Applied Thermal Engineering; Sep 2010, Vol. 30 Issue 13, p1769-1774, 6p.

Brix ,W., Christensen, S.W., Markussn, M. M., Reinholdt, L., and Elmegaard, B.. Amonia and carbono dioxide heat pumps for heat recovery industry. 10th IIR Gustav Lorentzen Conference. June 25 – 27 2012, Delft, Netherlands. ISBN 978-2-913149-90-8 ISSN 0151.1637.

Chyng, J.P., Lee, C.P., and Huang, B.J. Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater, Solar Energy 74 (1) (2003) 33e44. doi:10.1016/S0038- 092X(03)00110-5.

Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal processes. 3rd ed. USA: Wiley & Sons, 2006.

Figliola, R. S., Beasley, D. E. Teoria e Projeto para Medições Mecânicas, 4ª edição, LTC Editora S.A, 2007, 462p.

Gerritsen, Jan. Practical experience with ammonia add-on heat pumps. 10th IIR Gustav Lorentzen Conference. June 25 – 27 2012, Delft, Netherlands. ISBN 978-2-913149-90-8 ISSN 0151.1637.

Gorozabel Chata, F.B., Chaturvedi, S.K. and A. Almogbel. Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants. Energy Conversion and Management 46 (2005) 2614–2624.

Incropera, F.P., Dewitt, Bergman, Lavine. Fundamentos da transferência de calor e de massa. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

Koury, R. N. N.; Machado, L.; Silva I. C.; Nunes, R. O., “Estudo comparativo do desempenho de uma bomba de calor ar-água compacta residencial com a expansão do refrigerante em evaporador estático e em evaporador convencional”. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM, 2008, Salvador, Brasil.

Koury, R. N. N.; Maia, G. F. F.; Castro, L. F. N.; Machado, L.; Numerical Model and Experimental Study of a Low Cost Heat Pump for Residential Water Heating. Proceedings of International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Beijing, China, 2007. ISBN 978-2-913149-59-5.

Kuang, Y.H., Sumathy, K. and Wang, R.Z. Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system. Int. J. Energy Res. 2003; 27:531–548 (DOI: 10.1002/er.893).

Kyoto Protocol Reference Manual on Accounting of Emissions and Assigned Amount, United Nations Framework Convention on Climate Change. Germany, November 2008. ISBN 92-9219-055-5.

Larminat, Paul and Arnou, Damien. Natural or Synthetic Refrigerants – What options for high temperature heat pumps? 10th IIR Gustav Lorentzen Conference. June 25 – 27 2012, Delft, Netherlands. ISBN 978-2-913149-90-8 ISSN 0151.1637.

Lei 10.295 de 17 de outubro de 2001. Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia e dá outras providências. Brasília: Casa Civil, 2001.

Li, Wang, Wu e Xu. Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. Applied Thermal Engineering; Dec 2007, Vol. 27 Issue 17/18, p2858-2868, 11p.

Lobatón, O. A. C. Otimização térmica e econômica de bomba de calor para aquecimento de água, utilizando programação quadrática sequencial e simulação através do método de substituição Newton Raphson, 2011. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas - Unicamp.

Maia, G.F.F “Modelagem matemática e estudo experimental de uma bomba de calor ar-água de baixo custo para uso residencial”. Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2007 (Tese de Doutorado).

Manual de Instalação de aquecedor instantâneo de água a gás. Lorenzetti, 2011.

Oliveira, R. N; Reis R.; Koury, R. N. N.; Machado, L. Transient Model of Static Evaporator For an Air Water Heat Pump. Brazilian Congress Mechanical Engineering – COBEM, Natal, Brazil, 2011.

Oliveira, R. N. “Modelo transiente para um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água”. Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2010 (Dissertação de Mestrado).

Pesquisa em Energias Solar e Eólica, apresentação para a semana da indústria. CEPEL - Centro de Pesquisas de Energia Elétrica - Rio de Janeiro – RJ - Brasil , 27 de Maio de 2009.

Plano Nacional de Energia 2030 / Ministério de Minas e Energia ; colaboração Empresa de Pesquisa Energética. Brasília: MME : EPE, 2007.

Portaria Interministerial 298 de 10 de setembro de 2008. Estabelece os níveis máximos de consumo específico de energia, ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos consumidores de energia. Brasília: MME, 2008.

Reis, R. V. de M., Oliveira, R. N., Machado, L., Koury, R. N. N. Using a heat pump as an alternative to support a solar collector for water heating in Brazil. *International Journal of Air Conditioning and Refrigeration*. Vol. 20, No. 3 (2012) 1250013 (12 pages) DOI: 10.1142/S2010132512500137.

Relatório Avaliação do Mercado de Eficiência Energética do Brasil, PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Rio de Janeiro - RJ – Brasil, 2008.

Rohde, D., Ladam Y., Walnum H. T., and Neksa, P.. Heat pumps for steam production from waste heat. 10th IIR Gustav Lorentzen Conference. June 25 – 27 2012, Delft, Netherlands. ISBN 978-2-913149-90-8 ISSN 0151.1637.

Ross, Stephen A.; Rabdolph W. Westerfield; Jeffrey F, JAffe, “Administração financeira”. São Paulo: Atlas, 1995.

Scarpa, L.A., Tagliafico, G. Tagliafico, F, Integrated solar-assisted heat pumps for water heating coupled to gas burners; control criteria for dynamic operation. *Applied Thermal Engineering* Volume 31, Issue 1, January 2011, Pages 59-68.

Silva, I.C., “Análise da Viabilidade Econômica e Estudo do Desempenho de uma Bomba de calor ar-água para uso residencial”, Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica na Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil 43p. 2007.

Software EES - Engineering Equation Solver. 2012 F-Chart Software. www.fchart.com.

Sonntag, R.E., Borgnakke, C. Introdução à termodinâmica para engenharia. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

Sterling, S.J., and Collins, M.R. Feasibility analysis of an indirect heat pump assisted solar domestic hot water system. *Applied Energy*, 2012, Vol.93, pp.11-17.

Suda, Bougaki, Kodama. The outline of the present situation of solar hot water systems in China. *AIJ J. Technol. Des.* Vol. 16, No.33, 569-572, Jun., 2010.

Tabela de aquecedores elétricos de água por acumulação (boiler) Fonte: Inmetro, 2008

Tuma, Manual do aquecedor solarem, 3^a. ed. 2007.

SITES CONSULTADOS:

Aneel. Disponível em: <www.aneel.gov.br> acessado em 09/06/2012.

Procel. Disponível em: <www.eletronbras.com/procel> acessado em 8/03/2012.

Procel Info. Disponível em: <www.procelinfo.com.br> acessado em 8/03/2012.

Swera. Disponível em: <<http://swera.unep.net>> acessado em 2/03/2011.

RETSscreen. Disponível em <http://swera.unep.net/index.php?id=retscreen_software> acessado em 2/03/2011.

ONU. Disponível em: <www.un.org> acessado em 30/05/2012.

UNFCCC. Disponível em: <<http://unfccc.int>> acessado em 30/05/2012.

CQNUMC Disponível em <<http://unfccc.int>> acessado em 30/05/2012.

Resenha Mensal do Mercado de Energia Elétrica referente a março de 2012 – EPE. Disponível em <www.epe.gov.br> acessado em 05/05/2012.

BEN 2011 (Balanço Energético Nacional) Disponível em: <https://ben.epe.gov.br> acessado em 05/05/2012.

International Energy Outlook 2009. Disponível em: <www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/world.html> acessado em 06/05/2012.

Full Gauge. Disponível em: <www.fullgauge.com.br> acessado em 10/05/2012.

Kron. Disponível em: <www.kronweb.com.br> acessado em 10/05/2012.

ECIL. Disponível em:<www.ecil.com.br> acessado em 10/05/2012.

Nalgon. Disponível em:< www.nalgon.com.br> acessado em 10/05/2012.

Apêndice A

A1. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador estático (BDC EE) – 12/09/2011.

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Estático 12/09/2011													
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius							Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5	
08:22	110782	35,0	24,0	37,2	0,9	16,2	41,7	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90	
08:30	110846	35,3	24,1	37,6	8,5	8,2	50,7	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90	
08:35	110869	35,5	24,3	39,3	7,4	10,7	51,1	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90	
08:40	110893	35,8	24,3	38,9	7,9	4,9	54,4	1103,16	1103,16	193,05	220,63	151,68	
08:45	110917	36,0	24,2	39,3	6,7	9,7	56,7	1137,64	1137,64	193,05	220,63	151,68	
08:50	110942	36,3	24,1	39,6	8,0	8,3	59,0	1137,64	1137,64	193,05	220,63	151,68	
08:55	110966	36,5	24,3	39,6	6,8	7,3	60,0	1172,11	1172,11	206,84	234,42	165,47	
09:00	110990	36,8	24,2	40,1	7,6	11,6	61,4	1172,11	1172,11	206,84	234,42	165,47	
09:05	111015	37,1	24,3	40,2	8,6	6,0	62,6	1172,11	1172,11	206,84	234,42	165,47	
09:10	111040	37,3	24,4	40,3	6,9	8,8	62,8	1172,11	1172,11	206,84	234,42	165,47	
09:15	111065	37,6	24,5	40,8	8,5	12,9	63,9	1172,11	1172,11	206,84	234,42	165,47	
09:20	111090	37,8	24,5	40,5	7,6	6,9	63,9	1206,58	1206,58	206,84	234,42	165,47	
09:25	111115	38,2	24,5	41,1	7,9	11,1	64,3	1206,58	1206,58	206,84	234,42	165,47	
09:30	111140	38,4	24,6	41,3	9,0	11,8	64,9	1206,58	1206,58	206,84	234,42	165,47	
09:35	111166	38,6	24,5	41,1	7,4	7,6	65,0	1206,58	1206,58	206,84	234,42	165,47	
09:40	111191	38,9	24,4	41,7	8,1	10,6	65,4	1206,58	1206,58	206,84	234,42	165,47	
09:45	111216	39,2	24,3	42,0	9,2	11,4	66,4	1206,58	1206,58	206,84	234,42	165,47	
09:50	111242	39,4	24,1	41,6	8,4	6,8	66,1	1241,06	1241,06	206,84	248,21	179,26	
09:55	111268	39,6	24,3	42,3	8,1	11,1	66,4	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68	
10:00	111294	39,9	24,3	42,5	9,2	13,1	67,0	1241,06	1241,06	193,05	234,42	165,47	
10:05	111320	40,2	24,3	42,0	8,5	7,5	66,9	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68	
10:10	111346	40,4	24,2	42,8	8,3	11,4	67,2	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68	
10:15	111371	40,7	24,4	43,0	9,0	13,3	67,8	1275,53	1275,53	206,84	248,21	165,47	
10:20	111397	41,0	24,6	42,5	8,4	6,6	68,0	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47	
10:25	111423	41,3	24,6	43,2	7,9	11,5	68,2	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47	
10:30	111449	41,6	24,6	43,4	9,2	14,2	68,9	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47	
10:35	111475	41,8	24,3	42,8	8,2	6,9	68,9	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47	
10:40	111501	42,0	24,5	43,6	7,9	11,6	69,1	1310,01	1310,01	206,84	248,21	179,26	
10:45	111527	42,3	24,4	43,9	9,2	14,0	69,9	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47	
10:50	111554	42,6	24,6	43,4	9,1	6,7	70,1	1344,48	1344,48	206,84	262,00	179,26	
10:55	111580	42,8	24,5	44,1	8,0	11,3	70,1	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47	
11:00	111607	43,1	24,6	44,6	9,0	13,5	70,6	1378,95	1378,95	206,84	220,63	151,68	
11:05	111633	43,3	24,6	44,7	10,1	9,0	71,1	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47	
11:10	111660	43,6	24,5	44,6	7,5	9,8	70,6	1378,95	1378,95	206,84	248,21	179,26	
11:15	111687	43,9	24,5	45,0	8,4	12,6	71,3	1378,95	1378,95	206,84	248,21	179,26	
11:20	111714	44,1	24,7	45,2	9,7	14,5	71,9	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47	
11:25	111741	44,4	24,7	45,1	10,1	6,9	72,0	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47	
11:30	111768	44,6	24,6	45,4	8,0	10,9	71,7	1413,43	1413,43	206,84	220,63	151,68	
11:35	111795	44,8	24,9	45,8	9,3	13,4	72,3	1413,43	1413,43	206,84	220,63	151,68	
11:37	111816	45,0	25,0	45,0	8,5	8,2	72,4	1413,43	1413,43	206,84	220,63	151,68	

A2. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador estático (BDC EE) – 21/09/2011.

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Estático 21/09/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saida Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saida do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
09:40	113501	35	21,8	37,0	4,0	2,4	41,8	1068,69	1068,69	151,68	165,47	124,11
09:45	113535	35,2	21,9	37,3	3,7	7,0	46,5	1068,69	1068,69	151,68	179,26	124,11
09:50	113557	35,5	21,9	37,5	4,7	4,6	50,6	1068,69	1068,69	151,68	193,05	124,11
09:55	113580	35,7	22,0	37,5	3,1	3,2	53,0	1103,16	1103,16	165,47	193,05	124,11
10:00	113603	36	22,0	37,9	3,7	6,7	55,4	1103,16	1103,16	165,47	193,05	124,11
10:05	113626	36,3	22,0	38,6	5,1	6,2	56,2	1103,16	1103,16	165,47	193,05	124,11
10:10	113645	36,5	22,1	38,6	4,8	3,4	56,6	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:15	113673	36,8	22,2	38,9	5,7	4,0	57,7	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:20	113696	37	22,1	38,9	4,9	3,5	58,1	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:25	113719	37,2	22,1	39,3	5,6	4,5	58,9	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:30	113743	37,5	24,3	40,2	8,6	6,0	62,6	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:35	113766	37,8	24,4	40,3	6,9	8,8	62,8	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:40	113789	38	24,5	40,8	8,5	12,9	63,9	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
10:45	113813	38,2	24,5	40,5	7,6	6,9	63,9	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
10:50	113837	38,4	24,5	41,1	7,9	11,1	64,3	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
10:55	113861	38,6	24,6	41,3	9,0	11,8	64,9	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
11:00	113885	38,9	24,5	41,1	7,4	7,6	65,0	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
11:05	113909	39,1	24,4	41,7	8,1	10,6	65,4	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
11:10	113933	39,3	24,3	42,0	9,2	11,4	66,4	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
11:15	113957	39,5	24,1	41,6	8,4	6,8	66,1	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
11:20	113981	39,7	24,3	42,3	8,1	11,1	66,4	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
11:25	114006	40	24,3	42,5	9,2	13,1	67,0	1241,06	1241,06	179,26	206,84	137,90
11:30	114030	40,2	22,6	41,5	6,2	3,3	62,0	1241,06	1241,06	179,26	206,84	137,90
11:35	114055	40,4	22,4	41,5	6,0	4,2	61,9	1241,06	1241,06	179,26	206,84	137,90
11:40	114079	40,7	22,2	41,8	6,3	3,1	62,1	1241,06	1241,06	179,26	206,84	137,90
11:45	114104	41	14,7	42,0	6,0	6,1	62,2	1275,53	1275,53	179,26	206,84	137,90
11:50	114128	41,2	17,4	41,9	5,9	3,8	62,1	1275,53	1275,53	179,26	206,84	137,90
11:55	114153	41,4	22,8	42,1	6,3	3,2	62,5	1275,53	1275,53	179,26	206,84	137,90
12:00	114178	41,7	22,6	42,2	6,1	4,6	62,5	1275,53	1275,53	179,26	206,84	137,90
12:05	114203	41,9	22,6	42,7	6,5	4,5	62,5	1275,53	1275,53	179,26	206,84	137,90
12:10	114228	42,1	22,8	42,7	6,0	5,9	62,2	1275,53	1275,53	179,26	206,84	137,90
12:15	114253	42,3	22,8	43,0	6,8	3,9	62,7	1310,01	1310,01	179,26	206,84	137,90
12:20	114278	42,5	22,8	43,1	6,3	6,5	62,4	1310,01	1310,01	179,26	206,84	137,90
12:25	114303	42,8	22,8	43,1	5,9	5,5	62,5	1310,01	1310,01	179,26	206,84	137,90
12:30	114331	43	22,9	45,3	8,6	5,3	55,8	1310,01	1310,01	179,26	206,84	137,90
12:35	114356	43,2	22,8	43,8	6,6	4,9	56,8	1310,01	1310,01	179,26	206,84	137,90
12:40	114381	43,5	22,8	43,6	6,4	6,7	58,7	1310,01	1310,01	179,26	206,84	137,90
12:45	114407	43,7	22,7	43,7	6,1	5,8	60,0	1344,48	1344,48	193,05	220,63	151,68
12:50	114433	43,9	23,0	43,7	7,1	3,7	61,0	1344,48	1344,48	193,05	220,63	151,68
12:55	114458	44,1	22,9	44,3	7,2	4,2	61,2	1378,95	1378,95	193,05	220,63	151,68
13:00	114485	44,3	23,0	44,5	6,9	4,8	60,9	1378,95	1378,95	193,05	220,63	151,68
13:05	114510	44,6	23,0	44,5	6,7	4,6	60,8	1378,95	1378,95	193,05	220,63	151,68
13:10	114536	44,8	23,2	44,7	7,2	4,0	61,2	1378,95	1378,95	193,05	220,63	151,68
13:14	114559	45	23,1	44,9	7,1	6,0	61,5	1378,95	1378,95	193,05	220,63	151,68

A3. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador estático (BDC EE) – 22/09/2011.

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Estático 22/09/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
15:55	114594	35,0	23,0	38,2	2,4	12,6	42,1	1068,69	1068,69	165,47	193,05	137,90
16:00	114619	35,3	23,0	38,1	0,4	11,2	46,9	1068,69	1068,69	151,68	179,26	124,11
16:05	114641	35,5	23,0	38,2	0,3	11,4	51,1	1068,69	1068,69	151,68	179,26	124,11
16:10	114663	35,7	23,0	38,5	0	11,5	54,3	1068,69	1068,69	151,68	179,26	124,11
16:15	114685	35,9	23,1	38,8	0,4	11,8	56,9	1068,69	1068,69	151,68	179,26	124,11
16:20	114708	36,2	23,2	39,1	0,9	12,3	59,0	1068,69	1068,69	151,68	179,26	124,11
16:25	114730	36,4	23,3	39,3	1,2	12,4	60,7	1068,69	1068,69	165,47	193,05	124,11
16:30	114753	36,6	23,4	39,6	1,2	12,8	62,1	1103,16	1103,16	165,47	193,05	124,11
16:35	114776	36,9	23,5	39,9	1,7	13	63,1	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
16:40	114799	37,1	23,5	40,1	1,4	12,5	64,1	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
16:45	114821	37,4	23,6	40,3	1,5	12,8	64,9	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
16:50	114844	37,6	23,6	40,5	0,8	12,9	65,6	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
16:55	114868	37,8	23,7	40,8	2	13,3	66,3	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
17:00	114891	38,0	23,8	41,1	0,6	12,5	66,9	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
17:05	114915	38,3	23,8	41,8	3,2	10,9	64,5	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
17:10	114940	38,5	23,8	41,8	2	9,7	64,2	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
17:15	114964	38,8	23,9	42,0	2,3	10,4	63,7	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
17:20	114989	39,0	23,9	42,2	2,4	10,3	63,4	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
17:25	115013	39,3	23,9	42,3	2,4	10,3	63,2	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
17:30	115038	39,5	24,0	42,5	2,5	10,3	62,9	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
17:35	115063	39,7	24,0	42,7	2,8	10,4	62,9	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68
17:40	115088	39,9	23,9	42,8	2,9	10,3	62,8	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68
17:45	115113	40,2	23,9	43,1	2,8	10,4	62,9	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68
17:50	115138	40,5	23,9	43,3	2,9	10,4	63,0	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
17:55	115163	40,7	23,9	43,4	3	10,5	63,0	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
18:00	115188	41,0	23,9	43,6	3,2	10,8	63,1	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
18:05	115214	41,2	23,9	43,8	2,8	10,5	63,3	1310,01	1310,01	193,05	220,63	151,68
18:10	115240	41,5	23,9	44,0	3,2	10,7	63,5	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
18:15	115265	41,7	23,8	44,1	3,4	10,5	63,6	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
18:20	115290	42,0	23,8	44,3	3,2	10,4	63,8	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
18:25	115316	42,2	23,8	44,5	3,1	10,7	64,0	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
18:30	115341	42,4	23,8	44,6	3,3	10,9	64,0	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
18:35	115368	42,6	23,8	44,7	3,1	10,6	64,2	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
18:40	115394	42,9	23,8	44,8	3,3	10,4	64,4	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
18:45	115419	43,1	23,8	45,0	3,2	10,5	64,7	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
18:50	115445	43,3	23,8	45,2	3,5	10,9	64,9	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
18:55	115472	43,6	23,8	45,4	3,6	10,7	65,1	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
19:00	115498	43,9	23,8	45,6	3,2	10,6	65,3	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
19:05	115524	44,1	23,8	45,9	3,6	10,8	65,5	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
19:10	115550	44,3	23,8	46,0	3,7	11	65,7	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
19:15	115576	44,5	23,7	46,1	3,1	10,9	65,8	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
19:20	115603	44,7	23,6	46,2	3,2	11,2	66,0	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47
19:24	115627	45,0	23,6	46,4	3,7	11,1	66,1	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47

**A4. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador estático (BDC EE) – 26/09/2011 -
Manhã.**

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Estático 26/09/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
08:08	115764	35,0	21,911351	38,433973	4,2	10	50,628791	1103,16	1103,16	193,05	220,63	151,68
08:10	115773	35,1	22,00432	38,666217	3,9	10,1	52,444418	1103,16	1103,16	193,05	220,63	151,68
08:15	115796	35,3	21,949435	38,881079	4,2	10,3	53,654645	1103,16	1103,16	193,05	220,63	151,68
08:20	115819	35,5	21,909722	38,880883	3,2	11,4	55,507117	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
08:25	115844	35,8	21,886578	39,065818	2,9	10,8	56,847489	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
08:30	115867	36,0	21,97748	39,122874	3,4	11,6	57,523524	1103,16	1103,16	179,26	206,84	137,90
08:35	115891	36,2	21,652899	39,32298	3,6	11,3	58,558307	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
08:40	115915	36,4	21,917814	39,614759	3,2	10,8	59,524527	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
08:45	115939	36,7	21,842338	39,535237	3,4	11,2	60,150287	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
08:50	115963	37,0	21,877171	39,609024	3,3	11,7	60,740303	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
08:55	115987	37,2	21,833736	39,941834	3,7	11,6	61,133215	1137,64	1137,64	179,26	206,84	137,90
09:00	116011	37,5	21,951234	40,242024	3,7	11,4	61,709928	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
09:05	116035	37,7	22,12043	40,475281	3,4	11,6	62,456897	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
09:10	116059	38,0	22,023284	40,717854	3,5	11,5	62,77667	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
09:15	116084	38,2	21,834052	40,679703	3,5	11,5	62,941944	1172,11	1172,11	179,26	206,84	137,90
09:20	116108	38,5	21,918065	40,683008	3,4	11,5	63,119856	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
09:25	116133	38,7	22,073325	40,932652	3,9	12	63,397723	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
09:30	116158	38,9	21,882096	41,405166	4,5	12,1	63,804956	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
09:35	116182	39,2	21,786401	41,467596	3,7	12	63,935603	1206,58	1206,58	179,26	206,84	137,90
09:40	116207	39,4	21,80967	41,720887	3,9	11,9	63,079869	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
09:45	116233	39,6	22,161642	41,856986	4,4	11,2	63,024944	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68
09:50	116258	39,9	21,926435	41,920034	4,8	11,6	62,768488	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68
09:55	116283	40,2	22,146628	42,416916	4,7	11,5	63,178401	1241,06	1241,06	193,05	220,63	151,68
10:00	116309	40,4	21,941321	42,349507	4,9	11,6	63,604724	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
10:05	116334	40,6	22,131794	42,49333	3,9	12,5	64,288233	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
10:10	116359	40,9	21,904302	42,615375	2,7	12,6	64,549913	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
10:15	116384	41,1	22,304117	42,743472	3,2	12,7	64,99721	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
10:20	116410	41,4	22,027253	42,903821	3,5	12,5	65,303491	1275,53	1275,53	193,05	220,63	151,68
10:25	116435	41,6	22,219627	42,815754	4,6	12,7	65,675023	1310,01	1310,01	193,05	220,63	151,68
10:30	116461	41,8	22,345256	42,978984	3,9	13	66,286233	1310,01	1310,01	193,05	220,63	151,68
10:35	116486	42,1	22,325719	43,643873	4,6	13,7	66,790152	1310,01	1310,01	193,05	220,63	151,68
10:40	116512	42,3	22,465441	43,853818	3,6	13	67,002529	1310,01	1310,01	193,05	220,63	151,68
10:45	116538	42,6	22,494936	44,01303	4,4	13,2	67,204911	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
10:50	116564	42,8	22,468071	44,096662	4,5	12,6	67,31878	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
10:55	116590	43,0	22,531356	44,163969	4,2	13,1	67,353813	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
11:00	116616	43,3	22,65369	44,042153	3,8	13,7	67,571643	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
11:05	116642	43,6	22,513706	44,477876	3,8	12,9	68,026367	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
11:10	116668	43,8	22,590778	44,843816	3,3	13,1	68,293071	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
11:15	116695	44,0	22,689637	44,884585	3,9	12,9	68,432167	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
11:20	116721	44,3	22,477946	44,938952	3,9	13,4	68,367183	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
11:25	116747	44,5	22,674162	44,92233	3	13,2	68,543883	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
11:30	116774	44,7	22,628567	45,202249	3,8	13,5	69,13026	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47
11:34	116799	45,0	22,582972	45,284474	3,8	13,8	65,179507	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47

**A5. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador estático (BDC EE) – 26/09/2011 -
Tarde.**

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Estático 26/09/2011												
Hora	Wh	T1 - Instr	Temperaturas em graus Celsius					Pressão dos Manômetros em kPa				
			T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
12:25	116843	35,1	22,3	38,6	3,4	12,3	57,0	1103,16	1103,16	206,84	234,42	165,47
12:30	116866	35,3	22,6	38,8	3,2	12,7	58,5	1103,16	1103,16	206,84	234,42	165,47
12:35	116890	35,6	22,7	38,9	3,5	12,7	59,4	1103,16	1103,16	193,05	220,63	151,68
12:40	116914	35,8	22,8	39,4	4,5	13,5	60,9	1137,64	1137,64	193,05	220,63	151,68
12:45	116939	36,1	22,9	39,6	3,9	13,1	61,5	1137,64	1137,64	193,05	220,63	151,68
12:50	116963	36,3	22,8	39,7	3,2	12,5	61,8	1137,64	1137,64	193,05	220,63	151,68
12:55	116987	36,6	22,9	39,9	3,8	12,8	62,2	1137,64	1137,64	193,05	220,63	151,68
13:00	117011	36,8	22,9	39,8	4	12,6	62,7	1172,11	1172,11	193,05	220,63	151,68
13:05	117035	37,1	23,1	40,5	4,5	13	63,3	1172,11	1172,11	193,05	220,63	151,68
13:10	117060	37,4	23,0	40,6	3,8	13	63,4	1172,11	1172,11	193,05	220,63	151,68
13:15	117085	37,6	23,1	41,0	5,8	13,5	63,4	1172,11	1172,11	193,05	220,63	151,68
13:20	117109	37,9	23,1	40,8	3,6	12,5	63,5	1172,11	1172,11	193,05	220,63	151,68
13:25	117134	38,1	23,3	40,9	5,6	13,4	63,7	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
13:30	117159	38,4	23,2	41,0	3,8	13	64,2	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
13:35	117183	38,6	23,2	41,7	4,9	13,3	64,6	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
13:40	117209	38,9	23,3	41,7	4,6	12,8	64,9	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
13:45	117234	39,2	23,3	41,9	4,7	13,2	64,8	1206,58	1206,58	193,05	220,63	151,68
13:50	117259	39,4	23,2	41,9	4,7	13,6	64,9	1241,06	1241,06	206,84	234,42	165,47
13:55	117284	39,6	23,4	41,7	4,4	13	65,1	1241,06	1241,06	206,84	234,42	165,47
14:00	117309	39,8	23,4	42,3	5,1	13,5	65,7	1241,06	1241,06	206,84	234,42	165,47
14:05	117334	40,1	23,5	42,7	5,4	13,5	65,9	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47
14:10	117360	40,4	23,5	42,7	4,7	13,4	65,9	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47
14:15	117385	40,7	23,5	42,8	5,9	14,3	65,9	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47
14:20	117410	40,9	23,8	42,6	4,7	13,2	66,3	1275,53	1275,53	206,84	234,42	165,47
14:25	117437	41,2	24,0	43,5	5,7	13,7	66,9	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
14:30	117463	41,4	24,1	43,7	5,9	14,2	66,8	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
14:35	117489	41,7	24,0	43,8	6,4	14,5	66,9	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
14:40	117515	41,9	24,1	43,9	5,6	14	67,0	1310,01	1310,01	206,84	234,42	165,47
14:45	117541	42,2	24,1	43,5	5,1	13,5	67,1	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
14:50	117567	42,5	23,9	44,3	6	14,2	67,7	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
14:55	117594	42,7	23,7	44,4	5,3	13,7	67,6	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
15:00	117621	42,9	24,2	44,1	5,6	13,9	67,7	1344,48	1344,48	206,84	234,42	165,47
15:05	117648	43,1	24,0	44,9	6,3	14,3	68,5	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
15:10	117674	43,4	24,0	45,1	6,6	14,6	68,4	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
15:15	117700	43,7	24,1	44,7	6,5	14,4	68,7	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
15:20	117728	43,9	24,3	45,3	6,3	14,5	69,1	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
15:25	117755	44,1	24,3	45,6	6	14,7	69,4	1378,95	1378,95	206,84	234,42	165,47
15:30	117782	44,3	24,1	45,5	5,5	13,5	69,2	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47
15:35	117809	44,6	24,2	45,8	5,3	13,9	69,9	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47
15:40	117830	44,8	24,1	45,9	5,5	14	69,9	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47
15:40	117865	45	24,1	46,0	6	14,5	69,9	1413,43	1413,43	206,84	234,42	165,47

Apêndice B

B1. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador convencional (BDC EC) – 23/08/2011.

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Convencional 23/08/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saida Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saida do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
09:17	90401	35,0	22,1	33,7	10,9	21,7	38,4	999,74	999,74	165,47	151,68	124,11
09:20	90425	35,3	22,0	35,7	10,5	20,0	44,4	999,74	999,74	206,84	193,05	137,90
09:25	90454	35,6	22,2	37,6	10,1	20,5	51,9	1034,21	1034,21	206,84	193,05	137,90
09:30	90482	35,8	22,2	38,4	10,6	20,4	57,2	1068,69	1068,69	206,84	193,05	137,90
09:35	90511	36,1	22,2	38,8	11,2	20,4	60,8	1103,16	1103,16	206,84	193,05	137,90
09:40	90539	36,3	22,1	39,0	10,9	20,6	63,4	1103,16	1103,16	206,84	193,05	137,90
09:45	90568	36,6	22,3	39,1	10,9	20,7	65,4	1103,16	1103,16	206,84	193,05	137,90
09:50	90597	36,8	22,3	39,3	10,9	20,7	67,0	1103,16	1103,16	206,84	193,05	137,90
09:55	90626	37,1	22,3	39,5	11,0	20,8	68,2	1137,64	1137,64	206,84	193,05	137,90
10:00	90655	37,3	22,4	39,9	11,4	20,7	69,3	1137,64	1137,64	206,84	193,05	137,90
10:05	90684	37,6	22,4	40,1	10,6	20,9	70,1	1137,64	1137,64	206,84	193,05	137,90
10:10	90713	37,8	22,7	40,4	10,9	20,8	70,7	1137,64	1137,64	206,84	193,05	137,90
10:15	90744	38,1	22,3	40,6	11,0	20,7	71,2	1172,11	1172,11	206,84	193,05	137,90
10:20	90775	38,4	22,6	40,8	11,3	20,8	71,7	1172,11	1172,11	220,63	206,84	151,68
10:25	90806	38,7	22,9	41,0	11,5	20,9	72,0	1172,11	1172,11	220,63	206,84	151,68
10:30	90835	38,9	22,9	41,2	11,5	20,9	72,2	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
10:35	90865	39,1	22,7	41,4	11,6	20,9	72,5	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
10:40	90895	39,4	22,6	41,7	11,8	20,8	72,7	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
10:45	90926	39,7	22,9	41,9	11,9	21,0	72,9	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
10:50	90957	39,9	23,0	42,1	11,9	20,9	73,0	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
10:55	90988	40,1	23,0	42,2	11,8	21,0	73,2	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
11:00	91019	40,4	23,2	42,3	11,9	20,8	73,3	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
11:05	91050	40,7	23,1	42,5	12,0	20,9	73,5	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
11:10	91081	41,0	23,0	42,8	12,1	21,0	73,7	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
11:15	91112	41,3	23,1	42,9	12,1	20,9	73,9	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
11:20	91143	41,6	23,2	43,1	12,2	21,1	74,1	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
11:25	91174	41,8	23,5	42,9	11,5	21,1	74,1	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
11:30	91199	42,0	23,2	43,1	11,7	21,4	74,3	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
11:35	91232	42,3	23,5	43,2	12,0	21,5	74,6	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
11:40	91268	42,6	23,3	43,6	12,4	21,4	74,9	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
11:45	91299	42,8	23,5	43,8	12,5	21,5	75,1	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
11:50	91331	43,1	23,4	44,2	12,6	21,4	74,8	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
11:55	91362	43,4	23,7	44,3	12,7	21,6	75,5	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
12:00	91394	43,6	23,7	44,4	12,8	21,4	75,6	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
12:05	91426	43,9	23,8	44,6	12,9	21,4	75,7	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
12:10	91458	44,2	23,6	44,8	13,0	21,4	76,0	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
12:15	91491	44,5	23,5	45,1	13,1	21,5	76,1	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
12:20	91524	44,7	23,1	45,3	13,1	21,2	76,2	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
12:25	91553	45,0	23,4	45,5	13,1	21,2	76,3	1413,43	1413,43	248,21	234,42	165,47

**B2. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador convencional (BDC EC) –
24/08/2011.**

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Convencional 24/08/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saida Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saida do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
10:10	91714	35,0	22,2	29,1	12,6	20,8	38,7	965,27	965,27	179,26	165,47	137,90
10:15	91730	35,1	22,4	36,9	13,1	20,2	47,0	1034,21	1034,21	206,84	193,05	137,90
10:20	91758	35,3	22,3	38,5	14,1	19,7	53,9	1068,69	1068,69	220,63	206,84	137,90
10:25	91788	35,5	22,3	39,2	14,2	19,7	58,4	1103,16	413,69	248,21	234,42	165,47
10:30	91818	35,7	22,4	39,6	14,4	19,7	61,6	1137,64	1137,64	248,21	234,42	165,47
10:35	91848	35,9	22,8	39,9	14,5	19,8	63,9	1137,64	1137,64	248,21	234,42	165,47
10:40	91878	36,2	22,5	40,2	14,6	19,8	65,7	1172,11	1172,11	248,21	234,42	165,47
10:45	91909	36,5	22,6	40,6	14,7	19,8	67,0	1172,11	1172,11	248,21	234,42	165,47
10:50	91940	36,8	22,9	40,7	14,9	19,8	68,0	1172,11	1172,11	248,21	234,42	165,47
10:55	91972	37,1	23,0	41,0	14,9	19,9	68,8	1206,58	1206,58	248,21	234,42	165,47
11:00	92003	37,4	23,0	41,2	15,0	19,9	69,5	1206,58	1206,58	262,00	248,21	179,26
11:05	92034	37,7	23,1	41,4	15,0	19,8	70,0	1206,58	1206,58	262,00	248,21	179,26
11:10	92065	38,0	23,3	41,6	15,1	20,0	70,4	1206,58	1206,58	262,00	248,21	179,26
11:15	92096	38,3	23,2	41,9	15,2	19,9	70,8	1206,58	1206,58	262,00	248,21	179,26
11:20	92128	38,6	23,0	42,1	15,2	20,0	71,1	1241,06	1241,06	262,00	248,21	179,26
11:25	92160	38,9	23,0	42,3	15,2	20,0	71,3	1241,06	1241,06	262,00	248,21	179,26
11:30	92192	39,2	23,0	42,6	15,3	20,0	71,5	1241,06	1241,06	262,00	248,21	179,26
11:35	92225	39,5	23,2	42,7	15,3	20,1	71,9	1275,53	1275,53	262,00	248,21	193,05
11:40	92256	39,7	23,3	42,9	15,4	20,1	72,1	1275,53	1275,53	262,00	248,21	193,05
11:45	92287	40,0	23,8	43,1	15,5	20,4	72,3	1275,53	1275,53	262,00	248,21	193,05
11:50	92320	40,3	23,5	43,3	15,5	20,2	72,5	1275,53	1275,53	262,00	248,21	193,05
11:55	92352	40,6	23,5	43,5	15,6	20,4	72,8	1310,01	1310,01	262,00	248,21	193,05
12:00	92384	40,9	23,3	43,8	15,6	20,2	72,9	1310,01	1310,01	262,00	248,21	193,05
12:05	92417	41,2	23,3	43,9	15,5	20,2	73,1	1310,01	1310,01	262,00	248,21	193,05
12:10	92450	41,6	23,3	44,1	15,5	20,4	73,3	1310,01	1310,01	262,00	248,21	193,05
12:15	92482	41,9	23,5	44,2	15,5	20,4	73,5	1344,48	1344,48	262,00	248,21	193,05
12:20	92515	42,2	23,6	44,4	15,7	20,5	73,6	1344,48	1344,48	262,00	248,21	193,05
12:25	92548	42,4	23,6	44,7	15,7	20,7	73,9	1344,48	1344,48	275,79	262,00	193,05
12:30	92581	42,7	24,0	44,9	15,8	20,6	74,1	1378,95	1378,95	275,79	262,00	193,05
12:35	92614	43,0	23,8	45,1	15,8	20,7	74,2	1378,95	1378,95	275,79	262,00	193,05
12:40	92647	43,3	23,7	45,4	15,9	20,7	74,5	1378,95	1378,95	275,79	262,00	193,05
12:45	92680	43,5	23,6	45,5	14,9	21,0	74,6	1378,95	1378,95	275,79	262,00	193,05
12:50	92714	43,8	23,6	45,6	14,9	20,9	74,8	1413,43	1413,43	275,79	262,00	193,05
12:55	92747	44,1	23,6	45,8	15,0	20,9	75,1	1413,43	1413,43	275,79	262,00	193,05
13:00	92780	44,4	23,9	45,9	15,1	20,9	75,3	1413,43	1413,43	275,79	262,00	193,05
13:05	92815	44,7	24,2	46,1	15,2	21,2	75,5	1413,43	1413,43	275,79	262,00	193,05
13:09	92846	45,0	24,6	46,4	15,3	21,6	75,8	1447,90	1447,90	275,79	262,00	193,05

**B3. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador convencional (BDC EC) –
30/08/2011 – manhã.**

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Convencional 30/08/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
08:25	93228	35,0	21,7	21,3	11,9	21,3	21,3	965,27	965,27	275,79	275,79	275,79
08:30	93257	35,2	21,9	31,1	12,3	19,1	36,9	1034,21	1034,21	206,84	193,05	137,90
08:35	93285	35,4	22,4	36,6	12,8	20,0	40,2	1034,21	1034,21	206,84	193,05	137,90
08:40	93313	35,7	22,5	37,4	12,9	20,1	48,7	1103,16	1103,16	220,63	206,84	151,68
08:45	93342	35,9	22,4	38,3	13,6	19,7	54,8	1103,16	1103,16	220,63	206,84	151,68
08:50	93371	36,2	22,8	39,0	13,6	20,0	58,9	1137,64	1137,64	234,42	220,63	151,68
08:55	93401	36,4	22,5	39,4	13,6	20,1	61,9	1137,64	1137,64	234,42	220,63	151,68
09:00	93431	36,7	22,9	39,6	13,7	20,2	64,3	1137,64	1137,64	234,42	220,63	151,68
09:05	93460	37	22,7	39,9	13,9	20,2	66,0	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
09:10	93490	37,3	22,5	40,1	13,8	20,3	67,3	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
09:15	93520	37,6	22,9	40,4	14,0	20,5	68,4	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
09:20	93550	37,9	22,8	40,5	13,9	20,3	69,1	1206,58	1206,58	234,42	220,63	151,68
09:25	93581	38,1	22,8	40,7	13,9	20,3	69,7	1206,58	1206,58	234,42	220,63	151,68
09:30	93611	38,4	23,1	40,9	13,9	20,7	70,3	1206,58	1206,58	234,42	220,63	151,68
09:35	93641	38,7	22,9	41,1	14,0	20,5	70,8	1206,58	1206,58	234,42	220,63	165,47
09:40	93671	38,9	23,1	41,3	14,1	20,6	71,2	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
09:45	93702	39,2	23,3	41,5	14,2	20,7	71,5	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
09:50	93733	39,5	23,6	41,7	14,3	21,0	71,8	1241,06	1241,06	248,21	234,42	165,47
09:55	93764	39,7	23,1	42,0	14,3	20,7	72,0	1241,06	1241,06	248,21	234,42	165,47
10:00	93794	40	23,5	42,1	14,3	20,9	72,3	1241,06	1241,06	248,21	234,42	165,47
10:05	93825	40,2	23,6	42,3	14,4	20,9	72,6	1275,53	1275,53	248,21	234,42	165,47
10:10	93856	40,5	23,4	42,6	14,5	20,9	72,8	1275,53	1275,53	248,21	234,42	165,47
10:15	93887	40,8	23,7	42,8	14,6	20,9	73,0	1275,53	1275,53	248,21	234,42	165,47
10:20	93919	41,1	23,3	43,0	14,6	20,9	73,2	1310,01	1310,01	248,21	234,42	165,47
10:25	93950	41,4	23,6	43,1	14,6	21,0	73,4	1310,01	1310,01	248,21	234,42	165,47
10:30	93981	41,7	23,3	43,3	14,6	20,9	73,5	1310,01	1310,01	248,21	234,42	165,47
10:35	94012	42	23,2	43,5	14,5	20,9	73,7	1310,01	1310,01	248,21	234,42	165,47
10:40	94043	42,2	23,6	43,6	14,6	21,0	73,9	1344,48	1344,48	248,21	234,42	165,47
10:45	94075	42,5	23,4	43,9	14,7	21,0	74,0	1344,48	1344,48	248,21	234,42	165,47
10:50	94107	42,8	23,3	44,0	14,5	21,1	74,2	1344,48	1344,48	248,21	234,42	165,47
10:55	94138	43	23,3	44,2	14,6	21,0	74,4	1344,48	1344,48	248,21	234,42	165,47
11:00	94170	43,2	23,3	44,3	14,6	21,0	74,6	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
11:05	94202	43,5	23,3	44,5	14,7	21,1	74,7	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
11:10	94234	43,8	23,7	44,6	14,7	21,3	74,9	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
11:15	94266	44,1	23,3	44,9	14,8	21,1	75,1	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
11:20	94298	44,3	23,4	45,1	14,7	21,2	75,3	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
11:25	94331	44,6	23,8	45,2	14,8	21,3	75,5	1378,95	1378,95	248,21	234,42	165,47
11:30	94363	44,8	23,4	45,4	14,8	21,3	75,6	1413,43	1413,43	262,00	248,21	179,26
11:31	94383	45	23,5	45,6	14,9	21,3	75,8	1413,43	1413,43	262,00	248,21	179,26

**B4. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador convencional (BDC EC) –
30/08/2011 – a tarde.**

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Convencional 30/08/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
12:57	94390	35,0	22,6	23,8	14,0	19,7	41,3	1034,21	1034,21	206,84	193,05	137,90
13:00	94407	35,1	22,8	27,9	13,9	20,1	46,8	1034,21	1034,21	206,84	193,05	137,90
13:05	94435	35,4	23,0	30,9	13,8	20,4	51,5	1103,16	1103,16	220,63	206,84	151,68
13:10	94464	35,7	23,0	37,9	13,2	21,1	59,1	1103,16	1103,16	220,63	206,84	151,68
13:15	94493	35,9	23,4	39,0	13,5	21,2	62,5	1137,64	1137,64	234,42	220,63	151,68
13:20	94523	36,2	23,3	39,3	13,6	21,0	64,7	1137,64	1137,64	234,42	220,63	151,68
13:25	94553	36,4	23,3	39,5	13,7	21,0	66,4	1137,64	1137,64	234,42	220,63	151,68
13:30	94582	36,7	23,5	39,9	13,8	21,5	67,6	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
13:35	94611	37,1	23,6	40,1	14,0	21,7	68,6	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
13:40	94641	37,3	23,6	40,2	14,1	21,7	69,3	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
13:45	94671	37,6	23,6	40,4	14,2	21,8	69,9	1172,11	1172,11	234,42	220,63	151,68
13:50	94701	37,9	23,7	40,7	14,3	21,7	70,5	1206,58	1206,58	248,21	234,42	165,47
13:55	94731	38,2	23,8	41,0	14,3	21,8	70,9	1206,58	1206,58	248,21	234,42	165,47
14:00	94762	38,5	23,9	41,1	14,5	22,0	71,3	1206,58	1206,58	248,21	234,42	165,47
14:05	94793	38,7	24,0	41,4	14,6	22,1	71,7	1241,06	1241,06	262,00	248,21	179,26
14:10	94824	39	24,2	41,8	15,3	21,9	72,1	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
14:15	94855	39,3	24,1	42,2	15,2	21,7	72,2	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
14:20	94886	39,5	24,1	42,4	15,4	21,6	72,4	1275,53	1275,53	262,00	248,21	179,26
14:25	94919	39,8	24,1	42,6	15,5	21,8	72,5	1275,53	1275,53	262,00	248,21	179,26
14:30	94950	40,1	24,2	42,8	15,5	21,8	72,7	1275,53	1275,53	262,00	248,21	179,26
14:35	94981	40,4	24,1	43,0	15,5	21,7	72,8	1275,53	1275,53	262,00	248,21	193,05
14:40	95012	40,7	24,2	43,1	15,6	21,7	73,0	1310,01	1310,01	262,00	248,21	193,05
14:45	95045	41	24,3	43,4	15,7	21,9	73,2	1310,01	1310,01	262,00	248,21	193,05
14:50	95077	41,3	24,8	43,7	16,0	22,5	73,5	1310,01	1310,01	275,79	262,00	193,05
14:55	95110	41,6	25,0	44,0	15,9	22,3	73,8	1344,48	1344,48	275,79	262,00	193,05
15:00	95142	41,9	24,9	44,3	16,3	22,4	74,1	1344,48	1344,48	275,79	262,00	193,05
15:05	95175	42,2	24,7	44,5	16,3	22,0	74,3	1344,48	1344,48	275,79	262,00	193,05
15:10	95208	42,5	25,0	44,6	16,3	22,4	74,4	1378,95	1378,95	275,79	262,00	206,84
15:15	95242	42,8	25,3	44,9	16,4	22,6	74,7	1378,95	1378,95	275,79	262,00	206,84
15:20	95274	43	25,7	45,1	16,6	23,1	75,0	1378,95	1378,95	275,79	262,00	206,84
15:25	95308	43,4	25,2	45,4	16,6	22,6	75,3	1378,95	1378,95	275,79	262,00	206,84
15:30	95341	43,6	25,6	45,6	16,8	23,2	75,6	1378,95	1378,95	275,79	262,00	206,84
15:35	95374	44	25,3	45,9	16,8	22,4	75,7	1413,43	1413,43	275,79	262,00	206,84
15:40	95407	44,3	25,2	46,1	16,8	22,5	75,8	1413,43	1413,43	275,79	262,00	206,84
15:45	95442	44,5	25,2	46,2	16,7	22,7	76,0	1413,43	1413,43	275,79	262,00	206,84
15:50	95475	44,7	25,1	46,5	16,7	22,3	76,2	1413,43	1413,43	275,79	262,00	206,84
15:55	95493	44,9	25,3	46,5	16,6	22,8	76,4	1413,43	1413,43	275,79	262,00	206,84
15:57	95511	45	25,5	43,7	17,0	24,5	67,4	1413,43	1413,43	275,79	262,00	206,84

B5. Dados do ensaio do sistema com uso do evaporador convencional (BDC EC) –**05/09/2011.**

Ensaio do Sistema com uso do Evaporador Convencional 05/09/2011												
Hora	Wh	Temperaturas em graus Celsius						Pressão dos Manômetros em kPa				
		T1 - Instr	T2 Ambiente	T3 Saída Cond	T5 Ent Evap Est	T6 Ent Compressor	T7 Saída do compressor	M1	M2	M3	M4	M5
08:25	96040	35	20,8	20,7	20,7	19,9	20,6	1103,16	1103,16	220,63	206,84	137,90
08:30	96068	35,2	21,0	33,4	12,4	19,5	37,4	1103,16	1103,16	220,63	206,84	137,90
08:35	96097	35,5	21,1	35,8	11,8	19,0	43,1	1103,16	1103,16	220,63	206,84	137,90
08:40	96129	35,9	21,0	37,1	12,0	19,1	50,7	1103,16	1103,16	220,63	206,84	137,90
08:45	96154	36,2	21,1	37,8	12,2	19,2	55,6	1137,64	1137,64	220,63	206,84	137,90
08:50	96182	36,5	21,2	37,9	11,8	19,5	59,1	1137,64	1137,64	220,63	206,84	137,90
08:55	96211	36,8	21,4	38,2	12,0	19,5	61,9	1137,64	1137,64	220,63	206,84	137,90
09:00	96240	37,1	21,4	38,4	12,2	19,6	63,9	1137,64	1137,64	220,63	206,84	137,90
09:05	96269	37,3	21,4	38,7	12,2	19,7	65,5	1137,64	1137,64	220,63	206,84	137,90
09:10	96298	37,6	21,5	38,9	12,3	19,7	66,8	1172,11	1172,11	220,63	206,84	151,68
09:15	96327	37,8	21,6	39,1	12,4	19,8	67,7	1172,11	1172,11	220,63	206,84	151,68
09:20	96356	38,1	21,4	39,4	12,4	19,8	68,5	1172,11	1172,11	220,63	206,84	151,68
09:25	96386	38,4	21,6	39,5	12,6	19,9	69,1	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
09:30	96415	38,6	21,5	39,8	12,7	19,8	69,5	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
09:35	96448	38,9	21,7	39,9	12,7	19,9	69,9	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
09:40	96475	39,1	21,9	40,1	12,8	20,0	70,3	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
09:45	96505	39,4	21,7	40,4	12,8	20,0	70,6	1206,58	1206,58	220,63	206,84	151,68
09:50	96530	39,6	21,7	40,5	12,8	20,0	70,8	1241,06	1241,06	220,63	206,84	151,68
09:55	96564	39,9	21,9	40,7	13,0	20,0	71,1	1241,06	1241,06	220,63	206,84	151,68
10:00	96594	40,1	22,0	40,8	13,1	20,1	71,3	1241,06	1241,06	234,42	220,63	165,47
10:05	96625	40,4	21,9	41,1	13,1	20,0	71,5	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
10:10	96655	40,7	22,0	41,3	13,2	20,1	71,7	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
10:15	96689	41	22,0	41,6	13,3	20,0	71,9	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
10:20	96716	41,2	22,1	41,7	13,3	20,1	72,1	1275,53	1275,53	234,42	220,63	165,47
10:25	96746	41,5	22,1	41,9	13,4	20,1	72,2	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
10:30	96777	41,8	22,2	42,1	13,4	20,2	72,4	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
10:35	96808	42	22,1	42,3	13,4	20,2	72,5	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
10:40	96839	42,3	22,2	42,5	13,5	20,2	72,7	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
10:45	96870	42,5	22,2	42,7	13,6	20,2	72,9	1310,01	1310,01	234,42	220,63	165,47
10:50	96901	42,8	22,2	43,0	13,7	20,3	73,1	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
10:55	96932	43	22,2	43,1	13,7	20,3	73,2	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
11:00	96963	43,3	22,2	43,2	13,5	20,5	73,3	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
11:05	96994	43,5	22,3	43,3	13,5	20,6	73,6	1344,48	1344,48	234,42	220,63	165,47
11:10	97025	43,7	22,4	43,4	13,6	20,6	73,7	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
11:15	97056	44	22,4	43,6	13,6	20,6	74,0	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
11:20	97087	44,3	22,6	43,8	13,8	20,7	74,1	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
11:25	97118	44,5	22,6	44,5	13,7	20,9	75,1	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
11:30	97150	44,8	22,8	44,8	13,7	21,0	75,4	1378,95	1378,95	234,42	220,63	165,47
11:34	97175	45	23,0	45,0	13,7	21,2	75,6	1413,43	1413,43	234,42	220,63	165,47

Apêndice C

C1. Dados do ensaio do sistema com uso da resistência elétrica – 05/09/2011.

Ensaio do sistema com a resistencia elétrica - 05/09/11		
Hora	Wh	T1 - (Graus Celsius)
12:31	97175	35,0
12:35	97342	35,8
12:40	97579	36,8
12:45	97816	37,8
12:50	98053	38,8
12:55	98290	39,8
13:00	98537	40,9
13:05	98766	41,9
13:10	98997	42,9
13:15	99233	43,9
13:20	99467	44,9
13:20	99483	45,0

C2. Dados do ensaio do sistema com uso da resistência elétrica – 05/09/2011.

Ensaio do sistema com a resistencia elétrica - 05/09/11		
Hora	Wh	T1 - (Graus Celsius)
13:53	99483	35,0
13:55	99613	35,6
14:00	99851	36,7
14:05	100089	37,8
14:10	100323	38,8
14:15	100557	39,8
14:20	100791	40,9
14:25	101025	41,9
14:30	101259	42,9
14:35	101495	43,9
14:40	101728	44,8
14:42	101774	45,0

C3. Dados do ensaio do sistema com uso da resistência elétrica – 06/09/2011.

Ensaio do sistema com a resistencia elétrica - 06/09/11		
Hora	Wh	T1 - (Graus Celsius)
08:30	103355	35,0
08:35	103540	35,8
08:40	103779	36,9
08:45	104018	37,9
08:50	104256	38,9
08:55	104493	39,9
09:00	104730	41,0
09:05	104966	42,0
09:10	105201	43,0
09:15	105437	44,1
09:19	105641	45,0

C4. Dados do ensaio do sistema com uso da resistência elétrica – 06/09/2011.

Ensaio do sistema com a resistencia elétrica - 06/09/11		
Hora	Wh	T1 - (Graus Celsius)
09:41	105775	35,0
09:45	105973	35,9
09:50	106208	37,0
09:55	106444	38,1
10:00	106681	39,1
10:05	106917	40,1
10:10	107152	41,1
10:15	107391	42,1
10:20	107629	43,1
10:25	107866	44,1
10:29	108057	45,0

C5. Dados do ensaio do sistema com uso da resistência elétrica – 06/09/2011.

Ensaio do sistema com a resistencia elétrica - 06/09/11		
Hora	Wh	T1 - (Graus Celsius)
10:45	108080	35,0
10:50	108240	35,5
10:55	108471	36,7
11:00	108709	37,8
11:05	108950	38,8
11:10	109189	39,8
11:15	109427	40,9
11:20	109662	41,9
11:25	109897	42,9
11:30	110133	43,9
11:35	110368	44,9
11:35	110386	45,0

