

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

Carlos Roberto De Nardin

**APROVEITAMENTO DA ENERGIA GEOTÉRMICA SUPERFICIAL
PARA AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE CONDICIONADORES DE AR E
REDUZIR O PICO DE DEMANDA**

**Santa Maria, RS, Brasil
2018**

Carlos Roberto De Nardin

**APROVEITAMENTO DA ENERGIA GEOTÉRMICA SUPERFICIAL PARA
AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE CONDICIONADORES DE AR E REDUZIR O
PICO DE DEMANDA**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em processamento de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Doutor em Engenharia Elétrica.**

Orientador: Prof. Felix Alberto Farret, Ph.D.

**Santa Maria, RS, Brasil
2018**

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática de ficha catalográfica da UFSM. Dados fornecidos pelo autor.

De Nardin, Carlos Roberto
Aproveitamento da energia geotérmica superficial para
aumentar a eficiência de condicionadores de ar e reduzir
o pico de demanda / Carlos Roberto De Nardin.- 2018.
165 p.; 30 cm

Orientador: Felix Alberto Farret
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Maria, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Elétrica, RS, 2018

1. Painéis fotovoltaicos 2. Curvas de demanda 3.
Armazenamento de energia 4. Energia geotérmica
superficial 5. Eficiência energética I. Farret, Felix
Alberto II. Título.

© 2018

Todos os direitos autorais reservados a Carlos Roberto De Nardin. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.

Endereço: Rua Duque de Caxias n° 2280, 204, Bairro Nonoai, Santa Maria, RS. 97060-210
Fone (0xx)55 997163313; E-mail: denardin@gmail.com

Carlos Roberto De Nardin

**APROVEITAMENTO DA ENERGIA GEOTÉRMICA SUPERFICIAL PARA
AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE CONDICIONADORES DE AR E REDUZIR O
PICO DE DEMANDA**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em processamento de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Doutor em Engenharia Elétrica.**

Aprovado em 12 de setembro de 2018:

Felix Alberto Farret, Ph.D.
(Presidente/Orientador)

Douglas Schirmer Schramm, Ph.D. (UFSM)

Eduardo Bonnuncielli Marafiga, Dr.

Mario Eduardo Santos Martins, Ph.D. (UFSM)

Maro Jinbo, Dr. (IFSC)

**Santa Maria, RS, Brasil
2018**

DEDICATÓRIA

Dedico esta tese à minha esposa Rosângela pelo amor, incentivo e dedicação em todos os momentos. Aos meus filhos Anna Clara e Mathues pelo carinho e apoio incondicional. E aos meus pais, Adão Claudio e Antonieta, (in memoriam), que foram exemplos de honestidade, perseverança e dedicação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que contribuíram para a conclusão desta tese e, de uma maneira especial, agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Felix Alberto Farret pelos conhecimentos repassados, pela confiança em mim depositada e pela excepcional orientação;

- aos colegas de laboratório, Dr. Felipe Teixeira Fernandes, Luciano Porto de Lima, Adriano Longo e Jairo Afonso Pires pelas contribuições inestimáveis que tornaram a realização deste trabalho possível;

- aos colegas do CEESP, Dr. Frank Gonzatti, Dr. Vinícius Nizolli Kuhn, Fredi Ferigolo, Márcio Mansilha, Emanuel Vieira, Maicon Miotto e Diogo Franchi pelo apoio e incentivo;

- aos professores do CEESP, Dra. Luciane Neves Canha, Dra. Alzenira da Rosa Abaide, Dr. Daniel Pinheiro Bernardon e Dr. Ghendy Cardoso Junior pelos conhecimentos, ensinamentos e contribuições para a concretização deste trabalho;

- aos colegas servidores da secretaria do PPGEE, Luciana e André, por sempre estarem disponíveis e empenhados em suas funções;

- a UFSM, na qual me graduei e tenho alegria de fazer parte da sua história por mais de 35 anos, por proporcionar ensino gratuito e de qualidade e ser uma instituição tão importante para a comunidade.

RESUMO

APROVEITAMENTO DA ENERGIA GEOTÉRMICA SUPERFICIAL PARA AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE CONDICIONADORES DE AR E REDUZIR O PICO DE DEMANDA

AUTOR: Carlos Roberto De Nardin
ORIENTADOR: Prof. Felix Alberto Farret, Ph.D.

Esta tese de doutorado é uma proposta de metodologia para redução da carga elétrica no condicionamento térmico de residências e amenizar sua influência na curva do pato (*duck curve*). Propõe-se o aproveitamento de aparelhos convencionais de ar condicionado acionados pela geração fotovoltaica para armazenamento de energia térmica durante o seu tempo ocioso. A energia térmica assim obtida e armazenada durante o horário de geração fotovoltaica poderá ser usada oportunamente para atenuar o período crítico diário de máxima demanda da rede pública de energia elétrica, logo após a saída da geração fotovoltaica ao anoitecer. Tal atenuação poderá ser feita com a extração da energia geotérmica superficial proveniente da radiação solar e naturalmente armazenada no solo. Para comprovar a eficácia do aproveitamento geotérmico foram feitas as adaptações necessárias em um aparelho convencional de ar condicionado e a incorporação da instrumentação de controle e gerenciamento para que o aparelho de ar condicionado não perca a sua função original de condicionar o ambiente. Os experimentos foram realizados simultaneamente em duas salas geminadas: uma para os testes com aproveitamento da energia geotérmica, e a outra, uma sala convencional, ambas com áreas físicas similares, mesma orientação geográfica e mesma carga térmica. Na sala de testes foi instalado um aparelho de ar condicionado com as modificações necessárias para realizar a extração da energia geotérmica superficial e armazená-la durante os intervalos do condicionamento da sala e uso posterior. Na sala convencional, denominada sala de referência, foi instalado um aparelho de ar condicionado da mesma marca e modelo do protótipo em funcionamento na sala de teste com suas funcionalidades originais preservadas para comparação do seu consumo de energia elétrica durante o período de pico de demanda. Este experimento comprova que a energia térmica normalmente dissipada pelo aparelho de ar condicionado no ambiente externo durante o verão pode ser utilizada para auxiliar no aquecimento de água para chuveiros com a consequente redução do consumo de energia elétrica, colaborando para maximizar o aproveitamento energético.

Palavras chave: painéis fotovoltaicos, curvas de demanda, armazenamento de energia, energia geotérmica superficial e eficiência energética.

ABSTRACT

USE OF GEOTHERMAL ENERGY TO INCREASE THE EFFICIENCY OF AIR CONDITIONERS AND REDUCE THE PEAK OF DEMAND

AUTHOR: Carlos Roberto De Nardin
SUPERVISOR: Prof. Felix Alberto Farret, Ph.D.

This doctoral thesis is a contribution to reduce the electric load in thermal conditioning of residences in order to mitigate its influence on the duck curve. It is proposed the use of air conditioning units driven by photovoltaic generation to store thermal energy during their downtime. The thermal energy obtained can be stored during photovoltaic generation time and it can be used in a timely manner to attenuate the daily critical period of maximum demand from the electricity grid, just after the exit of the photovoltaic generation at dusk. This can be done by extracting surface geothermal energy from solar radiation and naturally stored in the soil. To prove its effectiveness, the necessary adaptations will be made in a conventional air conditioner and the incorporation of control and management instrumentation so that the air conditioner does not lose its original room conditioning function. The experiment was carried out simultaneously in two twinned rooms: one for the tests with geothermal energy and the other, a conventional room, both with similar physical areas, same geographical orientation and same thermal load. In the test room was installed an air conditioner with the modifications necessary to perform the extraction of surface geothermal energy and store it during the intervals of room conditioning and subsequent use. In the conventional room, called reference room was installed an air conditioner of the same type and model of the prototype in operation in the test room with its original features preserved for comparison of consumption of electric energy during the period of peak demand. This experiment proves that the thermal energy normally dissipated by the air conditioner in the external environment during the summer can be used to assist in heating of water for showers with the consequent reduction of the consumption of electric energy, collaborating to maximize the energy utilization.

Keywords: photovoltaic panels, demand curves, energy storage, surface geothermal energy and energy efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Estimativa de demanda residencial de energia no Brasil em 2019	26
Figura 1.2 – Demanda residencial de energia nos E.U.A. em 2011.....	27
Figura 1.3 – Evolução da curva de carga diária do SIN no verão em MW, de 2000 a 2014 ...	28
Figura 1.4 – Evolução da curva de carga diária do SIN no inverno em MW, de 2000 a 2014	28
Figura 1.5 – Microgerador de energia solar fotovoltaica	29
Figura 1.6 – Curvas líquidas de carga da CAISO para um dia típico, de 2012 a 2020	30
Figura 1.7 – Perfis de carga da CAISO, energia eólica e solar, janeiro de 2020	31
Figura 1.8 – Evolução do mercado de sistemas fotovoltaicos distribuídos no Brasil	32
Figura 1.9 – Projeção do crescimento da capacidade instalada mundial e custos até 2050.	33
Figura 1.10 – Modelo proposto para extração e armazenamento da energia geotérmica	34
Figura 2.1 – Impacto na curva do pato com adição de 1.285 MW de armazenamento.....	38
Figura 2.2 – Exemplo didático de uma planta CAES na montanha Columbia	41
Figura 2.3 – <i>Pad-mounted transformer</i>	43
Figura 2.4 – Agregação do DESS no conceito <i>Smart Grid</i>	44
Figura 2.5 – Média anual da radiação solar no Brasil	47
Figura 2.6 – Balanço energético do planeta Terra.....	48
Figura 2.7 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	51
Figura 2.8 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	52
Figura 2.9 – Influência da temperatura de condensação no ciclo de refrigeração.....	53
Figura 3.1 – Amplitude das temperaturas sazonais em função da profundidade do solo.....	58
Figura 3.2 – Trocador de calor geotérmico horizontal	60
Figura 3.3 – Variações sazonais de temperaturas no solo próximas à superfície.....	60
Figura 3.4 – Transferência de calor por condução em tubos.....	61
Figura 3.5 – Esquema elétrico equivalente para a troca de calor no solo.....	63
Figura 3.6 – Transferência de calor em um tubo enterrado na profundidade z	65
Figura 3.7 – Velocidade do fluxo do fluido refrigerante no trocador de calor.....	68
Figura 3.8 – Representação teórica do algoritmo <i>Perturb-and-Observe</i>	69
Figura 3.9 – Fluxograma do controle <i>Perturb-and-Observe</i>	70
Figura 4.1 – Defasagem da carga térmica em relação à temperatura ambiente	73
Figura 4.2 – Defasagem da carga térmica em relação à curva do pato	74
Figura 4.3 – Funcionamento do ar condicionado no dia 25 de dezembro de 2014	75
Figura 4.4 – Funcionamento do ar condicionado no dia 07 de dezembro de 2014.....	76
Figura 4.5 – Funcionamento do ar condicionado no dia 07 de dezembro após as 17 horas	76
Figura 4.6 – Trocador de calor duplo tubo	77
Figura 4.7 – Rede de resistências térmicas associadas à transferência de calor.....	78
Figura 4.8 – Temperaturas em um trocador de calor em contra fluxo infinito.....	82
Figura 4.9 – Foto da casa protótipo geminada.....	85
Figura 4.10 – Planta baixa representando a sala de testes e a sala de referência	85
Figura 4.11 – Projeção da tabela 4.2 para uma temperatura de arrefecimento de 24 °C	88
Figura 4.12 – Resultado da simulação para a carga térmica no horário de máxima demanda.	89
Figura 5.1 – Diagrama de blocos do controle do ar condicionado na sala de teste.....	92
Figura 5.2 – Esquema do protótipo de armazenamento de energia térmica.....	93
Figura 5.3a – Controle do armazenamento de energia térmica para o verão	96
Figura 5.3b – Controle do armazenamento de energia térmica para o verão	97
Figura 5.4a – Controle do armazenamento de energia térmica para o inverno	98
Figura 5.4b – Controle do armazenamento de energia térmica para o inverno.....	99
Figura 5.5 – Diagrama de blocos do controle do ar condicionado na sala de referência	100
Figura 5.6 – Fluxograma do controle do ar condicionado na sala de referência.....	101

Figura 5.7 – Foto do protótipo com as modificações no evaporador.....	102
Figura 5.8 – Detalhe do circuito de troca térmica no evaporador.....	102
Figura 5.9 – Sensores de temperatura na entrada e saída do gás no evaporador	103
Figura 5.10 – Foto do protótipo com as modificações no condensador	104
Figura 5.11 – Saída da água no condensador.....	104
Figura 5.12 – Reservatório com isolamento térmico	105
Figura 5.13 – Perdas no reservatório durante 4 horas.....	105
Figura 6.1 – Teste de resfriamento de 150 litros de água	107
Figura 6.2 – Trocas térmicas com o ar externo e com a energia geotérmica superficial	108
Figura 6.3 – Armazenamento com o condensador trocando calor com o ar ambiente	109
Figura 6.4 – Detalhe do funcionamento do ar condicionado e armazenamento	109
Figura 6.5 – Armazenamento de energia térmica e calefação da sala de teste	110
Figura 6.6 – Temperaturas de entrada e saída da água e do gás no trocador de calor	111
Figura 6.7 – Trocas de calor geotérmicas para calefação	112
Figura 6.8 – Calefação da sala de teste a partir do armazenamento	113
Figura 6.9 – Fornecimento de energia térmica armazenada para calefação	113
Figura 6.10 – Calefação nas salas de teste e de referência no horário de ponta	114
Figura 6.11 – Armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste.....	115
Figura 6.12 – Temperaturas de entrada e saída da água e do gás no trocador de calor	116
Figura 6.13 – Trocas de calor geotérmicas com o condensador	117
Figura 6.14 – Arrefecimento da sala de teste a partir do armazenamento	118
Figura 6.15 – Fornecimento de energia térmica armazenada para arrefecimento	119
Figura 6.16 – Arrefecimento nas salas de teste e de referência no horário de ponta.....	119
Figura 6.17 – Armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste em 23 °C	121
Figura 6.18 – Temperaturas de entrada e saída da água e do gás no trocador de calor	121
Figura 6.19 – Armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste em 22 °C	122
Figura 6.20 – Leitura do fator de potência dos equipamentos	123
Figura 6.21 – Temperaturas de entrada e saída da água no trocador de calor geotérmico	125
Figura 6.22 – Armazenamento do calor dissipado no condensador	127
Figura 6.23 – Transferência do consumo de energia elétrica	128
Figura 6.24 – Diagrama de blocos do modelo implementado no simulador Trnsys	129
Figura 6.25 – Simulação do condicionamento e armazenamento por quatro dias.....	129
Figura 6.26 – Simulação do condicionamento e armazenamento por trinta dias	130
Figura 6.27 – Simulação do armazenamento e refrigeração da sala de teste.....	130
Figura 6.28 – Simulação das trocas térmicas no trocador de calor geotérmico.....	131
Figura 6.29 – Simulação de funcionamento das 9 horas às 21 horas.....	131
Figura 6.30 – Simulação do armazenamento e refrigeração da sala de teste em 21 °C	132

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Custos estimados para quatro sistemas de armazenamento.....	40
Tabela 4.1 – Diferença de temperatura entre a água gelada e o ar de saída	87
Tabela 4.2 – Diferença entre a temperatura de condicionamento e o ar de saída	87
Tabela 4.3 – Carga térmica de janeiro no período das 17 às 21 horas	89
Tabela 6.1 – Consumo de energia elétrica por equipamento.....	124

LISTA DE ABREVIATURAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BDMEP	Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa
BIG	Banco de Informações de Geração
CAES	Compressed Air Energy Storage
CAISO	California Independent System Operator Corporation
CC	Corrente contínua
CEESP	Centro de Excelência em Energia e Sistemas de Potência
COP	Coefficient of performance
CPUC	California Public Utilities Commission
DEA	Diretoria de Estudos Econômico-Energéticos e Ambientais
DESS	Distributed Energy Storage Systems
DOE	The United States Department of Energy
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
EPIA	European Photovoltaic Industry Association
EPRI	Electric Power Research Institute
E.U.A.	Estados Unidos da América
GHX	Ground heat exchanger
GSHP	Ground source heat pump
HAP	Hourly Analysis Program
HVAC	Heating, ventilation, and air conditioning
IEA	International Energy Agency
IEEE	Institute of Electrical and Electronic Engineers
IET	Institution of Engineering and Technology
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
LMTD	Log mean temperature difference
NERC	North American Electric Reliability Corporation
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NTU	Number of Transfer Units
PEAD	Polietileno de alta densidade
PEBD	Polietileno de baixa densidade
PHS	Pumped Hydroelectric Storage
PLS	Permanent Load Shifting
P&O	Perturb-and-Observe
PVC	Policloreto de vinil
RTC	Real time clock
SD	Secure Digital
SFCR	Sistemas fotovoltaicos conectados à rede elétrica
SIN	Sistema Interligado Nacional
TAF	Thermo Active Foundation
TES	Thermal Energy Storage
TRNSYS	Transient System Simulation Tool
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria

LISTA DE SÍMBOLOS

D	Ciclo de trabalho
G	Radiação solar horizontal global (W/m^2)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
k	Condutividade térmica ($\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$)
\dot{Q}	Fluxo de calor (W)
Q_{max}	Transferência de calor máxima (W)
$R_{\text{água}}$	Resistência térmica da água
$R_{\text{mangueira}}$	Resistência térmica da mangueira
R_{terra}	Resistência térmica da terra
T_a	Temperatura da água que troca calor com o solo ($^\circ\text{C}$)
T_{amb}	Temperatura externa ($^\circ\text{C}$)
T_{amp}	Amplitude da temperatura do meio ambiente ($^\circ\text{C}$)
T_f	Temperatura média do fluido no GHX ($^\circ\text{C}$)
T_g	Temperatura não perturbada do solo ($^\circ\text{C}$)
T_{in}	Temperatura da água na entrada do GHX ($^\circ\text{C}$)
T_M	Temperatura média do meio ambiente ($^\circ\text{C}$)
T_{out}	Temperatura da água na saída do GHX ($^\circ\text{C}$)
T_s	Temperatura do solo ($^\circ\text{C}$)
t_{shift}	Dia do ano em que ocorreu a mínima temperatura ambiente
$T_{\text{soil}(z)}$	Temperatura do solo na profundidade z ($^\circ\text{C}$)
t_{year}	Tempo atual (dia do ano)
z	Profundidade abaixo da superfície (m)
α	Difusividade térmica do solo (m^2/s)
ΔT_{ml}	Média logarítmica da diferença de temperatura ($^\circ\text{C}$)
ε	Efetividade do trocador de calor
ϕ_{rad_solar}	Radiação solar absorvida pelo solo (W/m^2)
ρ_{albedo}	Coefficiente albedo da superfície do solo

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	25
1.1 OBJETIVOS DESTA TESE	35
1.1.1 Objetivo geral.....	35
1.1.2 Objetivos específicos	35
1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE	36
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	37
2.1 REVISÃO SOBRE AS CONSEQUÊNCIAS DA CURVA DO PATO	37
2.2 REVISÃO SOBRE AS TECNOLOGIAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA	39
2.2.1 Armazenamento de energia através de ar comprimido	40
2.2.2 Armazenamento de energia em usinas hidrelétricas reversíveis.....	42
2.2.3 Armazenamento de energia em baterias	42
2.2.4 Sistemas distribuídos de armazenamento de energia.....	43
2.3 REVISÃO SOBRE TERMOACUMULAÇÃO	44
2.3.1 Benefícios do TES	45
2.3.2 Critérios para escolha do TES.....	46
2.3.3 Armazenamento residencial de energia.....	46
2.4 REVISÃO SOBRE ENERGIA GEOTÉRMICA SUPERFICIAL	47
2.5 REVISÃO SOBRE REFRIGERAÇÃO COM DE BOMBAS DE CALOR.....	50
2.5.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor.....	51
2.5.2 Coeficiente de eficácia	52
2.5.3 Influência da temperatura de condensação no COP	53
2.5.4 Bombas de calor utilizando geração fotovoltaica	53
2.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	54
3 SISTEMAS GEOTÉRMICOS COM BOMBAS DE CALOR	57
3.1 INTRODUÇÃO	57
3.2 DISTRIBUIÇÃO VERTICAL DAS TEMPERATURAS NO SOLO.....	57
3.3 TROCADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS HORIZONTAIS	59
3.4 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO	61
3.4.1 Condução de calor através de configurações cilíndricas.....	61
3.4.2 Resistência térmica na parede cilíndrica.....	62
3.4.3 Transferência de calor combinado em sistemas radiais.....	63
3.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO SOLO COM MONITORAMENTO	67
3.5.1 Método de controle usando P&O	69
3.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	71
4 USO DO AR CONDICIONADO PARA ARMAZENAR ENERGIA TÉRMICA	73
4.1 INTRODUÇÃO	73
4.2 A INFLUÊNCIA DA CARGA TÉRMICA NA <i>DUCK CHART</i>	73
4.3 OCIOSIDADE NA UTILIZAÇÃO DO AR CONDICIONADO	74
4.4 APROVEITAMENTO DA OCIOSIDADE DO AR CONDICIONADO	77
4.5 TROCADORES DE CALOR	77
4.5.1 Método da LMTD	80
4.5.2 Método ϵ-NTU	81
4.6 REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA	84
4.7 CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DO AR CONDICIONADO.....	86
4.8 CONDIÇÕES QUE FORNECEM CONFORTO TÉRMICO	86
4.9 DIMENSIONAMENTO DO RESERVATÓRIO	87
4.9.1 Carga térmica nas salas de teste e de referência.....	88
4.10 CONSIDERAÇÕES FINAIS	89

5 MATERIAIS E MÉTODOS.....	91
5.1 INTRODUÇÃO.....	91
5.2 DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO.....	91
5.3 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA.....	93
5.3.1 Princípio de funcionamento do armazenamento de energia térmica.....	94
5.4 ARMAZENAMENTO DA ENERGIA DESCARTADA NO CONDENSADOR.....	95
5.5 CONTROLE DO AR CONDICIONADO NA SALA DE REFERÊNCIA.....	100
5.6 RERVATÓRIO PARA AMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA.....	104
5.7 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	106
6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULAÇÕES.....	107
6.1 INTRODUÇÃO.....	107
6.2 CALOR DO CONDENSADOR DISSIPADO PELO AR.....	108
6.3 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA PARA CALEFAÇÃO.....	110
6.3.1 Trocas térmicas no armazenamento para calefação.....	110
6.3.2 Trocas de calor geotérmicas para calefação.....	111
6.3.3 Calefação da sala de teste a partir da energia térmica armazenada.....	112
6.3.4 Consumo de energia elétrica com calefação no horário de ponta.....	114
6.4 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA PARA ARREFECIMENTO.....	114
6.4.1 Trocas térmicas no armazenamento para arrefecimento.....	115
6.4.2 Trocas de calor geotérmicas para arrefecimento.....	116
6.4.3 Arrefecimento da sala de teste a partir da energia térmica armazenada.....	117
6.4.4 Consumo de energia elétrica com arrefecimento no horário de ponta.....	120
6.5 LIMITE DE FUNCIONAMENTO DO PROTÓTIPO.....	120
6.5.1 Arrefecimento da sala de teste em 23 °C.....	120
6.5.2 Arrefecimento da sala de teste em 22 °C.....	122
6.6 CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DOS EQUIPAMENTOS.....	123
6.7 EXTRAÇÃO DA ENERGIA GEOTÉRMICA.....	124
6.7.1 Eficiência energética.....	126
6.8 ARMAZENAMENTO DO CALOR DISSIPADO NO CONDENSADOR.....	126
6.9 TRANSFERÊNCIA DO CONSUMO DE ENERGIA NO HORÁRIO DE PONTA.....	127
6.10 SIMULAÇÕES DA PLANTA NO SIMULADOR TRNSYS.....	128
6.10.1 Modelo implementado no Trnsys.....	128
6.11 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	132
7 CONCLUSÃO.....	133
7.1 PRINCIPAIS CONTRIBUIÇÕES.....	134
7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	134
BIBLIOGRAFIA.....	137
APÊNDICE A - MODELO DO CONDICIONADOR NO SIMULADOR TRNSYS.....	141
APÊNDICE B - CIRCUITOS UTILIZADOS.....	150
APÊNDICE C - LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA DAS SALAS.....	153
ANEXO A - ESPECIFICAÇÕES DO MICRONTROLADOR PIC 16F877A.....	157
ANEXO B - ESPECIFICAÇÕES DO MICRONTROLADOR PIC 18F4520.....	158
ANEXO C - ESPECIFICAÇÕES DO SENSOR DS18B20.....	159
ANEXO D - ESPECIFICAÇÕES DO RTC PCF8583.....	160
ANEXO E - ESPECIFICAÇÕES DA BOMBA HIDRÁULICA B₂.....	161
ANEXO F - ESPECIFICAÇÕES DA BOMBA HIDRÁULICA B₁.....	162
ANEXO G - ESPECIFICAÇÕES DO AR CONDICIONADO.....	163
ANEXO H - ESPECIFICAÇÕES DA VÁLVULA DE FLUXO EVA 18.....	164
ANEXO I - TABELA PARA LEVANTAMENTO DE CARGA TÉRMICA.....	165

1 INTRODUÇÃO

O fornecimento convencional de energia elétrica é composto por geração, transmissão e distribuição. Tal estrutura porém vem sendo modificada ao longo dos anos devido à integração de novas tecnologias de geração de energia intermitente, tendo como consequência, a criação de uma rede muito mais dinâmica e complexa. A entrada destas tecnologias (principalmente a eólica e a solar) no sistema elétrico acarreta novos problemas nas operações de redes elétricas, pois estas tecnologias dependem da variabilidade da irradiação solar e da velocidade do vento. Por esta razão, o operador responsável pela gestão da rede deve estar pronto para reduzir a geração de energia a partir das tecnologias tradicionais no momento em que esta geração intermitente começar a produzir quantidades apreciáveis de energia. O operador do sistema deverá então levar em conta a ocasionalidade da produção desta energia elétrica não convencional e, de qualquer forma, dispor de outras tecnologias não intermitentes de geração para suprir sua demanda caso estas energias alternativas não estejam disponíveis, objetivando fornecer eletricidade com confiabilidade aos consumidores.

A preocupação maior desta tese está no fato de a demanda elétrica de energia não ser uniforme. Se a demanda fosse perfeitamente uniforme, o trabalho dos operadores de geração se tornaria simples, bastando ligar as usinas geradoras e entregar uma quantidade constante de eletricidade durante todo o tempo. O sistema elétrico poderia então satisfazer toda a carga com uma eletricidade mais barata usando apenas as unidades geradoras de base sem a necessidade de acionar outras unidades geradoras nos horários de pico. Nota-se, no entanto, que a demanda real do sistema elétrico não sendo uniforme precisa do atendimento da sua demanda máxima como questão relevante tanto para atender aos consumidores quanto para o planejamento da operação e o planejamento de sua expansão. Devido a este problema, foi estabelecida uma diferenciação tarifária por hora do dia a fim de que a curva de carga se acomodasse e com isso houvesse uma redução do pico de consumo, abreviando investimentos tanto na expansão da geração quanto na transmissão e na distribuição.

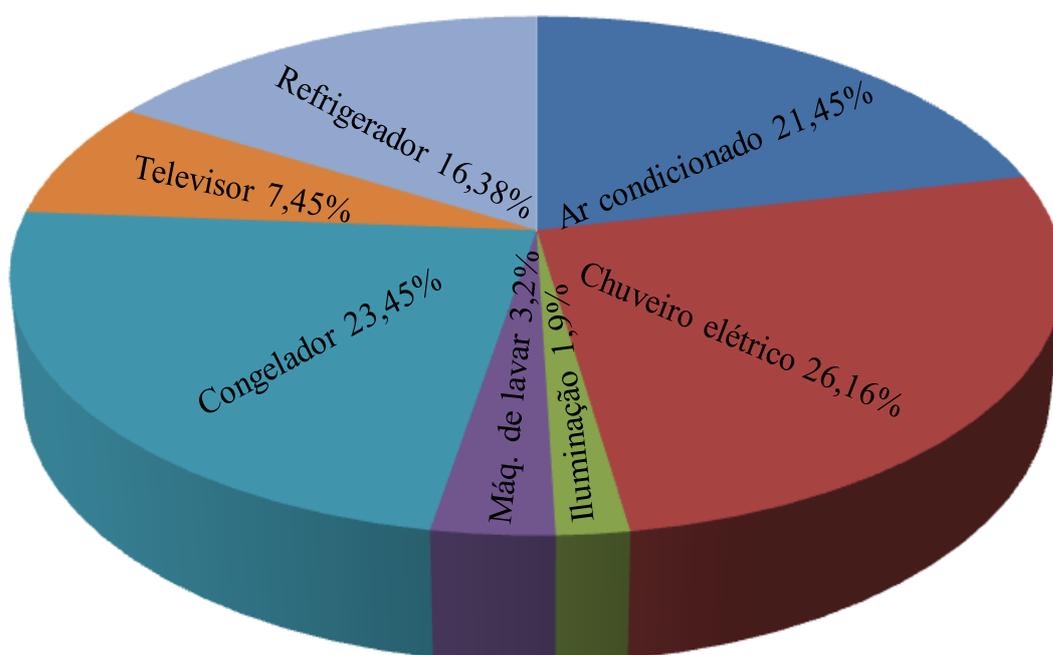
Conforme a nota técnica da Diretoria de Estudos Econômico-Energéticos e Ambientais (DEA) da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) denominada “Estimativa da Capacidade Instalada de Geração Distribuída no SIN: Aplicações no Horário de Ponta”, DEA 01/15, EPE (2015), a diferença entre as tarifas de ponta e fora de ponta durante anos seguidos possibilitou o desenvolvimento de um mercado de geradores distribuídos que operam somente no horário de ponta para evitar os custos tarifários. Ainda conforme esta nota técnica, esse

fenômeno se intensificou a partir de 2001 quando o parque de geradores a diesel no Brasil aumentou significativamente, indo em direção contrária à busca de uma energia limpa e renovável.

A tarifação horo-sazonal do fornecimento de energia elétrica para consumidores acima de 69 kV foi introduzida no Brasil em 1982. Esta tarifação leva em consideração as variações de carga ao longo do dia e a disponibilidade de energia no sistema durante épocas distintas do ano. Essa lógica tarifária tem como principal objetivo dar sinais econômicos ao consumidor de tal forma que a curva de carga do sistema elétrico possa evoluir de forma a contribuir para um menor custo sistêmico. Oferecidas estas alternativas ao consumidor, ele irá gerenciar sua demanda e seus custos da melhor forma possível.

Vários fatores contribuem para a mudança do perfil da curva de carga, entre estes fatores destaca-se o aumento do uso de equipamentos condicionadores de ar nos setores residencial e comercial. Segundo a nota técnica DEA 14/10, EPE (2010), denominada “Eficiência energética na indústria e nas residências”, a estimativa do consumo residencial no Brasil para o ano de 2019 com condicionamento térmico corresponderá a 21,45% e a carga com chuveiros elétricos corresponderá a 26,16%. Somente estes dois equipamentos responderão por aproximadamente metade da demanda residencial do país. A figura 1.1 mostra a estimativa do consumo residencial por equipamento para o ano de 2019 no Brasil.

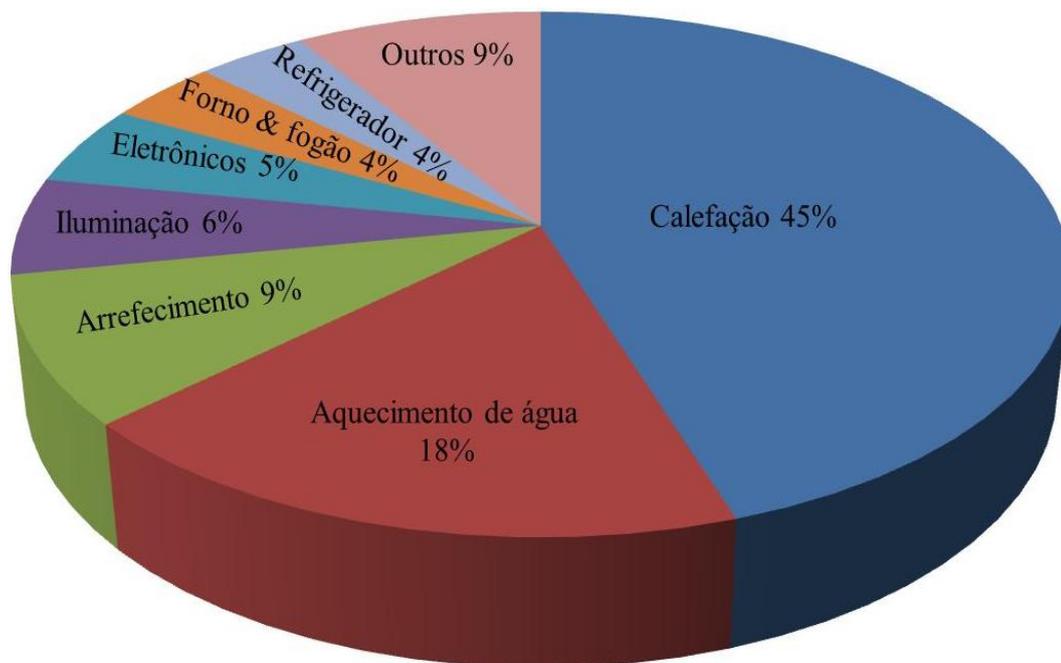
Figura 1.1 – Estimativa de demanda residencial de energia no Brasil em 2019



Cabe destacar que a análise apresentada nesta seção se restringe a este grupo de cargas em razão de representarem 85% do consumo de uma residência brasileira típica ou média. Esta estimativa considerou que o ar condicionado seja usado por um tempo médio de oito horas por dia, durante quatro meses ao ano. No caso do chuveiro elétrico, estimou-se um tempo médio de banho de dez minutos por habitante na posição “inverno” durante quatro meses e na posição “verão” durante o restante do ano.

Como um termo comparativo, a figura 1.2 mostra o consumo residencial por equipamento no ano de 2011 nos Estados Unidos (E.U.A.). Conforme dados do Departamento de Energia daquele país, 72% da demanda de energia residencial (elétrica e gás) corresponderam apenas ao suprimento para aquecimento de água e conforto térmico.

Figura 1.2 – Demanda residencial de energia nos E.U.A. em 2011



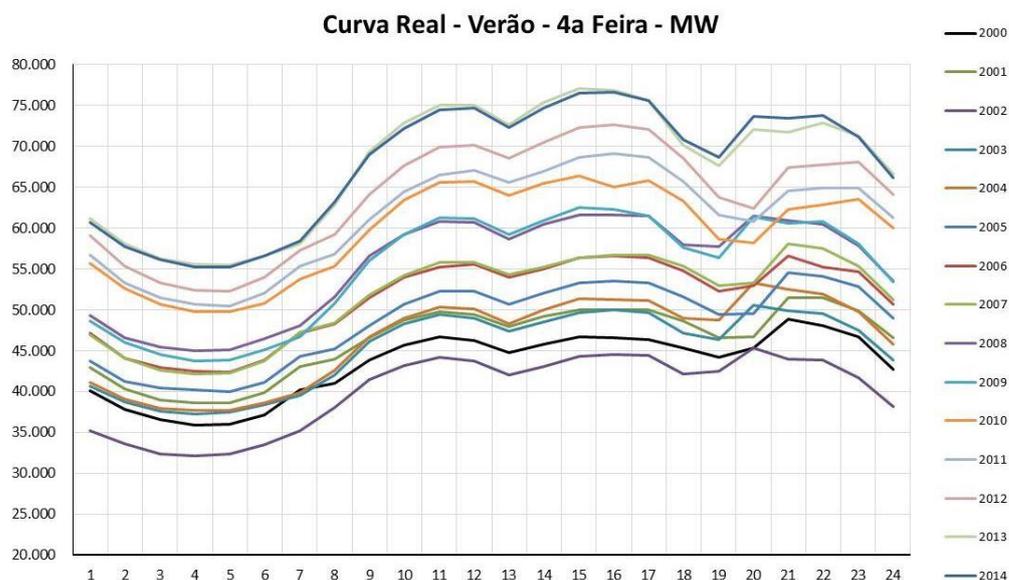
Fonte: Buildings Energy Data Book, Department of Energy (2011, p. 1-39)

Conforme os dados disponibilizados pelo Departamento de Energia dos E.U.A. - DOE (2011), o aquecimento do ambiente demandou 45% do consumo de energia e 43% desta energia foi abastecida com gás natural. Toda a energia utilizada em arrefecimento, iluminação, equipamentos eletrônicos e refrigeradores consumiu eletricidade. O consumo de energia no setor residencial dos E.U.A. representa 22% do consumo total de sua energia primária.

No Brasil, segundo o Banco de Informações de Geração (BIG), ANEEL (2017), o

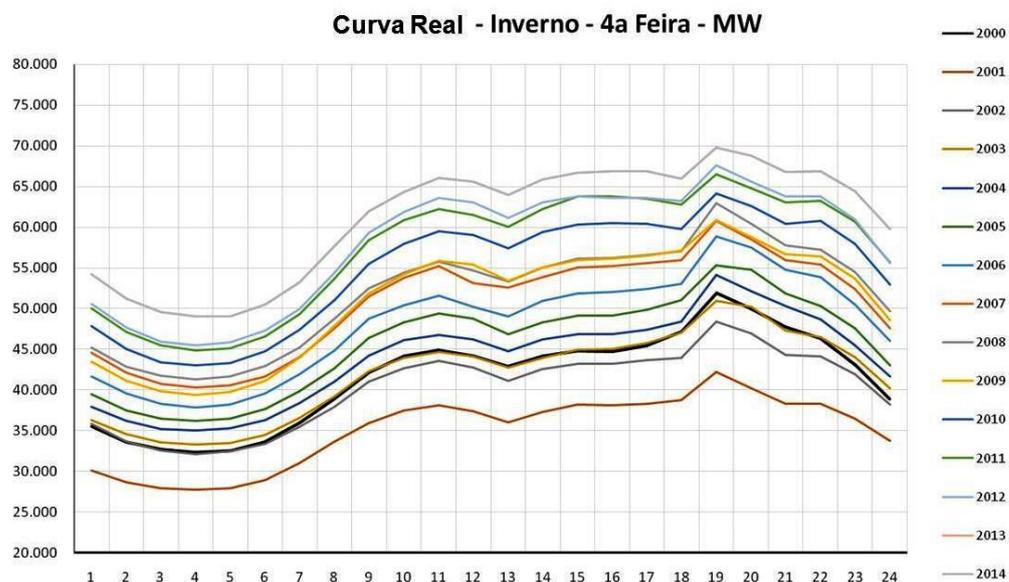
percentual de energia elétrica gerada através de painéis fotovoltaicos em 2017 corresponde a 0,15% da capacidade de geração do Brasil. Ou seja, a geração fotovoltaica é insignificante para provocar alguma alteração nas características da curva de carga do sistema interligado nacional (SIN), conforme pode ser observado na evolução das curvas de carga diárias apresentadas nas Figuras 1.3 e 1.4. No verão, o horário de ponta é no período da tarde, entre 14 e 16 horas. Já no inverno, a ponta ocorre entre 17 e 21 horas.

Figura 1.3 – Evolução da curva de carga diária do SIN no verão em MW, de 2000 a 2014



Fonte: Nota técnica DEA 01/15 (2015, p. 4)

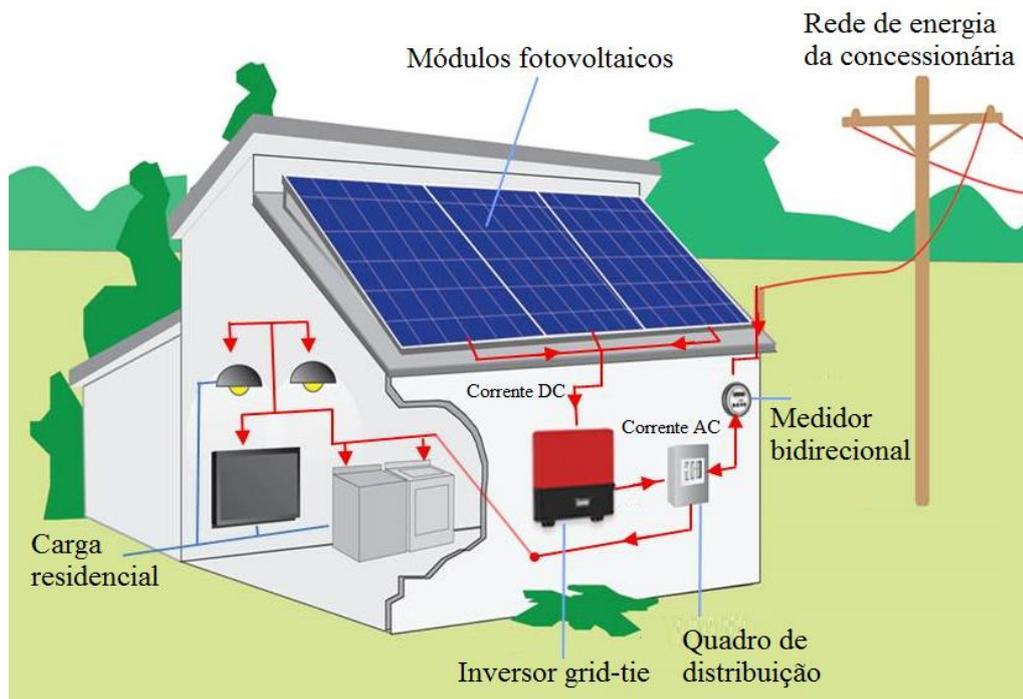
Figura 1.4 – Evolução da curva de carga diária do SIN no inverno em MW, de 2000 a 2014



Fonte: Nota técnica DEA 01/15 (2015, p. 5)

Em outros países, como a Alemanha, a realidade é bem diferente. Conforme Costa (2014) em artigo publicado no jornal O Estado de São Paulo - Caderno “Economia & Negócios”, na Alemanha o cidadão que instalasse painéis solares conforme o modelo da figura 1.5 teria a garantia de vender a energia gerada ao sistema por um preço mais alto que a média do mercado. Esse "bônus" era pago pelos consumidores finais na forma de uma sobretaxa, destinada a subsidiar o desenvolvimento da energia renovável como um todo. Como resultado desse programa governamental e com o barateamento dos painéis, entre 2010 e 2012 houve uma explosão no mercado de energia solar, as placas fotovoltaicas tomaram conta dos telhados e a Alemanha tornou-se um exemplo na transição para as energias renováveis. Com tantos consumidores vendendo energia solar subsidiada, o modelo funcionou bem demais, e assim a conta de energia elétrica dos alemães aumentou mais rapidamente que o esperado. Desde 2009 a sobretaxa das fontes renováveis subiu 380%.

Figura 1.5 – Microgerador de energia solar fotovoltaica



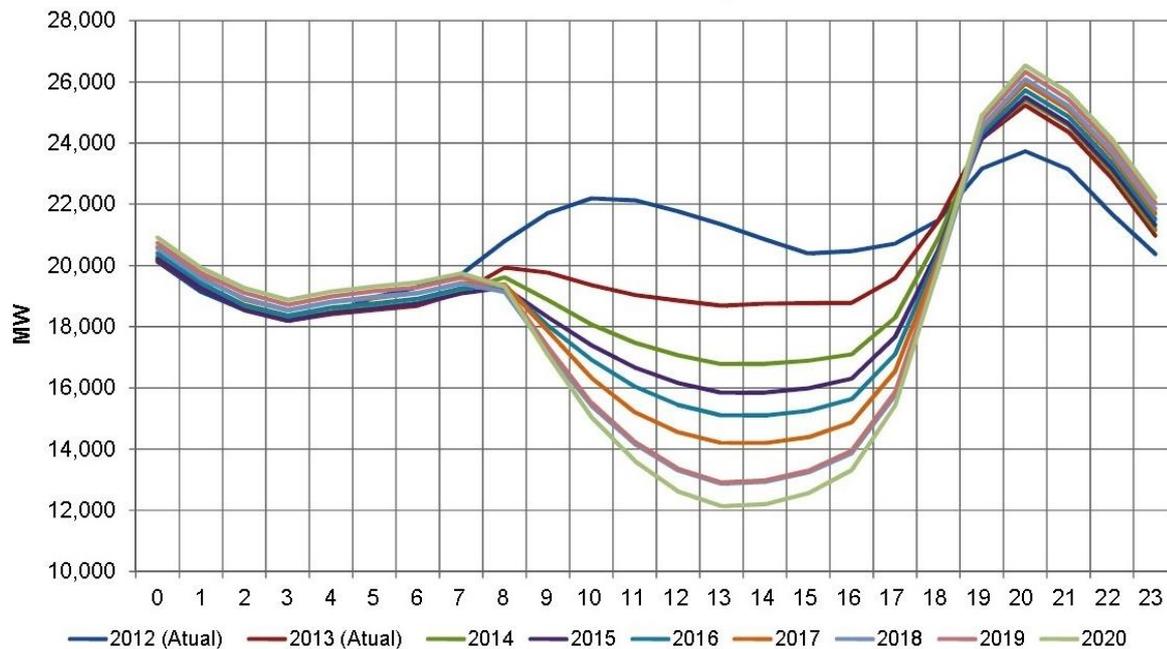
Fonte: Traduzido de MATEC Solar Power (<http://www.solar-philippines.com>)

Atualmente os consumidores alemães estão entre os que pagam mais caro por energia elétrica no mundo. Para amenizar esta escalada de preços a Alemanha colocou em vigor uma nova versão da lei sobre energias renováveis, estabelecendo um limite anual para a compra de eletricidade pelo sistema. Com isto, o valor do subsídio para a energia solar tem apresentado queda mês a mês.

Nos E.U.A. o barateamento dos painéis fotovoltaicos também está provocando uma proliferação de geração fotovoltaica, principalmente no estado da Califórnia. Com adição de grandes quantidades de energia solar à rede estima-se uma mudança fundamental nas características do perfil de demanda diária. O “*California Independent System Operator Corporation*” (California ISO ou CAISO) é uma organização independente criada para operar a rede elétrica na maior parte da Califórnia e ser responsável pela coordenação da geração e transmissão de eletricidade e pela previsão da demanda em um futuro próximo, a fim de assegurar geração suficiente e garantida. Embora a CAISO não seja responsável por gerar energia para a rede, ela supervisiona o mercado da produção de energia e é encarregada de garantir energia suficiente para satisfazer a demanda de eletricidade da Califórnia, em qualquer momento.

Bouillon (2014) publicou um gráfico apontando o período diário de geração fotovoltaica. Bouillon afirmou que esta energia sendo injetada na rede de distribuição resulta em uma queda significativa na carga líquida durante o dia e um incremento considerável durante as primeiras horas da noite. A figura 1.6 ilustra a curva de carga líquida da CAISO e as rampas de inclinação esperadas durante um dia típico de março, até o ano de 2020.

Figura 1.6 – Curvas líquidas de carga da CAISO para um dia típico, de 2012 a 2020



Fonte: Bouillon (2014, p. 2)

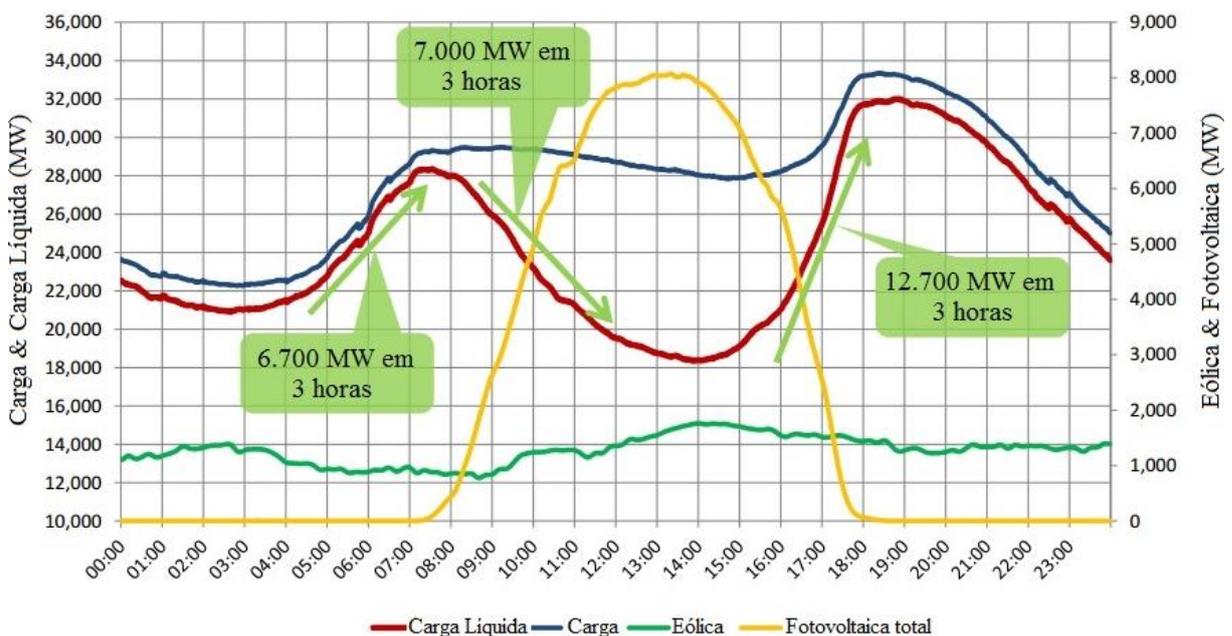
A partir deste gráfico, que se tornou conhecido como *duck chart*, ou “curva do pato”, os especialistas levantaram preocupações e incertezas com relação ao sistema de energia

convencional. Seria ele capaz de suprir a subida abrupta da demanda de energia logo após a retirada simultânea de toda a geração fotovoltaica ao anoitecer?

De acordo com o *North American Electric Reliability Corporation* (NERC) e CAISO (2013), os operadores do sistema devem seguir com precisão a carga e minimizar os fluxos de energia inadvertidos. Isto requer uma capacidade de rampa em velocidade e quantidade, que é ditada pela rapidez e padrões de produção das fontes de energias intermitentes. Para atender a esse desafio operacional os operadores de sistemas precisam de recursos com capacidade de rampa suficiente para equilibrar a carga dentro das horas de funcionamento.

A figura 1.7 mostra um cenário de base para janeiro de 2020, a carga típica da CAISO (curva azul) tem rampas que são de pequena capacidade e longa duração. Com a inserção de recursos renováveis, a carga líquida (curva vermelha) seria a trajetória que os recursos convencionais necessitam seguir. O gráfico é composto por uma série de rampas de magnitudes significativas e de duração curta. Deve também ser notado que nem a geração eólica nem o pico de produção solar (mostrados na escala à direita do gráfico) coincidem com o pico de carga do sistema. Além disso, para atender o duplo pico mostrado neste exemplo a CAISO pode ter que ligar e desligar recursos de geração de energia mais de uma vez por dia. Esta solução pode não ser uma opção, porque o tempo de inatividade entre o desligamento e a inicialização de um recurso pode ser excessivamente longo, o que impediria o recurso de ser reiniciado a tempo para suprir o pico de carga.

Figura 1.7 – Perfis de carga da CAISO, energia eólica e solar, janeiro de 2020



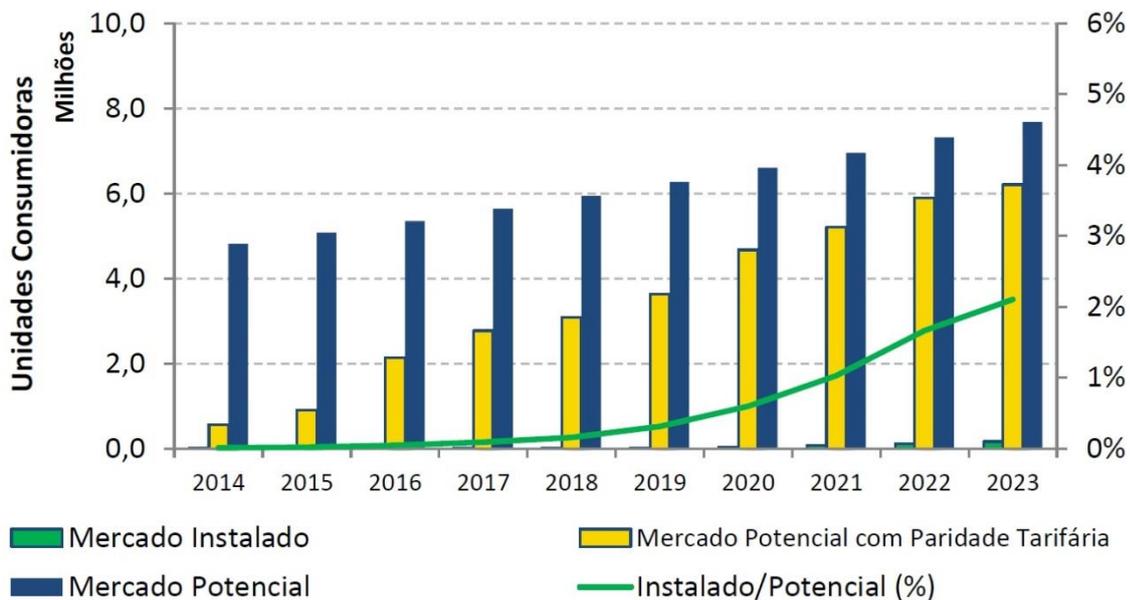
Fonte: Traduzido de NERC & CAISO (2013, p.14)

A partir do gráfico da figura 1.7 é possível verificar que a tarifação horo-sazonal e o armazenamento de energia são questões com que o consumidor residencial deverá conviver quando a geração de energia fotovoltaica participar com relevância no fornecimento de sua energia elétrica.

Segundo a EPE (2012), na nota técnica intitulada “Análise da Inserção da Geração Solar na Matriz Elétrica Brasileira”, a empresa observa as principais aplicações da energia solar para geração de eletricidade no Brasil, dando especial enfoque aos sistemas fotovoltaicos conectados à rede elétrica (SFCR). Os estudos mostraram que a inserção fotovoltaica estaria mais próxima de se realizar naturalmente via geração distribuída, especialmente na autoprodução residencial e comercial, dada a iminência da ocorrência da paridade tarifária, ou seja, a equiparação do custo da energia gerada por um SFCR e as tarifas praticadas pelas distribuidoras. Concomitantemente, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) publicou a Resolução Normativa nº 482, ANEEL (2012), posteriormente alterada pela Resolução Normativa nº 517, ANEEL (2012), estabelecendo as condições gerais para micro e mini geração distribuídas no país, bem como o sistema de compensação de energia elétrica através do sistema denominado *net metering*.

A nota técnica DEA 19/14, EPE (2014), apresentou a evolução do mercado dos sistemas fotovoltaicos no Brasil até 2023, mostrado na figura 1.8.

Figura 1.8 – Evolução do mercado de sistemas fotovoltaicos distribuídos no Brasil



Fonte: Nota técnica DEA 19/14 (2014, p. 34)

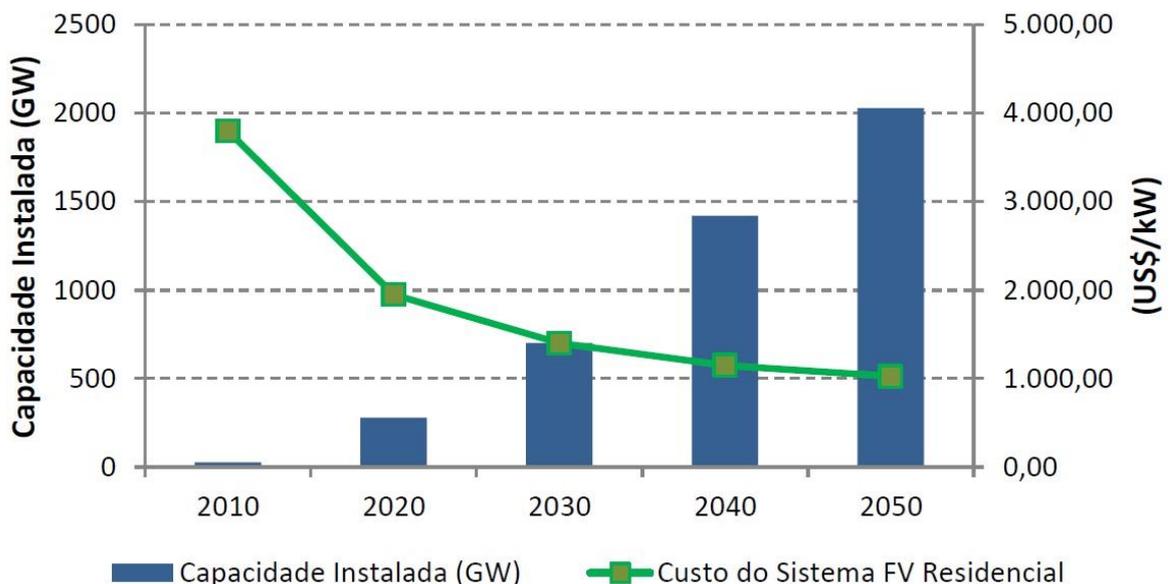
A barra azul corresponde ao número de unidades potenciais com consumo superior a

400 kWh/mês. A barra amarela representa como o mercado vai se tornando economicamente viável ao longo dos anos, atingindo a viabilidade para mais de 80% dos consumidores potenciais em 2023. Em verde é mostrado o número de consumidores que terão instalados sistemas fotovoltaicos ao longo do horizonte decenal (forma de barra) e o percentual em relação ao potencial, em linha.

No cenário internacional, embora a capacidade instalada de geração fotovoltaica ainda possa ser considerada pequena em relação à totalidade da matriz elétrica, observa-se forte crescimento desta fonte, especialmente na Europa. Segundo dados da *International Energy Agency* (IEA) (2010), os sistemas residenciais e comerciais em 2020 deverão responder por aproximadamente 60% da geração fotovoltaica mundial, enquanto as centrais fotovoltaicas responderiam por 30% do total, restando 10% em sistemas isolados.

Segundo a nota técnica DEA 19/14, denominada “Inserção da Geração Fotovoltaica Distribuída no Brasil – Condicionantes e Impactos”, EPE (2014), a capacidade mundial instalada de geração fotovoltaica passará de 27 GW em 2010 para cerca de 280 GW em 2020, representando uma expansão média anual de expressivos 26% ao ano neste período. A Figura 1.9 ilustra o cenário desta expansão.

Figura 1.9 – Projeção do crescimento da capacidade instalada mundial e custos até 2050



Fonte: Nota técnica DEA 19/14 a partir de IEA 2012 (2014, p. 24)

De acordo com a *European Photovoltaic Industry Association* (EPIA) (2014), a capacidade instalada de geração fotovoltaica no planeta atingiu valores próximos a 139 GW em 2013, dos quais 38 GW foram instalados nesse ano. Esta rápida expansão também é

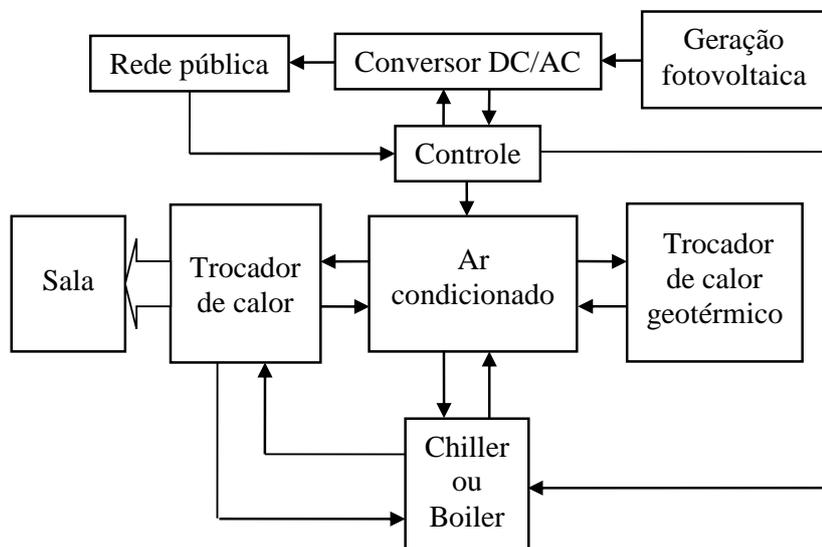
revertida em redução de custos, gerando retroalimentação que estimula o crescimento da capacidade instalada.

O caso da Alemanha, que estabelece um limite para compra da energia gerada a partir de painéis fotovoltaicos residenciais evidencia a necessidade dos consumidores que investiram na compra de painéis fotovoltaicos armazenarem a sua própria energia. Em um futuro breve tornar-se-á necessário o armazenamento diário, no qual a energia solar gerada durante o dia deverá ser armazenada para uso posterior, principalmente para higiene pessoal e condicionamento térmico, como enfatizam os gráficos das figuras 1.1 e 1.2.

A partir do exposto acima, verifica-se a importância das tecnologias de armazenamento de energia, devido principalmente ao potencial disponível que se poderá dispor para compensar a intermitência das fontes de geração renováveis e contribuir para a redução de demanda de energia nos horários de ponta. Assumindo este procedimento em sua residência, o cidadão além de economizar em sua conta mensal de energia ainda estará colaborando com o aumento da confiabilidade na operação do sistema de distribuição e com a redução dos investimentos em geração, transmissão e distribuição de energia elétrica.

A figura 1.10 apresenta a estrutura simplificada do armazenamento residencial de energia térmica a partir da geração fotovoltaica excedente. O sistema proposto nesta tese utiliza o tempo ocioso de funcionamento do ar condicionado, sendo composto pelo conversor CC/CA o qual converte a corrente contínua da geração fotovoltaica em corrente alternada, um circuito de controle, pelo aparelho de ar condicionado com um reservatório de energia térmica e o trocador de calor geotérmico.

Figura 1.10 – Modelo proposto para extração e armazenamento de energia geotérmica



1.1 OBJETIVOS DESTA TESE

1.1.1 Objetivo geral

O âmbito dessa pesquisa visa demonstrar que o armazenamento de energia na forma de energia térmica produzida a partir da energia excedente de painéis fotovoltaicos residenciais pode resultar em um aproveitamento mais adequado de energia do que simplesmente injetá-la na rede, contribuindo assim para o equilíbrio da curva de carga, aumento de eficiência energética, meio ambiente mais limpo e uma operação aliviada do sistema elétrico.

1.1.2 Objetivos específicos

Esta proposta de tese visa atingir os seguintes objetivos específicos:

- a) Verificar a viabilidade técnica da utilização do aparelho de ar condicionado convencional para fornecer energia térmica na forma de armazenamento durante os períodos de geração fotovoltaica;
- b) Propor modificações no aparelho de ar condicionado convencional para que ele possa também fornecer energia térmica para armazenamento, sem perder a funcionalidade de condicionar o ambiente;
- c) Implementar um protótipo de trocador de calor geotérmico com o aparelho de ar condicionado;
- d) Implementar um algoritmo de controle para que um aparelho de ar condicionado possa fornecer energia térmica para armazenamento e condicionar o ambiente utilizando esta energia térmica armazenada, em um intervalo de tempo determinado;
- e) Verificar a viabilidade de um armazenamento do calor em que o aparelho de ar condicionado retire calor do ambiente interno no período do verão, calor este descartado no ambiente externo, com monitoramento do limite de segurança para armazenar este calor, alternando a troca térmica entre o reservatório de armazenamento e o trocador de calor geotérmico;
- f) Desenvolver um algoritmo de controle com monitoramento da melhor troca térmica possível entre o solo e o trocador de calor geotérmico;
- g) Reunir resultados práticos para comprovação da redução de carga no período de máxima demanda com as técnicas propostas nesta tese.

1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE

Esta tese está organizada em sete capítulos. O primeiro capítulo faz uma contextualização sobre o assunto abordado na tese.

O segundo capítulo apresenta uma revisão literária sobre as pesquisas envolvendo a Curva do Pato, tecnologias de armazenamento de energia, refrigeração através de bombas de calor, energia geotérmica superficial e sobre as principais fontes bibliográficas utilizadas nesta tese.

O terceiro capítulo descreve uma introdução sobre transferência de calor no solo, como este calor proveniente do Sol pode ser usado como uma fonte de energia alternativa para aquecimento e arrefecimento de ambientes residenciais e comerciais, e também o dimensionamento de um trocador de calor com o solo. Neste capítulo está apresentado um algoritmo de controle do tipo *Perturb-and-Observe* (P&O) com o objetivo de atingir a melhor troca térmica possível com o solo.

O quarto capítulo demonstra como a carga térmica de uma residência pode influir na Curva do Pato. Aponta-se a extração e o armazenamento da energia geotérmica utilizando a geração fotovoltaica como uma solução para o equilíbrio da curva de demanda de energia elétrica, através da utilização da ociosidade de uso do ar condicionado residencial, com o respectivo equacionamento matemático. Também neste capítulo descreve-se como armazenar o calor desperdiçado no ambiente externo para uso doméstico.

O quinto capítulo apresenta a proposta de um sistema de armazenamento de energia térmica a partir do aparelho de ar condicionado.

O sexto capítulo apresenta os resultados obtidos em experimentos com o armazenamento de energia térmica realizados nesta tese e um modelo no simulador Trnsys. Os resultados práticos apontam para um deslocamento de aproximadamente 90% no consumo de energia elétrica usando o condicionamento térmico do período de alta demanda para o período de geração fotovoltaica.

O sétimo capítulo traz as conclusões finais. Neste capítulo é feita uma análise dos resultados obtidos nesta tese e as contribuições com relação a este campo de pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo estão reunidas as principais pesquisas publicadas na literatura, compreendendo os aspectos abordados nesta proposta de tese. Foram feitas pesquisas em periódicos do *Institute of Electrical and Electronics Engineers* (IEEE), da *Elsevier*, do *Institution of Engineering and Technology* (IET) e do *American Society of Mechanical Engineers* (ASME), *Electric Power Research Institute* (EPRI) além de livros, teses de doutorado e em anais de congressos relevantes para esta área de pesquisa.

A revisão bibliográfica desta tese está dividida em seções referentes à área de interesse do tema: Curva do Pato, tecnologias de armazenamento de energia, refrigeração através de bombas de calor e energia geotérmica superficial.

2.1 REVISÃO SOBRE AS CONSEQUÊNCIAS DA CURVA DO PATO

O problema imediato que surgirá com a curva do pato apresentada pelo documento *Renewable Integration Study*, CAISO (2007) é o risco de sobregeração quando os recursos podem fornecer mais eletricidade do que o necessário para satisfazer a demanda de eletricidade em tempo real. Segundo Bouillon (2014), a CAISO já estuda um risco de sobregeração nesta condição, gerando preços de mercado negativos que podem gerar insuficiência nas receitas esperadas no mercado para determinados recursos. Além do mais, há o risco de menor capacidade de resposta quando menos recursos estiverem operacionais e disponíveis para ajustar automaticamente a produção de eletricidade, produzindo incertezas na confiabilidade. Continuando com a afirmação de Bouillon (2014), a CAISO estimou que em 2016 durante as horas de baixas demandas e alta produção de energia intermitente, a carga líquida mínima se aproximaria de 15.000 MW no período, que é a capacidade dos recursos não dispensáveis no estado da Califórnia. Já em 2014, a carga líquida caiu abaixo de 15.000 MW por duas vezes, resultando em períodos de sobregeração e preços negativos.

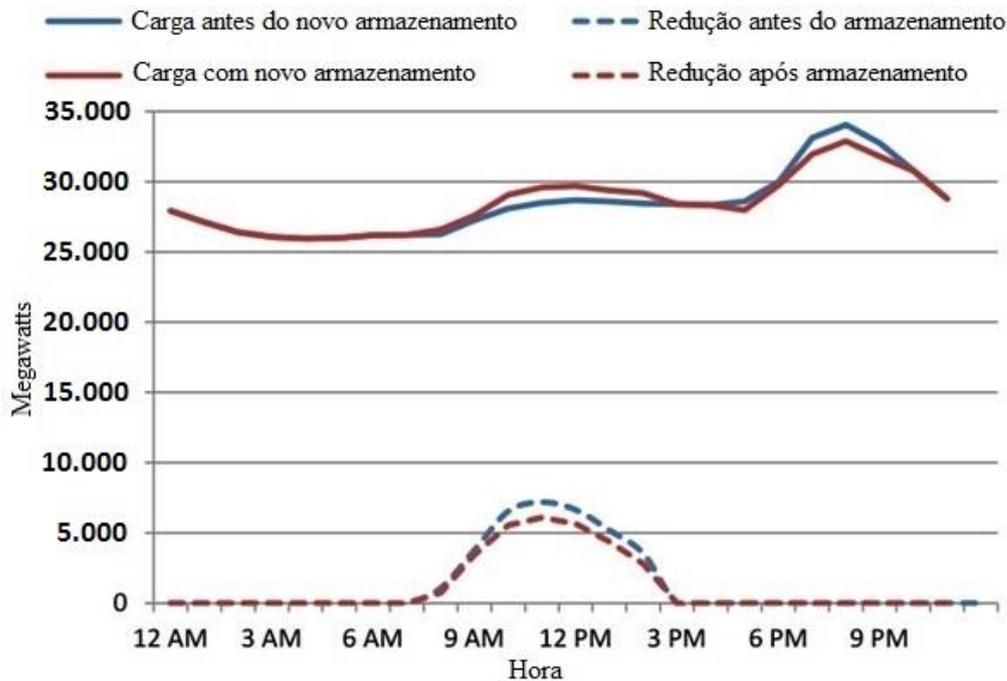
De acordo com Denholm et al. (2015), serão necessários 7.200 MW de demanda adicional ou taxa de armazenamento para eliminar o impacto da curva do pato e o risco de sobregeração.

No Brasil, em agosto de 2016, a Agência Nacional de Energia elétrica – ANEEL publicou a Chamada Pública para projetos de P&D estratégicos nº 21, intitulada “Arranjos Técnicos e Comerciais para a Inserção de Sistemas de Armazenamento de Energia no Setor Elétrico Brasileiro”.

Em 2012, a Comissão de Serviços Públicos da Califórnia (CPUC) instituiu um programa chamado *Permanent Load Shifting* (PLS) e forneceu US\$ 32 milhões em incentivos de US\$ 875 por quilowatt, até um máximo de US\$ 1,5 milhão por projeto, para sistemas de armazenamento que movessem permanentemente a demanda térmica de um prédio do horário de pico para outros horários. Em outubro de 2013 a CPUC finalizou a Decisão 13-10-040, que adotou metas e requisitos de aquisição para sistemas de armazenamento de energia "viáveis e econômicos" de 1.325 MW até 2020.

A Figura 2.1 ilustra como um armazenamento adicional de 1.285 MW pode deslocar a carga para achatar a curva do pato e diminuir a redução de carga no horário de injeção de 15% de geração fotovoltaica. Esta figura mostra como ficaria a carga com o armazenamento adicional comparando-a ao caso sem o armazenamento adicionado.

Figura 2.1 – Impacto na curva do pato com adição de 1.285 MW de armazenamento



Fonte: Traduzido de NREL (2015, p. 28)

A conexão na rede de painéis fotovoltaicos de baixa potência em casas individuais pode causar problemas substanciais na manutenção da tensão das linhas de transmissão. Por outro lado, está ficando claro para os órgãos governamentais que os sistemas de energia precisam de armazenamento para evitar a sobregeração. Os problemas relacionados com a defasagem de tempo entre a produção da energia elétrica por fontes renováveis intermitentes e o pico da demanda fazem com que os sistemas de armazenamento de energia façam parte da

realidade juntamente com as fontes renováveis de energia.

Como solução, Lazar (2016) propõe três alternativas:

- Usar geradores solares térmicos em vez de painéis fotovoltaicos. Com esta medida cria-se a oportunidade de armazenar energia solar com mais eficiência na forma de fluidos superaquecidos, permitindo que a geração ocorra horas depois de ocorrer uma coleta da energia solar.
- Bombeamento de água para deslocar a carga, porque a água é um bem físico que pode ser armazenado em reservatórios.
- Utilizar a energia excedente para irrigação.

Nestas soluções apontadas por Lazar, as tecnologias de armazenamento de energia são tecnologias de custo muito elevado e o próprio mercado consumidor irá gerenciar a utilização da energia excedente conforme seus interesses e de acordo com a tarifação.

2.2 REVISÃO SOBRE AS TECNOLOGIAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Diferentemente de outros serviços essenciais que não precisam ter fornecimento igual à soma das necessidades instantâneas de cada residência, como exemplo o abastecimento de água, o conjunto formado por geração, transmissão e distribuição fornece energia elétrica em tempo real, ou seja, equilibrando a oferta de energia de acordo com a demanda. Desde a descoberta do fenômeno da indução eletromagnética por Michael Faraday, não foi possível à engenharia desenvolver um dispositivo de armazenamento de energia elétrica que fosse tão simples e eficaz como a caixa d'água é para o abastecimento de água.

Em dezembro de 2010, o EPRI elaborou um livro intitulado *Electricity Energy Storage Technology Options*, Rastler (2010). O objetivo do EPRI era permitir a disponibilidade de soluções de armazenamento de energia prontas para o uso na rede até 2015. O estudo mostrou que alguns custos com a tecnologia de armazenamento podem diminuir significativamente na medida em que a indústria de veículos elétricos aumente a produção de baterias. Além disso, o armazenamento de energia subterrânea através de ar comprimido junto com as usinas reversíveis apresentam os menores custos em termos de \$/kWh. Entretanto, a restrição primária é a identificação de locais adequados para o desenvolvimento da planta, licenças ambientais e a disponibilidade de ativos de transmissão de energia nas proximidades. Acima do solo, Rastler considera que no curto prazo o CAES

(*compressed air energy storage*) pode ser competitivo em termos de investimentos onde existam locais adequados.

Para as baterias avançadas de chumbo-ácido e baterias de fluxo zinco-brometo (Zn/Br), o aumento da capacidade de produção poderá resultar em reduções significativas de custos, podendo o armazenamento em bancos de baterias ser potencialmente competitivo para uma série de aplicações no curto e longo prazos.

Rastler (2010) salienta que nenhum sistema único de armazenamento pode atender a todas as necessidades de aplicativos da rede elétrica. Com isso, uma grande variedade de tecnologias para armazenamento está sendo proposta em escala de utilidade. Segundo Rastler, o CAES é atualmente a tecnologia de armazenamento em massa mais econômica para uma descarga longa (mais de 10 horas), enquanto que as baterias têm uma melhor relação custo-benefício para armazenamentos de curta duração (menos de 4 horas).

Existem também outras opções de armazenamento de energia que deverão ser testadas e demonstradas. As regras e as tarifas sob as quais o armazenamento de energia elétrica funcionará ainda estão em estágios iniciais de desenvolvimento. Rastler considera que o potencial de armazenagem de energia elétrica nos E.U.A. pode atingir 14 GW. Os custos estimados em dólares americanos por kWh para quatro diferentes sistemas de armazenamento de energia estão apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Custos estimados para quatro sistemas de armazenamento

Tecnologia	Custo (US\$/kWh)
Usinas reversíveis	250-270
CAES	60-125
Baterias de chumbo-ácido avançadas	425-475
Baterias de lítio-Íon	4.300-6.200

Fonte: EPRI (2010, p. 4-22)

2.2.1 Armazenamento de energia através de ar comprimido

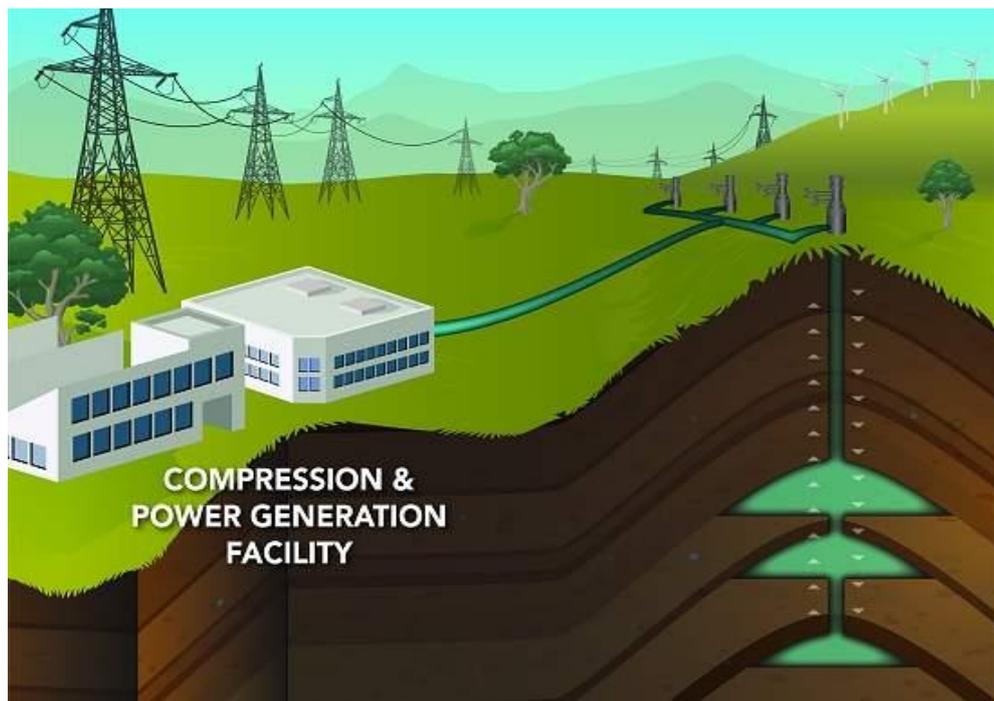
De acordo com Denholm et al. (2010), no processo de armazenamento de energia através dos CAES a energia excedente em períodos de baixa demanda pode ser utilizada para comprimir ar em cavernas ou tanques de armazenamento. Quando a demanda de eletricidade aumenta, o ar comprimido é retirado do reservatório, aquecido e expandido em turbinas de alta pressão. Após passar pela turbina de alta pressão, o ar é misturado com um gás para ativar

o processo de combustão, acionando turbinas a gás de baixa pressão. Estas por sua vez estão acopladas mecanicamente a geradores elétricos.

Segundo McGrail et al. (2013), depósitos subterrâneos de energia na forma de ar-comprimido podem armazenar energia suficiente para abastecer até 85.000 casas, aproveitando a energia eólica noturna quando os ventos são mais fortes e a demanda de energia é baixa, guardando-a para o momento quando a demanda for alta e o vento for mais fraco. O mesmo raciocínio vale para a energia solar. Estes reservatórios podem rapidamente passar do modo armazenamento para o modo de geração de eletricidade, tornando-se uma usina adequada para equilibrar o fornecimento de energia à rede de acordo com as necessidades do momento. Segundo os autores, os cálculos indicam que a eficiência do processo é de até 80%.

Existem algumas plantas experimentais de armazenamento de energia a ar-comprimido no mundo, entre elas, uma nos EUA e outra na Alemanha, ambas usando cavernas das antigas minas de sal. Conforme McGrail et al. (2013), os locais para armazenamento de ar comprimido precisariam atender a três critérios: estar a no mínimo 500 metros de profundidade, ter uma espessura mínima de 10 metros e estar próximos às linhas de transmissão de alta tensão. A figura 2.2 ilustra um exemplo didático de uma planta CAES em uma montanha rochosa na cidade de Alberta, no Canadá.

Figura 2.2 – Exemplo didático de uma planta CAES na montanha Columbia



Fonte: McGrail et al. (2013, p.4)

2.2.2 Armazenamento de energia em usinas hidrelétricas reversíveis

Usinas com retrobombeamento de água (*Pumped Hydroelectric Storage – PHS*), idealizadas a partir da maturidade da geração hidrelétrica tradicional, tecnologia esta também conhecida como de armazenamento por bombeamento de água ou acumulação hidráulica, consiste no aproveitamento da energia potencial excedente do sistema elétrico para bombeamento de água de um reservatório inferior para um reservatório superior. A água armazenada é utilizada posteriormente para movimentar as turbinas hidráulicas na geração de eletricidade nas horas de demanda máxima. Esta é a tecnologia mais utilizada em aplicações de alta potência e a energia potencial armazenada é proporcional ao volume de água no reservatório superior e a altura da queda d'água.

Segundo Schreiber (1978), o planejamento dos reservatórios de armazenamento é o elemento mais crítico no projeto de uma PHS. Os reservatórios podem ser construídos de duas formas. Na primeira, os reservatórios são constituídos por um determinado volume de água que oscila entre dois reservatórios num circuito fechado que necessita apenas de um pequeno afluxo para restabelecer as perdas por evaporação e infiltração. Na segunda, os reservatórios são construídos no leito de um rio funcionando como as usinas hidrelétricas convencionais durante o dia, utilizando o excedente de energias renováveis para bombeamento durante a noite.

2.2.3 Armazenamento de energia em baterias

As baterias acumulam energia na forma eletroquímica por meio da produção de íons eletricamente carregados. O seu funcionamento consiste na alternância das fases de acumulação e descarga de energia. Ibrahim et al. (2008) explicam que as baterias transformam a energia química gerada por reações eletroquímicas em energia elétrica e, de forma similar, no sentido inverso. A corrente entregue pela bateria é do tipo corrente contínua (CC), razão pela qual a utilização do armazenamento de energia em baterias necessariamente implica no uso de conversores eletrônicos de potência para a conexão na rede elétrica.

Conforme Faias et al. (2009), as tecnologias de baterias classificam-se em baterias eletroquímicas e de fluxo. As primeiras usam eletrodos no processo de transferência de elétrons e no armazenamento dos produtos provenientes das reações em estado sólido do eletrodo. Neste grupo, estão os principais tipos de baterias que são as de chumbo-ácido, níquel-cádmio (NiCd), hidreto metálico de níquel (NiMH), íons de lítio (Li-ion) e sódio-

enxofre (NaS).

As baterias de fluxo são constituídas por dois eletrólitos em estado líquido. A carga e descarga de energia elétrica ocorrem por intermédio de reações eletroquímicas reversíveis entre dois eletrólitos de soluções salinas separadas por uma membrana. Como exemplos pode-se citar a bateria redox de vanádio e a de zinco-brometo (ZnBr).

Entre as desvantagens do armazenamento de energia em baterias está o seu tempo de vida relativamente baixo para ciclos de grande amplitude, que vai desde algumas centenas até alguns milhares de ciclos, e a disposição final de resíduos por conterem entre seus componentes alguns metais pesados e nocivos ao meio ambiente.

2.2.4 Sistemas distribuídos de armazenamento de energia

Conforme Rastler (2010), os sistemas distribuídos de armazenamento de energia ou *distributed energy storage systems* (DESS) envolvem um banco de baterias e um inversor, em conjunto com um transformador montado numa base (*pad-mounted transformer*), servindo de quatro a oito residências, um parque empresarial, e um campus ou unidades multifamiliares. Trata-se de um transformador montado no solo, dentro de um gabinete de aço aterrado e em cima de uma base de concreto. A figura 2.3 mostra a foto de um *pad-mounted transformer* localizado em Taiwan.

Figura 2.3 – *Pad-mounted transformer*

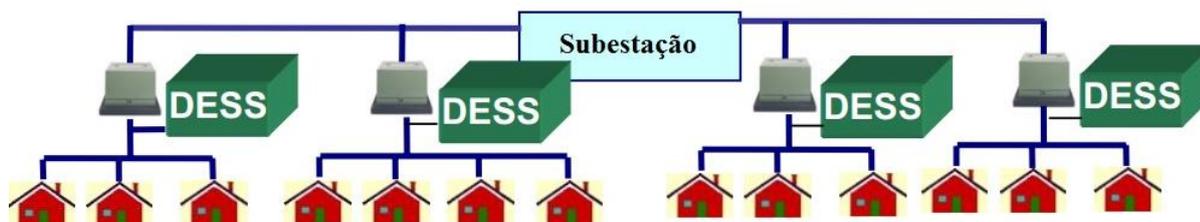


Fonte: *Taiwan Power Company*

As unidades individuais do DESS podem ser controladas remotamente para gerenciar

uma carga individual e a atividade de descarga em resposta às necessidades regionais. Essas unidades são projetadas para suportar cargas de pico na rede de distribuição durante os meses de verão e fornecer suporte de *backup* conforme necessário. A figura 2.4 mostra a agregação do DESS no conceito *Smart Grid* conforme seus idealizadores.

Figura 2.4 – Agregação do DESS no conceito *Smart Grid*



Fonte: Traduzido de EPRI (2010, p. 3-11)

2.3 REVISÃO SOBRE TERMOACUMULAÇÃO

Segundo Dincer (2010), o armazenamento de energia térmica é o armazenamento temporário de energia em um meio físico em alta ou baixa temperatura para uso posterior. As demandas de energia no setor residencial variam diariamente, mensalmente e sazonalmente. Estas exigências podem ser combinadas com a ajuda do armazenamento de energia térmica (*Thermal Energy Storage* -TES). Uma grande variedade de novas tecnologias TES foi desenvolvida ao longo das últimas quatro décadas, pois sistemas bem projetados podem reduzir os custos iniciais de manutenção e a demanda de energia.

O armazenamento térmico sazonal pode satisfazer as necessidades energéticas causadas por flutuações sazonais de temperatura. Em climas continentais é possível armazenar calor nos meses de verão para uso no inverno. Reversamente, também é possível estocar as temperaturas frias do inverno para fornecer o resfriamento no verão. Tal esquema requer uma grande capacidade de armazenamento devido às grandes escalas de tempo de armazenamento e esta tecnologia de armazenamento não está disponível para todas as regiões do planeta.

No armazenamento diário, a energia térmica pode ser armazenada durante os períodos de baixa demanda de energia elétrica e posterior uso durante a alta demanda. Com o uso dessa tecnologia consegue-se eliminar a dependência instantânea entre a produção e o consumo, tornando possível a operação de sistemas de condicionamento de ar de forma mais eficiente. Este nivelamento de carga térmica entre os períodos de alta e baixa utilização do dia ou de inatividade dos equipamentos de condicionamento térmico deve-se ao armazenamento de

energia térmica. Desta maneira, a termoacumulação pode ser utilizada como uma grande aliada na redução de cargas nos períodos de máxima demanda do sistema elétrico, transferindo estas cargas para os períodos em que há baixa demanda de energia elétrica.

A termoacumulação traz vantagem para toda a cadeia do sistema elétrico (geração, transmissão e distribuição) porque permite o deslocamento do consumo de energia elétrica no período diário para atender a demanda com conforto térmico, evitando assim o consumo de energia elétrica em tempo real, resultando em um benefício para o setor. Desta forma, qualquer tecnologia que busque a redução de consumo de energia elétrica no período de ponta estará contribuindo para a redução de investimentos em toda a cadeia do sistema elétrico.

2.3.1 Benefícios do TES

A demanda de energia para aquecimento ou resfriamento raramente é constante ao longo do tempo. Por sua vez, a geração de energia elétrica disponível em excesso durante períodos de baixa demanda pode ser usada para carregar um TES, aumentando a capacidade de geração efetiva durante períodos de alta demanda.

Um TES permite que os consumidores de energia sujeitos a preços horo-sazonais transfiram as compras de energia dos períodos de alto custo para períodos de baixo custo.

Qualquer forma de armazenamento de energia, desde a fonte de alimentação ininterrupta de um pequeno computador pessoal até um grande projeto de bombeamento normalmente aumenta a confiabilidade do sistema de abastecimento. Em aplicações onde o armazenamento de água no local é necessário para proteção contra incêndio, pode ser possível incorporar o armazenamento térmico em um tanque de armazenamento comum.

Segundo Dincer (2010), os TESs obtêm benefícios ao cumprirem uma ou mais das finalidades apontadas acima. Além disso, segundo Carbone (2011), o armazenamento intermediário nos sistemas conectados à rede contribui para a qualidade e estabilidade da tensão entregue à rede de distribuição, bem como providencia uma potência de reserva e facilita o gerenciamento da demanda.

Conforme Dincer (2010), o benefício mais significativo de um sistema TES é a redução das contas de energia elétrica usando a energia no horário de baixa demanda para produzir e armazenar energia térmica para o resfriamento de ambientes durante o dia. Conforme o autor, unidades TES estão operando com sucesso em escritórios, hospitais, escolas, universidades, aeroportos e outras instalações, deslocando o consumo de energia de períodos de pico das tarifas de eletricidade para períodos de taxas mais baixas.

2.3.2 Critérios para escolha do TES

Segundo Dincer (2010), a implantação de um projeto TES deve possuir ou obter informações técnicas tais como os tipos de armazenamento apropriado para a aplicação, a quantidade de armazenamento necessário, o efeito do armazenamento sobre o desempenho do sistema a ser condicionado, a confiabilidade e os custos do sistema de armazenamento.

2.3.3 Armazenamento residencial de energia

Atualmente os altos custos dos sistemas de armazenamento com baterias são apontados como uma restrição na utilização do armazenamento de energia para o gerenciamento da carga doméstica pelo custo, durabilidade, volume e manutenção. Este armazenamento possibilitaria um maior autoconsumo com autosuficiência energética. Armazenamentos do tipo ar comprimido e usinas reversíveis são impraticáveis no ambiente residencial.

Observando a figura 1.1 e 1.2 nota-se que 47,6% do consumo da energia elétrica residencial no Brasil e 72% nos E.U.A. estão concentrados em conforto térmico e aquecimento de água para higiene pessoal. O consumo desta energia concentra-se em dois períodos distintos: nas primeiras horas da manhã quando o cidadão se prepara para o dia de trabalho e no final do dia, quando este retorna ao lar e busca o conforto com a higiene pessoal e o condicionamento térmico.

A política de incentivo a pulverização da geração fotovoltaica e suas consequências nas curvas diárias de carga desencadeou pesquisas em mecanismos de armazenamento de energia, com investimentos milionários por parte dos órgãos governamentais. Seria mais interessante se o proprietário da geração fotovoltaica investisse em seu próprio armazenamento e com isso gerenciasse a sua carga doméstica. Além disso, soa como um contrassenso a ideia de armazenar energia elétrica a um custo relativamente alto para em poucas horas usar a maior parte desta energia na conversão em energia térmica. Seria mais lógico e racional armazenar diretamente a energia térmica tanto para a higiene pessoal quanto para o condicionamento térmico de ambientes.

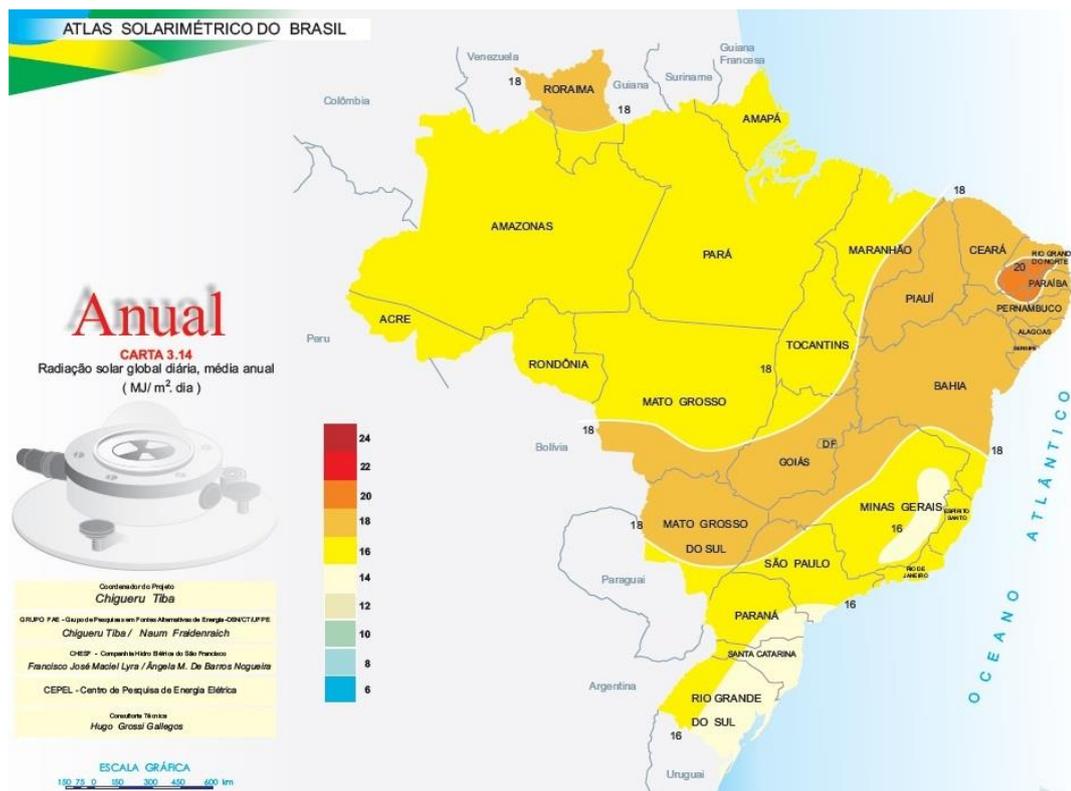
O armazenamento residencial de energia é mais vantajoso para o cidadão que investiu em painéis fotovoltaicos porque esta energia fotovoltaica ao ser injetada na rede terá um retorno financeiro pífio, conforme cenário apontado por Bouillon (2014). Após vender sua energia por preços irrisórios, este mesmo cidadão irá comprar energia elétrica no horário de

ponta para em grande parte transformá-la em calor. Note-se que a energia produzida e armazenada a partir das soluções encontradas pelos órgãos governamentais obviamente terão um preço diferenciado a fim de resgatar os investimentos realizados. Estes investimentos seriam reduzidos caso o armazenamento residencial fosse uma das soluções adotadas.

2.4 REVISÃO SOBRE ENERGIA GEOTÉRMICA SUPERFICIAL

Conforme Chigueru et al. (2000), a radiação solar diária no Brasil varia de 8 a 24 MJ/m², sendo que as menores variações ocorrem nos meses de maio a julho quando a radiação varia entre 8 e 18 MJ/m². A Figura 2.5 apresenta a média anual da radiação solar no Brasil.

Figura 2.5 – Média anual da radiação solar no Brasil



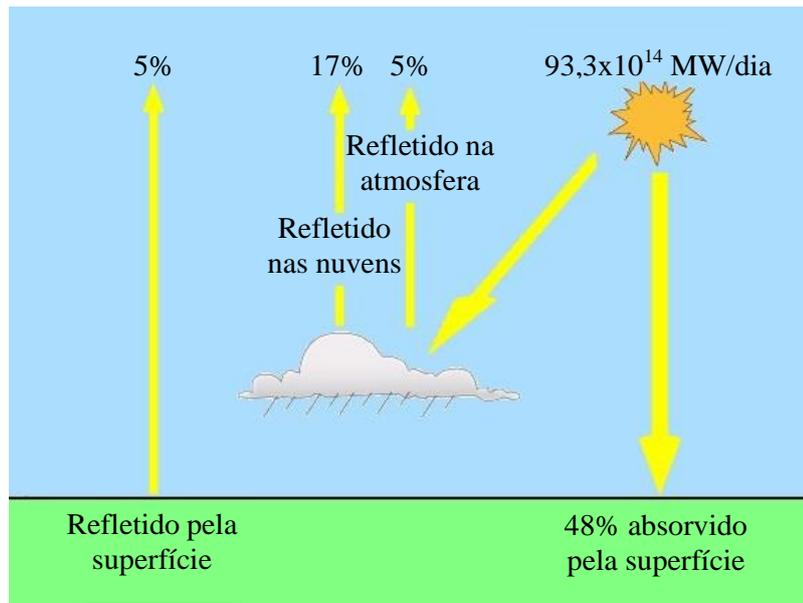
Fonte: Chigueru et al. (2000)

O nordeste brasileiro é a região de maior radiação solar, com uma média anual comparável às melhores regiões calóricas do mundo, como a cidade de Dongola no deserto do Sudão e a região de Dagget no Deserto de Mojave, Califórnia, EUA.

Segundo Lindsey (2009), aproximadamente 48% da energia solar irradiada

diariamente sobre o planeta Terra é absorvida pela superfície dos continentes e oceanos. Esta energia armazenada na crosta na forma de calor é denominada de *Shallow Geothermal Energy* ou energia geotérmica superficial. A figura 2.6 apresenta o balanço energético do planeta Terra.

Figura 2.6 – Balanço energético do planeta Terra



Fonte: Lindsey (2009)

O aproveitamento da energia térmica armazenada no solo está baseado na capacidade que uma área escolhida de solo pode trocar calor com o meio externo. Para um projeto desta natureza é necessário definir o potencial energético disponível e da carga térmica a ser alimentada, além das dimensões e quantidades dos componentes envolvidos. Os parâmetros físicos básicos são a temperatura do perfil vertical e as propriedades térmicas do solo.

Conforme Prevedello (1996), a caracterização do regime térmico do solo depende da sua localização e do tipo de solo. A identificação dos tipos de solos depende de uma série de grandezas que caracterizam as suas propriedades físicas e que determinam o comportamento das propriedades térmicas do solo, onde as mais importantes são a massa específica, condutibilidade térmica e capacidade térmica.

Um modelo que estima a temperatura do solo em diversas profundidades em função do tempo é apresentado por Florides e Kalogirou (2005). O método baseia-se nas oscilações de temperatura da superfície e leva em consideração a condutividade térmica do solo e o tempo decorrido a partir da temperatura mínima do meio ambiente.

Conforme Kusuda e Achenbach (1965), à medida que a profundidade do solo aumenta

ocorrem diminuições exponenciais das amplitudes sazonais de temperatura. Os pontos de máximos e mínimos vão gradativamente sofrendo um atraso de tempo em relação às variações sazonais da superfície até uma determinada profundidade, quando estas variações tornam-se praticamente nulas e próximas da temperatura média anual do ambiente sobrejacente.

Conforme Fletcher (2011), a Secretaria de Estado de Energia, Independência e Segurança do estado do Maine (E.U.A.) estima que a energia geotérmica superficial tenha potencial para esquentar e esfriar milhões de casas e empresas em todo o país. Afirma ainda que atualmente nos Estados Unidos a capacidade instalada de energia geotérmica para fins de aquecimento direto através de bomba de calor totaliza 470 megawatts (MW) ou o suficiente para aquecer 40.000 casas de porte médio.

Os sistemas geotérmicos com bombas de calor conhecidos como *ground-source heat pump* (GSHP) têm recebido considerável atenção nas últimas décadas como uma fonte de energia alternativa para aquecimento e arrefecimento de ambientes residenciais e comerciais. Os GSHPs são uma das três categorias de energia geotérmica superficial, conforme definido pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, ASHRAE (1995). Os GSHPs são tecnologias consolidadas para reduzir significativamente o consumo de energia elétrica no condicionamento térmico de edificações.

O termo GSHP tornou-se genérico para descrever um sistema de condicionamento com bomba de calor que usa o solo, a água subterrânea do lençol freático ou a água de superfície (rio, lagoa ou praia) como uma fonte para extrair ou ceder calor.

Os sistemas GSHPs podem ser construídos horizontalmente ou verticalmente e permitem a extração ou a injeção de calor no solo através de tubos trocadores de calor. Os sistemas GSHPs verticais utilizam poços profundos com o trocador de calor na forma de *hairpin* para extrair ou rejeitar o calor no solo, aproveitando as temperaturas imperturbáveis do mesmo. Os altos custos de escavação e implantação destes poços refletem diretamente na relação custo-benefício de um sistema GSHP e devem ser considerados apenas quando a área disponível de terreno for pequena.

Os sistemas GSHPs horizontais requerem uma grande área de solo para instalação do trocador de calor em valas, dificultando sua aplicação em áreas urbanas densamente habitadas ou com edificações já postas.

O sistema de fundação termo-ativa (*thermo-active foundation* - TAF) descrito em Brandl (2006), incorpora trocadores de calor dentro das fundações de edificações como uma solução para a falta de espaço nos GSHPs horizontais. Com a instalação de um TAF eliminam-se os custos elevados dos GSHPs verticais. Kwag e Krarti (2016) apresentaram um

modelo tridimensional, com uma solução numérica para o desempenho de sistemas TAF onde consideraram as interações térmicas entre as colunas TAF e o ambiente da edificação a ser condicionado, bem como as interferências térmicas entre as múltiplas colunas.

Devido à enorme capacidade térmica do solo, as variações de temperatura ocorrem muito lentamente. Assim sendo, a condutividade térmica do solo é a mais baixa entre os elementos envolvidos nas trocas térmicas do trocador de calor geotérmico. Este fenômeno faz com que a velocidade do fluido circulante no trocador de calor geotérmico tenha um fator decisivo na eficiência das trocas térmicas. Se esta velocidade é demasiadamente alta, o fluido percorrerá o trocador de calor sem que ocorram as trocas térmicas desejadas com o solo e sairá no outro extremo com uma temperatura superior à que se encontra o solo na profundidade para estas trocas térmicas. Uma velocidade do fluido circulante muito lenta permite a melhor troca de calor possível com o solo, mas este fluido extrairá pouca energia do solo devido à sua baixa vazão. Assim, para cada tipo de solo existe uma velocidade ideal para o fluido circulante. Como solução para este problema, De Nardin et al. (2017) propõem um algoritmo de controle do tipo P&O pela sua simplicidade e adequação ao fenômeno. O objetivo é encontrar a melhor troca térmica possível entre o solo e o fluido circulante. Nesta mesma perspectiva, De Nardin et al. (2018) apresentam uma comparação entre um condicionador de ar convencional e um condicionador de ar usando a energia geotérmica superficial com a implementação do algoritmo de controle P&O. Esta comparação apresenta uma redução de consumo de energia elétrica de aproximadamente 75% em relação ao condicionador de ar convencional.

2.5 REVISÃO SOBRE REFRIGERAÇÃO COM BOMBAS DE CALOR

Conforme Borgnakke e Stonntag (2013), a bomba de calor é um dispositivo que transfere a energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura à custa do fornecimento de trabalho. Este equipamento pode ser caracterizado como uma máquina térmica cujo objetivo é a transferência de calor e não o trabalho realizado.

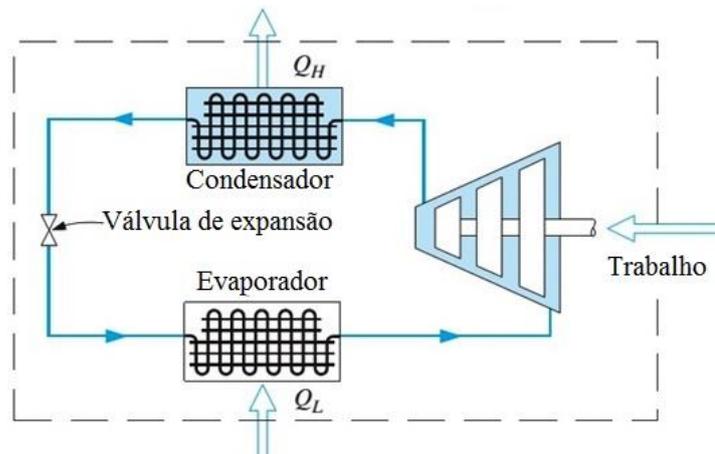
As bombas de calor operam seguindo os mesmos princípios básicos da maioria dos equipamentos de refrigeração, os quais se baseiam em dois fenômenos físicos:

- Quando um líquido se evapora absorve energia e, quando se condensa libera energia.
- Qualquer líquido evapora ou condensa a uma temperatura mais baixa quando a pressão diminuir e se condensa ou evapora a uma temperatura mais alta quando a

pressão aumentar.

Estes dois princípios formam a base do ciclo de compressão mecânica de vapor, ilustrado na figura 2.7.

Figura 2.7 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Traduzido de Borgnakke e Stontag (2013, p. 220)

2.5.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor

No ciclo de compressão a vapor o trabalho fornecido ao compressor é utilizado para elevar a pressão e a temperatura do vapor do fluido refrigerante. O resfriamento do fluido refrigerante ocorre no evaporador e a evaporação se dá a baixas pressões e temperaturas. Neste ponto, o fluido refrigerante absorve o calor do ambiente e, portanto, o resfria. O vapor refrigerante ainda frio é aspirado pelo compressor e submetido a uma pressão mais elevada, aquecendo-se devido à compressão. O vapor refrigerante quente é arrefecido no condensador e se condensa durante a descarga de calor para o ambiente externo. O líquido refrigerante pressurizado é então expandido para a baixa pressão de evaporação num elemento de expansão e retorna ao evaporador. O fluido refrigerante evapora novamente e assim completa o circuito.

Uma análise simplificada do processo de refrigeração sem as perdas inerentes a qualquer projeto pode ser observada na figura 2.8, que representa os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

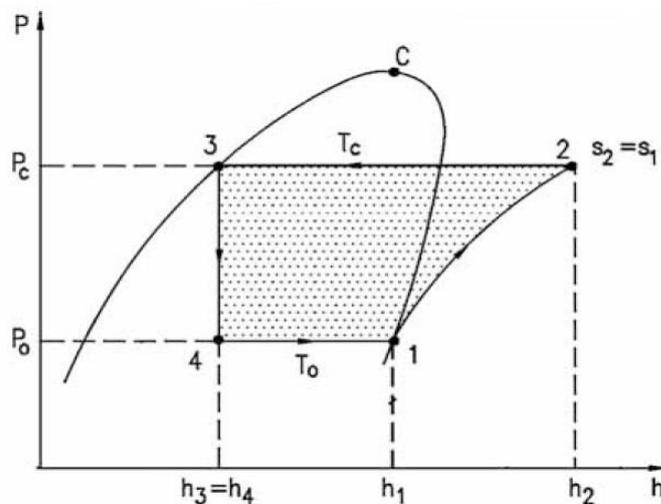
De acordo com Da Silva (2005), os processos deste ciclo são:

- Processo 1→2: Ocorre no compressor e esta etapa é um processo adiabático

reversível. O fluido refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador P_o sendo comprimido até atingir a pressão de condensação, P_c . O fluido refrigerante ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 que é maior que a temperatura de condensação T_c .

- Processo 2→3: No condensador ocorre um processo de rejeição de calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento à pressão constante. Neste processo, o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_c . A seguir é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à T_c .
- Processo 3→4: Ocorre no dispositivo de expansão, este processo é irreversível à entalpia constante desde a pressão de condensação P_c até a pressão de vaporização P_o .
- Processo 4→1: No evaporador ocorre um processo de transferência de calor à pressão constante P_o e conseqüentemente, à temperatura constante T_o .

Figura 2.8 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Da Silva (2005, p. 39)

2.5.2 Coeficiente de eficácia

O desempenho de uma bomba de calor é a relação entre o calor de saída e o trabalho. Conforme Da Silva (2005) o parâmetro de eficiência utilizado para os sistemas de refrigeração é o coeficiente de desempenho (*Coefficient of Performance* - COP), que é definido como:

$$COP = \frac{\text{energia útil}}{\text{energia consumida}} \quad (2.1)$$

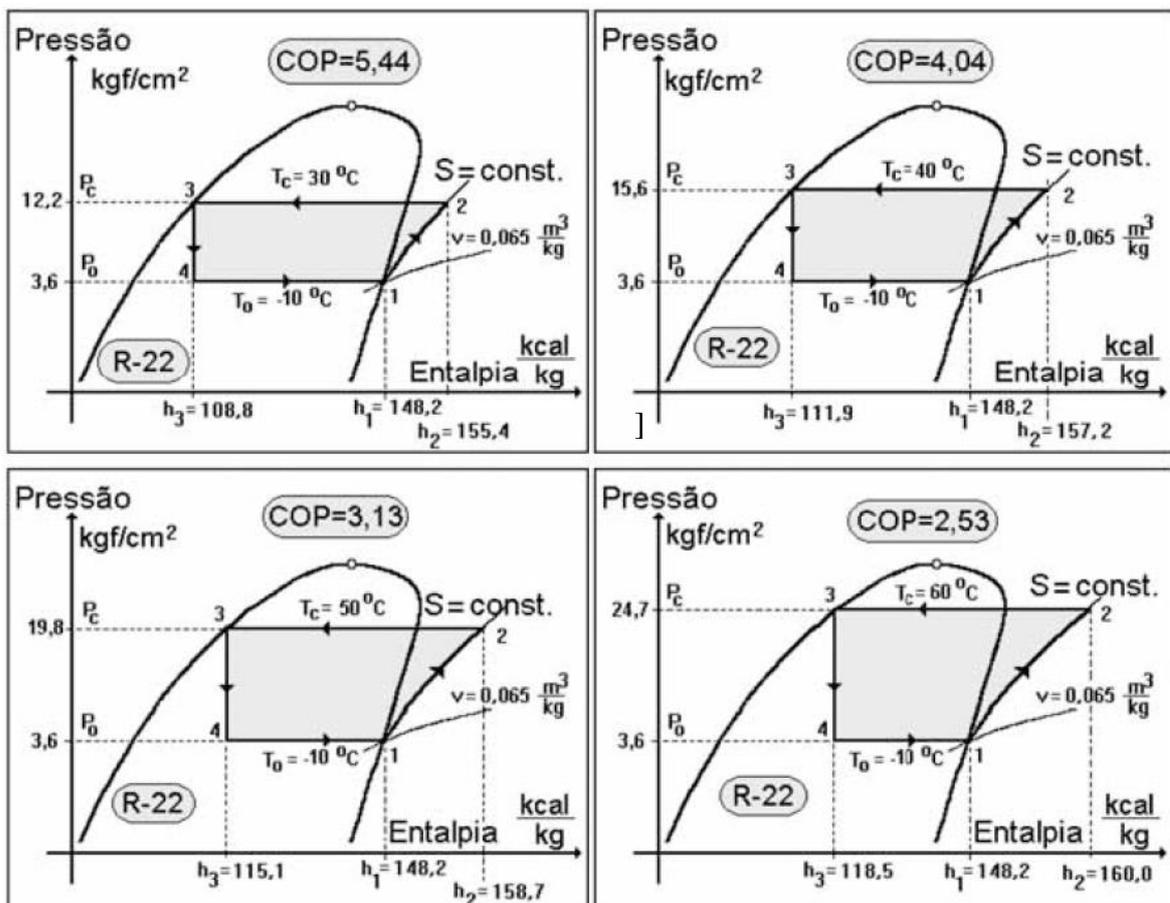
Observando o gráfico da figura 2.8, $(h_2 - h_1)$ constitui o trabalho realizado pelo compressor e $(h_1 - h_4)$ constitui a energia térmica absorvida pelo evaporador, então:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

2.5.3 Influência da temperatura de condensação no COP

A figura 2.9 apresenta a análise de um conjunto de ciclos em que apenas se altera a temperatura de condensação T_c , preservando constante a temperatura no evaporador T_o .

Figura 2.9 – Influência da temperatura de condensação no ciclo de refrigeração



Fonte: Da Silva (2005, p. 46)

2.5.4 Bombas de calor utilizando geração fotovoltaica

Os sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado ou, *Heating, ventilation, and air conditioning* (HVAC), são utilizados em todo o planeta para o condicionamento ambiental em edifícios comerciais e residenciais. Segundo Li et al. (2013) estes equipamentos representam entre 40% e 60% da demanda total de energia em edifícios na Europa, mais de 50% nos Estados Unidos conforme Perez et al. (2011) e cerca de 35% em regiões subtropicais da Ásia, conforme Fong et al. (2010). Uma das maneiras para conter a expansão do consumo sem comprometer qualidade de vida e o desenvolvimento econômico é o uso de painéis fotovoltaicos para alimentar um sistema de condicionamento de ar. Esta prática representa uma redução anual de consumo de energia elétrica entre 54% e 58%, conforme Solano et al. (2016). Além disso, os autores afirmam que o retorno do investimento ocorre entre 10 e 30 anos. O inconveniente está no fato de que a geração fotovoltaica e o período de máxima carga térmica não são coincidentes. A grande capacidade térmica de uma edificação provoca um retardo entre o pico de radiação solar e a máxima carga térmica, deslocando-a para o período da saída da geração fotovoltaica e como consequência a produção da rampa de carga criando a cabeça do pato, como visto na figura 1.7.

2.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram feitas revisões sobre a curva do pato, os principais tipos de armazenamento de energia, energia geotérmica superficial e bombas de calor.

Os trabalhos apresentados na seção 2.1 apontam claramente para a necessidade do armazenamento da energia gerada a partir de fontes intermitentes. Caso não haja uma solução a partir do armazenamento de energia, haverá grandes investimentos para suprir a demanda no horário de ponta e problemas de sobregeração para as companhias de eletricidade. Para o consumidor que investir em geração doméstica com painéis fotovoltaicos, o cenário aponta para limitações quanto à injeção desta energia na rede e retornos irrisórios.

Sobre as tecnologias de armazenamento apresentadas na seção 2.2, nota-se que diversos autores apresentam soluções para o armazenamento de energia e que um conjunto de soluções deverá ser incorporado ao sistema de distribuição.

A termoacumulação apresentada na seção 2.3 torna-se uma solução interessante para deslocar a carga térmica do horário de ponta para o período de geração fotovoltaica onde há geração excedente de energia. A extração da energia geotérmica apresentada na seção 2.4

pode servir como uma excelente fonte de calor para a termoacumulação.

Esta revisão bibliográfica mostra claramente que o aproveitamento dos períodos inativos dos aparelhos de ar condicionado durante a geração de energia fotovoltaica para armazenar energia térmica e, a utilização posterior desta energia térmica armazenada para suprir a climatização de ambientes durante o período de máxima demanda após o entardecer pode incrementar a redução do consumo de energia elétrica apontada por Solano et al. (2016), pode nivelar mais a curva do pato e também encurtar o prazo para o retorno do investimento em geração fotovoltaica.

3 SISTEMAS GEOTÉRMICOS COM BOMBAS DE CALOR

3.1 INTRODUÇÃO

Em geral, o solo pode atuar como fonte ou dissipador de calor para sistemas GSHPs. Durante o inverno o calor é extraído do solo para manter o ambiente condicionado dentro da zona de conforto térmico e, no verão, o calor pode ser dissipado no solo através de trocadores de calor.

A principal razão para o maior coeficiente de desempenho nos sistemas GSHPs é o fato de a temperatura no solo se encontrar sempre próxima do valor médio anual das temperaturas do ambiente sobreposto. O ar condicionado que dissipa o calor do condensador no ar ambiente adjacente depende das temperaturas diárias deste ambiente, temperaturas estas que se encontram sempre nos extremos sazonais quando se deseja condicionamento térmico.

3.2 DISTRIBUIÇÃO VERTICAL DAS TEMPERATURAS NO SOLO

Segundo Lindsey (2009), a fonte primária da energia geotérmica superficial é a radiação solar que atinge a superfície do planeta. Este calor quando atinge a superfície dos continentes dá origem a um gradiente térmico no interior do solo, isto é, a temperatura na superfície é maior do que nas camadas logo abaixo. Em função disso, ocorre uma transferência de energia da superfície para o interior do solo durante o processo de absorção da radiação solar.

Conforme Boughanmi et al. (2015), a radiação solar absorvida pela superfície do solo é dada por:

$$\phi_{rad_solar} = (1 - \rho_{albedo})G \quad (3.1)$$

onde:

ϕ_{rad_solar} : radiação solar absorvida pelo solo (W/m²);

ρ_{albedo} : coeficiente albedo da superfície do solo;

G : radiação solar horizontal global (W/m²).

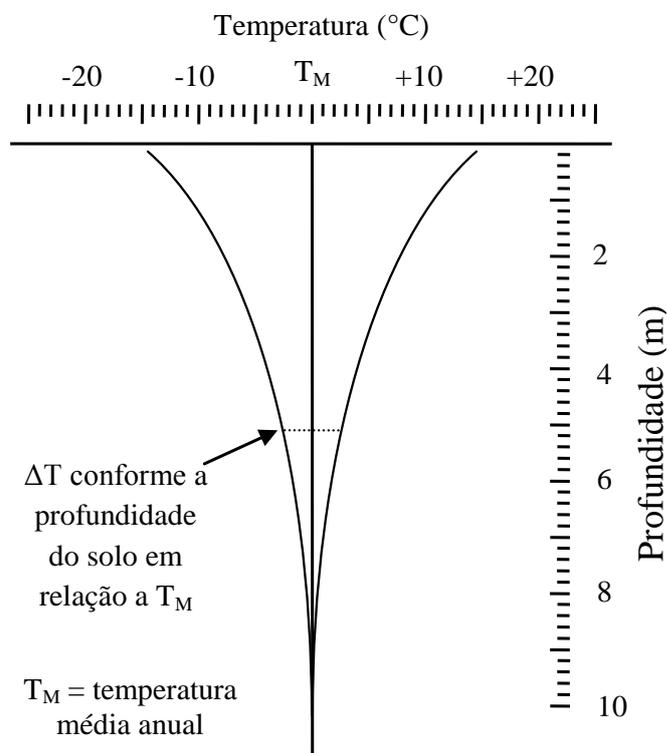
Segundo Wong et al. (2006), como o solo possui uma capacidade térmica elevada, as

variações térmicas neste meio se tornam muito pequenas. Assim, as variações de temperaturas sazonais diminuem exponencialmente conforme a profundidade aumenta e apresentam atrasos no tempo em relação aos valores observados na superfície.

A profundidade exata do solo onde a temperatura se torna imperturbável e as amplitudes das variações sazonais dependem de vários fatores tais como: umidade, composição mineral e orgânica. Segundo Sanner (2001), as mudanças de temperaturas climáticas no solo ao longo das estações se reduzem a uma temperatura constante na profundidade entre 10 e 20 m. Em profundidades maiores, esta temperatura constante passa a aumentar de acordo com o gradiente geotérmico, em média, 3 °C para cada 100 m de profundidade.

A figura 3.1 apresenta uma representação teórica simplificada da diminuição das amplitudes das temperaturas sazonais do solo em relação à temperatura média anual do ambiente, de acordo com a profundidade.

Figura 3.1 – Amplitude das temperaturas sazonais em função da profundidade do solo



Fonte: Adaptado de Kusuda e Achenbach (1965, p. 34)

Conforme o Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa (BDMEP) do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), a temperatura média anual na cidade de Santa Maria-RS é de 19,5 °C, sendo este o valor da equalização das variações sazonais neste local.

De acordo com Kusuda e Achenbach (1965), a temperatura do solo para uma determinada profundidade pode ser estimada pela seguinte equação:

$$T_{\text{soil}(Z)} = T_M - T_{\text{amp}} \exp\left(-Z \sqrt{\frac{\pi}{365 \times \alpha}}\right) \cos\left(\frac{2\pi}{365} \left[t_{\text{year}} - t_{\text{shift}} - \frac{Z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \times \alpha}}\right]\right) \quad (3.2)$$

onde:

$T_{\text{soil}(Z)}$: temperatura do solo na profundidade z em relação ao tempo ($^{\circ}\text{C}$);

T_M : temperatura média do meio ambiente ($^{\circ}\text{C}$);

T_{amp} : amplitude da temperatura do meio ambiente [(temp. máx. - temp. mín.)/2] ($^{\circ}\text{C}$);

Z : profundidade abaixo da superfície (superfície = 0) (m);

α : difusividade térmica do solo (m^2/s);

t_{year} : tempo atual (dia do ano);

t_{shift} : dia do ano em que ocorreu a mínima temperatura ambiente.

3.3 TROCADORES DE CALOR GEOTÉRMICOS HORIZONTAIS

Trocadores de calor geotérmicos ou, *ground heat exchangers* (GHX), são mangueiras ou tubos enterrados e acoplados a aplicações de condicionamento térmico de edificações. GHXs horizontais fabricados com tubos de concreto utilizam a circulação de ar forçado para realizar as trocas térmicas com o solo. GHXs que utilizam água como fluido circulante para trocar calor com o solo são construídos com mangueiras de Polietileno de alta densidade (PEAD) com diâmetro mínimo de uma polegada, enterradas em escavações do tipo trincheiras ou valas, em profundidades relativamente rasas, normalmente de 1,5 a 5 metros de profundidade.

A figura 3.2 apresenta a foto de um GHX horizontal instalado no campus experimental do Centro de Excelência em Energia e Sistemas de Potência (CEESP), na UFSM. Este GHX está dividido em duas valas separadas para que não ocorram interações entre os múltiplos elementos e assim evitar a saturação de temperaturas no GHX. Cada vala tem quinze metros de comprimento e um metro de largura. A primeira vala contém elementos a 1,5 e 2,5 metros de profundidade e a segunda vala com elementos a 3,5 e 5 metros de profundidade. Cada elemento tem cem metros de mangueiras de PEAD com uma polegada de diâmetro.

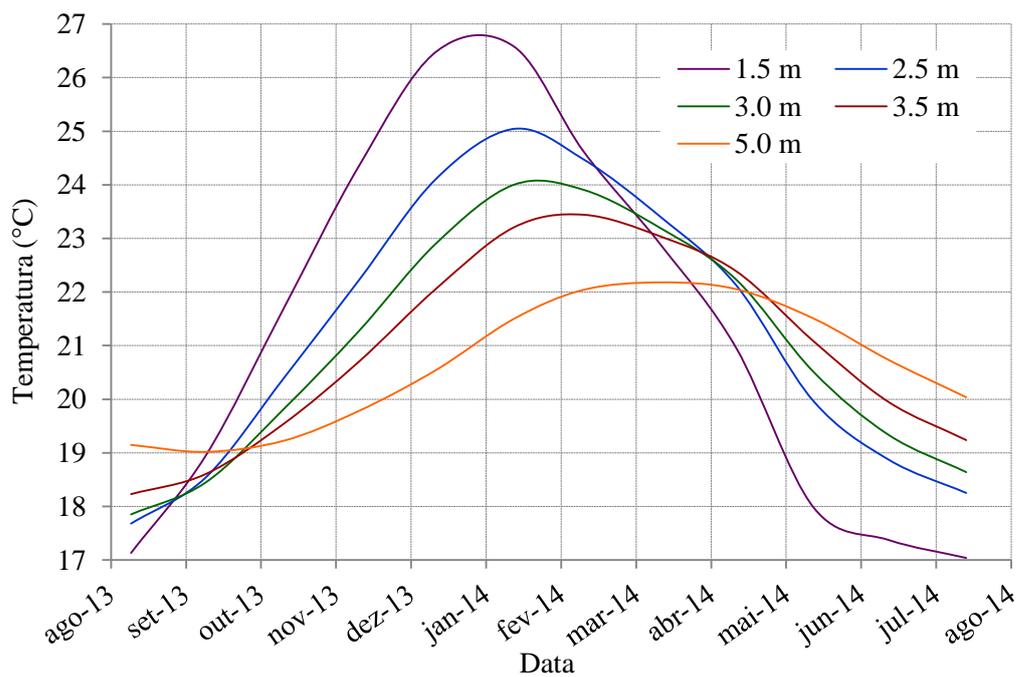
Figura 3.2 – Trocador de calor geotérmico horizontal



Fonte: De Nardin (2015)

A figura 3.3 apresenta as variações sazonais de temperaturas no solo de acordo com a profundidade e o atraso no tempo em relação aos valores obtidos nas camadas mais próximas à superfície, conforme medições realizadas na cidade de Santa Maria – RS por Longo (2014).

Figura 3.3 – Variações sazonais de temperaturas no solo próximas à superfície



Fonte: Longo (2014)

Com base no gráfico da figura 3.3, pode-se verificar que o solo neste local a uma profundidade de 5 metros, a temperatura varia de 20,5 °C a 22,2 °C no verão e de 19 °C a 20,5 °C no inverno, para os anos de 2013 e 2014. Um GHX neste local e nesta profundidade terá estas temperaturas de trocas térmicas com o solo de acordo com o período do ano.

3.4 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

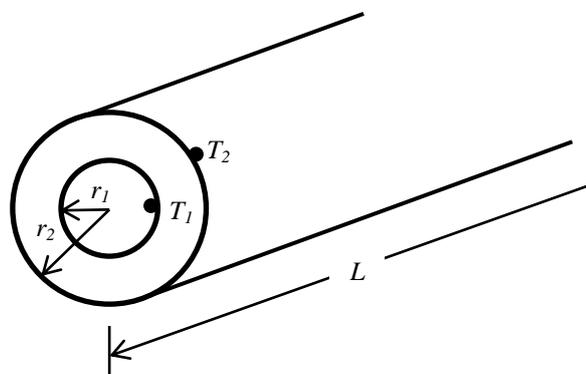
Para um projeto correto, um sistema de troca de calor com o solo primeiramente deverá levar em conta as cargas envolvidas no processo. Um objetivo claro deve ser estabelecido quanto ao tipo de carga a ser atendida, pois quanto maior for a carga pretendida, maior será a extensão do GHX e após a sua implantação o GHX não poderá suprir cargas maiores. A definição das cargas a serem atendidas, tais como aquecimento e resfriamento de ambientes, aquecimento de água e aquecimento de piscinas devem ser previstas no projeto.

O projeto de um GHX horizontal depende de variáveis complexas e a seguir apresenta-se uma análise das trocas térmicas envolvidas com o solo.

3.4.1 Condução de calor através de configurações cilíndricas

Considera-se para este estudo um cilindro vazado condutor do fluido trocador de calor sendo submetido a uma diferença de temperatura entre a sua superfície interna e a superfície externa, como exemplificado na figura 3.4. Se a temperatura interna for igual a T_1 e a temperatura externa igual a T_2 , tem-se uma transferência de temperatura por condução.

Figura 3.4 – Transferência de calor por condução em tubos



Fonte: De Nardin (2015)

De acordo com Çengel e Ghajar (2015), o fluxo de calor que atravessa a parede

cilíndrica pode ser obtido através da equação de Fourier:

$$\dot{Q} = -k 2\pi r L \frac{dT}{dr} \quad (3.3)$$

Separando as variáveis de (3.3) e integrando entre T_1 em r_1 e T_2 em r_2 , chega-se a:

$$\int_{r_1}^{r_2} \dot{Q} \frac{dr}{r} = - \int_{T_1}^{T_2} k 2\pi L dT \quad (3.4)$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \dot{Q} \frac{dr}{r} = -k 2\pi L \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$\dot{Q} [\ln r_2 - \ln r_1] = -k 2\pi L (T_2 - T_1) \quad (3.5)$$

O fluxo de calor através da parede cilíndrica será então:

$$\dot{Q} = \frac{k 2\pi L}{\left[\ln \frac{r_2}{r_1} \right]} (T_2 - T_1) \quad (3.6)$$

onde:

$\frac{dT}{dr}$: gradiente de temperatura na direção radial;

k : condutividade térmica (W/m °C);

\dot{Q} : fluxo de calor (W);

L : comprimento do tubo (m);

r_1 e r_2 : raio interno e externo do cilindro (m);

T_1 e T_2 : temperatura interna e externa do cilindro (°C).

3.4.2 Resistência térmica na parede cilíndrica

O conceito de resistência térmica dos materiais também pode ser aplicado à parede cilíndrica, conforme Çengel e Ghajar (2015). Devido à analogia com a eletricidade, um fluxo de calor na parede cilíndrica também pode ser representado como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (3.7)$$

onde:

ΔT : potencial térmico (°C);

R : resistência térmica da parede.

Então para a parede cilíndrica, obtém-se:

$$\dot{Q} = \frac{k2\pi L}{\left[\ln \frac{r_2}{r_1} \right]} \Delta T = \frac{\Delta T}{R} \quad (3.8)$$

A resistência térmica de uma parede cilíndrica é obtida por:

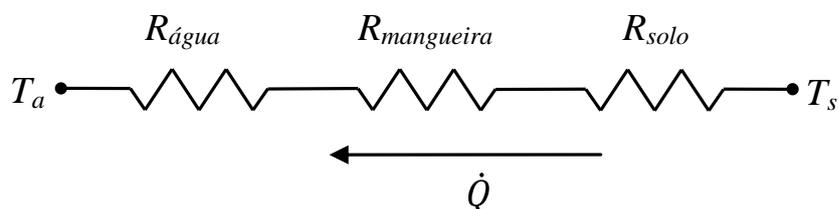
$$R = \frac{\ln \left[\frac{r_2}{r_1} \right]}{k2\pi L} \quad (3.9)$$

3.4.3 Transferência de calor combinado em sistemas radiais

Por analogia elétrica, para o caso de um cilindro oco (por exemplo, um tubo ou um duto) pode-se afirmar que a troca de calor com o solo envolve duas resistências por condução (na terra e na parede da mangueira) e uma resistência por convecção (na água), todas ligadas em série. Assim, a resistência térmica total é expressa pela soma destas resistências. A figura 3.5 representa esta analogia.

$$R_{total} = R_{\acute{a}gua} + R_{mangueira} + R_{solo} \quad (3.10)$$

Figura 3.5 – Esquema elétrico equivalente para a troca de calor no solo



A taxa de transferência de calor no solo, conforme Çengel e Ghajar (2015) pode ser encontrada com a equação:

$$\dot{Q} = \frac{T_a - T_s}{R_{total}} \quad (3.11)$$

onde:

T_a : temperatura da água que troca calor com o solo (°C);

T_s : temperatura do solo (°C).

Uma resistência térmica na troca de calor por condução pode ser expressa por:

$$R = \frac{1}{Sk} \quad (3.12)$$

onde:

S : fator de forma de condução (m);

k : condutividade térmica do meio (W/m °C).

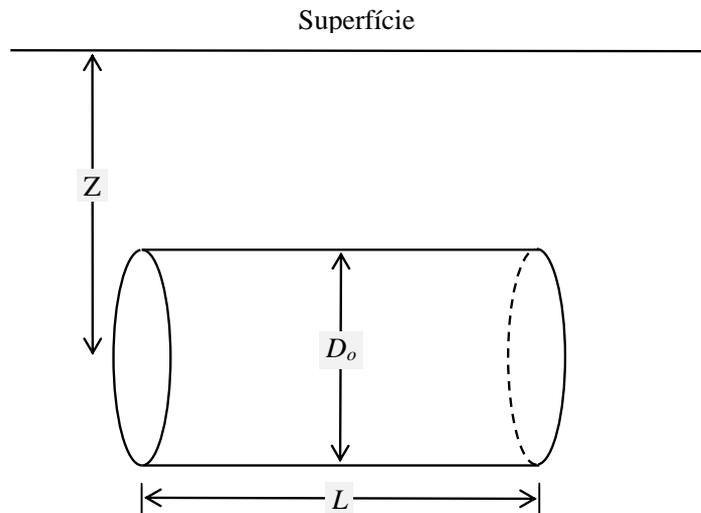
Para se determinar o fator de forma representado na equação (3.12), considera-se somente a troca de calor entre duas superfícies. Determinar este valor é fundamental para estimar o quanto de calor pode ser transferido do/para o solo. Leva-se em conta o fator de forma na condução da troca de calor com o solo como se fosse um cilindro isotérmico de comprimento L e diâmetro D_o enterrado em um meio semi-infinito com profundidade z , onde $L \gg D_o$ e $z > 1,5 D_o$, como mostra o desenho da figura 3.6.

O fator de forma e a resistência térmica, segundo Çengel e Ghajar (2015), são:

$$S_{solo} = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{4z}{D_o}\right)} \quad (3.13)$$

$$R_{solo} = \frac{\ln\left(\frac{4z}{D_o}\right)}{2\pi k_{solo} L} \quad (3.14)$$

Figura 3.6 – Transferência de calor em um tubo enterrado na profundidade z



Fonte: De Nardin (2015)

De acordo com Çengel e Ghajar (2015), para encontrar o fator de forma e a resistência térmica da parede do tubo deve-se considerar o diâmetro interno D_i e externo D_o , obtidas respectivamente através das seguintes expressões:

$$S_{parede} = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (3.15)$$

$$R_{parede} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K_{parede} L} \quad (3.16)$$

Para determinar o valor da resistência térmica do fluido sabe-se que a troca de calor é feita por convecção. A troca térmica é feita por circulação do fluido dentro de um cilindro, há um conjunto de equações para descrevê-la obtido no estudo realizado por Dutra (2011):

$$R_{fluido} = \frac{1}{h\pi DL} \quad (3.17)$$

onde:

h : coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$);

D : diâmetro da superfície do trocador de calor (m);

L : comprimento do trocador de calor (m).

O coeficiente h e os demais parâmetros que envolvem a troca de calor por convecção podem ser calculados como segue:

$$h = \frac{k_{\text{fluido}} N_u}{D_i} \quad (3.18)$$

$$N_u = 0,023 R_e^{0,8} P_r^n \quad (3.19)$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (3.20)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.21)$$

onde:

N_u : número de Nusselt;

R_e : número de Reynolds;

P_r : número de Prandtl;

ν : viscosidade cinemática (m²/s);

V : velocidade de deslocamento do fluido (m²/s);

D : é o diâmetro interno do tubo (m);

μ : viscosidade dinâmica (kg/m s);

ρ : densidade do fluido (kg/m³).

Assim, pode-se encontrar a resistência térmica de um GHX como sendo:

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{(\pi D_o L) \frac{k_{\text{fluido}} N_u}{D_i}} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi L K_{\text{parede}}} + \frac{\ln\left(\frac{4z}{D_o}\right)}{2\pi k_{\text{solo}} L} \quad (3.22)$$

A proximidade dos GHXs horizontais com a superfície do solo leva a uma violação da premissa de temperatura imperturbável do solo, porque as temperaturas próximas à superfície

do solo acompanham as mudanças sazonais e apresentam um atraso de tempo em relação às variações climáticas da superfície, como observado na figura 3.3. Assim, de acordo com Chiasson (2016), para dimensionar corretamente o comprimento total da vala de um GHX horizontal faz-se necessário considerar os efeitos sazonais de temperaturas do solo independentemente, calculando o comprimento da vala para ambas as situações climáticas, adotando-se o valor de maior comprimento. Conforme Chiasson (2016), a equação 3.23 distingue o comprimento do GHX considerando a temperatura do solo sazonalmente.

$$L = \frac{\dot{q}_h R'_T + \dot{q}_a R'_{g,a} + \hat{\dot{q}}_m R'_{g,m} + \hat{\dot{q}}_h R'_{g,d}}{T_f - T_{g,inverno}}, \quad L = \frac{\dot{q}_h R'_T + \dot{q}_a R'_{g,a} + \hat{\dot{q}}_m R'_{g,m} + \hat{\dot{q}}_h R'_{g,d}}{T_f - T_{g,verão}} \quad (3.23)$$

onde:

q : carga térmica (W);

R' : resistência térmica efetiva por unidade de comprimento;

T_f : temperatura média do fluido no GHX (°C);

T_g : temperatura não perturbada do solo, distinguida para verão e inverno (°C).

Os índices g, T, a, m, h e d referem-se a: solo, trincheira, anual, mensal, horário e diário, respectivamente. O símbolo \wedge representa cargas superpostas. Os valores positivos de q referem-se à rejeição de calor no solo e valores negativos à extração de calor do solo.

As temperaturas $T_{g,inverno}$ e $T_{g,verão}$ em função da profundidade e do dia do ano são calculadas a partir da equação 3.2. Para determinar a resistência térmica da trincheira, Chiasson (2016) disponibiliza uma ferramenta de cálculo.

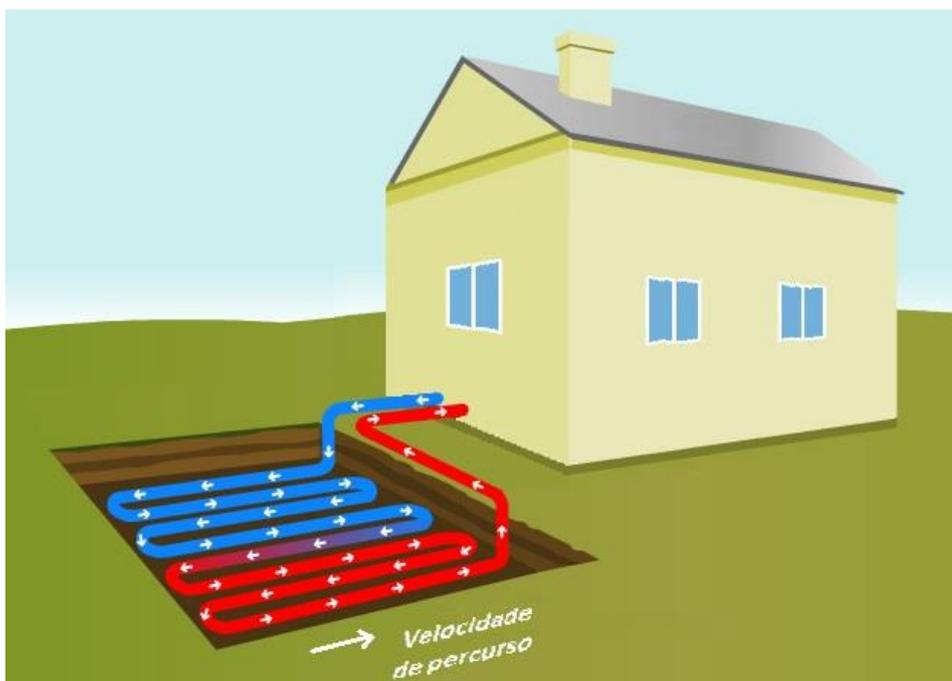
3.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO SOLO COM MONITORAMENTO

O mecanismo de transferência de calor no solo é altamente complexo e específico para cada local e depende de muitos fatores, como por exemplo, o percentual de umidade no solo e sua composição de elementos minerais e orgânicos. A equação 3.23 encontra o comprimento do trocador de calor geotérmico para que a carga térmica seja plenamente atendida. A velocidade do fluido no interior das mangueiras, como pode ser visto na figura 3.7, é uma variável muito importante para que a troca térmica ocorra de maneira eficiente devido às

influências das características individuais para cada tipo de solo, inviabilizando uma regra geral para a escolha de uma velocidade ideal do fluido.

Para um tipo genérico de solo deve-se levar em conta que a sua resistência térmica é muito superior às resistências térmicas da água e da mangueira. Assim sendo, quando o objetivo for extrair ou dissipar calor neste solo, se o fluxo de água através das mangueiras for demasiadamente alto, a água de resfriamento circulará sem tempo suficiente para que ocorram trocas térmicas subterrâneas satisfatórias. O fluido refrigerante (água) sairá no outro extremo da mangueira com uma temperatura mais alta em relação à que o solo se encontra. Caso contrário, se o fluxo de água for muito lento a troca de calor no solo ocorre na sua plenitude, mas não há vazão de água suficiente para transportar energia e suprir a carga térmica.

Figura 3.7 – Velocidade do fluxo do fluido refrigerante no trocador de calor



Fonte: O autor

Como solução para este problema, um algoritmo de controle do tipo P&O pode monitorar as trocas térmicas no solo e ajustar a vazão do fluido refrigerante, objetivando aumentar o intercâmbio entre o calor do solo e o GHX. Este controle P&O aumenta ou diminui o fluxo de água através do GHX até que o fluxo de água se mantenha orbitando no ponto em que ocorre a melhor troca térmica possível com o solo.

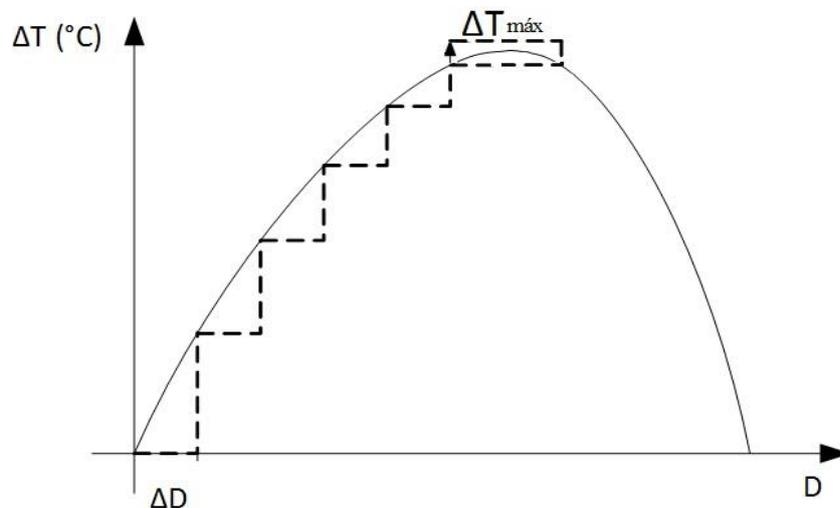
Conforme abordado nos capítulos seguintes a respeito do uso do GHX para troca térmica com a bomba de calor, a implantação de um algoritmo do tipo P&O monitorando as

trocas térmicas no solo pode auxiliar no aumento do rendimento do ciclo de trocas térmicas na bomba de calor.

3.5.1 Método de controle usando P&O

O gerenciamento eletrônico da velocidade do fluido no GHX utilizou um microcontrolador PIC 16F877A. As especificações técnicas do PIC 16F877A estão apresentadas no Anexo A. detalhes construtivos do circuito de controle estão apresentados no Apêndice B. Este controle se caracteriza por medições sucessivas da temperatura de entrada e de saída do fluido no GHX. O controle verifica se o aumento do fluxo do fluido refrigerante através do GHX provoca um aumento das trocas térmicas envolvidas. Também é verificado se este aumento é mais significativo em relação ao passo anterior. A figura 3.8 demonstra estes procedimentos.

Figura 3.8 – Representação teórica do algoritmo *Perturb-and-Observe*

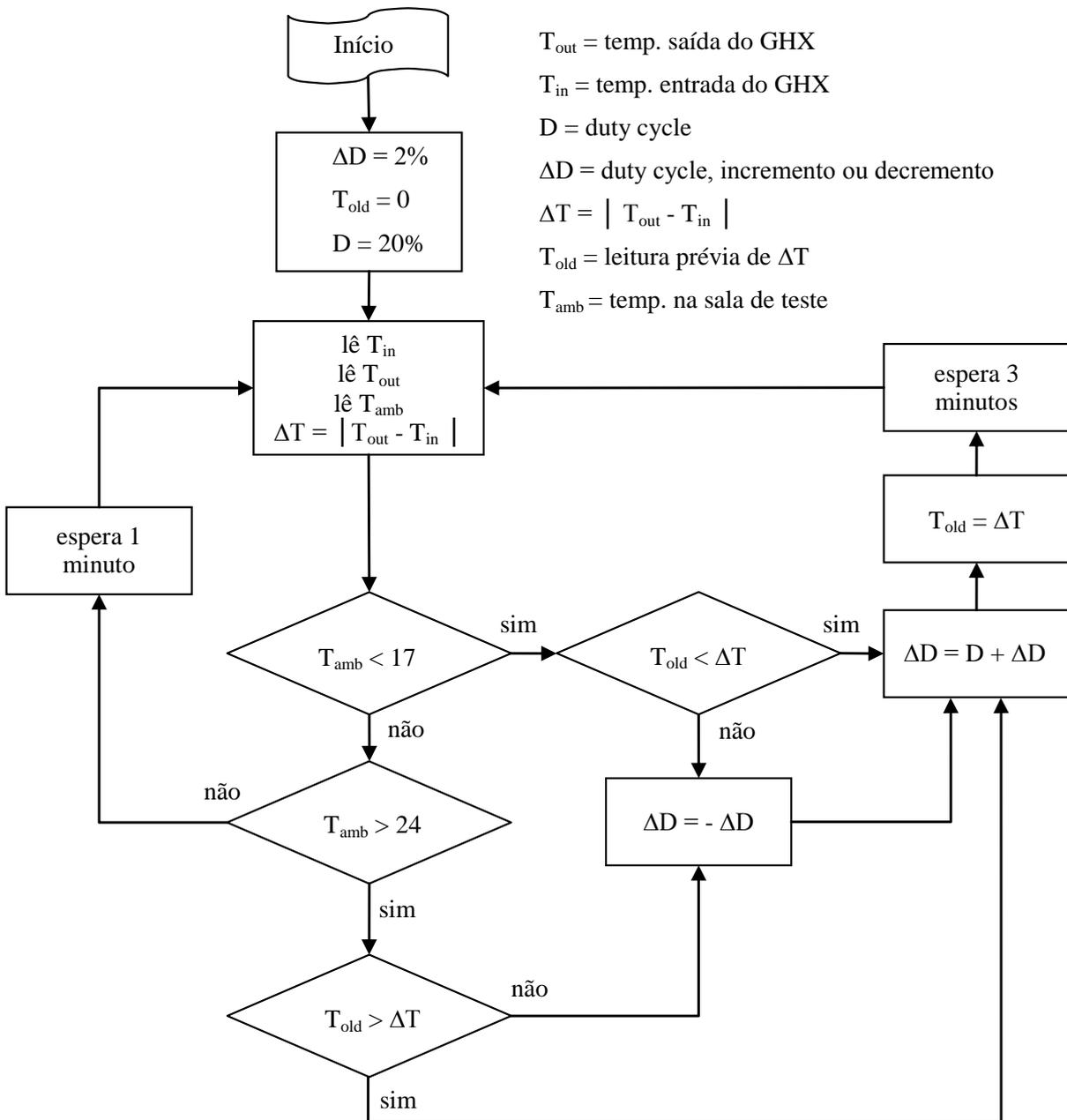


Fonte: *O autor*

O ciclo de trabalho (D) do conversor CC/CC é incrementado ou decrementado, dependendo do aumento ou redução entre a temperatura de entrada e de saída do fluido refrigerante no GHX, buscando sempre um equilíbrio. Por exemplo, no inverno, a bomba de calor está enviando para o GHX temperaturas mais frias em relação a que se encontra o solo e espera receber uma temperatura mais quente em relação à que está enviando. Na condição de medição atual de incremento do ciclo de trabalho, o controle continua incrementando o ciclo até obter a máxima diferença entre as temperaturas de entrada e de saída. Caso este

incremento obtenha uma diferença de temperatura menor em relação ao passo anterior, significa que o fluxo da água está além do ideal e então a condição passa a ser de decremento no ciclo de trabalho. A mesma condição é imposta para o caso do verão, ou seja, permanece em incremento enquanto a diferença entre as temperaturas medidas esteja diminuindo. Se a diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água aumentou em relação ao passo anterior, significa que o fluxo da água está além do ideal e a condição de trabalho passa para decremento. A figura 3.9 apresenta o fluxograma do controle P&O.

Figura 3.9 – Fluxograma do controle *Perturb-and-Observe*



A escolha de passo fixo para o incremento e o decremento se deve a facilidade de implantação e pela utilização de uma pequena variação do ciclo de trabalho, que fará o fluxo de água orbitar em torno do ponto com a melhor troca térmica possível com o solo. Para diferenciar as condições de inverno e verão, o controle determina como sendo inverno as temperaturas abaixo de 17 °C e como verão, as temperaturas acima de 24 °C.

Os incrementos e decrementos do ciclo de trabalho são realizados a cada 3 minutos para dar tempo de estabelecimento de cada nova temperatura. Após este intervalo, são realizadas novas leituras das temperaturas de entrada e saída da água no GHX bem como a temperatura do ambiente a ser condicionado. Para a situação onde a temperatura deste ambiente não se encontre nem acima de 24 °C e nem abaixo de 17 °C, o controle refaz as leituras de temperaturas a cada 1 minuto.

3.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo, primeiramente foi abordado o comportamento das temperaturas no solo e o princípio de funcionamento de um GHX. Na sequência, apresenta-se uma análise das trocas térmicas envolvidas no solo e uma descrição simplificada do dimensionamento do GHX. No final deste capítulo, descreve-se como o correto ajuste permanente do fluxo do fluido refrigerante no GHX pode aumentar significativamente o rendimento das trocas térmicas envolvidas com o solo.

4 USO DO AR CONDICIONADO PARA ARMAZENAR ENERGIA TÉRMICA

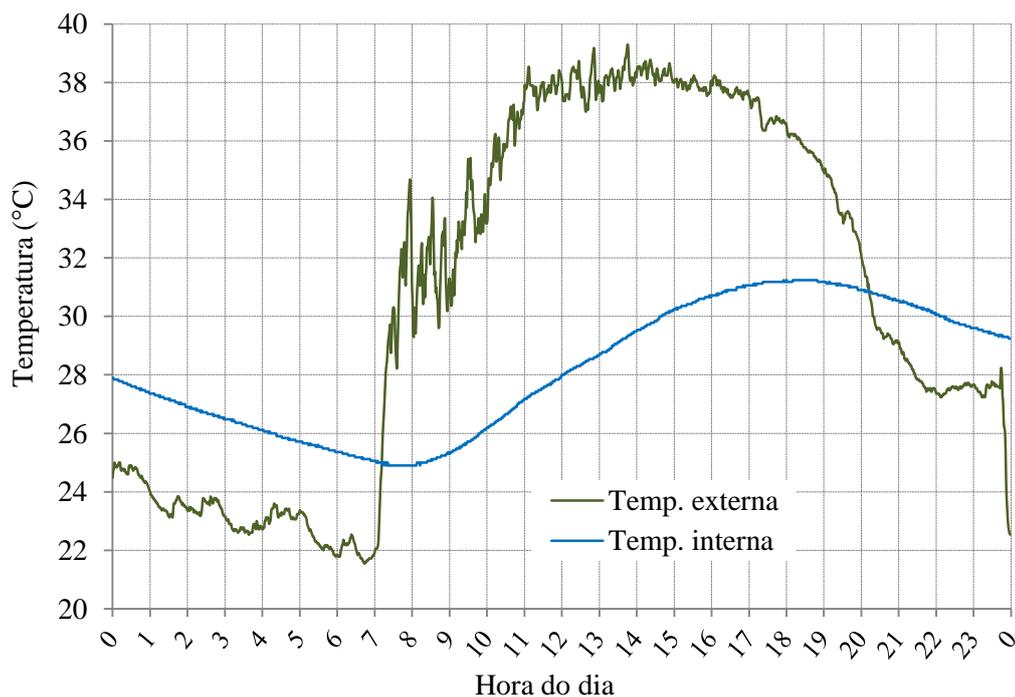
4.1 INTRODUÇÃO

Um aparelho de ar condicionado na função de refrigeração retira o calor do ambiente a ser condicionado e rejeita este calor no ambiente externo. Para calefação, ele capta calor no ambiente externo e o transporta para o ambiente a ser condicionado. Tal operação é realizada sempre em condições desfavoráveis, no inverno extraindo calor de um ambiente com temperaturas próximas a 0 °C e no verão rejeitando calor em um ambiente que se encontra acima de 30 °C. O uso de um GHX para as trocas térmicas no condensador encontra temperaturas próximas da média anual local, influenciando diretamente no COP da máquina.

4.2 A INFLUÊNCIA DA CARGA TÉRMICA NA *DUCK CHART*

No estudo realizado em De Nardin (2015), no dia 29 de outubro de 2014 constatou-se que o aquecimento máximo do ambiente externo através da radiação solar ocorre por volta das 14 horas e o pico da carga térmica apresenta um atraso de aproximadamente quatro horas. A figura 4.1 mostra a propagação deste calor para o interior da residência.

Figura 4.1 – Defasagem da carga térmica em relação à temperatura ambiente

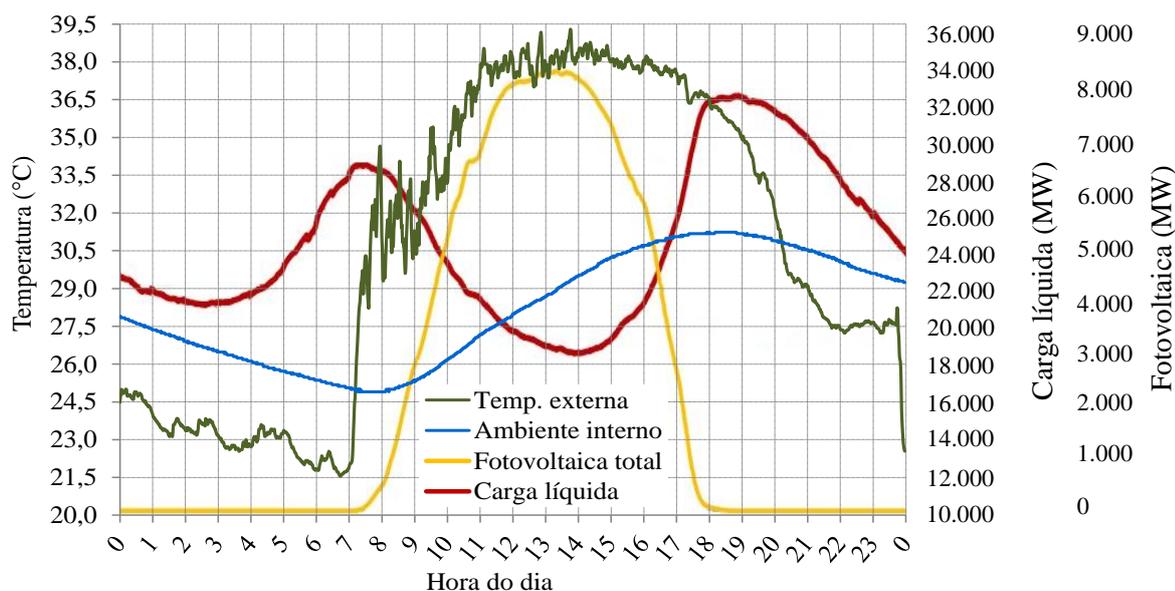


Fonte: O autor

A defasagem da carga térmica em relação à temperatura externa desloca o pico da carga térmica mostrado na figura 4.1 para o início da cabeça do pato e a saída da geração fotovoltaica. Este fenômeno faz com que o consumo residencial de energia elétrica com condicionamento térmico neste período seja maior em relação a outros horários do dia. Isto se deve ao encurtamento dos intervalos de tempo em que o ar condicionado permanece desligado ou, no caso da tecnologia “*Split*”, obrigando o inversor de frequência a aumentar a velocidade de rotação do compressor. Consequentemente, o percentual de consumo de energia elétrica para fins de condicionamento térmico durante o horário entre 15 e 23 horas é maior que o discutido no capítulo 1.

A figura 4.2 mostra uma sobreposição das curvas de temperatura da figura 4.1 com as curvas do pato e geração fotovoltaica, apresentadas na figura 1.6.

Figura 4.2 – Defasagem da carga térmica em relação à curva do pato



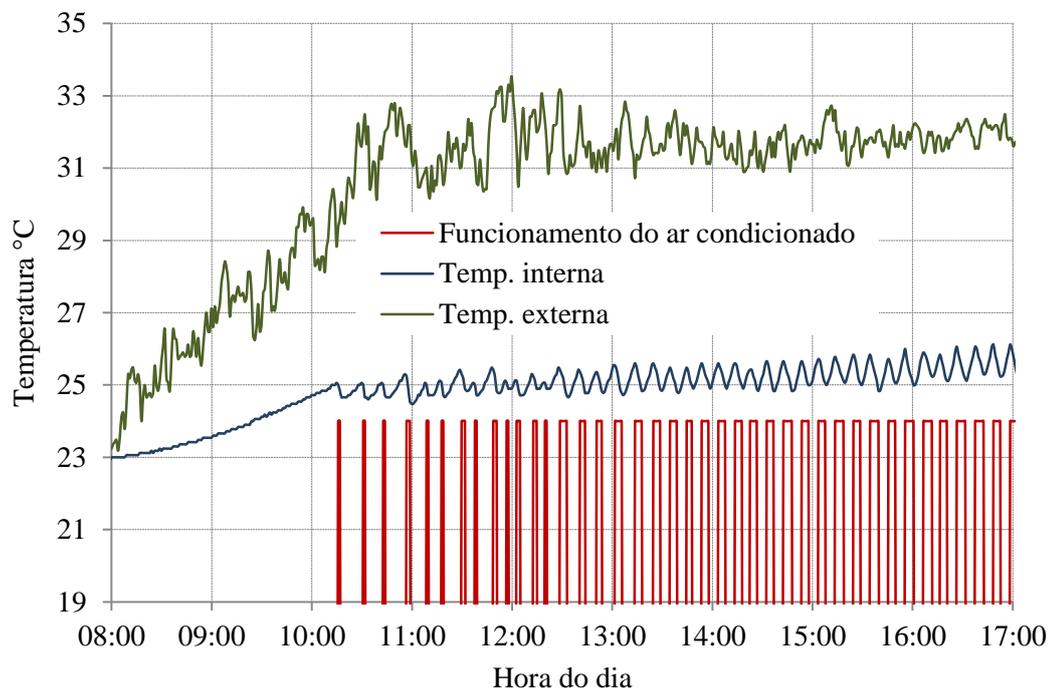
Fonte: Adaptado de North American Electric Reliability Corporation (NERC)

4.3 OCIOSIDADE NA UTILIZAÇÃO DO AR CONDICIONADO

Em De Nardin (2015) observou-se que os períodos em que o ar condicionado permanece inativo superam os períodos ativos na maior parte dos dias. A figura 4.3 apresenta o funcionamento do ar condicionado no dia 25 de dezembro de 2014 em uma das salas do referido estudo, no intervalo das 8 às 17 horas. Constata-se que a partir das 8 horas da manhã até ao meio dia o ar condicionado permaneceu ligado durante dez períodos curtos de funcionamento (em vermelho no gráfico). A soma destes períodos resulta em 23 minutos.

Para o período completo de geração fotovoltaica, o ar condicionado permaneceu ligado por apenas 2 horas e 47 minutos se somados todos os intervalos. Durante o intervalo das 8 às 17 horas, o ar condicionado permaneceu desligado por 6 horas e 13 minutos. Com geração fotovoltaica excedente é possível utilizar este tempo ocioso do ar condicionado para armazenar energia térmica para o período de máxima demanda. Detalhes sobre o circuito de aquisição de dados utilizado estão apresentados no anexo B.

Figura 4.3 – Funcionamento do ar condicionado no dia 25 de Dezembro de 2014



Fonte: O autor

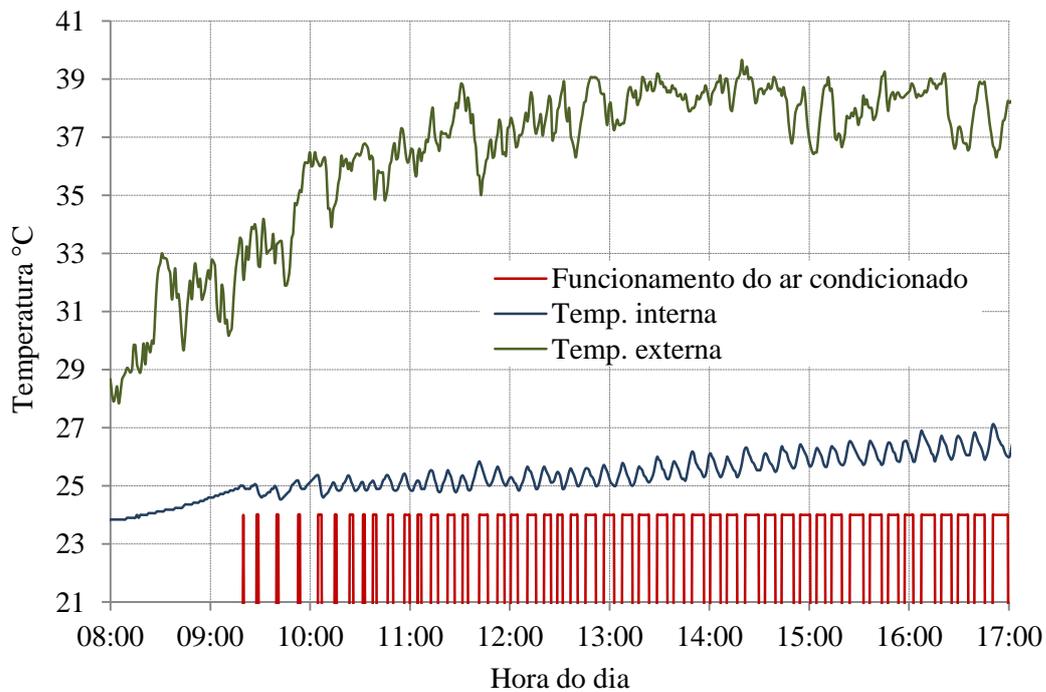
No dia 7 de dezembro de 2014 a temperatura externa atingiu 39 °C durante a maior parte do dia. No período das 8 às 17 horas, se somados os períodos ativos, o ar condicionado funcionou por 4 horas e 19 minutos. Com o registro de temperaturas extremas neste dia, mesmo assim o ar condicionado permaneceu ocioso por 4 horas e 41 minutos. A figura 4.4 apresenta o funcionamento do ar condicionado no dia 07 de dezembro de 2014.

A figura 4.5 representa o período das 17 às 21 horas. Neste intervalo o ar condicionado permaneceu ligado por 2 horas e 27 minutos, o que representa uma utilização de 61,25% durante o período de ponta de consumo de energia elétrica.

No gráfico da figura 4.4, a temperatura na sala de referência não se manteve constante em 25 °C porque a função do ar condicionado naquele experimento era manter a temperatura exatamente com a mesma temperatura da sala de teste onde estava o condicionamento com

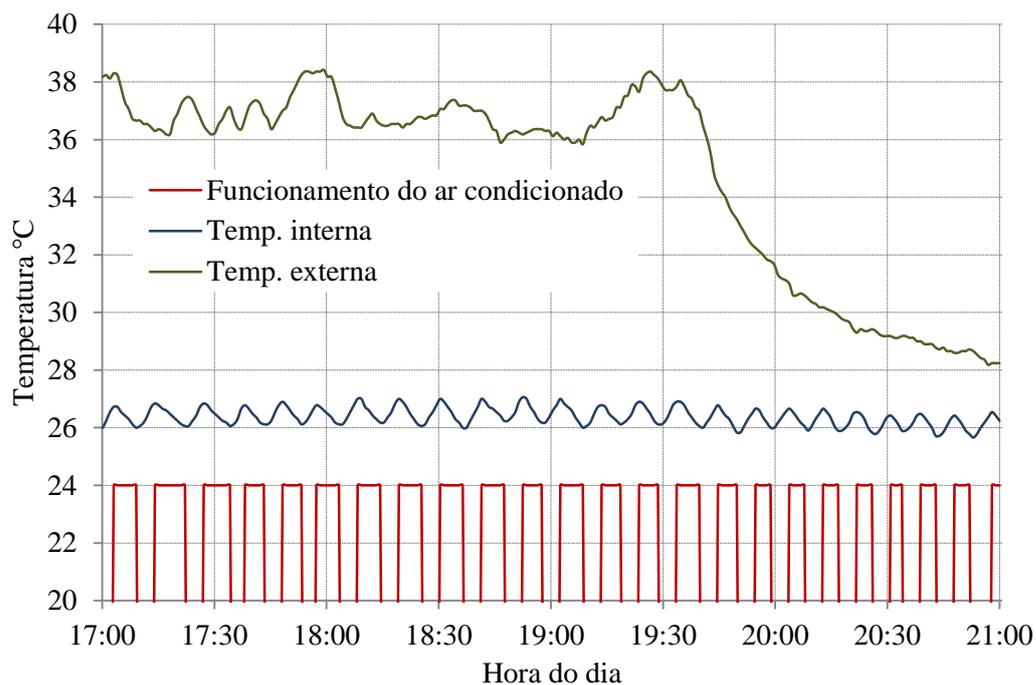
energia geotérmica, para se comparar o consumo de energia elétrica em ambos os equipamentos. Como o condicionamento geotérmico sofreu saturação no solo e não manteve a temperatura constante, o ar condicionado seguiu esta temperatura como referência.

Figura 4.4 – Funcionamento do ar condicionado no dia 07 de dezembro de 2014



Fonte: O autor

Figura 4.5 – Funcionamento do ar condicionado no dia 07 de dezembro após as 17 horas



Fonte: O autor

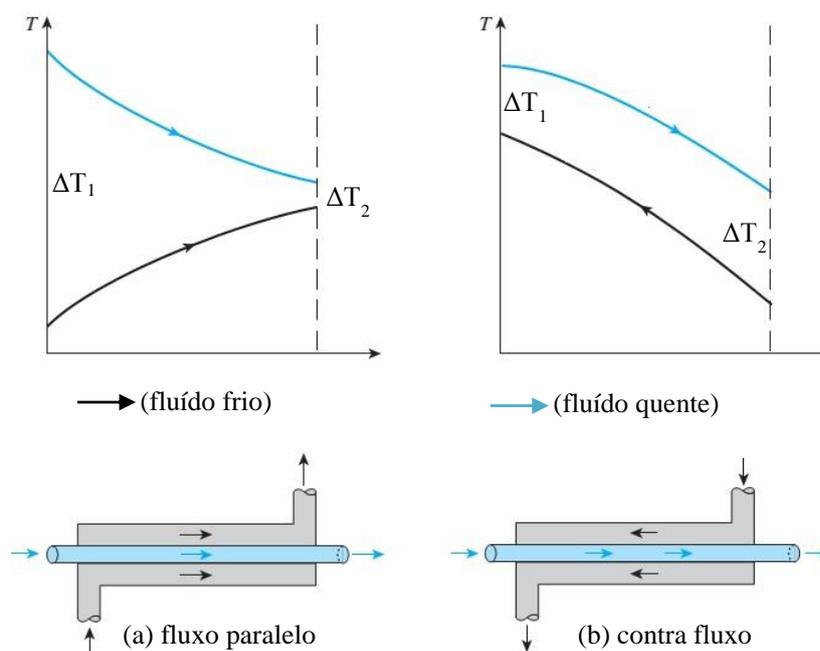
4.4 APROVEITAMENTO DA OCIOSIDADE DO AR CONDICIONADO

Com a geração fotovoltaica doméstica sendo implantada em massa pela população como visto no caso da Alemanha e E.U.A. (no Brasil a partir de 2023) e com o problema da sobregeração de energia elétrica conforme descrito por Bouillon (2014), a receita com a injeção da energia excedente na rede poderá resultar em valores não atrativos. Uma alternativa interessante para o microgerador de energia solar fotovoltaica é utilizar o ar condicionado para armazenar energia térmica em um reservatório durante os intervalos de funcionamento. Com isto, além da redução de consumo de energia elétrica com condicionamento térmico entre 54 e 58% conforme apontado por Solano et al. (2016), a energia térmica armazenada durante os intervalos de funcionamento do ar condicionado pode então ser utilizada oportunamente, durante o pico de demanda de energia elétrica para deslocar a carga com condicionamento térmico do horário de máxima demanda para o período de geração fotovoltaica e assim contribuir para a suavização da *Duck Chart*.

4.5 TROCADORES DE CALOR

Conforme Çengel e Ghajar (2015), o trocador de calor mais simples para dois fluidos consiste em dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, como ilustrado na figura 4.6.

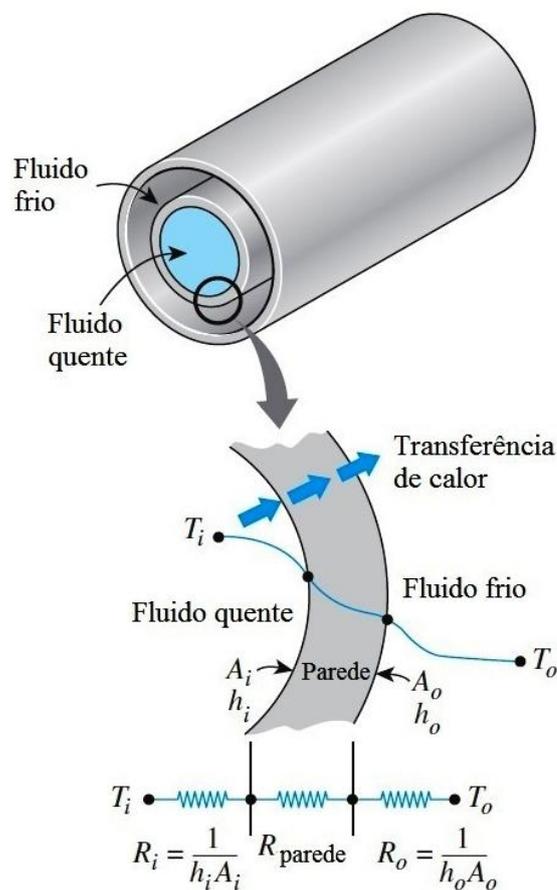
Figura 4.6 – Trocador de calor duplo tubo



Fonte: Traduzido de Çengel e Ghajar (2015, p. 650)

Um fluido percorre o tubo interno de menor diâmetro e o outro fluido flui através do espaço anular entre os dois tubos. Dois tipos de disposição de fluxo são possíveis: atuam em fluxo paralelo, ou seja, ambos os fluidos entram no trocador de calor pela mesma extremidade e deslocam-se na mesma direção, ou atuam em contra fluxo. Neste caso os fluidos entram no trocador de calor em terminações opostas e conseqüentemente, fluem também em direções opostas. No trocador de calor duplo tubo, o calor é primeiro transferido do fluido quente para a parede por convecção, de onde então através desta parede por condução e, da parede ao fluido frio novamente por convecção, como ilustra a figura 4.7.

Figura 4.7 – Rede de resistências térmicas associadas à transferência de calor



Fonte: Traduzido de Çengel e Ghajar (2015, p. 654)

A rede de resistências térmicas associadas a este processo de transferência de calor envolve duas resistências de convecção e uma de condução, conforme mostrado na Fig. 4.7. Os subíndices i e o representam as superfícies interna e externa do tubo interno.

Para um trocador de calor de dupla tubulação, a resistência térmica da parede do tubo segundo Çengel e Ghajar (2015) pode ser expressa por:

$$R_{Parede} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (4.1)$$

onde:

k : condutividade térmica do material da parede;

L : comprimento do tubo.

A resistência térmica total pode ser expressa por:

$$R = R_{Total} = R_i + R_{Parede} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4.2)$$

onde:

A_i : área da superfície interna;

A_o : área da superfície externa da parede que separa os dois fluidos.

Ou seja, A_i e A_o são áreas de superfície da parede de separação molhadas pelos fluidos interno e externo, respectivamente. Quando um fluido flui dentro de um tubo circular e o outro flui por fora dele, tem-se:

$$A_i = \pi D_i L \quad \text{e} \quad A_o = \pi D_o L \quad (4.3)$$

Na análise dos trocadores de calor, segundo Çengel e Ghajar (2015), é conveniente combinar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor do fluido quente para o frio em uma única resistência R , para expressar a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (4.4)$$

onde:

A : área superficial;

U : coeficiente global de transferência de calor ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).

A equação 4.4 pode ser reduzida para:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{parede}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4.5)$$

Quando a espessura da parede do tubo é pequena e a condutividade térmica do material do tubo é alta, como é geralmente o caso dos trocadores de duplo tubo, a resistência térmica do tubo é insignificante ($R_{\text{parede}} \approx 0$) e as superfícies interna e externa do tubo são quase idênticas ($A_i \approx A_o \approx A_s$), a equação 4.4 para o coeficiente global de transferência de calor se reduz para:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (4.6)$$

onde $U \approx U_i \approx U_o$ e h_i e h_o são os coeficientes individuais de transferência de calor por convecção dentro e fora do tubo.

Pode-se efetuar a análise de trocadores de calor através de dois métodos: o método da diferença logarítmica de temperatura média, ou, *log mean temperature difference* (LMTD) e o método da efetividade do número de unidades de transferência, ou, *effectiveness-NTU* (ϵ -NTU). Em qualquer caso, ambos os métodos podem ser utilizados e fornecem resultados semelhantes, mas dependendo da natureza do problema, o método ϵ -NTU pode ser mais fácil de ser implementado, conforme Incropera et al. (1998). O método de LMTD é usado quando são conhecidas as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio.

4.5.1 Método da LMTD

Para determinar o desempenho de um trocador de calor é necessário relacionar a taxa de transferência de calor com as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Então, se \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, e a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança for desprezível, assim como as

mudanças nas energias potencial e cinética do sistema, segundo Incropera (1998), o balanço de energia resulta em:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h \quad (4.7)$$

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

Caso não haja mudança de fase e o calor específico possa ser considerado constante, a expressão 4.7 pode ser reescrita como:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T_{lm} \quad (4.8)$$

ou ainda, usando o coeficiente global de transferência de calor U no lugar de h , relacionado com a área de troca de calor:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (4.9)$$

onde ΔT_{lm} ou LMTD é a média logarítmica da diferença de temperatura.

Considerando então as distribuições de temperatura entre a corrente quente e a fria em um trocador com escoamento em paralelo (figura 4.11a) e em contra fluxo (figura 4.11b), onde ΔT_1 é a diferença de temperatura de entrada entre as correntes quente e fria e, ΔT_2 é a diferença de temperatura de saída no trocador de calor.

Segundo Çengel e Ghajar (2015), a média logarítmica da diferença de temperatura pode ser encontrada conforme a equação 4.10:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.10)$$

4.5.2 Método ε -NTU

A efetividade ε de qualquer trocador de calor é definida, conforme Browne e Bansal (2001), como a razão entre a transferência de calor real e o máximo obtido em um trocador de calor de área infinita em contra fluxo. A efetividade do trocador pode ser expressa por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{transferência de calor real}}{\text{transferência de calor máxima}} \quad (4.11)$$

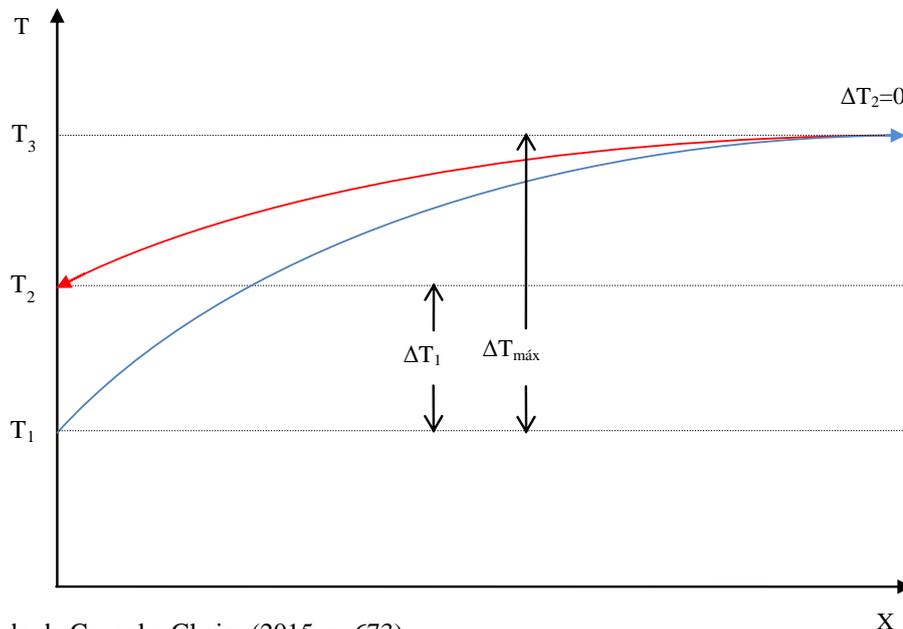
A transferência de calor atingirá seu máximo valor quando o fluido frio for aquecido até a temperatura de entrada no fluido quente, ou, o fluido quente é resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio. As duas condições não poderão ser atendidas simultaneamente, salvo se as capacidades caloríficas das duas correntes forem idênticas, isto é, $C_{\text{frio}} = C_{\text{quente}}$. Quando $C_{\text{frio}} \neq C_{\text{quente}}$, que é o caso mais comum, o fluido de menor capacidade calorífica (C_{\min}) experimentará a variação de temperatura máxima (ΔT_{\max}), momento em que cessa a transferência de calor. Portanto, conforme Çengel e Ghajar (2015), a máxima taxa de transferência de calor possível em um trocador de calor é:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{\text{quente}_{\text{entrada}}} - T_{\text{frio}_{\text{entrada}}}) \quad (4.12)$$

onde C_{\min} é a menor capacidade calorífica entre C_{quente} e C_{frio} , e, $T_{\text{quente}_{\text{entrada}}}$ e $T_{\text{frio}_{\text{entrada}}}$ são as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio.

A figura 4.8 apresenta o caso em que a capacidade calorífica do fluido quente é maior que a do fluido frio, aquecendo-o até a temperatura de entrada do fluido quente.

Figura 4.8 – Temperaturas em um trocador de calor em contra fluxo infinito



Conforme Çengel e Ghajar (2015), as relações de efetividade dos trocadores de calor envolvem tipicamente o dimensionamento de $\frac{UA_s}{C_{\min}}$. Esta quantidade é chamada de número de unidades de transferência (NTU) e é expressa como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (4.13)$$

onde:

U é o coeficiente global de transferência de calor;

A_s é a área da superfície de transferência de calor do trocador de calor.

Observa-se na equação 4.13 que o NTU é proporcional ao A_s , e assim, quanto maior o NTU, maior é o tamanho do trocador de calor.

Para a análise do trocador de calor, também é conveniente definir outra quantidade adimensional chamada taxa de capacidade C , como sendo:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4.14)$$

Pode-se dizer que a efetividade de um trocador de calor é uma função do número de unidades de transferência NTU e a relação de capacidade C . Isso é,

$$\varepsilon = \text{função} \left(\frac{UA_s}{C_{\min}}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) = \text{função}(NTU, C)$$

Conforme Çengel e Ghajar (2015), a relação de efetividade para um trocador de calor de fluxo paralelo é expressa por:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C)]}{1+C} \quad (4.15)$$

e para um trocador de calor de contra fluxo é expressa por:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \exp[-NTU(1-C)]} \quad \text{para } (C < 1) \quad (4.16)$$

e

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad \text{para } (C = 1) \quad (4.17)$$

A determinação de $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ requer a disponibilidade da temperatura de entrada dos fluidos quente e frio e suas taxas de fluxo de massa, que geralmente são especificadas. Então, uma vez que a eficácia do trocador de calor é conhecida, conforme Çengel e Ghajar (2015), a taxa de transferência de calor \dot{Q} real pode ser determinada a partir da seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{m\acute{a}x} = \varepsilon C_{\min} (T_{quente} - T_{frio}) \quad (4.18)$$

onde T_{quente} e T_{frio} são as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio.

No experimento com o protótipo desta tese, a vazão da água na bomba hidráulica do reservatório e os dados dos sensores S_1 a S_6 juntamente com a vazão da água no GHX e os dados dos sensores S_8 a S_{11} , como dispostos na figura 5.2 e apresentados nos resultados experimentais, servem como parâmetros para o dimensionamento de um trocador de calor industrial com circulação de água e gás, a ser utilizado em conjunto com o evaporador e nas trocas térmicas do condensador com a água proveniente do GHX.

4.6 REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA

Para aferir a redução de consumo de energia elétrica no horário de máxima demanda produzido a partir do protótipo desta tese instalado em uma sala de teste, foi instalado um aparelho de ar condicionado da mesma marca e modelo usado no protótipo em uma sala denominada sala de referência, com um ambiente similar (mesma carga térmica e área física) ao ambiente da sala onde foram realizados os testes, tornando possível uma comparação de consumo de energia elétrica entre o protótipo e o ar condicionado convencional.

Durante os testes práticos, a temperatura na sala de referência foi constantemente monitorada e comparada com a temperatura da sala de teste. Um circuito de controle liga e desliga o ar condicionado na sala de referência sempre que a temperatura nesta sala

ultrapassar a temperatura da sala de teste em $\pm 0,25$ °C, mantendo a temperatura nesta sala exatamente igual à que se encontra a sala de teste. Este circuito de controle também monitora e armazena os valores das temperaturas em um SD card.

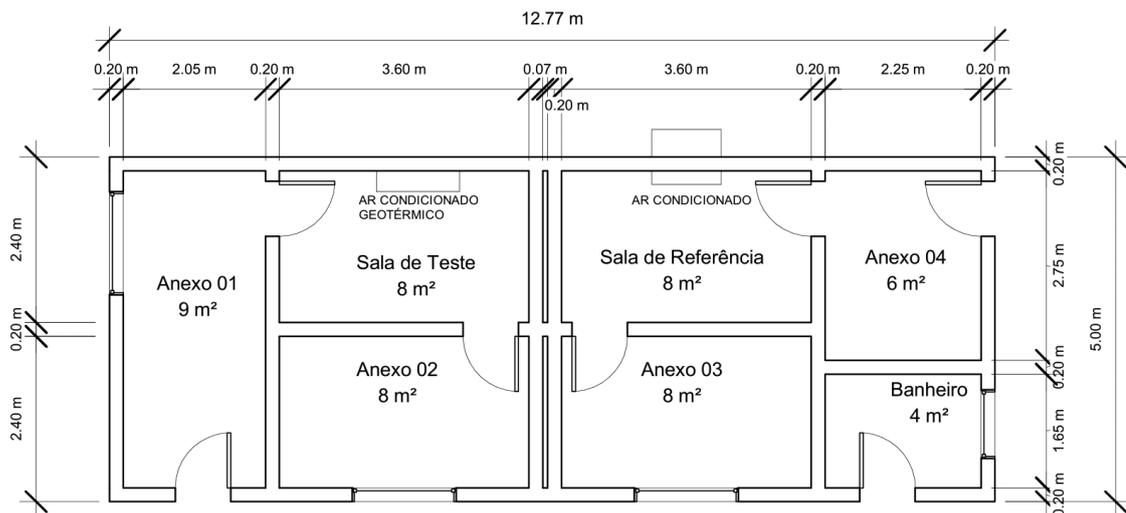
A figura 4.9 apresenta a foto da casa geminada onde o protótipo desta tese está instalado na sala de teste e o ar condicionado convencional está instalado na sala de referência. A fachada frontal forma um ângulo de 72° em relação ao norte geográfico. A figura 4.10 apresenta a planta baixa das mesmas.

Figura 4.9 – Foto da casa protótipo geminada



Fonte: O autor

Figura 4.10 – Planta baixa representando a sala de testes e a sala de referência



Fonte: O autor

4.7 CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DO AR CONDICIONADO

Segundo Creder (2004), para um ambiente com 10 m² e cinco pessoas, as salas de teste e de referência desta pesquisa necessitam de uma capacidade de refrigeração de 7536,24 kJ/h, ou, 2,09 kW.

Para este experimento, tanto na sala de teste quanto na sala de referência foram utilizados um ar condicionado com capacidade frigorífica de 7912,92 kJ/h, ou, 2,2 kW, o que corresponde a um equipamento de 7500 BTU/h conforme as especificações comerciais dos fabricantes.

A tabela apresentada por Creder (2004) com os dados para o dimensionamento da capacidade do ar condicionado pode ser vista no Anexo I. Especificações técnicas do ar condicionado estão apresentadas no Anexo G.

4.8 CONDIÇÕES QUE FORNECEM CONFORTO TÉRMICO

Conforto térmico, segundo ASHRAE (2010), é a condição da mente que expressa satisfação física com o ambiente térmico. Como há variações tanto fisiológicas quanto psicológicas de pessoa para pessoa, porém as condições necessárias para o conforto não são as mesmas para todos. Existem alguns fatores que devem ser abordados ao definir uma condição padrão para o conforto térmico, tais como: taxa metabólica, isolamento da roupa, temperatura do ar, temperatura radiante, velocidade do ar e umidade. As definições deste padrão abordam apenas o conforto térmico em estado estacionário. Como resultado, as pessoas que entram em um ambiente que atenda aos requisitos deste padrão podem não encontrar imediatamente as condições confortáveis se experimentaram diferentes condições ambientais antes de entrar no referido ambiente. O efeito da exposição ou atividade anterior pode afetar percepções de conforto por aproximadamente uma hora. Os fatores apontados acima podem não ser uniformes em relação ao corpo de pessoa para pessoa, e esta não uniformidade pode ser uma consideração importante na determinação do conforto térmico.

A zona de conforto é definida em termos de uma gama de temperaturas operacionais que proporcionam as condições ambientais térmicas aceitáveis ou em termos de combinações de temperatura do ar e de temperatura radiante média que as pessoas acham termicamente aceitável. Segundo ASHRAE (2010), os limites de temperatura para a zona de conforto estão entre 20 °C e 30 °C. Assim sendo, adotaram-se os limites de 20 °C para calefação e 24 °C para arrefecimento neste experimento.

4.9 DIMENSIONAMENTO DO RESERVATÓRIO

Para que o ambiente possa ser condicionado a partir da energia térmica armazenada é necessário determinar o volume de água a ser armazenado no reservatório de acordo com os limites estabelecidos de temperatura.

O primeiro passo na concepção de um sistema de água gelada é determinar a temperatura desejada de fornecimento da água. A diferença de temperatura entre a água gelada e o ar de saída do *fan coil* (fornecimento de ar refrigerado), segundo Herbert (2011) deve ser de 3 °F a 16 °F (1,66 °C a 8,89 °C), conforme a vazão do fluido refrigerante. A tabela 4.1 apresenta a diferença de temperatura entre a água gelada e o ar de saída de acordo com a vazão do fluido em litros por minuto.

Tabela 4.1 – Diferença de temperatura entre a água gelada e o ar de saída

Vazão (lpm/TR)	Diferença de Temperatura (°C)
9,08	5,55
7,57	6,67
6,43	7,78
5,68	8,89

Fonte: Herbert (2011)

A tabela 4.2 apresenta a temperatura do fornecimento de ar segundo a escala de temperatura de condicionamento térmico, para uma vazão mínima de 9,08 lpm/tonelada de carga de resfriamento imposta, conforme Herbert (2011).

Tabela 4.2 – Diferença entre a temperatura de condicionamento e o ar de saída

Temp. condicionamento (°C)	Temp. suprimento de ar (°C)
23,89	12,22
21,11	10,00
18,33	6,67

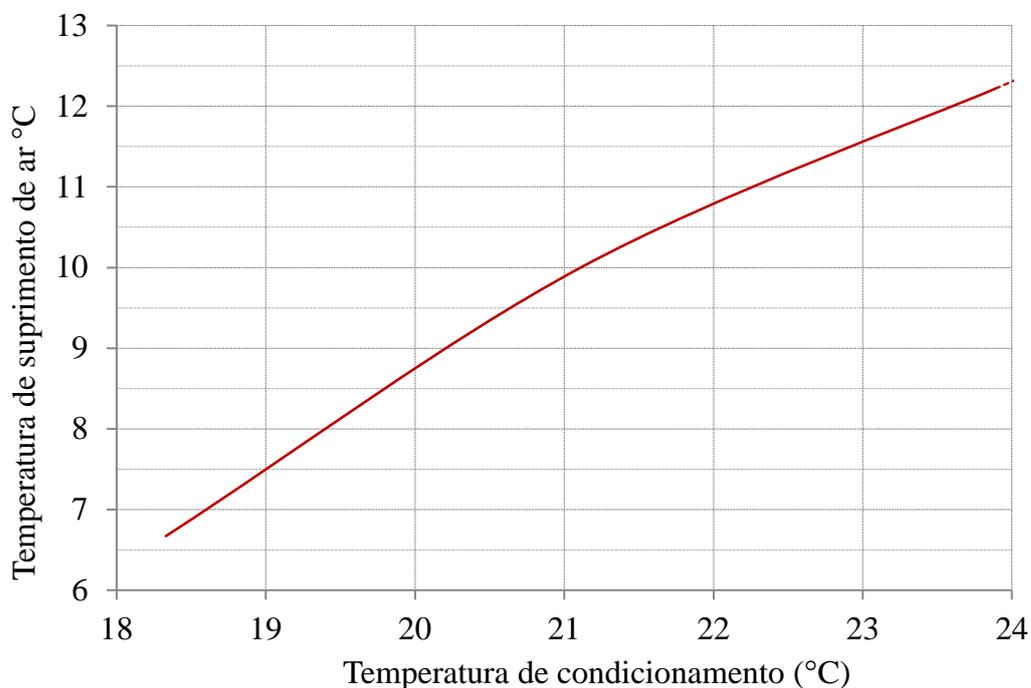
Fonte: Herbert (2011)

A vazão da bomba hidráulica B₁ utilizada neste experimento foi aferida e tem uma vazão de 12 litros por minuto e, se uma tonelada de refrigeração (TR) corresponde a 3,5 kW sendo que a carga térmica média é de 0,68 kW conforme tabela 4.3, para este experimento

adotou-se a diferença mínima de temperatura entre a água gelada e o ar de saída.

A figura 4.11 apresenta uma projeção da tabela 4.2 para a temperatura de arrefecimento escolhida de 24 °C, indicando uma temperatura de suprimento de ar de 12,3 °C. Assim, para condicionar o ambiente com uma temperatura de 24 °C no verão, a máxima temperatura útil no reservatório deve ser de aproximadamente 10,6 °C. De forma análoga, para manter o ambiente com uma temperatura de 20 °C no inverno a temperatura mínima útil no reservatório deve ser de aproximadamente 33 °C.

Figura 4.11 – Projeção da tabela 4.2 para uma temperatura de arrefecimento de 24 °C



Fonte: Adaptado de Herbert (2011)

4.9.1 Carga térmica nas salas de teste e de referência

As cargas térmicas das salas de teste e referência foram obtidas através de simulações com o software *Hourly Analysis Program* (HAP), versão 4.61. O apêndice C apresenta os detalhes do levantamento térmico para calefação e arrefecimento da sala de teste e da sala de referência.

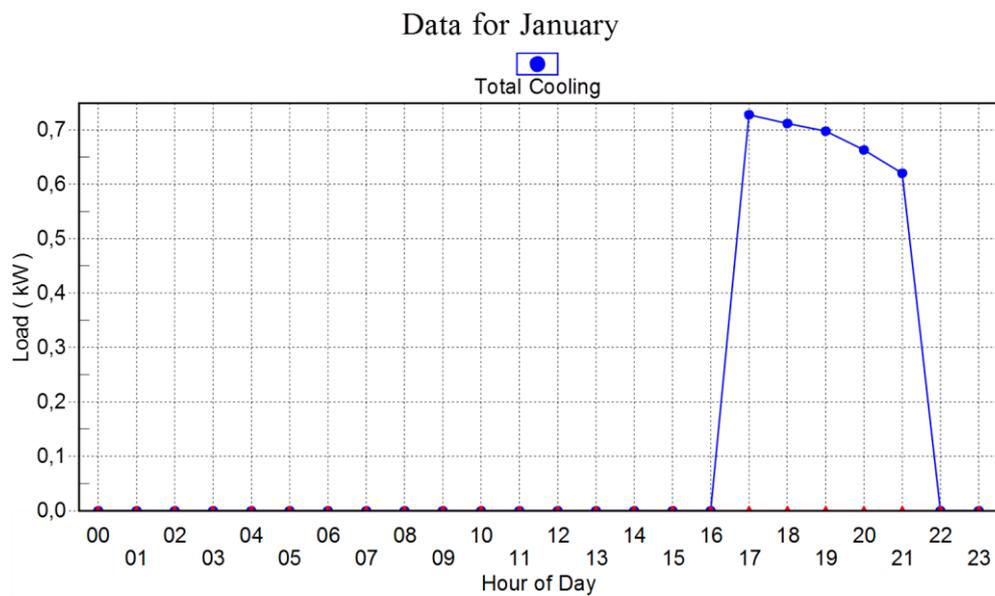
Para dimensionamento do reservatório usou-se a carga térmica durante o período de máxima demanda da curva do pato, ou seja, das 17 às 21 horas. O mês de janeiro tem a maior carga térmica durante o ano, o que resulta em uma carga térmica média de 0,68 kW, conforme a figura 4.12 e tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Carga térmica de janeiro no período das 17 às 21 horas

Horário	Carga térmica (kW)
17:00 – 18:00	0,71
18:00 – 19:00	0,70
19:00 – 20:00	0,68
20:00 – 21:00	0,63
Média	0,68

Fonte: O autor

Figura 4.12 – Resultado da simulação para a carga térmica no horário de máxima demanda



Fonte: O autor

Para uma carga térmica média de 0,68 kW ou 2,72 kWh no período considerado, correspondendo a aproximadamente 9.792 kJ, sendo 4.184 joule/ kg °C o calor específico da água e com os limites de temperatura no reservatório variando de 2 °C a 10,6 °C, utilizando a equação 4.19 concluí-se que no verão são necessários 272 litros de água. No inverno com os limites de temperatura entre 33 °C e 48 °C são necessários aproximadamente 156 litros. Os limites de temperatura em 2 °C e em 48 °C são discutidos no capítulo 5 desta tese.

$$Q = mC\Delta T \quad (4.19)$$

4.10 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram descritos o princípio de funcionamento e as alterações do

aparelho de ar condicionado para que ele possa fornecer energia térmica para armazenamento e também continuar a condicionar o ambiente. Na seção sobre o armazenamento de energia térmica é apresentado o dimensionamento do reservatório levando-se em consideração a carga térmica na sala a ser condicionada a partir da energia armazenada e do tempo de condicionamento.

A seção 4.5 descreve os métodos básicos para o dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo para que se possa substituir o método utilizado neste experimento com as mesmas características, como são conhecidos os valores das temperaturas de entrada e de saída da água e do gás, o método da LMTD pode ser usado.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

5.1 INTRODUÇÃO

Para verificar a funcionalidade da proposta de armazenamento de energia térmica a partir de um aparelho de ar condicionado foram feitas adaptações baseadas na condensação evaporativa pela simplicidade de implantação. Para tal, foi construído um chuveiro para jorrar água em cima do evaporador e um funil para recolher a água após esta trocar calor com o evaporador. Uma pequena bomba hidráulica colhe esta água de um reservatório termicamente isolado e força a passagem do líquido pelo evaporador e o funil encaminha novamente a água para o reservatório por gravidade. O mesmo dispositivo foi construído para a troca térmica entre o condensador e a água proveniente do trocador de calor geotérmico.

Um circuito de controle monitora a existência da geração fotovoltaica e também a necessidade de condicionamento térmico no ambiente. O armazenamento de energia térmica ocorre quando há geração fotovoltaica e a não necessidade de condicionamento térmico. Não havendo geração fotovoltaica o ambiente é condicionado utilizando energia elétrica da rede de distribuição. Este circuito de controle também gerencia o condicionamento do ambiente no horário de ponta, das 17 às 21 horas, utilizando a energia térmica armazenada no reservatório, ou, caso a inexistência de geração fotovoltaica impeça o armazenamento, o condicionamento térmico neste período utiliza a energia elétrica da rede.

5.2 DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO

Como referido acima, um microcontrolador PIC 18F4520 controla o funcionamento de um aparelho de ar condicionado para manter a temperatura da sala de teste, no caso desta pesquisa em 24 °C. O controle também verifica a existência de geração fotovoltaica, liga e desliga o compressor, o ventilador e as bombas de circulação de água para o armazenamento e para a troca térmica com o solo.

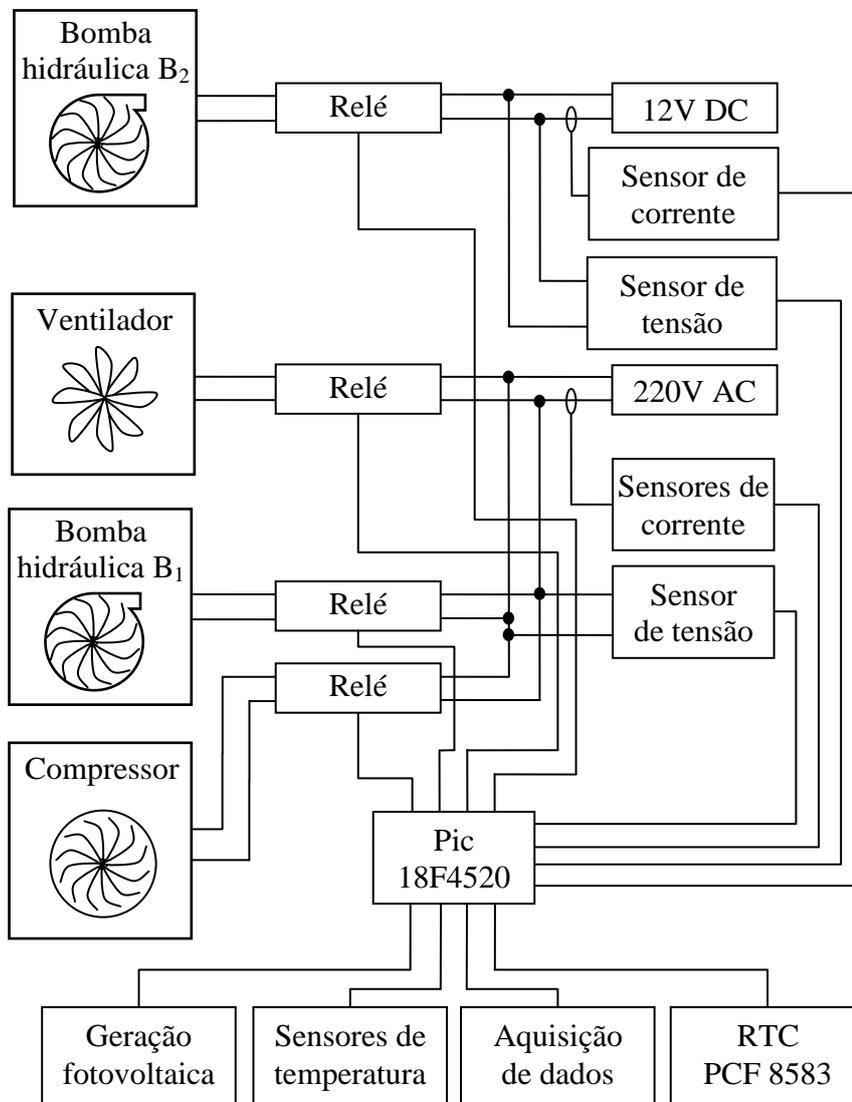
Todos os sensores de temperatura utilizados neste experimento são do tipo DS18B20 com 12 bits de resolução. Estes sensores monitoram a temperatura ambiente na sala de teste, nos reservatórios de água quente e de água fria, na entrada e saída de água dos trocadores de calor, na entrada e saída do ar da ventilação e na entrada e saída do gás refrigerante em ambos os trocadores de calor, estes dados são armazenados em um *Secure Digital Card (SD card)* para análise.

Um *real time clock* (RTC) do tipo PCF 8583 informa a cada minuto o horário, dia, mês e ano, para que o microcontrolador possa armazenar os dados de temperaturas e de consumo de energia elétrica em arquivos diários.

Especificações técnicas do PIC 18F4520 estão apresentadas no Anexo B e as especificações técnicas do RTC estão apresentadas no anexo D.

A figura 5.1 apresenta o diagrama de blocos do controle do ar condicionado que foi instalado na sala de teste.

Figura 5.1 – Diagrama de blocos do controle do ar condicionado na sala de teste



Fonte: O autor

Como esta pesquisa aborda apenas o estudo do armazenamento doméstico de energia térmica para o deslocamento da carga no período de máxima demanda, os dados para este

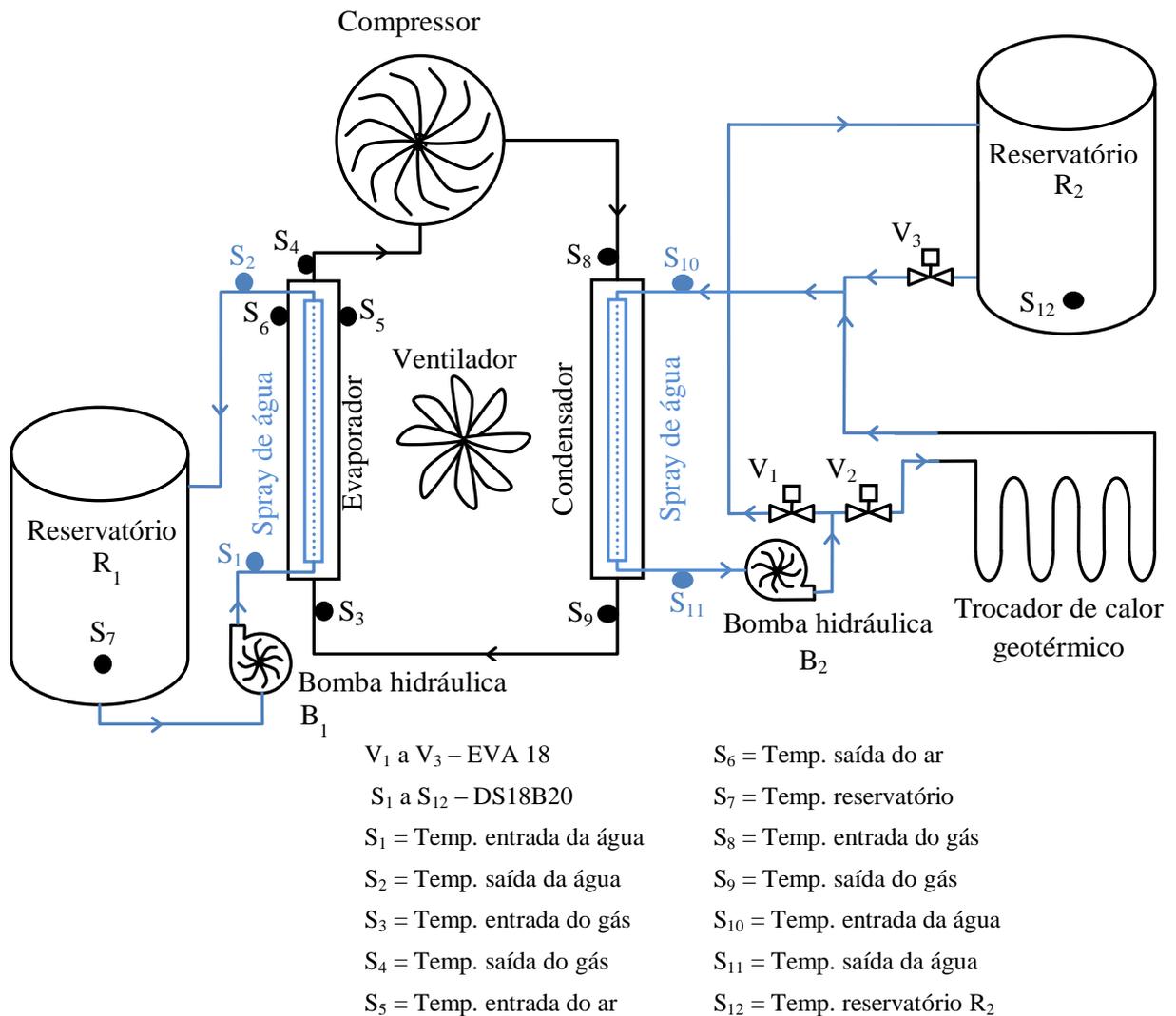
experimento foram obtidos com os equipamentos alimentados a partir da rede elétrica.

5.3 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA

Para armazenar água fria no verão ou água quente no inverno no reservatório R_1 durante os períodos de geração fotovoltaica e aproveitar os períodos inativos de funcionamento do ar condicionado foram adaptados jatos de água no evaporador do equipamento conforme o esquema apresentado na figura 5.2. O reservatório R_2 serve para armazenar água quente no verão para chuveiros e torneiras.

O circuito em azul representa o percurso da água e em preto o percurso do gás refrigerante.

Figura 5.2 – Esquema do protótipo de armazenamento de energia térmica



5.3.1 Princípio de funcionamento do armazenamento de energia térmica

Na condição de verão quando a temperatura na sala de teste ultrapassa 24 °C, o controle liga o compressor e o ventilador, mantendo a sala refrigerada. Se a temperatura for inferior a 24 °C, o microcontrolador verifica se o horário está no intervalo entre as 8 e 17 horas e se há geração fotovoltaica. Caso estas condições sejam satisfeitas é acionada a bomba hidráulica B_1 e desligado o ventilador. Nesta situação, o equipamento passa a armazenar energia térmica no reservatório R_1 . Caso a temperatura na sala ultrapassar os 24 °C, o controle retorna à condição anterior. Na situação sazonal de inverno, o armazenamento passa a ser de calor e o princípio de funcionamento é o mesmo, apenas inverte-se a lógica de controle em relação à temperatura de aquecimento da sala.

Durante os períodos em que o ar condicionado funciona para manter o ambiente refrigerado, o microcontrolador mantém o compressor e o ventilador ligados e a bomba hidráulica B_1 é desligada. Com a geração fotovoltaica e o ambiente condicionado, a ventilação é desligada e B_1 é acionada, recolhendo água gelada para o reservatório. A bomba hidráulica B_2 é ligada e desligada sempre que o compressor é ligado e desligado.

Para condicionar o ambiente a partir da energia térmica armazenada, B_1 é acionada e a água do reservatório passa a circular através do evaporador. O ventilador então transfere a energia térmica para o ambiente condicionando-o durante o horário de pico de demanda. Nesta situação o compressor permanece desligado.

Na situação de verão, foi escolhida a temperatura limite de 2 °C para o armazenamento em R_1 , por dois motivos: 1) a proximidade da temperatura da mudança de fase da água acarreta problemas nas tubulações por congelamento e, 2) quanto mais próxima esta temperatura estiver da mudança de fase, mais energia é exigida para diminuir a temperatura da água. A curva de energia aplicada é uma exponencial e para o aproveitamento desta energia armazenada ela se converte em linear. Do ponto de vista energético é mais econômico aumentar o volume de água no reservatório e elevar esta temperatura mínima, desprezando-se temperaturas muito próximas de 0 °C.

Quando a água em R_1 atinge a temperatura de 2 °C, o controle desliga o compressor, a bomba hidráulica B_1 , o ventilador e a bomba hidráulica B_2 . O controle torna a ligá-los apenas quando a água atinge uma temperatura acima de 2 °C ou caso seja necessário refrigerar o ambiente interno.

A seção 4.9 apresenta o cálculo do volume de água no reservatório para os períodos sazonais de inverno e verão.

5.4 ARMAZENAMENTO DA ENERGIA DESCARTADA NO CONDENSADOR

Quando Willis Haviland Carrier inventou o ar condicionado em 1902, o conceito de aproveitamento energético não existia. O calor retirado do ambiente a ser condicionado no verão era descartado no ambiente externo, e este conceito perdura até os dias de hoje. Ao invés de dissipar este calor na atmosfera ou no solo, pode-se armazená-lo para uso doméstico, colaborando com a redução de carga nos chuveiros elétricos durante o horário de ponta de consumo. Para isso, foi adicionado um reservatório para água quente (R_2) com um sensor de temperatura e duas válvulas solenoides que controlam o fluxo de água. Quando a temperatura no reservatório R_2 atingir o valor desejado, o controle desvia o fluxo de água do reservatório para o GHX. Adotou-se o valor limite de 45 °C no reservatório R_2 pelo fato da perda de eficiência com a elevação da temperatura no condensador. Sempre que a temperatura diminui abaixo de 45 °C, as válvulas são acionadas para a água voltar a circular a partir do reservatório e recompor a temperatura.

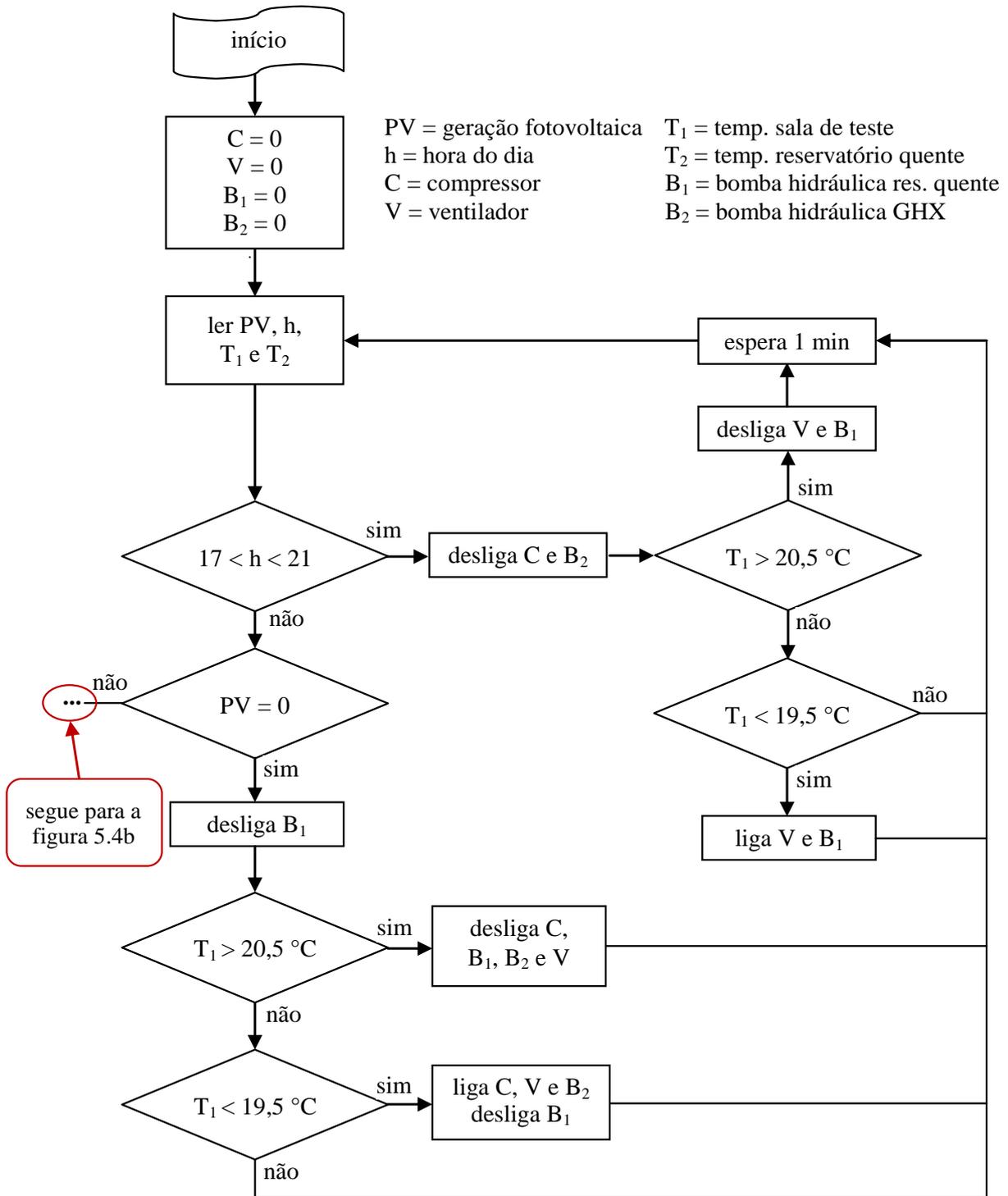
O armazenamento de água quente independe da geração fotovoltaica e basta o ar condicionado estar funcionando. Com a válvula V_1 e V_3 abertas, a bomba hidráulica B_2 força a passagem da água através do condensador recolhendo o calor para o reservatório R_2 . Quando a temperatura em R_2 atingir 45 °C, as válvulas V_1 e V_3 são fechadas e a válvula V_2 é aberta, direcionando o fluxo da água para o trocador de calor geotérmico. No momento em que a temperatura em R_2 atingir 44,9 °C, a válvula V_2 é fechada e V_1 e V_3 reabertas, retornando o fluxo de água para o reservatório R_2 . Esta água aquecida poderá ser usada na residência para banhos, cozinha e torneiras. O volume de água em R_2 depende do consumo.

Na situação de inverno, a válvula V_1 permanece fixa na posição normalmente fechada e a V_2 direciona o fluxo de água para o GHX. Para este caso, o armazenamento no reservatório R_1 será com a temperatura de 48 °C. Este limite foi escolhido devido ao uso das conexões de policloreto de vinil (PVC) no protótipo.

O Anexo C apresenta as especificações técnicas do sensor de temperatura DS18B20, o Anexo E apresenta as especificações técnicas da bomba hidráulica B_2 , o Anexo F apresenta as especificações técnicas da bomba hidráulica B_1 e o Anexo H apresenta as especificações técnicas da válvula de fluxo EVA 18.

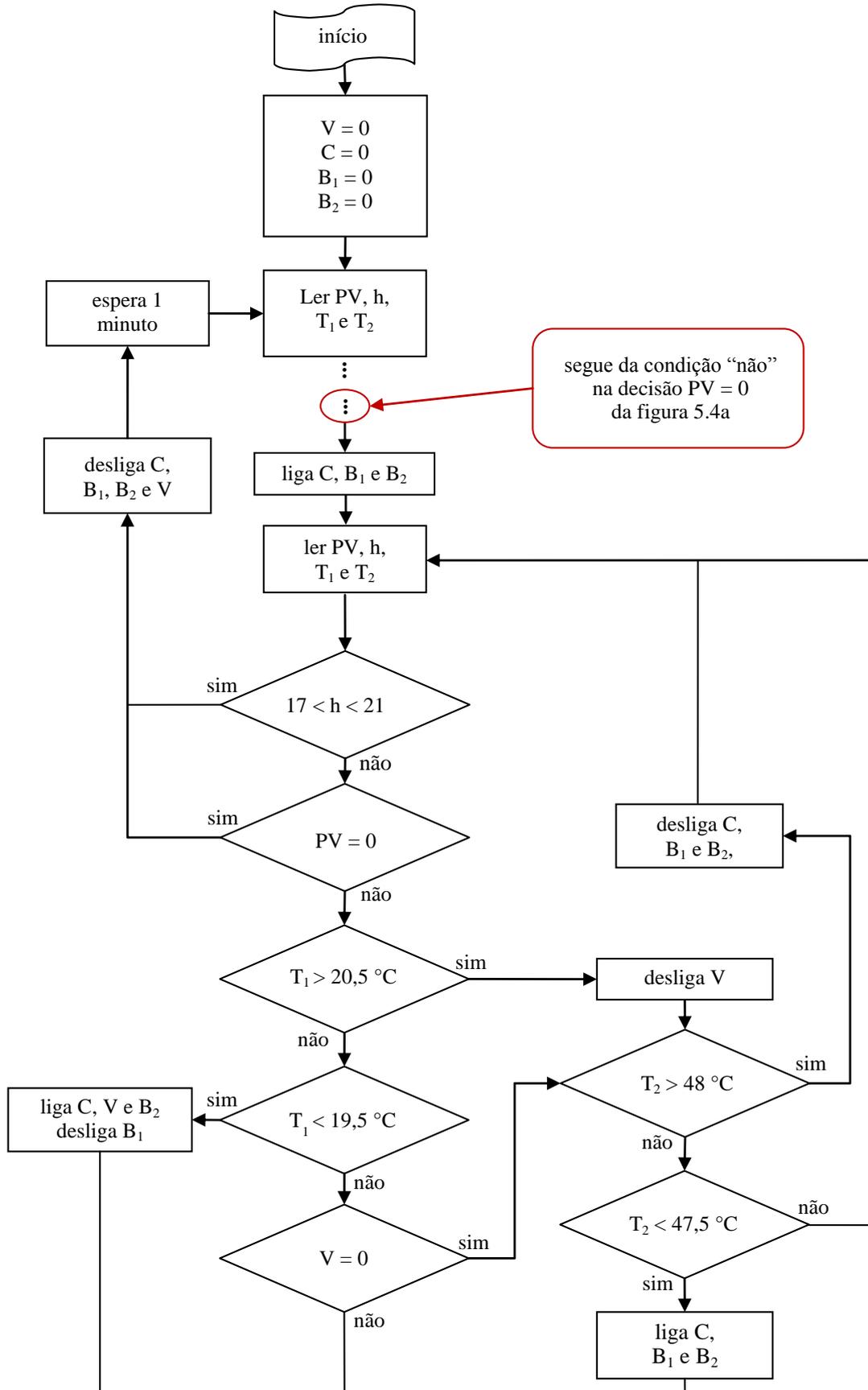
As figuras 5.3a e 5.3b apresentam o fluxograma de controle do armazenamento para o caso do verão, bem como o condicionamento simultâneo do ambiente e as figuras 5.4a e 5.4b apresentam o fluxograma do controle do ar condicionado para armazenar energia térmica durante o inverno.

Figura 5.4a – Controle do armazenamento de energia térmica para o inverno



Fonte: O autor

Figura 5.4b – Controle do armazenamento de energia térmica para o inverno



Fonte: O autor

5.5 CONTROLE DO AR CONDICIONADO NA SALA DE REFERÊNCIA

Para fins comparativos, um ar condicionado de mesma marca e modelo mantém na mesma temperatura da sala de teste, uma sala anexa com carga térmica similar, aqui denominada “sala de referência”.

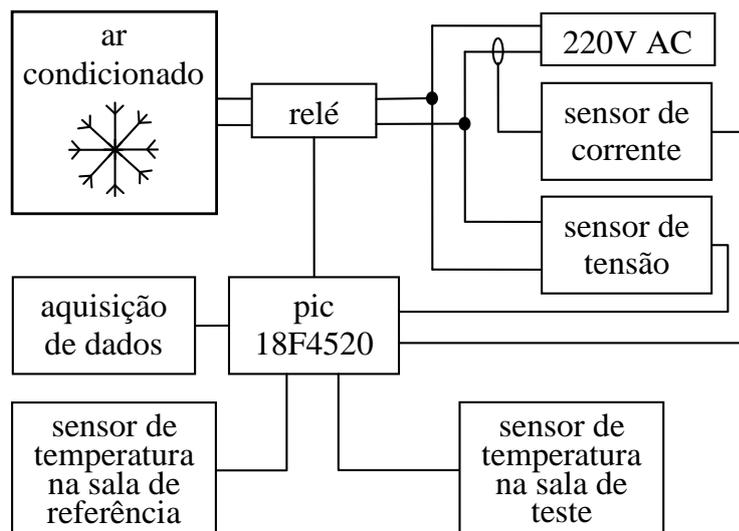
No verão, o ar condicionado é ligado quando a temperatura na sala de referência ultrapassar $0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$ acima da temperatura da sala de teste e é desligado quando atingir $0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$ abaixo. Para o inverno inverte-se esta lógica.

O microcontrolador PIC 18F4520 comanda o relé de acionamento do ar condicionado sempre que os sensores de temperatura indicarem a necessidade de condicionamento térmico na sala de referência.

Os dados de temperatura da sala de referência e os períodos de funcionamento do ar condicionado também são armazenados em um *SD card*.

A figura 5.5 ilustra o diagrama dos blocos do controle do ar condicionado. Este controle utiliza a temperatura externa para determinar as situações de inverno e verão, temperaturas externas abaixo de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ apontam para a condição de inverno e acima de $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ para a condição de verão.

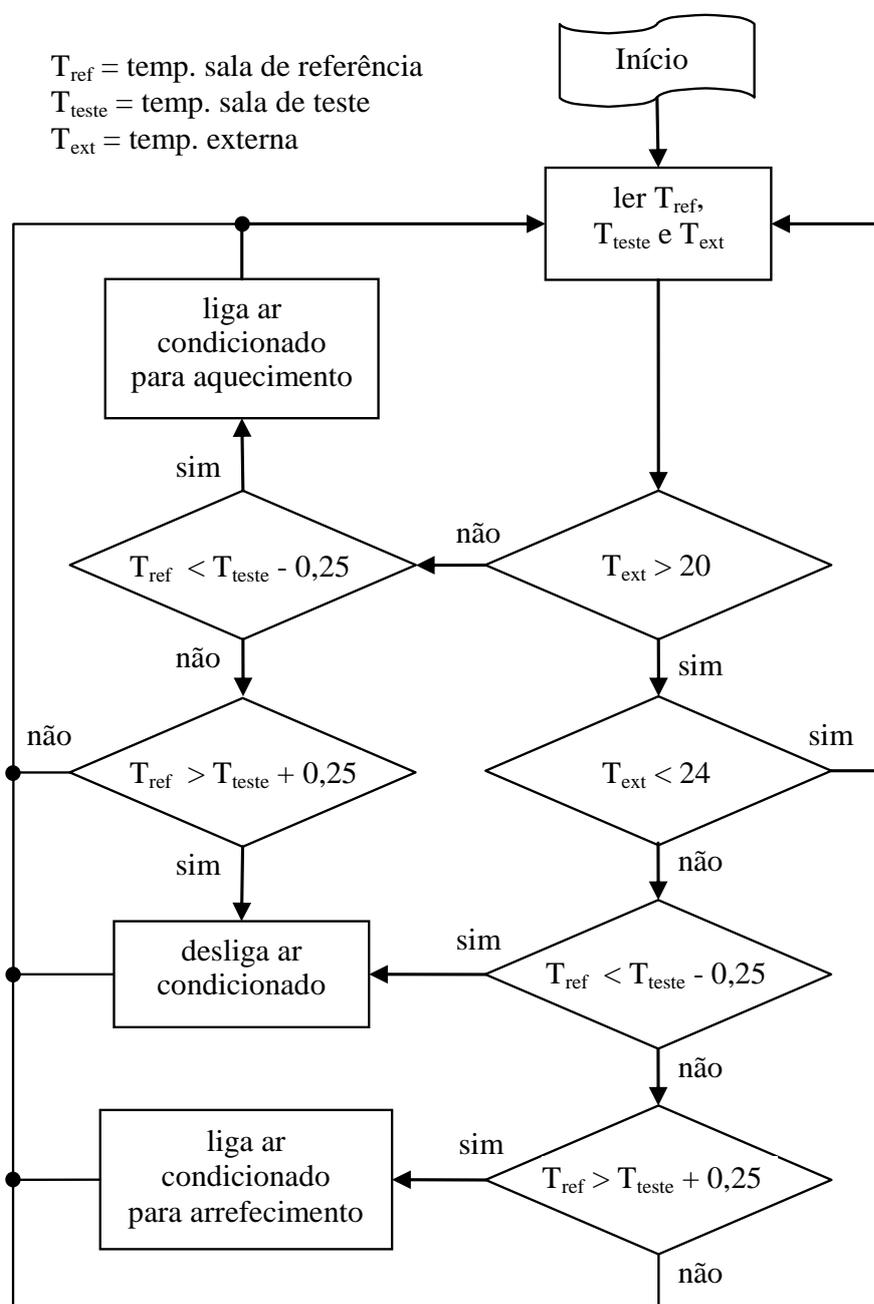
Figura 5.5 – Diagrama de blocos do controle do ar condicionado na sala de referência



Fonte: O autor

A figura 5.6 apresenta o fluxograma de controle do ar condicionado na sala de referência.

Figura 5.6 – Fluxograma de controle do ar condicionado na sala de referência

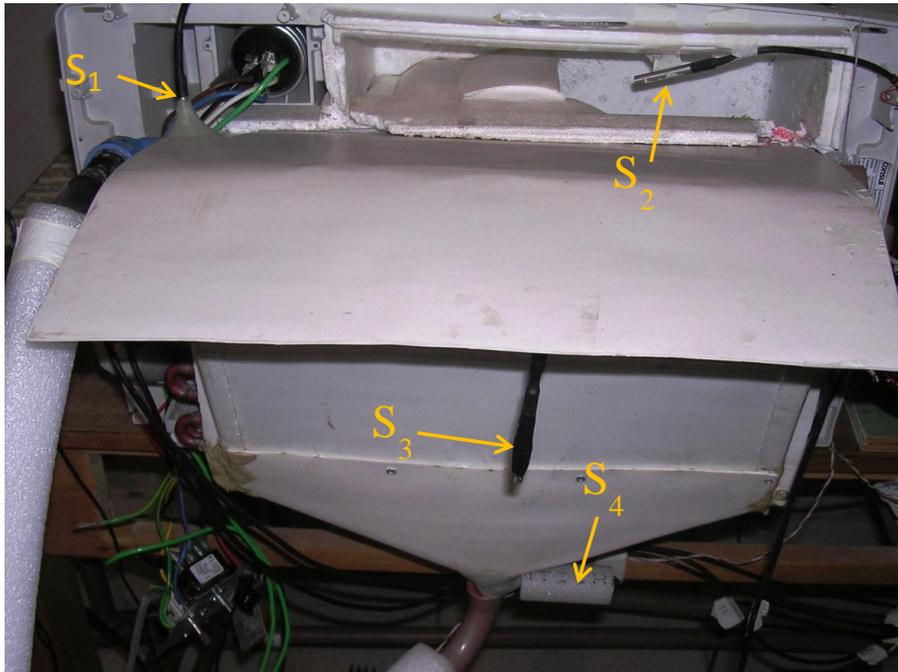


Fonte: O autor

A figura 5.7 apresenta a foto do protótipo, com o funil para recolher a água e as alterações introduzidas no evaporador para que o ar condicionado possa executar a função de condicionar o ambiente e fornecer a energia térmica para armazenamento.

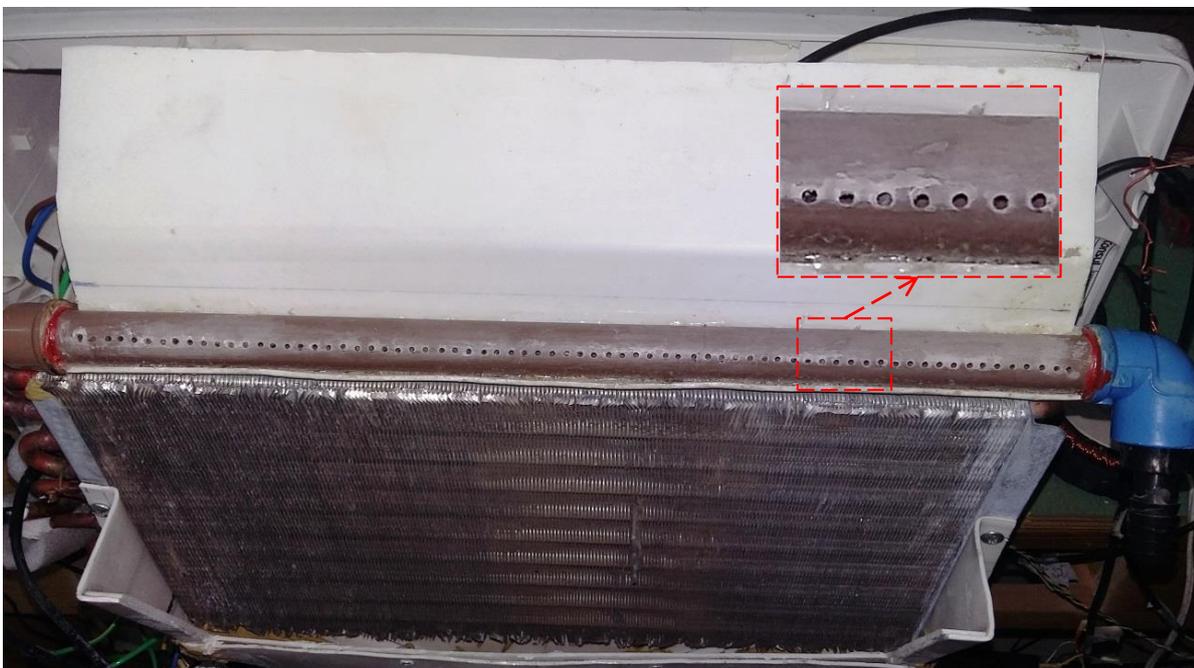
A figura 5.8 mostra os detalhes dos jatos de água no evaporador. O diâmetro de cada furo é de dois milímetros e o espaçamento entre cada furo é de cinco milímetros. A água escoava entre os favos do trocador de calor.

Figura 5.7 – Foto do protótipo com as modificações no evaporador



Fonte: O autor

Figura 5.8 – Detalhe do circuito de troca térmica no evaporador



Fonte: O autor

Os sensores de temperatura indicados na figura 5.7 são respectivamente:

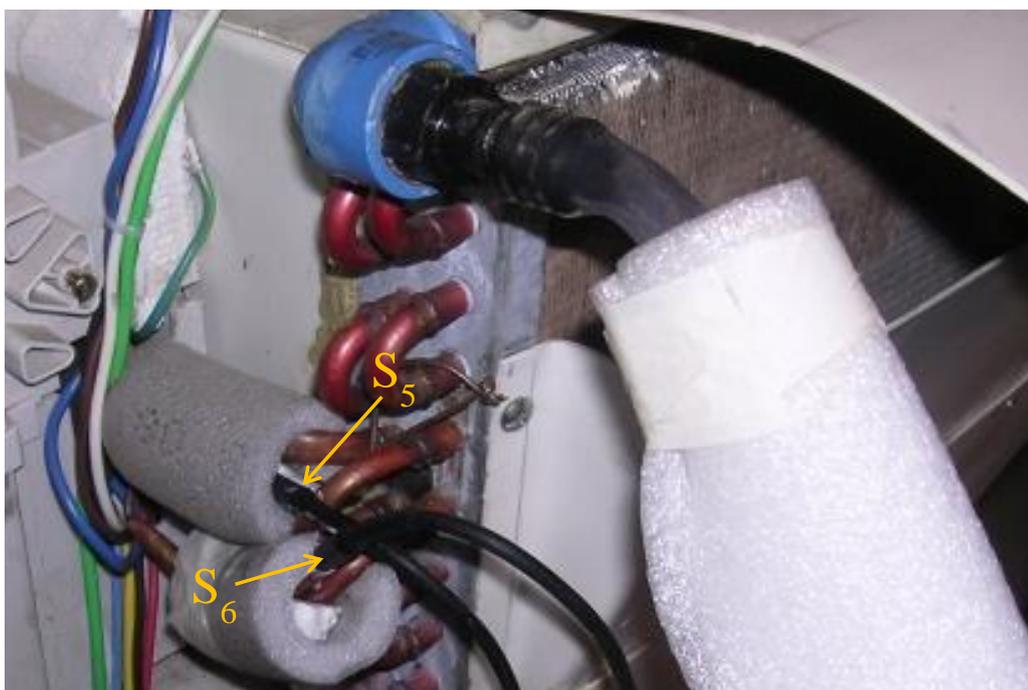
S₁: entrada da água no evaporador

- S₂: saída do ar no evaporador
- S₃: entrada do ar no evaporador
- S₄: saída da água no evaporador

A figura 5.9 apresenta os sensores de temperatura instalados no evaporador para capturar as temperaturas de entrada e de saída do gás refrigerante. Os sensores são respectivamente:

- S₅: entrada do gás refrigerante no evaporador
- S₆: saída do gás refrigerante no evaporador

Figura 5.9 – Sensores de temperatura na entrada e na saída do gás no evaporador



Fonte: O autor

A figura 5.10 apresenta a foto com as alterações introduzidas no condensador para que a troca de calor ocorra com água proveniente do GHX. Os sensores são respectivamente:

- S₇: entrada da água no condensador
- S₈: saída do gás refrigerante no condensador
- S₉: entrada do gás refrigerante no condensador
- S₁₀: saída da água no condensador

Figura 5.10 – Foto do protótipo com as modificações no condensador



Fonte: O autor

A figura 5.11 apresenta a foto com a saída da água no condensador, o detalhe destacado na foto é o sensor de temperatura S_{10} que se encontra embaixo da bancada.

Figura 5.11 – Saída da água no condensador



Fonte: O autor

5.6 RESERVATÓRIO PARA ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA

O reservatório para armazenamento de energia térmica foi construído a partir de uma caixa d'água de 300 litros. O isolamento térmico tem uma camada de isopor com 8 mm de

espessura e é revestido com uma manta de polietileno expandido de baixa densidade (PEBD) com 4 mm de espessura. A figura 5.12 apresenta a foto do reservatório.

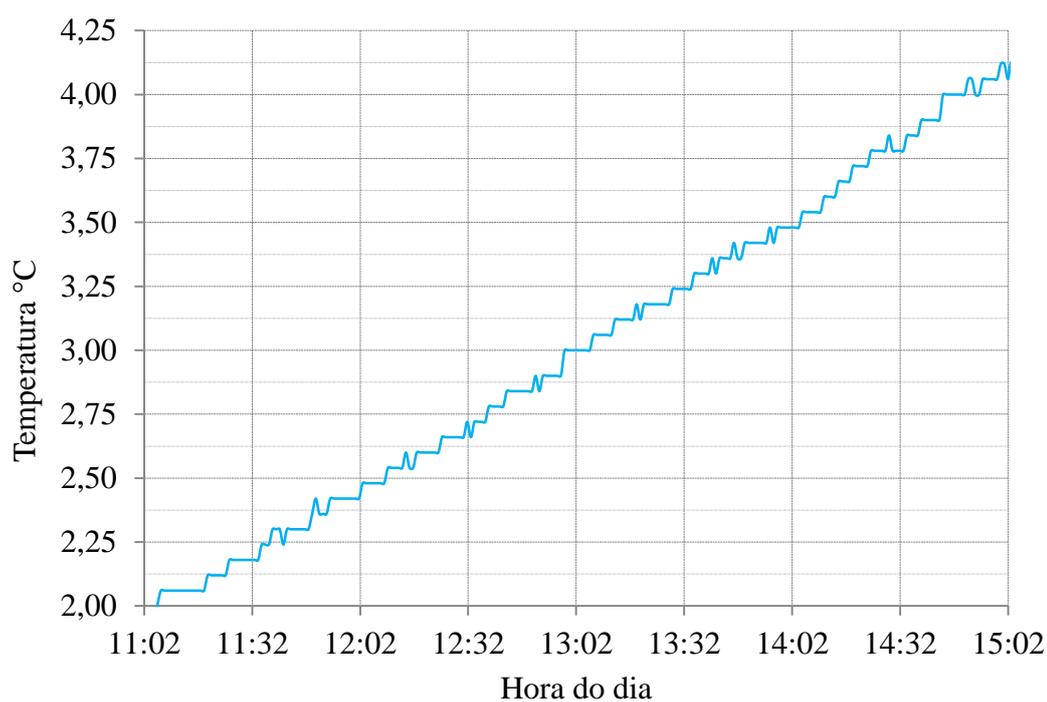
Figura 5.12 – Reservatório com isolamento térmico



Fonte: O autor

A figura 5.13 apresenta as perdas de calor no reservatório com 150 litros de água gelada a 2 °C, durante 4 horas, onde se observa que as perdas neste período foram de 2,12 °C.

Figura 5.13 – Perdas no reservatório durante 4 horas



Fonte: O autor

5.7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentadas as modificações feitas em um aparelho de ar condicionado para trocar calor com o solo e armazenar energia térmica, bem como o posicionamento dos sensores de temperatura introduzidos no mesmo para a realização dos testes a partir do protótipo.

Por fim, foram aferidas as perdas térmicas no reservatório por um período de quatro horas.

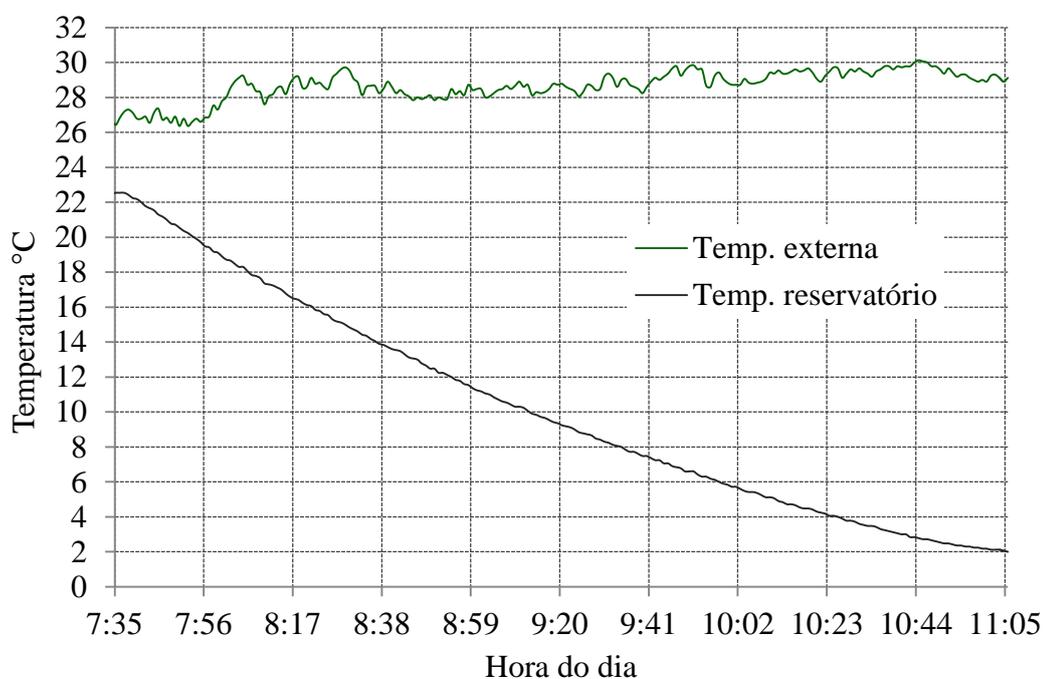
6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULAÇÕES

6.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta os resultados obtidos em experimentos realizados nos meses de março e agosto de 2017 e fevereiro de 2018. Primeiramente foi feito um experimento para verificar o tempo necessário para reduzir a temperatura da água no reservatório, partindo da temperatura ambiente e indo até próximo de 0 °C. Neste experimento, o condensador foi resfriado por ventilação e troca de calor com o ar ambiente externo.

Com uma temperatura ambiente de aproximadamente 29 °C constatou-se que o ar condicionado utilizou três horas e meia para resfriar 150 litros de água indo da temperatura inicial de 22,5 °C para a temperatura de 2 °C. Temperaturas abaixo de 2 °C causaram problemas de congelamento da água na saída do funil. Assim sendo, para evitar o uso de produtos químicos na água adotou-se o limite de 2 °C na temperatura mínima de armazenamento. A figura 6.1 apresenta o gráfico do resfriamento da água do reservatório com o condensador do ar condicionado trocando calor com o ar ambiente.

Figura 6.1 – Teste de resfriamento de 150 litros de água

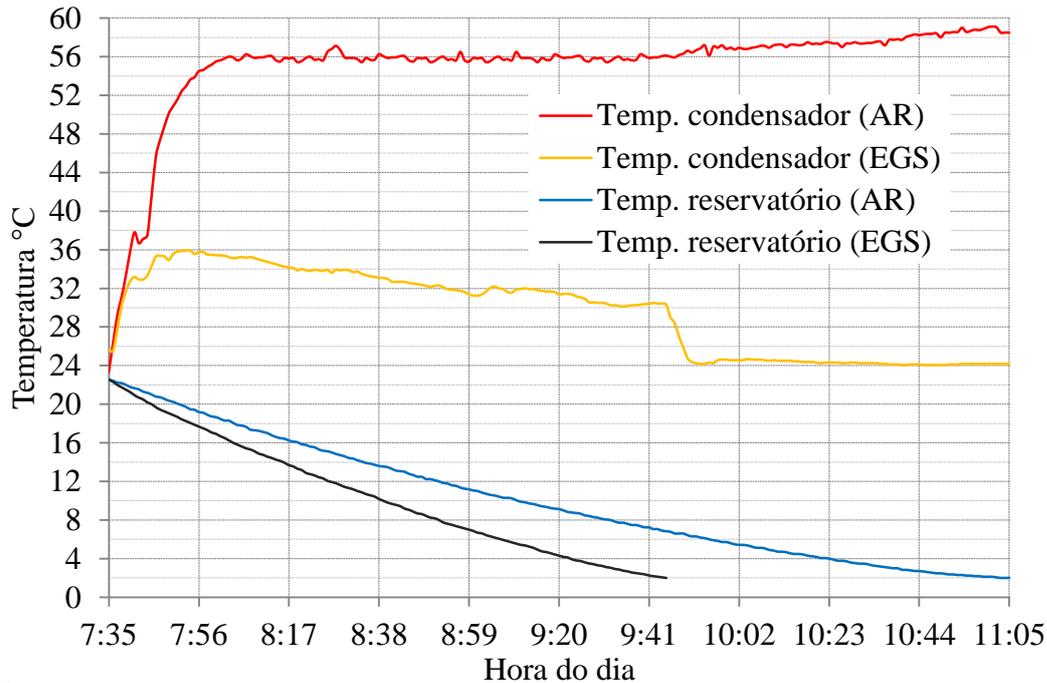


Fonte: O autor

A figura 6.2 apresenta uma comparação entre o resfriamento de 150 litros de água no reservatório com o condensador trocando calor com o ar e com a água proveniente do GHX.

Com o uso do GHX foi possível resfriar os 150 litros de água no reservatório de 22,56 °C para 2 °C em duas horas e dez minutos. Observou-se um ganho significativo no armazenamento de energia térmica, o que evidencia um considerável aumento na eficiência do equipamento quando este utiliza a energia geotérmica superficial para trocar calor.

Figura 6.2 – Trocas térmicas com o ar externo e com a energia geotérmica superficial

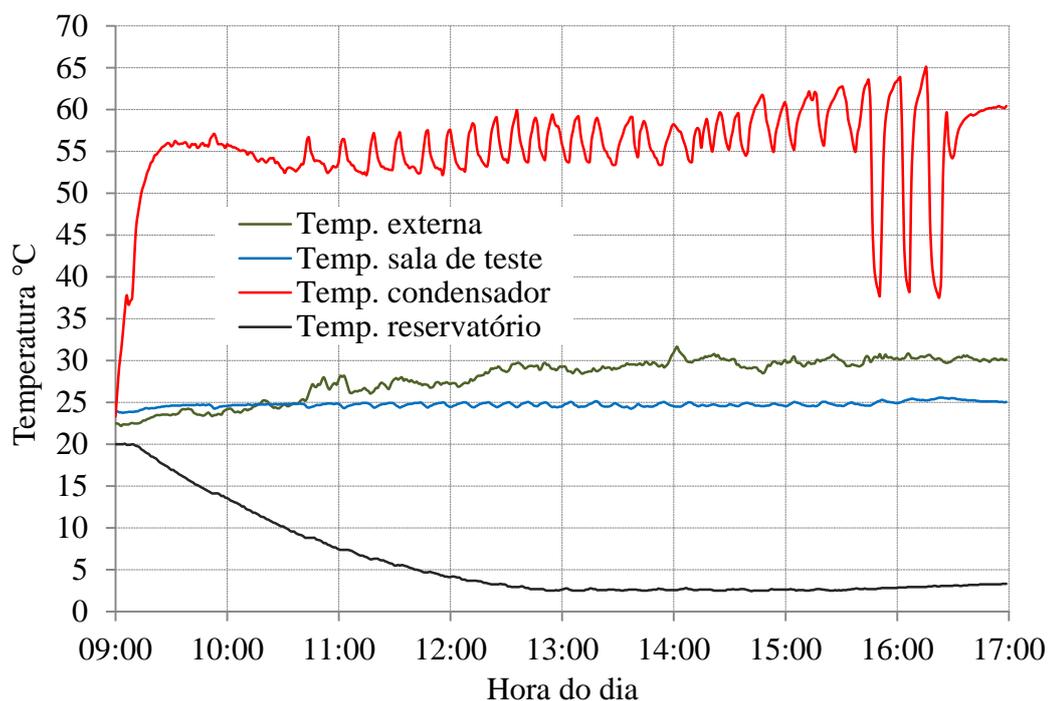


Fonte: O autor

6.2 CALOR DO CONDENSADOR DISSIPADO PELO AR

No dia 08 de março de 2017, antes das modificações necessárias para que o aparelho de ar condicionado pudesse trocar calor com a energia geotérmica superficial, foi realizado um experimento para armazenamento de energia térmica aproveitando o período ocioso do ar condicionado e com o condensador trocando calor com o ar do ambiente externo. Para isso, o ventilador original do aparelho funcionou apenas para dissipar o calor do condensador. Foi instalado então um segundo ventilador no evaporador e também uma canalização para circulação de água através de uma bomba hidráulica que possibilitasse o controle entre o condicionamento do ambiente e o armazenamento da energia térmica. A figura 6.3 apresenta os dados deste experimento, observando-se que a temperatura no condensador oscilou entre 55 °C e 65 °C ocorrendo três desligamentos do compressor devido à proteção térmica do aparelho. O equipamento necessitou de quatro horas para resfriar 150 litros de água no reservatório, de 20 °C para 3 °C e condicionar o ambiente a uma temperatura de 25°C.

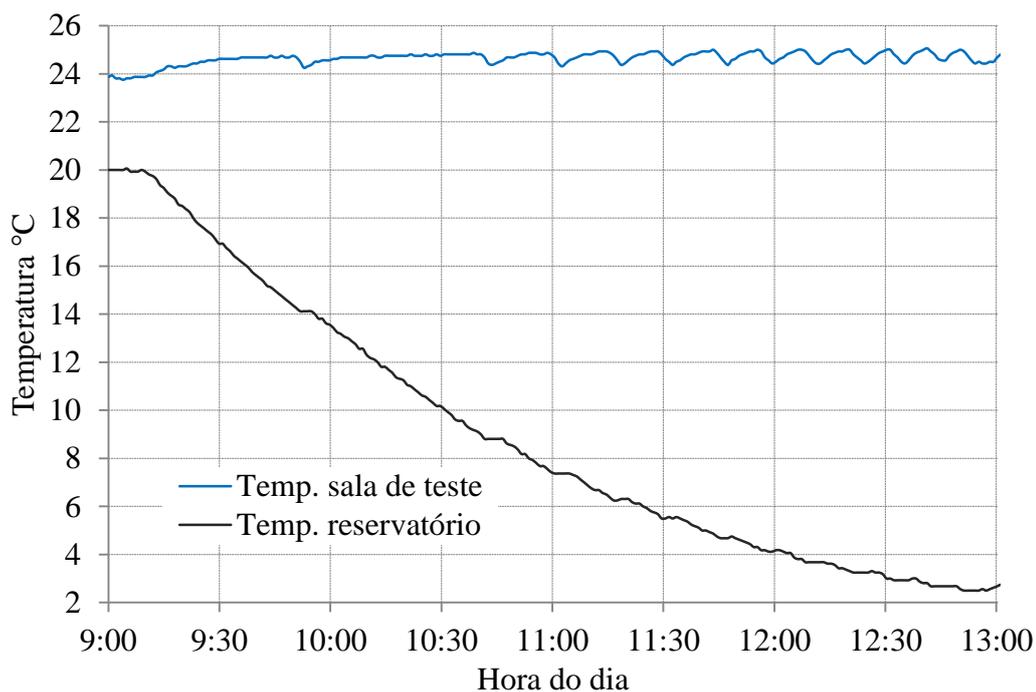
Figura 6.3 – Armazenamento com o condensador trocando calor com o ar ambiente



Fonte: O autor

A figura 6.4 apresenta com mais detalhes os dados do armazenamento de energia térmica da figura 6.3, onde se notam os degraus de temperatura no armazenamento durante os períodos de condicionamento do ambiente.

Figura 6.4 – Detalhe do funcionamento do ar condicionado e do armazenamento



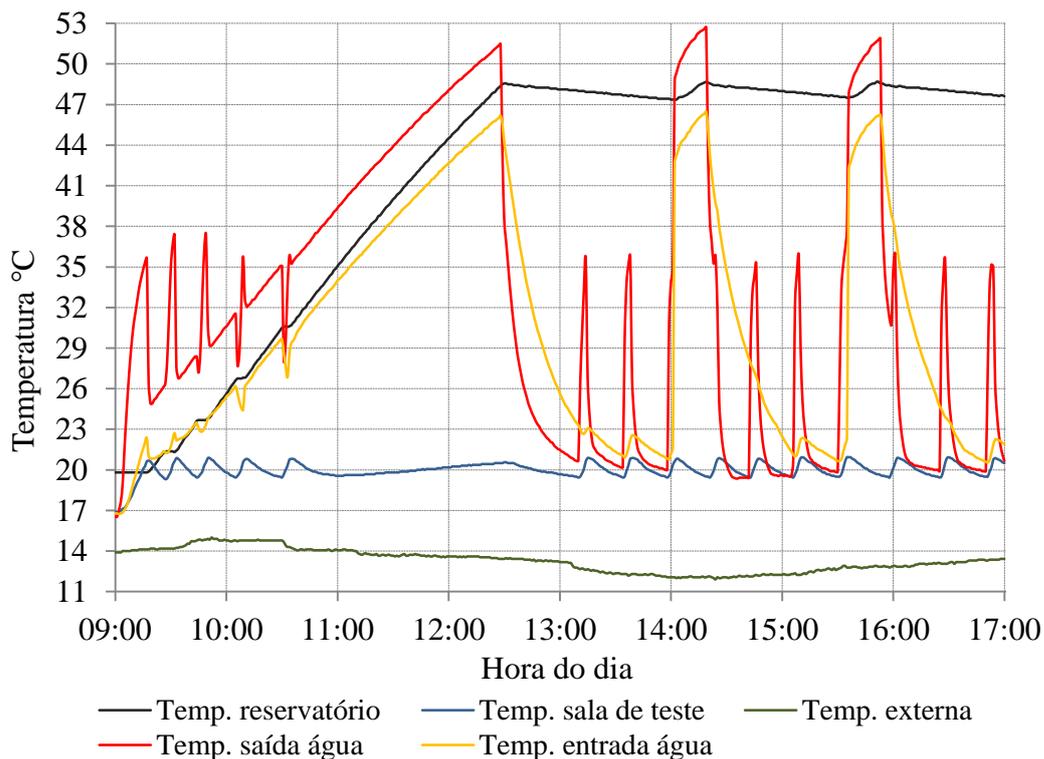
Fonte: O autor

6.3 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA PARA CALEFAÇÃO

Para condicionar o ambiente da sala de teste e armazenar a energia térmica extraída da energia geotérmica superficial, procederam-se as modificações no aparelho de ar condicionado apresentadas nas figuras 5.1 e 5.2 e descritas no capítulo 5.

A figura 6.5 apresenta os dados obtidos no dia 13 de agosto de 2017, quando ocorreram a calefação da sala de teste a uma temperatura de 20 °C e o armazenamento de energia térmica durante os períodos ociosos do ar condicionado. Este experimento utilizou três horas e vinte minutos para aquecer 150 litros de água no reservatório de 19,8 °C para 48 °C, alternando ciclos entre armazenar e condicionar o ambiente com rea aquecimentos da água do reservatório entre quatorze horas e dezesseis horas.

Figura 6.5 – Armazenamento de energia térmica e calefação da sala de teste



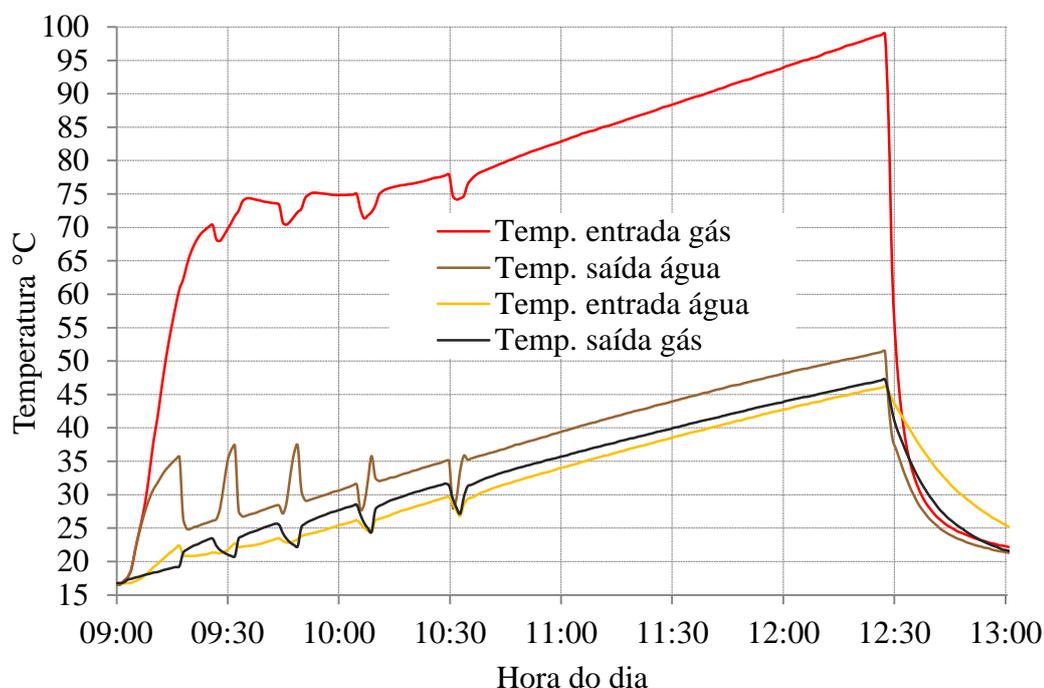
Fonte: O autor

6.3.1 Trocas térmicas no armazenamento para calefação

A figura 6.6 apresenta as trocas de calor envolvidas no trocador de calor para o armazenamento de energia térmica contendo as temperaturas de entrada e saída do gás refrigerante e as temperaturas de entrada e saída da água.

A vazão da água no circuito de armazenamento foi de 12 litros por minuto. Estes dados são relevantes para o projeto de um trocador de calor de circuito fechado.

Figura 6.6 – Temperaturas de entrada e saída da água e do gás no trocador de calor



Fonte: O autor

6.3.2 Trocas de calor geotérmicas para calefação

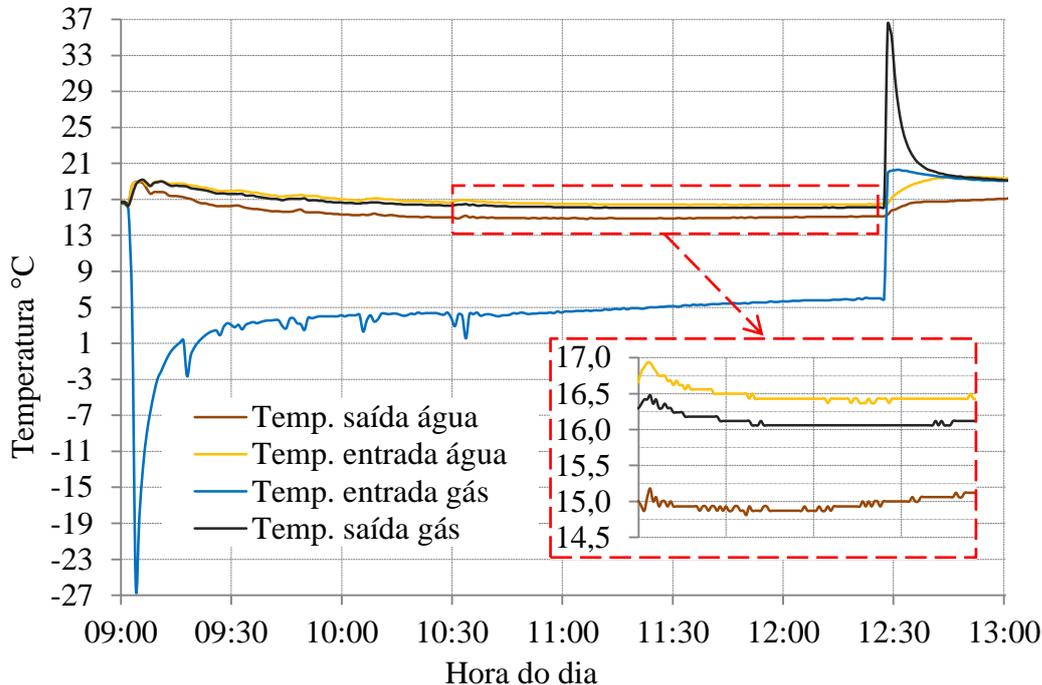
As temperaturas da troca de calor entre o gás refrigerante do aparelho de ar condicionado e a água que transfere este calor para o solo, bem como a vazão desta água no circuito formado entre o ar condicionado e o GHX, também são fundamentais para o dimensionamento correto do trocador de calor para que este possa retirar a energia térmica do aparelho de ar condicionado e transferi-la para o solo.

O GHX utilizado neste experimento é composto de uma unidade com 100 metros de mangueira de polietileno a 5 metros de profundidade, como visto na figura 3.2. A vazão da água no GHX foi de 12 litros por minuto.

A figura 6.7 apresenta as temperaturas de entrada e de saída da água e também as temperaturas de entrada e de saída do gás refrigerante no trocador de calor, durante o tempo de funcionamento constante do compressor.

O detalhe destacado na figura permite uma observação mais precisa das trocas térmicas envolvidas entre o gás refrigerante e a água.

Figura 6.7 – Trocas de calor geotérmicas para calefação



Fonte: O autor

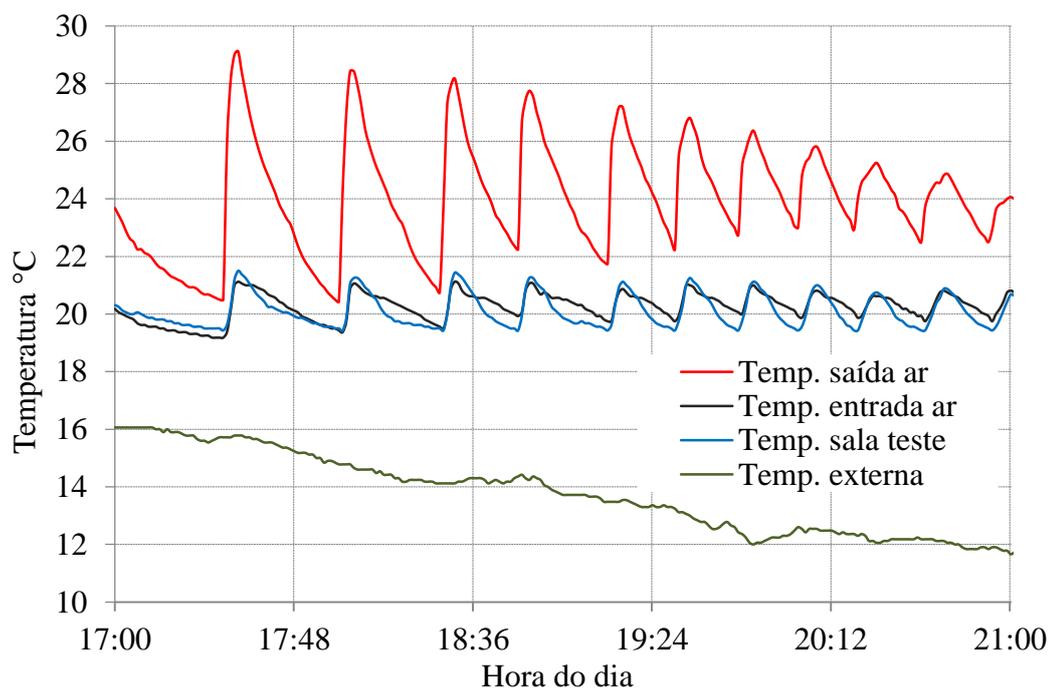
Constata-se que o gás refrigerante entrou no trocador de calor com temperaturas próximas de 0 °C e saiu do mesmo para o compressor com aproximadamente 15 °C. Nota-se que há uma grande diferença de temperatura entre a entrada e a saída do gás refrigerante no trocador de calor bem como uma pequena diferença entre a temperatura de saída do gás e a temperatura de entrada da água neste trocador de calor. Portanto, conclui-se que acontece uma grande transferência de energia térmica do aparelho de ar condicionado para o GHX.

6.3.3 Calefação da sala de teste a partir da energia térmica armazenada

A figura 6.8 apresenta o condicionamento térmico da sala de teste para calefação a partir da energia térmica armazenada após as 17 horas durante quatro horas consecutivas. Observa-se que o experimento conseguiu manter a sala condicionada em 20 °C, sendo que ocorrem neste horário a saída da geração fotovoltaica e o início da cabeça na curva do pato.

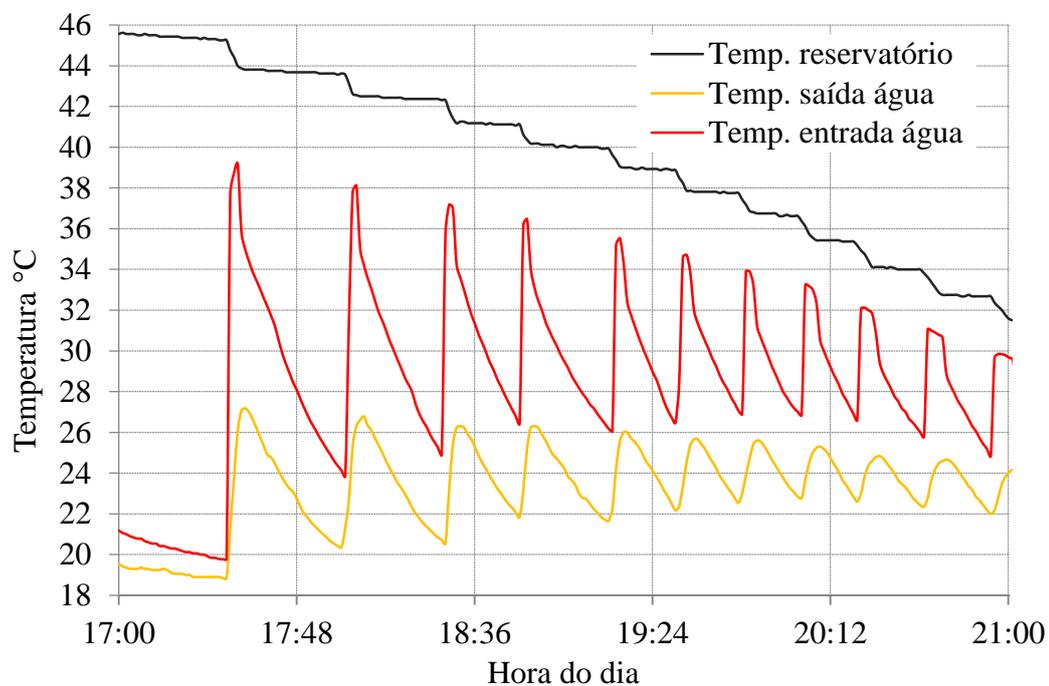
A figura 6.9 apresenta o fornecimento de energia térmica para a sala de teste por 4 horas consecutivas a partir do armazenamento. Observam-se na linha superior do gráfico os degraus de consumo de energia do armazenamento conforme a solicitação da carga térmica da sala. O gráfico mostra também as temperaturas de entrada e de saída da água no trocador de calor.

Figura 6.8 – Calefação da sala de teste a partir do armazenamento



Fonte: O autor

Figura 6.9 – Fornecimento de energia térmica armazenada para calefação

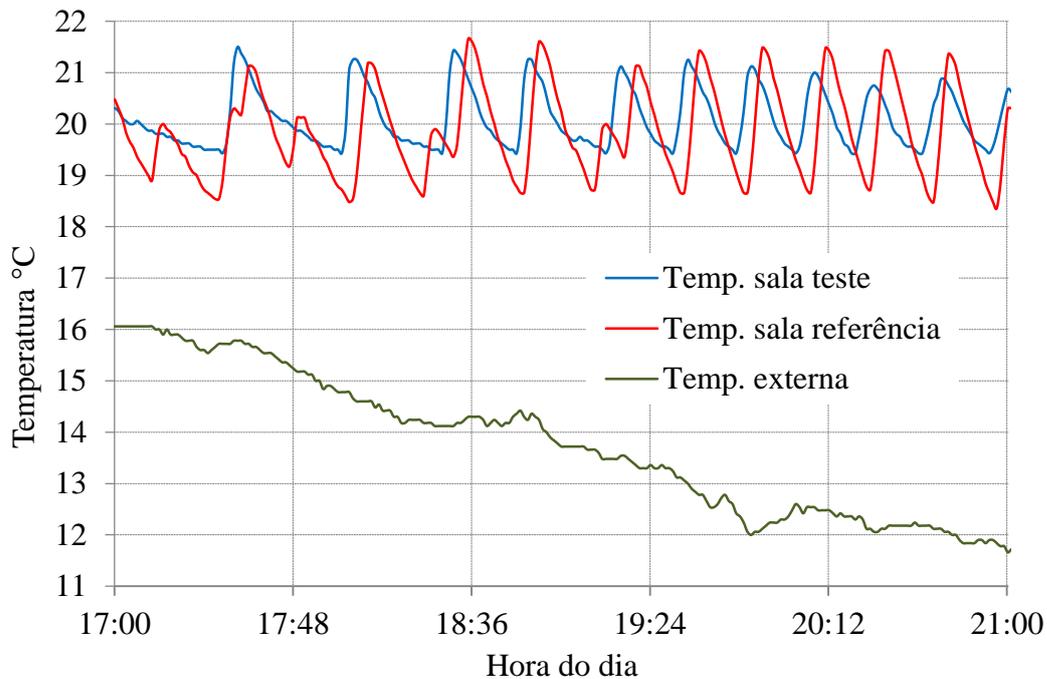


Fonte: O autor

Para fins de comparação do consumo de energia elétrica foi instalado um aparelho de ar condicionado da mesma marca e modelo na sala de referência. Foram monitorados os dados de consumo de energia elétrica nos equipamentos e as temperaturas em ambas as salas.

A figura 6.10 mostra as temperaturas na sala de teste e na sala de referência, sendo a sala de teste condicionada a partir da energia térmica armazenada e a sala de referência condicionada a partir do ar condicionado convencional.

Figura 6.10 – Calefação nas salas de teste e de referência no horário de ponta



Fonte: O autor

6.3.4 Consumo de energia elétrica com calefação no horário de ponta

No período das 17 às 21 horas, na sala de teste o consumo do ventilador e da bomba hidráulica somados resulta em 20,6 Wh. Na sala de referência, o consumo do aparelho de ar condicionado foi de 307,1 Wh no mesmo período, isto significa uma economia de 286,5 Wh no horário de pico de demanda com condicionamento térmico. Constatou-se que em torno de 93% do consumo de energia elétrica com condicionamento térmico para calefação do ambiente foram deslocados do período de máxima demanda para o período da geração fotovoltaica.

6.4 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA PARA ARREFECIMENTO

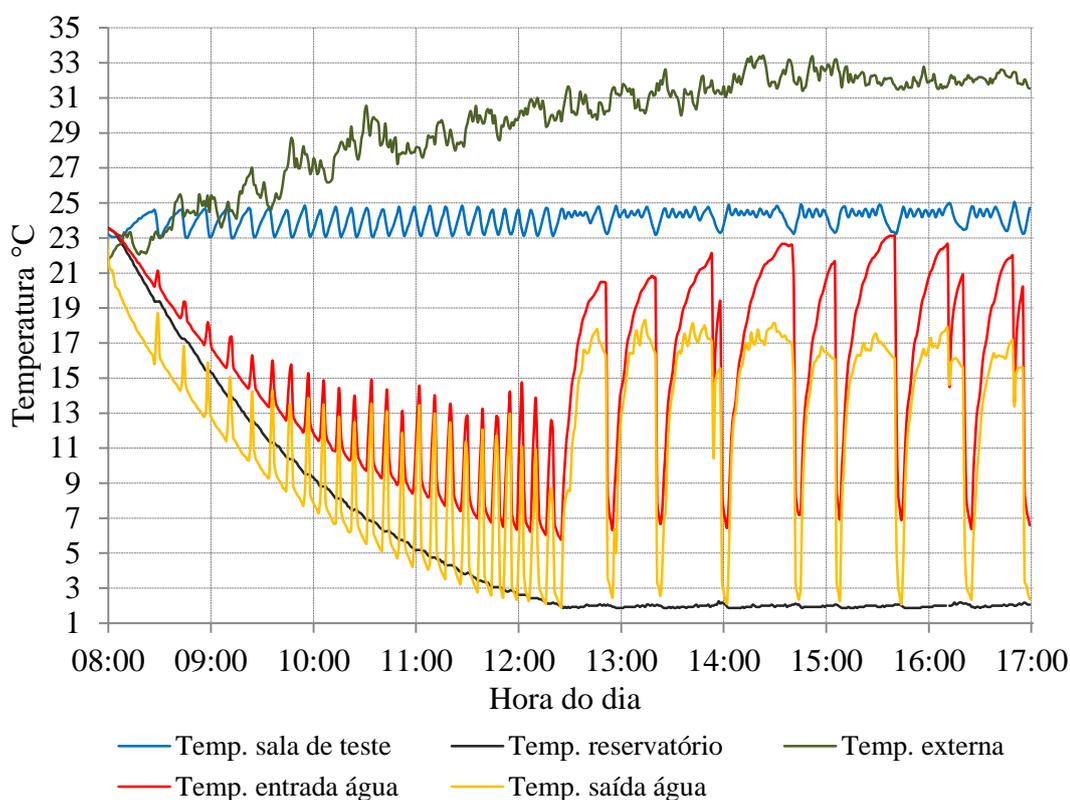
Na condição de verão, os dados apresentados não estão alinhados com o horário brasileiro de verão e sim com o fuso horário oficial local (*Greenwich Mean Time -3*).

Para determinar o início de funcionamento às oito horas da manhã foi medida a radiação solar neste horário através de um solarímetro da marca KIMO, modelo SL-100, o qual indicou 930 W/m^2 às oito horas e onze minutos.

6.4.1 Trocas térmicas no armazenamento para arrefecimento

A figura 6.11 apresenta um gráfico com os resultados do experimento realizado no dia 01 de fevereiro de 2018 para refrigeração da sala de teste e armazenamento de energia térmica.

Figura 6.11 – Armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste



Fonte: O autor

A vazão da água no circuito de armazenamento foi de 12 litros por minuto. Tais dados são relevantes para o projeto de um trocador de calor de circuito fechado, possibilitando assim a utilização de produtos anticongelantes.

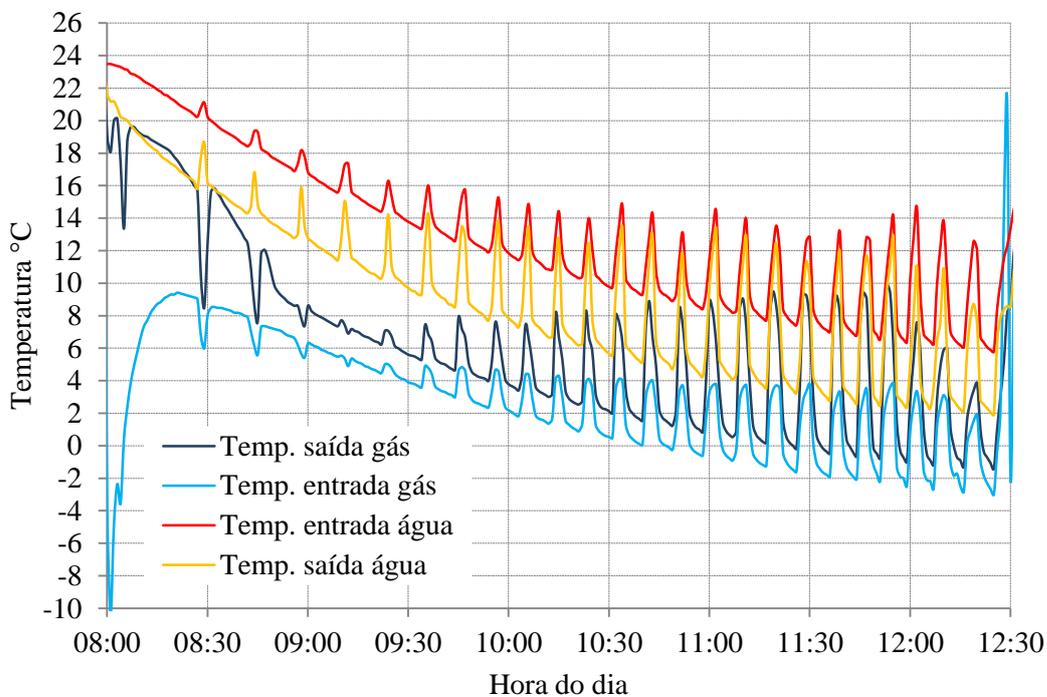
Observa-se que o ar condicionado funcionando com a troca de calor no condensador a partir da energia geotérmica superficial necessitou aproximadamente quatro horas e trinta minutos para resfriar 270 litros de água no reservatório de $23,5 \text{ °C}$ para 2 °C , alternando entre

armazenar e condicionar o ambiente da sala de teste a uma temperatura de 24 °C.

Após o momento em que o reservatório atingiu a temperatura de 2 °C, o controle acionou o compressor e a bomba hidráulica do reservatório por oito períodos para manter a água em 2 °C.

A figura 6.12 apresenta as temperaturas envolvidas no trocador de calor para o armazenamento de energia térmica durante o período de funcionamento contínuo do compressor. As temperaturas apresentadas no gráfico foram coletadas nas respectivas entradas e saídas da água e também na entrada e saída do gás refrigerante no trocador de calor.

Figura 6.12 – Temperaturas de entrada e saída da água e do gás no trocador de calor



Fonte: O autor

6.4.2 Trocas de calor geotérmicas para arrefecimento

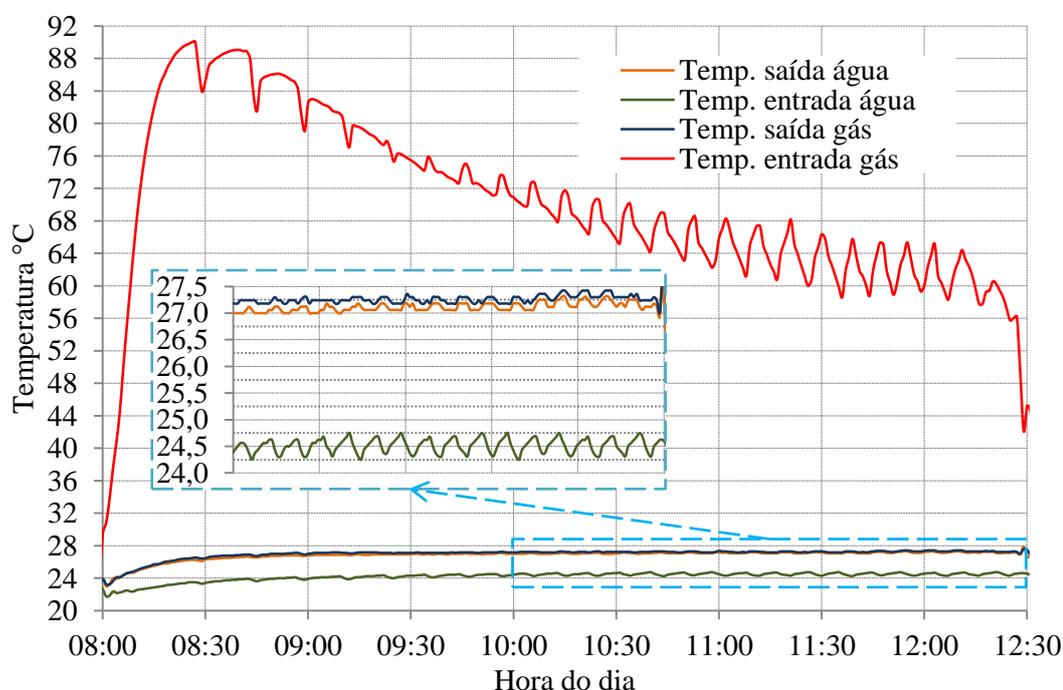
O GHX utilizado neste experimento é composto de duas mangueiras de polietileno com 100 metros cada uma, como visto na figura 3.2. O fluido de circulação percorreu primeiro a unidade instalada a 3,5 metros de profundidade e após passou para a unidade instalada a 5 metros de profundidade, em série, fazendo trocas térmicas no solo em duas etapas.

A vazão da água no circuito formado pelo GHX e pelo trocador de calor no ar condicionado foi de 18 litros por minuto. Esta vazão juntamente com as temperaturas de

entrada e saída da água e entrada e saída do gás refrigerante servem como base para o dimensionamento de um trocador de calor para o ar condicionado, baseado na circulação de gás e água.

A figura 6.13 apresenta as trocas térmicas entre o ar condicionado e a água proveniente do GHX durante o tempo de funcionamento constante do compressor. Esta figura demonstra claramente a influência da energia geotérmica superficial na eficácia do equipamento através da temperatura de condensação T_c apresentado na figura 2.8. Enquanto que no processo de resfriamento por ventilação do ar ambiente a temperatura no condensador atinge valores entre 55 e 60 °C, como pode ser observado na figura 6.1, no processo de resfriamento através de circulação de água rejeitando calor no GHX a temperatura de condensação se mantém estável em 27 °C, ocorrendo uma rejeição mais eficiente de calor do equipamento. O detalhe ampliado na figura mostra a pequena diferença de temperatura entre a saída do gás e a saída da água no trocador de calor, o que evidencia uma ótima transferência de calor do gás refrigerante para o fluido do GHX.

Figura 6.13 – Trocas de calor geotérmicas com o condensador



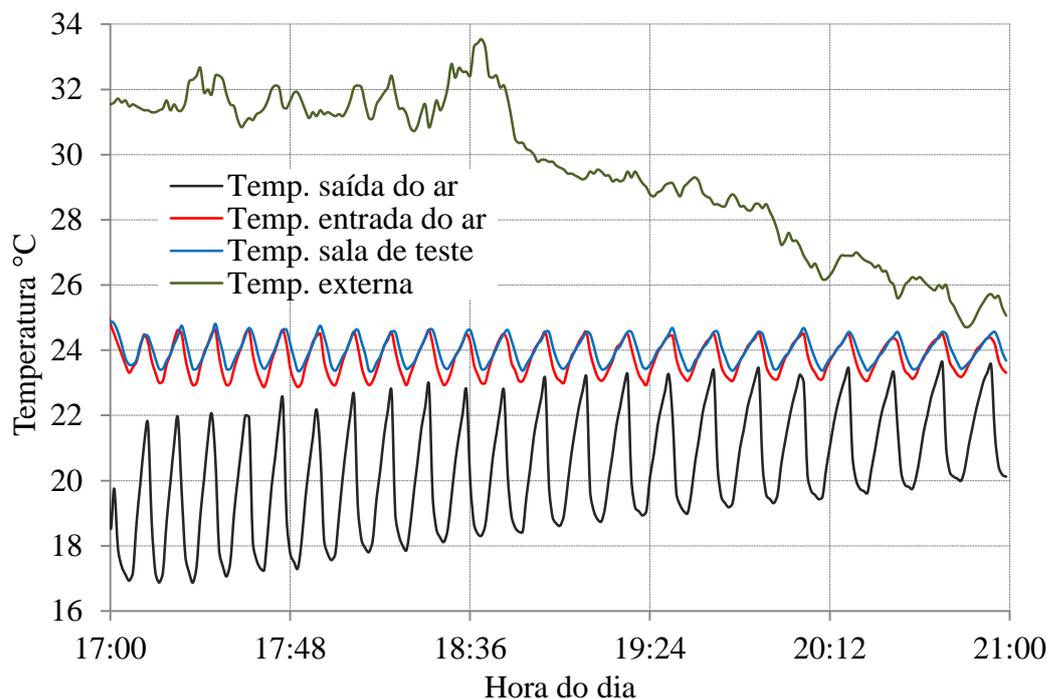
Fonte: O autor

6.4.3 Arrefecimento da sala de teste a partir da energia térmica armazenada

A figura 6.14 apresenta o condicionamento térmico da sala de teste para arrefecimento

em 24 °C a partir da energia térmica armazenada após as 17 horas, durante quatro horas consecutivas. Este gráfico registra também as temperaturas de entrada e de saída do ar no trocador de calor para transferir a energia térmica do trocador de calor para o ambiente da sala de teste, o gráfico também apresenta o registro da temperatura no ambiente externo durante o período do experimento.

Figura 6.14 – Arrefecimento da sala de teste a partir do armazenamento



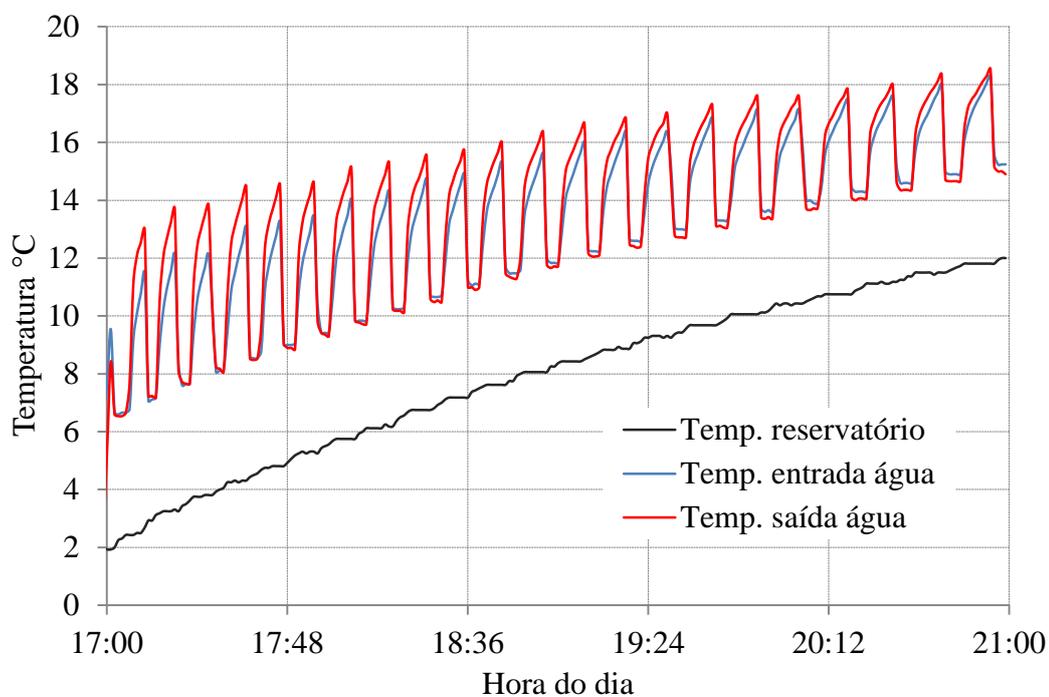
Fonte: O autor

A figura 6.15 é o gráfico do fornecimento de energia térmica para a sala de teste a partir do armazenamento, durante as 4 horas de condicionamento do ambiente. A linha inferior do gráfico mostra a temperatura da energia térmica armazenada, no decorrer do período é possível ver os degraus de consumo de energia extraída do armazenamento conforme a solicitação da carga térmica da sala de teste. O gráfico mostra também as temperaturas de entrada e de saída da água no trocador de calor que funciona em conjunto com o ventilador para a transferência de energia térmica para condicionar o ambiente da sala de teste.

A figura 6.16 mostra as temperaturas na sala de teste e na sala de referência, sendo a sala de teste condicionada a partir da energia térmica armazenada no reservatório e a sala de referência condicionada a partir do ar condicionado convencional. Ambas as salas permaneceram condicionadas em 24 °C após as 17 horas, durante quatro horas consecutivas.

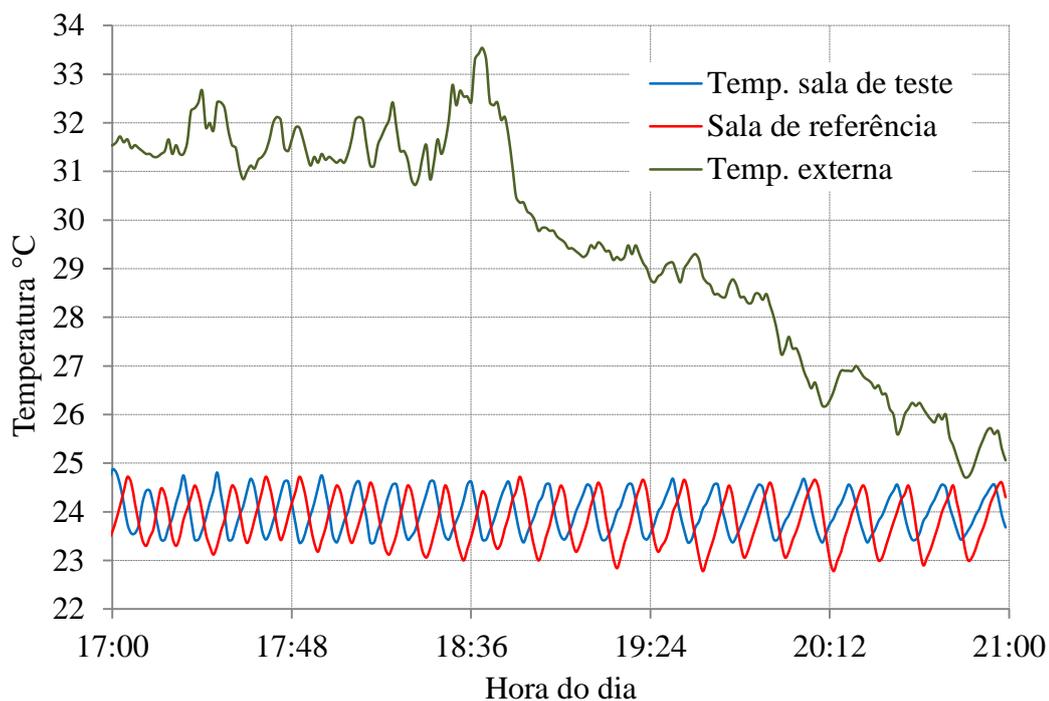
Esta figura mostra também a temperatura do ambiente externo durante o período do experimento.

Figura 6.15 – Fornecimento de energia térmica armazenada para arrefecimento



Fonte: O autor

Figura 6.16 – Arrefecimento nas salas de teste e de referência no horário de ponta



Fonte: O autor

6.4.4 Consumo de energia elétrica com arrefecimento no horário de ponta

No período das 17 às 21 horas o consumo de energia elétrica na sala de teste com o ventilador e bomba hidráulica somados resulta em 54,3 Wh. Na sala de referência o consumo de energia elétrica do aparelho de ar condicionado foi de 601,3 Wh no mesmo período. Isto significa uma economia de 547 Wh do horário de pico de demanda com condicionamento térmico. Cerca de 90% do consumo de energia elétrica com condicionamento térmico para arrefecimento foram deslocados do período de máxima demanda para o período de geração fotovoltaica.

6.5 LIMITE DE FUNCIONAMENTO DO PROTÓTIPO

Para encontrar o limite de funcionamento do equipamento para o objetivo proposto, foram realizadas tentativas de condicionamento da sala de teste com temperaturas inferiores a 24 °C, mantendo o armazenamento de energia térmica nos intervalos de funcionamento para posterior condicionamento da sala, após as 21 horas.

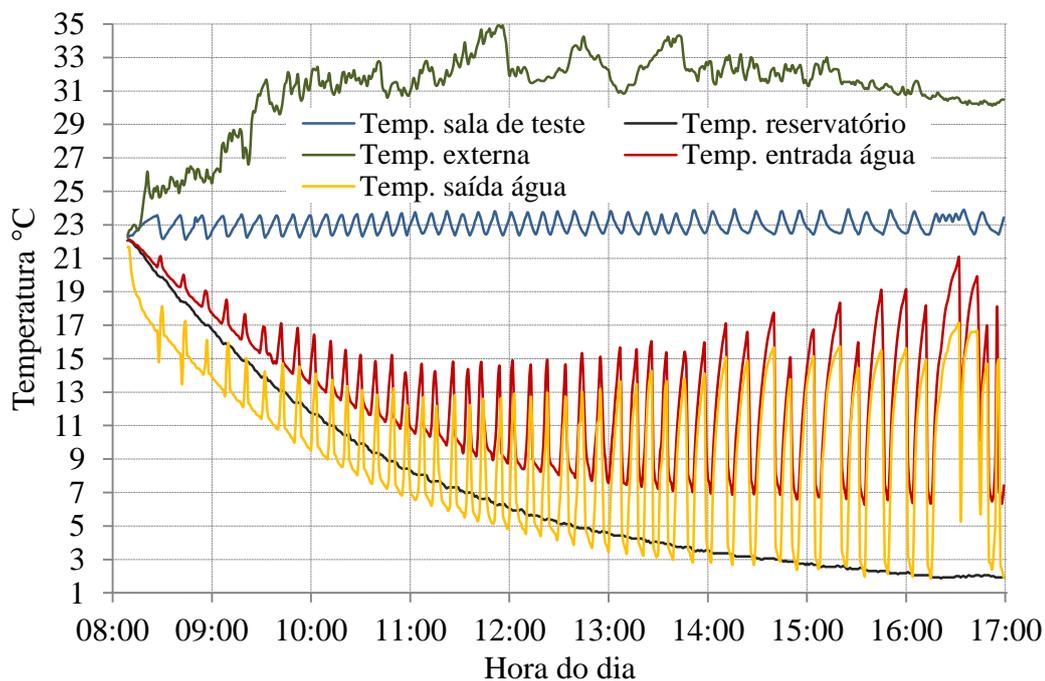
Esta limitação se impõe devido ao fato de que os intervalos de inatividade tornam-se cada vez menores com o aumento da carga térmica do ambiente a ser condicionado, dificultando o aproveitamento dos períodos ociosos de funcionamento do aparelho de ar condicionado.

6.5.1 Arrefecimento da sala de teste em 23 °C

A figura 6.17 registra as trocas de calor envolvidas no experimento realizado no dia 20 de janeiro de 2018 cujo objetivo foi manter a sala condicionada em 23 °C e armazenar energia térmica para uso posterior. A figura contém a temperatura externa, as temperaturas de entrada e saída da água no trocador de calor do circuito de armazenamento, a temperatura no interior do reservatório e a temperatura da sala de teste.

Com o aumento da carga térmica há um aumento nos períodos de condicionamento e conseqüentemente uma redução de tempo nos períodos destinados ao armazenamento, estendendo o tempo necessário para resfriar a água no reservatório em 2 °C, finalizando o armazenamento após às 16 horas e muito próximo do horário da saída da geração fotovoltaica. Neste experimento o equipamento necessitou de aproximadamente oito horas para resfriar os 270 litros de água no reservatório de 22 °C para 2 °C.

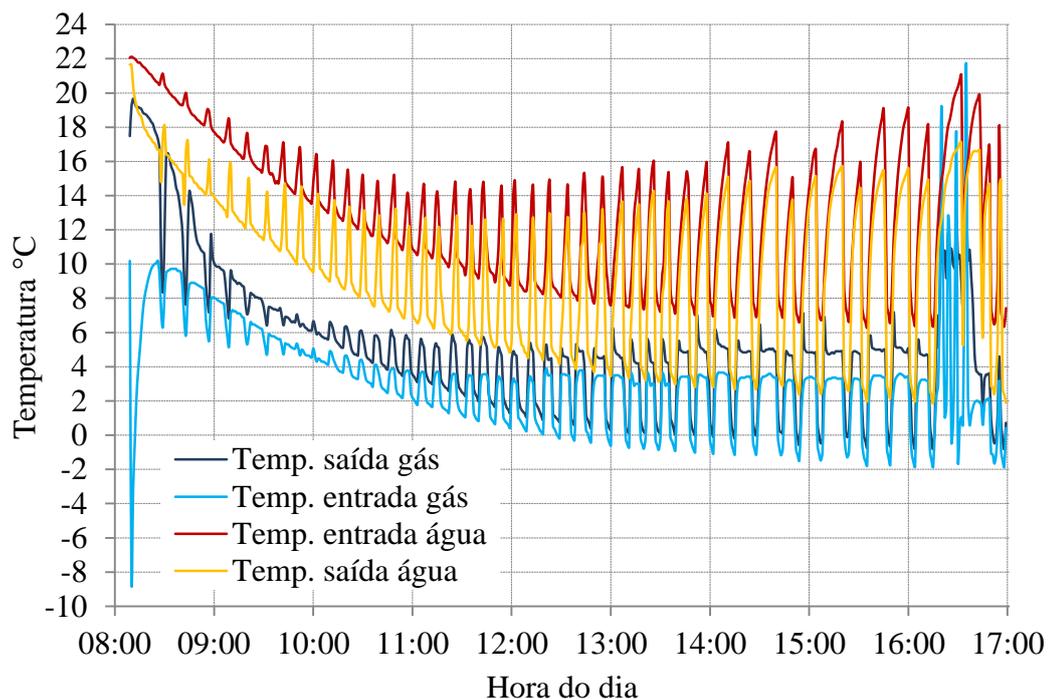
Figura 6.17 – Armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste em 23 °C



Fonte: O autor

A figura 6.18 apresenta as trocas de calor envolvidas no armazenamento, na entrada e saída da água bem como a entrada e saída do gás refrigerante no evaporador.

Figura 6.18 – Temperaturas de entrada e saída da água e do gás no trocador de calor



Fonte: O autor

6.5.2 Arrefecimento da sala de teste em 22 °C

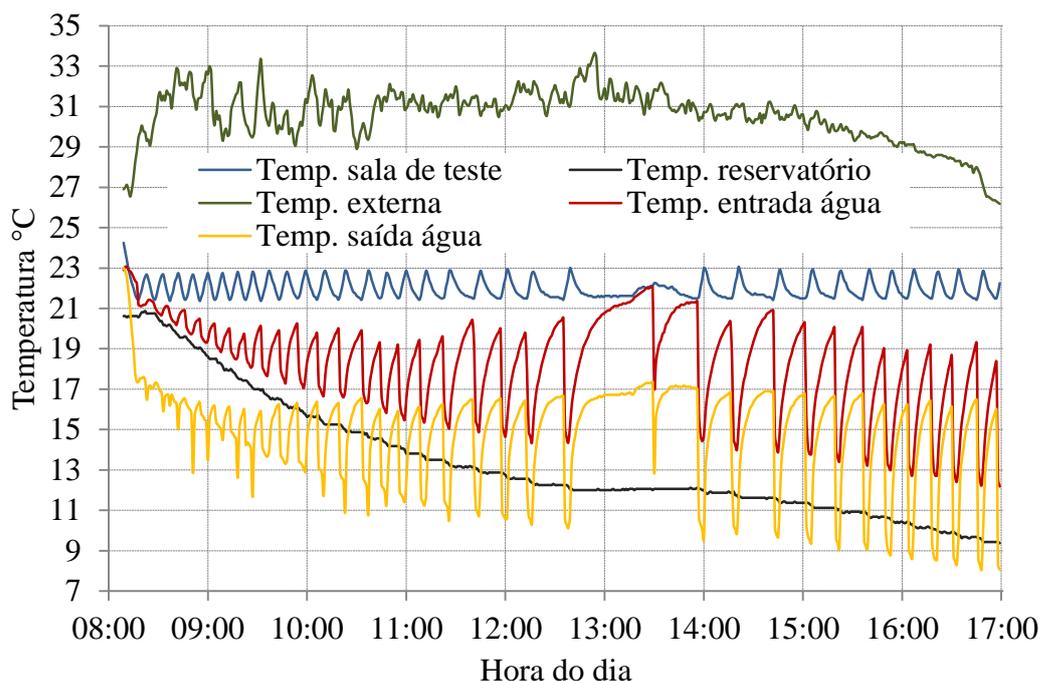
Com a sala de teste sendo condicionada a 22 °C os intervalos de desligamento do ar condicionado são extremamente reduzidos, o que indica que o ar condicionado utilizado está no limite de sua capacidade de refrigeração, não permitindo espaço de tempo adequado para o armazenamento e impossibilitando o sistema de armazenar a quantidade de energia térmica necessária.

Observa-se na figura 6.19 que no período entre treze e quatorze horas o ar condicionado permaneceu constantemente ligado para manter a sala condicionada em 22 °C, não havendo desligamentos do compressor.

No período entre quatorze e dezessete horas os períodos de desligamentos são extremamente curtos, inviabilizando a disponibilidade de tempo necessário para o armazenamento de energia térmica para condicionar o ambiente no período de ponta de consumo de energia elétrica.

Para temperaturas de condicionamento do ambiente em 22 °C ou inferiores há a necessidade de uma maior potência de refrigeração no equipamento de ar condicionado, para que este possa suprir a carga térmica do ambiente a ser condicionado e possibilitar o armazenamento de energia térmica para uso posterior.

Figura 6.19 – Armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste em 22 °C

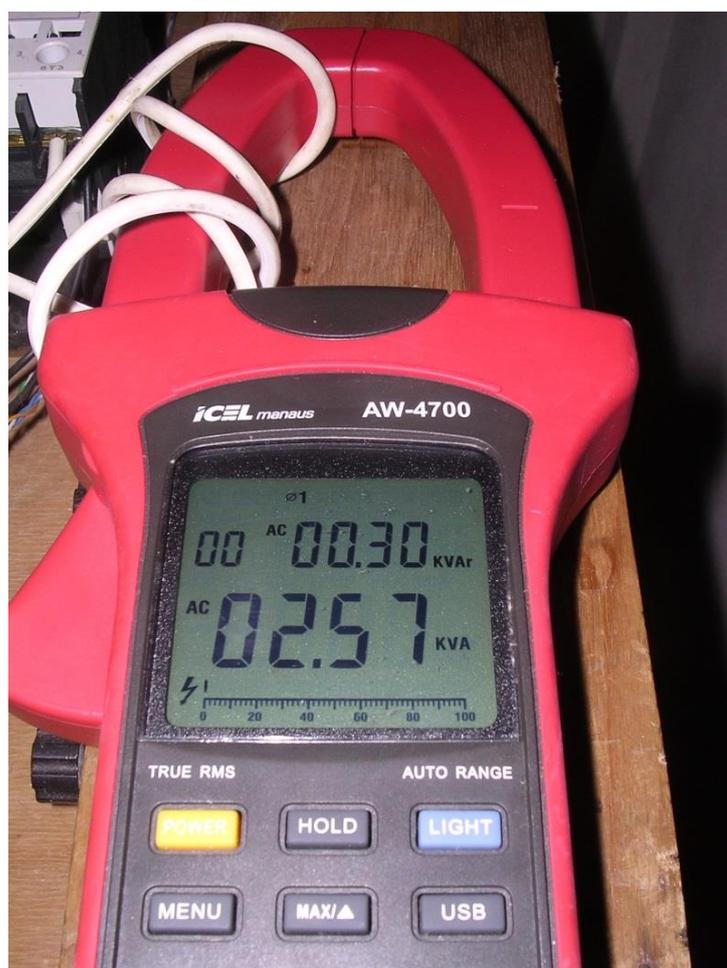


6.6 CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DOS EQUIPAMENTOS

Após as alterações no aparelho de ar condicionado descritas na figura 5.2, procedeu-se a aferição de consumo de energia elétrica dos equipamentos utilizados nos experimentos práticos bem como a leitura do fator de potência dos mesmos. Estes dados são importantes, pois a utilização de painéis fotovoltaicos para suprir as cargas com condicionamento e armazenamento de energia térmica torna necessário o uso de um conversor CC/CA.

Um wattímetro da marca Icel modelo AW-4700 foi utilizado para aferir o consumo de energia elétrica dos equipamentos utilizados neste experimento, conforme mostra a figura 6.20.

Figura 6.20 – Leitura do fator de potência dos equipamentos



Fonte: O autor

A leitura apresentada na figura 6.20 está multiplicada por quatro para garantir uma maior precisão dos valores de corrente. Foram feitas cinco leituras para cada equipamento e

assim encontrar um valor médio de corrente. Como a bomba hidráulica B₂ é um dispositivo de corrente contínua, ele foi aferido para leituras de corrente e de tensão em situações de uso no inverno e no verão.

A tabela 6.1 apresenta os valores encontrados para uma média de cinco leituras.

Tabela 6.1 – Consumo de energia elétrica por equipamento

Equipamento	Tensão (V)	Corrente (A)	Cosφ	Pot. reativa (VAr)	Pot. ativa (W)
Ar condicionado	214,4	3	0,992	81,2	634,4
Compressor	213,7	1,94	0,998	20,9	414,6
Ventilador	212,9	0,3	0,999	0	64
Bomba B ₁	216,5	0,28	0,344	56,9	20,8
Bomba B ₂ inverno	15,18	4,94	-	-	75
Bomba B ₂ verão	16,15	6,5	-	-	105

Fonte: O autor

Somando-se a potência ativa do compressor com a do ventilador nos equipamentos instalados na sala de teste chega-se a 75% da potência ativa do ar condicionado instalado na sala de referência. Como se tratam de equipamentos de mesma marca e modelo, esta diferença refere-se à menor temperatura de condensação que influi na pressão do gás do equipamento instalado na sala de teste. Com menos pressão, cai o consumo de energia no equipamento, tal como discutido na figura 2.8, incrementando-se assim o COP.

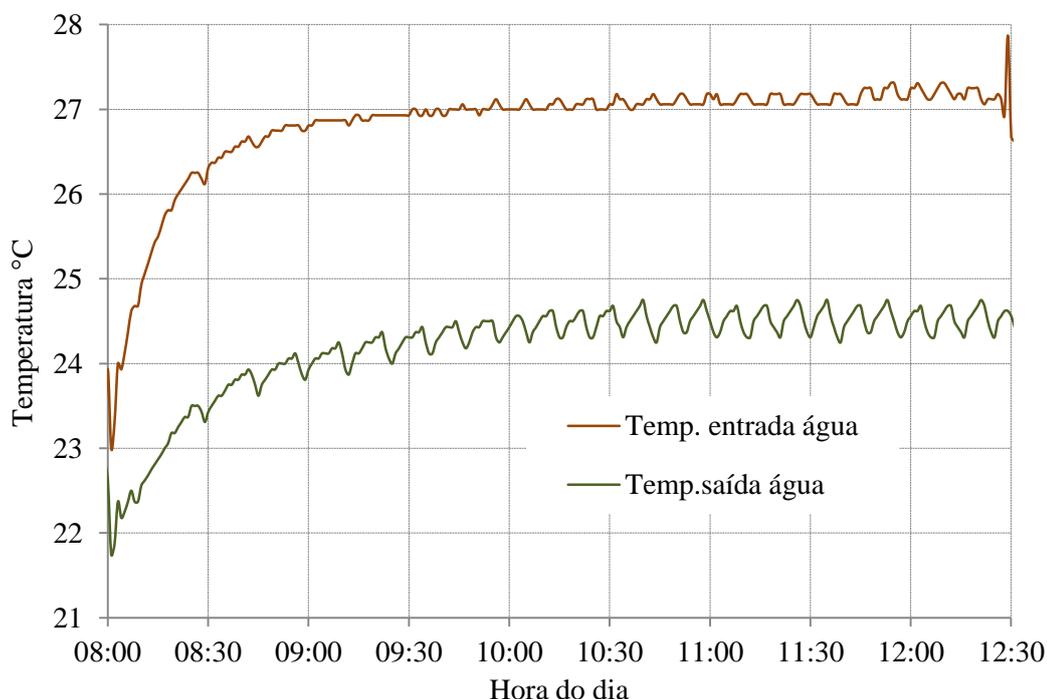
6.7 EXTRAÇÃO DA ENERGIA GEOTÉRMICA

Para quantificar a energia geotérmica total extraída do solo, a figura 6.21 mostra as temperaturas de entrada e de saída da água no GHX durante o período de funcionamento contínuo do compressor do ar condicionado, conforme estão apresentadas na figura 6.13. A vazão do fluido circulante no GHX é de 18 litros por minuto.

As temperaturas médias das curvas de temperaturas de entrada e de saída do fluido no GHX podem ser encontradas integrando cada uma das duas curvas de temperatura da figura 6.21, conforme a equação 6.1.

$$TM = \frac{1}{\tau} \int_{t_1}^{t_2} f(x) dx \quad (6.1)$$

Figura 6.21 – Temperaturas de entrada e de saída da água no trocador de calor geotérmico



Fonte: O autor

A diferença média entre as temperaturas de entrada e de saída da água no GHX foi encontrada subtraindo-se as temperaturas médias de entrada e de saída a partir da equação 6.1:

$$\Delta T = \frac{1}{\tau} \int_{t_1}^{t_2} f(x) dx - \frac{1}{\tau} \int_{t_1}^{t_2} g(x) dx$$

onde:

t_1 : 08h00min;

t_2 : 12h30min;

f : temperaturas de entrada da água no GHX;

g : temperaturas de saída da água no GHX;

τ : período.

$$\Delta T = 26,79 \text{ } ^\circ\text{C} - 24,18 \text{ } ^\circ\text{C} = 2,61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A energia geotérmica superficial extraída do solo pode ser encontrada a partir da equação 6.2:

$$\dot{Q} = \dot{m}C\Delta T \quad (6.2)$$

onde:

Δt : 4h30min;

\dot{m} : 18 L/min ou 300 g/s;

C : 4186,8 J/kg K;

ΔT : 2,61 °C;

$\dot{Q} = 3278,26 \text{ W}$

Assim, a energia geotérmica superficial extraída do solo durante o tempo total de funcionamento do ar condicionado:

$$Energia_{GHX} = 14,752 \text{ kWh}$$

6.7.1 Eficiência energética

Conforme a tabela 6.1, o consumo de energia elétrica para a extração da energia geotérmica, resultado da soma do compressor e das duas bombas hidráulicas para quatro horas e trinta minutos é de 2,432 kWh. Assim sendo, é possível encontrar a eficácia total do sistema para a extração da energia geotérmica:

$$EE = \frac{14,752}{2,432} = 6,06$$

Conforme dados do fabricante que constam no anexo G, a eficácia do ar condicionado é de 2,92 para a retirada de calor do ambiente a ser condicionado, portanto bastante inferior ao calculado acima.

6.8 ARMAZENAMENTO DO CALOR DISSIPADO NO CONDENSADOR

Neste experimento foi armazenado o calor dissipado no condensador do aparelho de ar condicionado até o reservatório R_2 mostrado na figura 5.2 atingir a temperatura de 45 °C. A capacidade do reservatório R_2 é de 60 litros. Observa-se que a temperatura no condensador

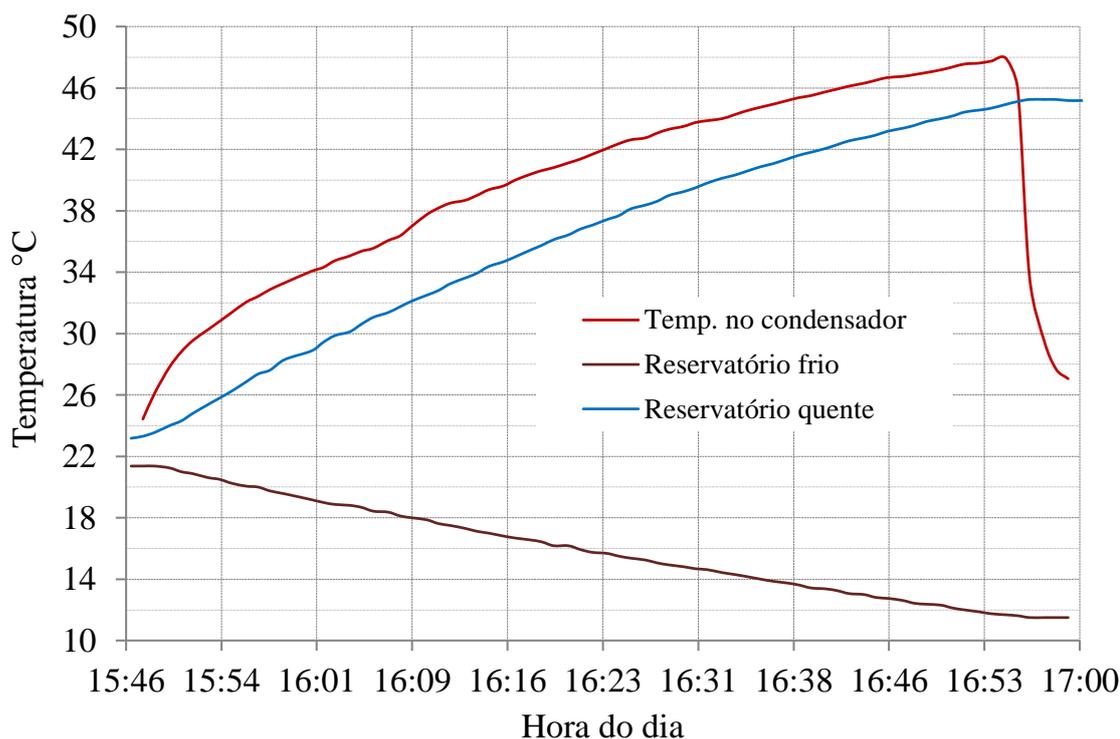
atingiu 48 °C, armazenando 60 litros de água a 45 °C em apenas uma hora e nove minutos.

A quantidade de energia armazenada que normalmente seria desperdiçada no ambiente externo ou no solo pode ser comparada com a energia elétrica consumida por um boiler para aquecer 60 litros de água de 23,2 °C para 45,1 °C em uma hora e nove minutos.

Considerando o calor específico e a densidade da água igual a 4186,8 J/kg K; e 1000 kg/m³ respectivamente, resulta em 1,53 kWh por dia que podem ser retirados da demanda residencial para cada 60 litros de água aquecida. Esta água aquecida destina-se em boa parte para o horário de ponta já que as pessoas retornam do trabalho justamente neste período e buscam a higiene pessoal.

A figura 6.22 apresenta os dados do experimento realizado no dia 21 de março de 2017.

Figura 6.22 – Armazenamento do calor dissipado no condensador



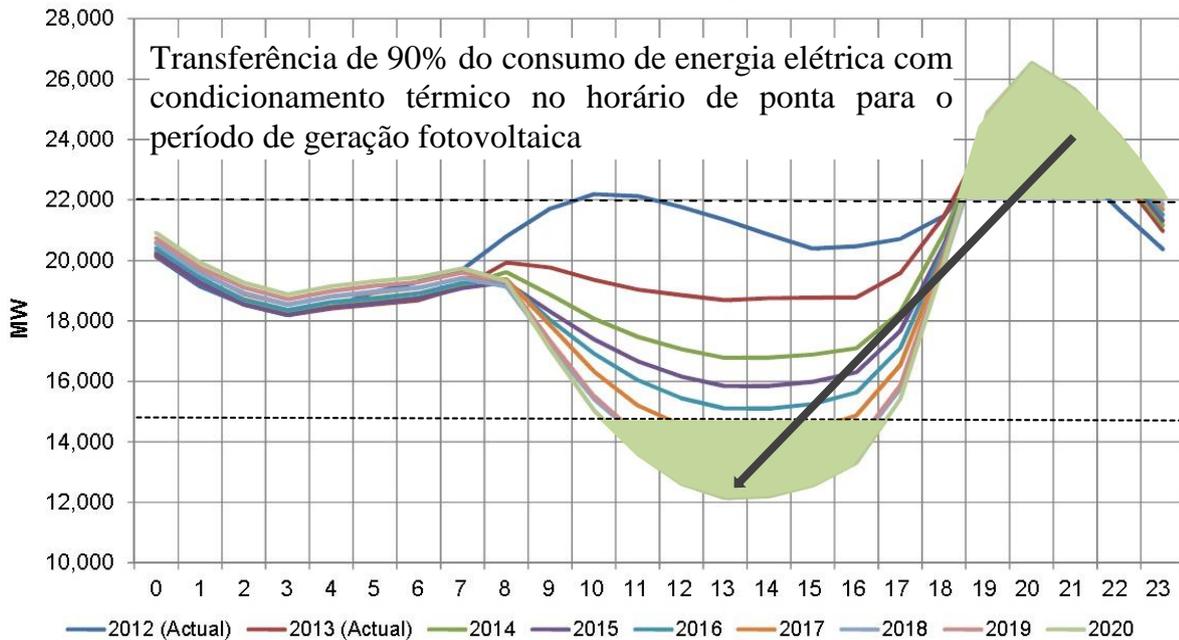
Fonte: O autor

6.9 TRANSFERÊNCIA DO CONSUMO DE ENERGIA NO HORÁRIO DE PONTA

Os resultados experimentais deste capítulo apontam para uma transferência de aproximadamente 90% do consumo de energia elétrica com conforto térmico do período de pico de consumo para o período de geração fotovoltaica. A figura 6.23 registra esta

transferência a partir da curva do pato.

Figura 6.23 – Transferência do consumo de energia elétrica



6.10 SIMULAÇÕES DA PLANTA NO SIMULADOR TRNSYS

Nesta seção são mostrados os resultados das simulações para verificar o comportamento do modelo do sistema de armazenamento de energia térmica implementado no simulador Trnsys.

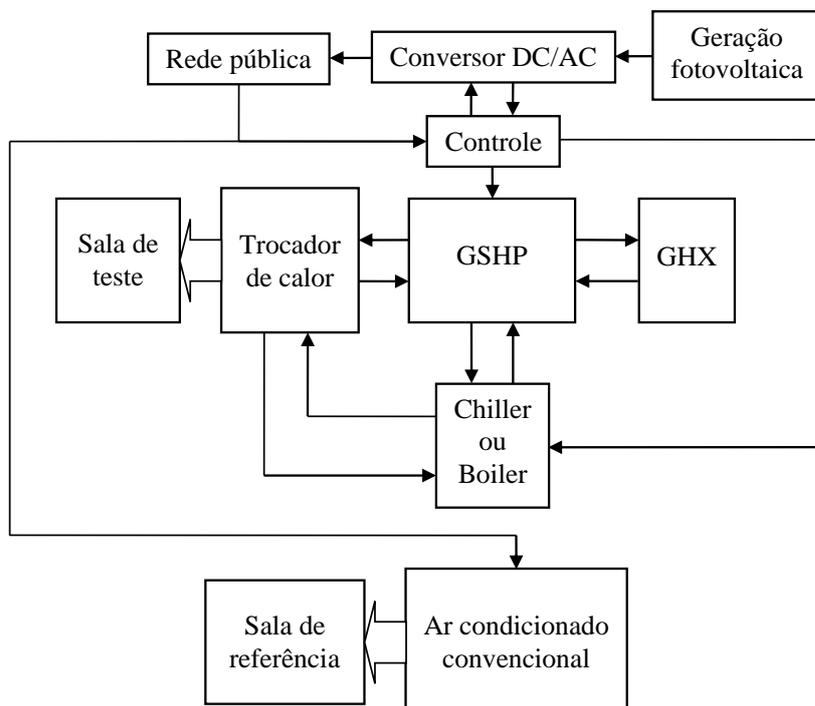
6.10.1 Modelo implementado no Trnsys

A figura 6.24 apresenta o diagrama de blocos do modelo criado no simulador Trnsys. No apêndice A mostra-se o bloco completo do modelo de condicionamento e armazenamento implementado, bem como os parâmetros de configuração para cada bloco utilizados no simulador.

Para as simulações foi necessário carregar no simulador os dados meteorológicos do local (Santa Maria – RS), fornecidos pelo banco de dados do INMET. É possível simular o período de um ano completo caso os dados forneçam as informações adequadas.

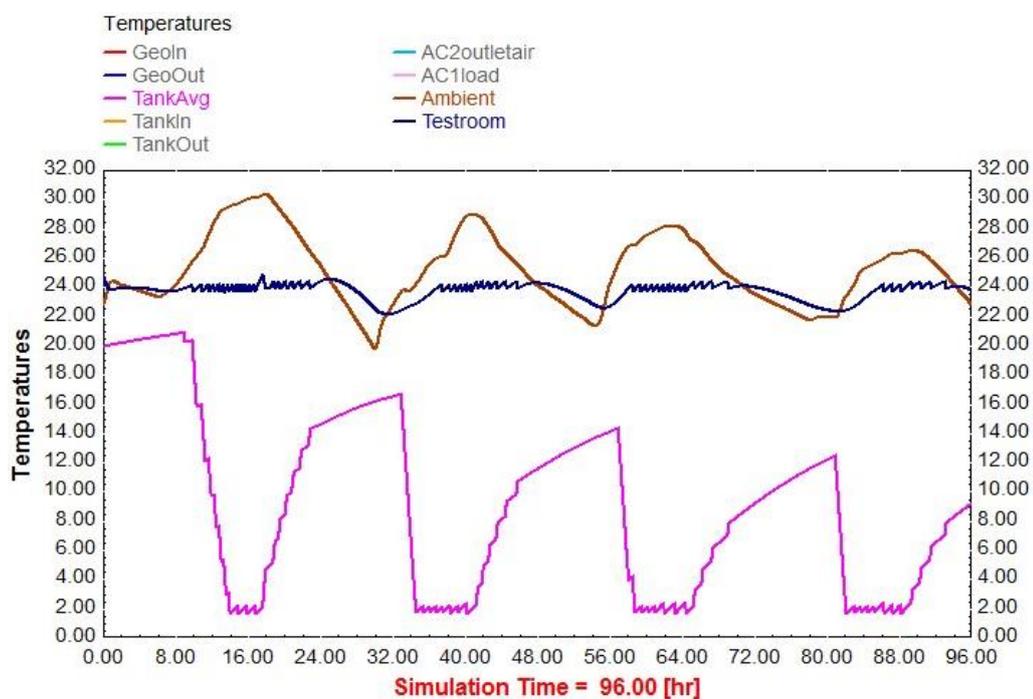
A figura 6.25 apresenta os resultados da simulação do modelo de condicionamento e armazenamento de energia térmica por um período de quatro dias.

Figura 6.24 – Diagrama de blocos do modelo implementado no simulador Trnsys



Fonte: O autor

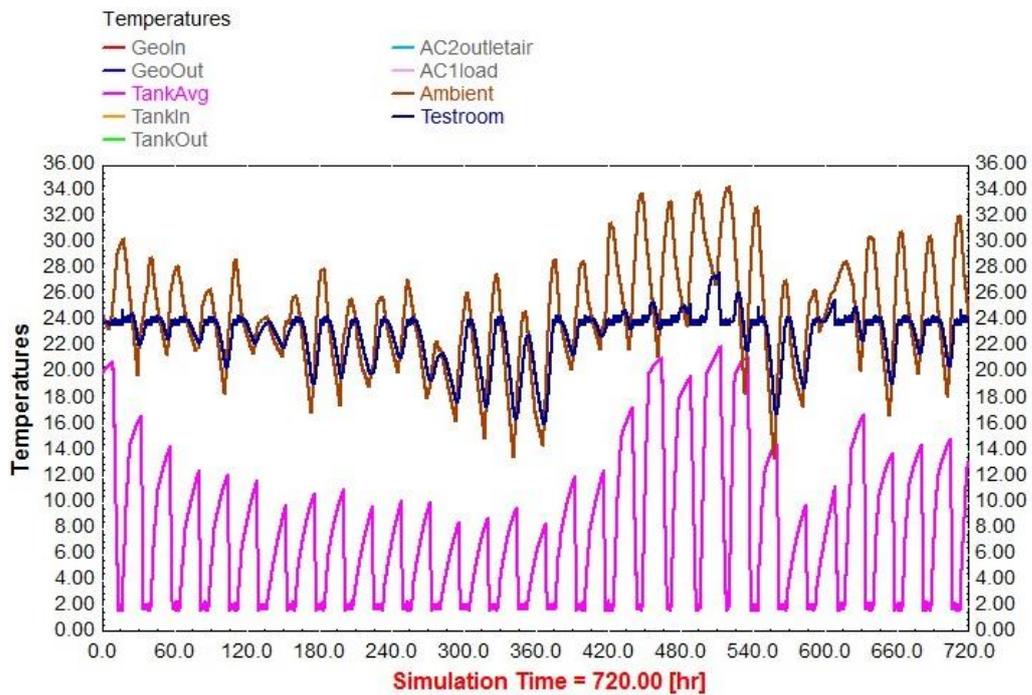
Figura 6.25 – Simulação do condicionamento e armazenamento por quatro dias



Fonte: O autor

A figura 6.26 apresenta a simulação do modelo de condicionamento e armazenamento de energia térmica por um período de trinta dias.

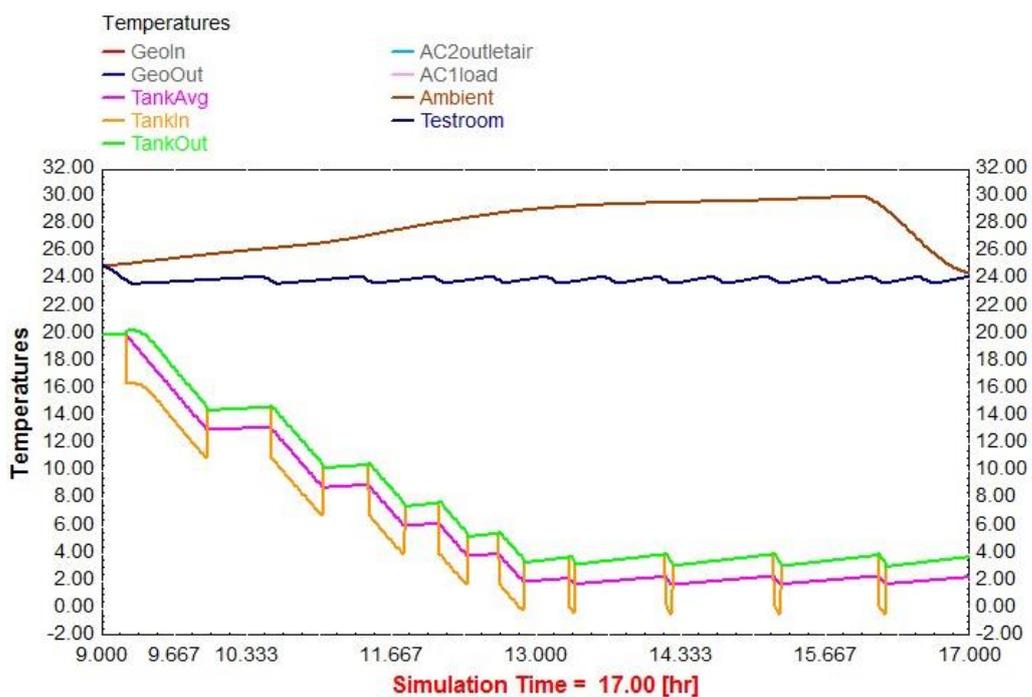
Figura 6.26 – Simulação do condicionamento e armazenamento por trinta dias



Fonte: O autor

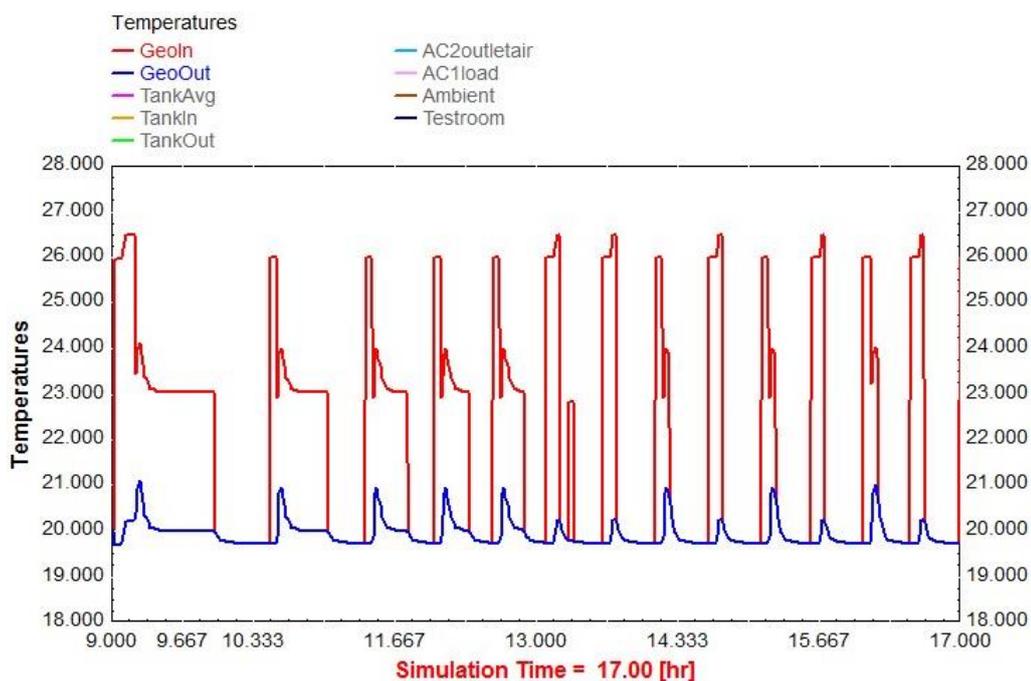
A figura 6.27 apresenta a simulação do armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste e a figura 6.28 apresenta as temperaturas de entrada e de saída no trocador de calor geotérmico, no período das 9 horas às 17 horas.

Figura 6.27 – Simulação do armazenamento e refrigeração da sala de teste



Fonte: O autor

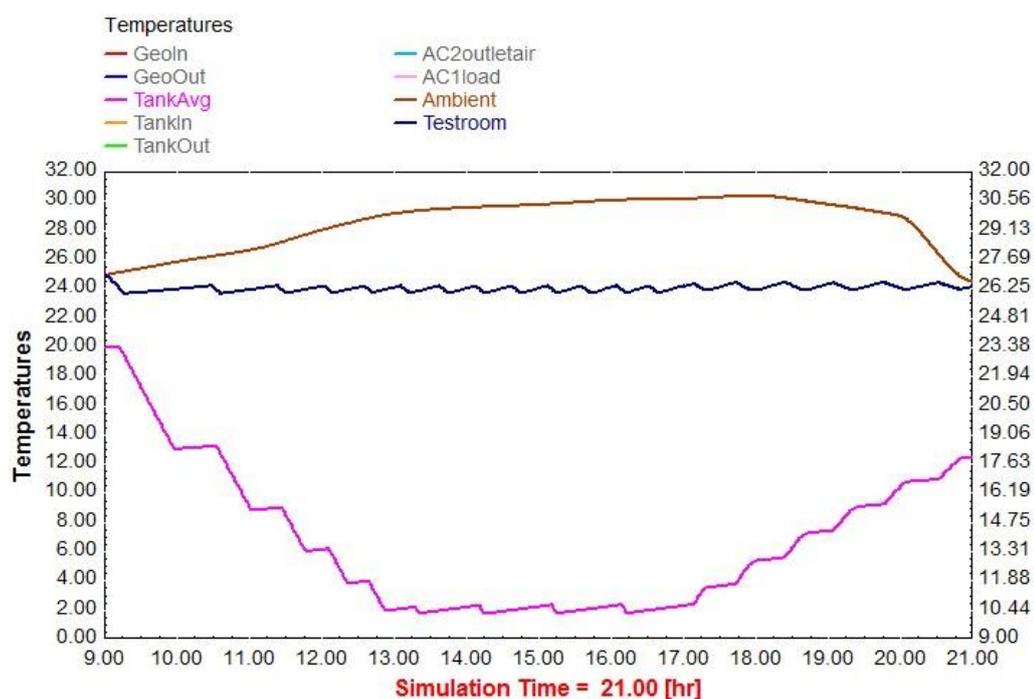
Figura 6.28 – Simulação das trocas térmicas no trocador de calor geotérmico



Fonte: O autor

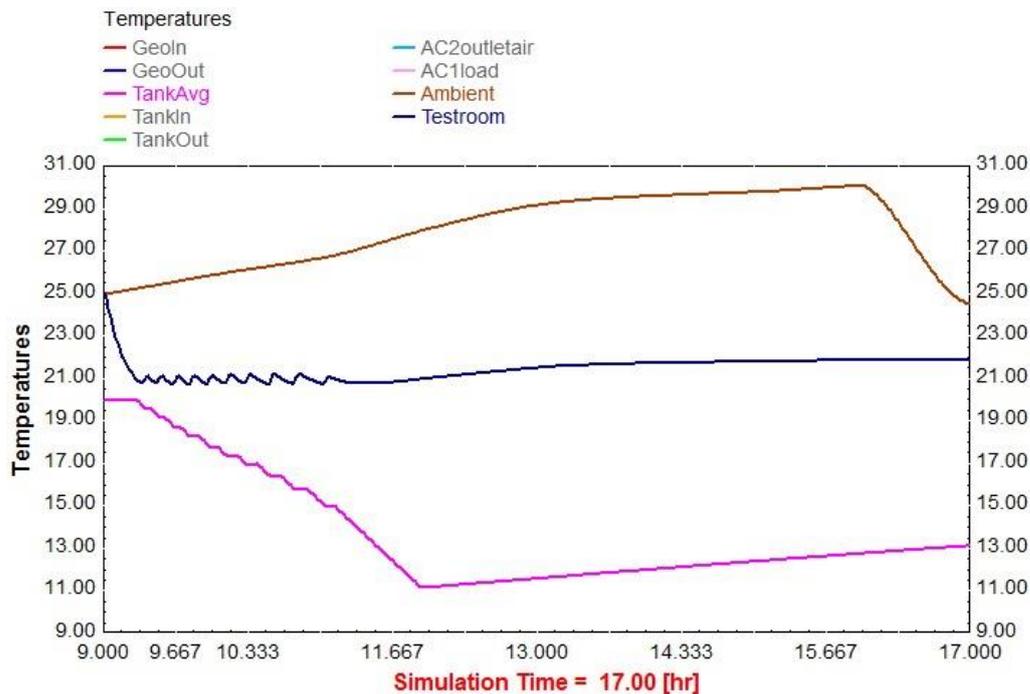
A figura 6.29 registra a simulação do armazenamento de energia térmica e refrigeração da sala de teste das 9 horas às 21 horas. A figura 6.30 registra os resultados da simulação do armazenamento e do condicionamento da sala de teste em 21 °C.

Figura 6.29 – Simulação de funcionamento das 9 horas às 21 horas



Fonte: O autor

Figura 6.30 – Simulação do armazenamento e refrigeração da sala de teste em 21 °C



Fonte: O autor

6.11 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentados os resultados práticos e das simulações que justificam os benefícios do armazenamento da energia geotérmica a partir do ar condicionado. Durante os testes observou-se que o protótipo usado cumpre a função de condicionar o ambiente e também armazenar energia térmica. Além do mais, o condicionamento do ambiente a partir da energia armazenada durante o horário de ponta conseguiu transferir aproximadamente 90% da carga com condicionamento térmico para o período de geração fotovoltaica contribuindo para equilibrar a curva de demanda de energia elétrica.

7 CONCLUSÃO

O barateamento dos painéis fotovoltaicos e os incentivos governamentais estão provocando um grande investimento na geração fotovoltaica para residências, caracterizando a tendência de uma rápida expansão deste quadro para a próxima década. Os efeitos da injeção da energia fotovoltaica intermitente na rede de distribuição pela adição de grandes quantidades de energia à rede em um período específico do dia e sua eliminação no período da noite provocam uma mudança fundamental nas características do perfil de demanda. Estudos de caso como o previsto para os próximos anos para o estado da Califórnia indicam a necessidade de se prever o armazenamento de energia elétrica de alguma forma para suprir a demanda logo após a saída da geração intermitente da rede.

Conclui-se que buscar alternativas para o armazenamento de energia será inevitável para equalizar o perfil de demanda de energia elétrica em todo o mundo. As soluções de grande porte apresentadas desde o CAES até o DESS levam ao armazenamento de energia na forma mais adequada localmente para posterior conversão em energia elétrica. Estes processos de armazenamento de energia exigem um alto custo de investimento e caracterizam-se pela dificuldade de localização, sendo que uma grande parte desta energia armazenada e convertida em energia elétrica servirá para atender as necessidades domésticas com conforto térmico e higiene pessoal, convertendo a energia elétrica em calor.

Com a proliferação da geração fotovoltaica para as próximas décadas como apontam os cenários vistos na introdução desta tese, a venda da energia fotovoltaica excedente pelos proprietários domésticos provavelmente não encontrará receitas atrativas bem como restrições governamentais. As tecnologias alternativas, porém, deverão abrir novas fronteiras para o uso de energias mais limpas e evitar restrições como visto no caso da Alemanha que necessitou impor limites para a injeção da energia fotovoltaica à rede de distribuição.

O armazenamento doméstico na forma de energia térmica para suprir as necessidades da própria residência pode contribuir como uma alternativa interessante para se transferir grande parte do consumo de energia elétrica do período da “cabeça do pato” para a geração fotovoltaica. A extensão dos resultados propostos nesta tese apontam para um deslocamento de aproximadamente 90% do consumo de energia elétrica com condicionamento térmico do horário de ponta para o período de geração fotovoltaica. A redução de consumo de energia elétrica com aquecimento de água no verão poderá ser até de 100%.

Trocadores de calor com circulação fechada de água não foram concebidos na prática devido às dificuldades de construção dos trocadores de calor, visto que o ar condicionado

necessita de circulação de ar para o condicionamento do ambiente desejado. Este fato dificulta a construção fora de uma linha de produção industrial de um trocador de calor com circulação de ar, água e gás. No entanto, a presente pesquisa apresenta os dados para um circuito aberto de circulação de água, com temperaturas de entrada e saída do gás, as temperaturas de entrada e saída da água no trocador de calor do aparelho de ar condicionado bem como a vazão da água, que formam os dados fundamentais para um projeto de trocador de calor com circuito fechado usando gás e água em conjunto com a circulação de ar no trocador de calor como forma de assim atender as mesmas condições deste experimento.

7.1 PRINCIPAIS CONTRIBUIÇÕES

As principais contribuições desta tese são:

- Uma descrição completa sobre a estrutura e o princípio de funcionamento de um trocador de calor geotérmico;
- Descrição completa de cada componente para a transformação de um ar condicionado convencional em um equipamento de armazenamento de energia térmica utilizando a energia geotérmica superficial como fonte de calor;
- Reunião de resultados experimentais objetivando a operação de um equipamento para condicionar ambiente e armazenar energia térmica;
- Levantamento de dados e informações detalhadas para servirem de base para o dimensionamento de trocadores de calor para a circulação fechada da água, tanto para o armazenamento como para o trocador de calor geotérmico;
- Disseminação do conhecimento e desenvolvimento de tecnologia para utilização da energia geotérmica superficial como importante vetor energético.

7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Avaliação da viabilidade técnica e econômica da adaptação de trocadores de calor geotérmicos com refrigeração líquida para realizar as trocas térmicas entre os componentes do ar condicionado residencial;
- Levantamento da pressão ideal de funcionamento do gás refrigerante para as trocas térmicas do ar condicionado com a energia geotérmica superficial;
- Desenvolver um sistema de trocas térmicas entre o ar condicionado e a piscina de uma residência, objetivando o aquecimento da água;

- Encontrar a capacidade de refrigeração em kW ou, BTU/h, do ar condicionado para o melhor aproveitamento da geração fotovoltaica para uso da termoacumulação em ambientes residenciais e comerciais;
- Avaliar as possibilidades de trocas térmicas do condicionamento de ar em cidades próximas de rios, lagos e mares;
- Desenvolver um reservatório para o armazenamento de água congelada;
- Aperfeiçoar o modelo no simulador Trnsys.

BIBLIOGRAFIA

ANEEL, Banco de Informação de Geração. Agência Nacional Energia Elétrica. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>> Acesso em: setembro, 2017.

ANEEL. **Resolução Normativa n. 482, de 17 de Abril de 2012.** Brasília, 2012.

ANEEL. **Resolução Normativa n. 517, de 11 de Dezembro de 2012.** Brasília, 2012.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentals of thermodynamics.** Wiley, 2013.

BOUGHANMI, Hassen et al. **Thermal performance of a conic basket heat exchanger coupled to a geothermal heat pump for greenhouse cooling under Tunisian climate.** Energy and Buildings, v. 104, p. 87-96, 2015.

Bouillon B. **Prepared Statement of Brad Bouillon on Behalf of the California Independent System Operator Corporation.** U.S. Federal Energy Regulatory Commission, Jun 2014.

BRANDL, Heinz. **Energy foundations and other thermo-active ground structures.** Geotechnique, v. 56, n. 2, p. 81-122, 2006.

BROWNE, M. W.; BANSAL, P. K. **An elemental NTU- ϵ model for vapour-compression liquid chillers.** International Journal of Refrigeration. v. 24, n. 7, p. 612-627, 2001.

CARBONE, Rosario. **Energy storage in the emerging era of smart grids.** 2011.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications.** (2015).

CHIASSON, Andrew D. **Geothermal Heat Pump and Heat Engine Systems: Theory and Practice.** John Wiley & Sons, 2016.

CHIGUERU, Tiba et al. **Atlas Solarimétrico do Brasil: Banco de dados solarimetricos.** Universitária da UFPE, 2000.

Costa, M. **Alemanha: o país em que a energia solar vingou até demais.** O Estado de São Paulo, Economia & Negócios, 29 set. 2014. Disponível em: <<http://economia.estadao.com.br/noticias/geral,alemanha-o-pais-em-que-a-energia-solar-vingou-ate-demais-imp-,1567777>> Acesso em: março, 2017.

CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado.** Livros Técnicos e Científicos, 2004.

DA SILVA, MARCELINO NASCIMENTO. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial.** PROCEL, Rio de Janeiro, 2005.

DE NARDIN, C. R. **Estudo comparativo entre condicionamento de ar convencional e a repercussão no sistema elétrico nacional.** Dissertação de mestrado. UFSM. 2015.

DE NARDIN, Carlos R. et al. **Increasing Efficiency in the Extraction of Solar Heat Stored Underground With Perturb-and-Observe Control.** Journal of Solar Energy Engineering, v. 139, n. 2, p. 021014, 2017.

DE NARDIN, Carlos R. et al. **Solar Heat Underground Storage Based Air Conditioning Vis-à-Vis Conventional HVAC Experimental Validation.** Journal of Solar Energy Engineering, v. 140, n. 1, p. 011004, 2018.

DENHOLM, Paul et al. **Overgeneration from Solar Energy in California. A Field Guide to the Duck Chart.** National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States), 2015.

DENHOLM, Paul et al. **The role of energy storage with renewable electricity generation.** National Renewable Energy Laboratory, 2010. NREL/TP - 6A2 - 47187.

DINCER, Ibrahim; ROSEN, Marc. **Thermal energy storage: systems and applications, 2nd Edition.** John Wiley & Sons, 2010.

DOE - Energy Efficiency & Renewable Energy Department. **U. S. Buildings energy databook.** 2011.

DUTRA, Adriane. **Aproveitamento de fontes Alternativas para redução do consumo de energia elétrica e reflexos nos seus custos.** 2011.

EPE - Empresa de pesquisa energética. **Análise da inserção da geração solar na matriz elétrica brasileira.** Rio de Janeiro, maio/2012 (Nota Técnica).

EPE - Empresa de pesquisa energética. **Avaliação da eficiência energética na indústria e nas residências no horizonte decenal (2010-2019).** Série Estudos da Demanda–Nota Técnica DEA, v. 14, n. 10. 2010.

EPE - Empresa de pesquisa energética. **Estimativa da Capacidade Instalada de Geração Distribuída no SIN: Aplicações no Horário de Ponta.** Nota Técnica DEA, v. 15, n. 1. 2015.

EPE - Empresa de pesquisa energética. **Nota Técnica DEA 19/14 – Inserção da Geração Fotovoltaica Distribuída no Brasil–Condicionantes e Impactos.** Rio de Janeiro, outubro/2014.

EPIA EUROPEAN PHOTOVOLTAIC INDUSTRY ASSOCIATION et al. **Global market outlook for photovoltaics 2014-2018.** Brussels, Belgium, v. 60, 2014.

FAIAS, Sérgio; SOUSA, Jorge; CASTRO, Rui. **Embedded energy storage systems in the power grid for renewable energy sources integration.** Renewable Energy. InTech, 2009.

Fletcher, Kenneth . State of Maine, Office of the Governor. **Residential Geothermal Heating & Cooling Systems in Maine.** 2011.

FLORIDES, Georgios; KALOGIROU, Soteris. **Annual ground temperature measurements at various depths.** In: 8th REHVA World Congress. 2005.

Hawkins D. **Achieving California's 20% Renewable Portfolio Standard.** California Independent System Operator Corporation (CAISO), sep. 2007.

Herbert W., STANFORD III. **HVAC water chillers and cooling towers: fundamentals, application, and operation.** CRC Press, 2011.

IBRAHIM, Hussein; ILINCA, Adrian; PERRON, Jean. **Energy storage systems—characteristics and comparisons.** Renewable and sustainable energy reviews, v. 12, n. 5, p. 1221-1250, 2008.

IEA, OECD. **Energy technology perspectives 2012: pathways to a clean energy system.** AGENCE INTERNATIONALE DE L'ÉNERGIE, 2012

IEA, OECD. **Techology Roadmap: Solar Photovoltaic Energy.** AGENCE INTERNATIONALE DE L'ÉNERGIE, 2010.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa.** Grupo Gen-LTC, 1998.

Instituto Nacional de Meteorologia. INMET Disponível em:
<<http://www.inmet.gov.br/portal/>> Acesso em: setembro, 2017.

KUSUDA, Tamami; ACHENBACH, Paul R. **Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States.** National Bureau of Standards Gaithersburg MD, 1965.

KWAG, Byung Chang; KRARTI, Moncef. **Evaluation of Thermo-Active Foundations for Heating and Cooling Residential Buildings.** Journal of Solar Energy Engineering, v. 138, n. 6, p. 061010, 2016.

LAZAR, Jim et al. **Teaching the " duck" to Fly.** Regulatory Assistance Project, 2016.

LI, Danny HW; YANG, Liu; LAM, Joseph C. **Zero energy buildings and sustainable development implications—A review.** Energy, v. 54, p. 1-10, 2013.

LINDSEY, Rebecca. **Climate and Earth's Energy Budget: Feature Articles.** Earth Observatory, NASA Goddard Space Flight Center.2009. Disponível em:
<<https://earthobservatory.nasa.gov/Features/EnergyBalance/page5.php>>. Acesso em:
setembro, 2017.

LONGO, A. J. et al. **Instrumentation for surface geothermal data acquisition aiming at sustainable heat exchangers.** In: Industrial Electronics Society, IECON 2014-40th Annual Conference of the IEEE. IEEE, 2014. p. 2164-2138.

McGrail et al. **Compressed Air Energy Storage: Grid-Scale Technology for Renewables Integration in the Pacific Northwest.** 2013

North American Electric Reliability Corporation (NERC) and California Independent System Operator Corporation (CAISO). **Maintaining Bulk Power System Reliability While Integrating Variable Energy Resources**. CAISO Approach. p. 8, 2013.

PEREZ-LOMBARD, Luis; ORTIZ, Jose; MAESTRE, Ismael R. **The map of energy flow in HVAC systems**. Applied Energy, v. 88, n. 12, p. 5020-5031, 2011.
PREVEDELLO, Celso Luiz. **Física do solo com problemas resolvidos**. 1996.

RASTLER, D. M. **Electricity energy storage technology options: a white paper primer on applications, costs and benefits**. Electric Power Research Institute, 2010.

SANNER, Burkhard. **Shallow geothermal energy**. 2001.

SCHREIBER, G. P. **Usinas hidrelétricas**. Edgard Blucher, São Paulo. 1978.

SOLANO, Juan; OLIVIERI, Lorenzo; CAAMANO, Estefania. **HVAC systems using PV technology: Economic feasibility analysis in commercial buildings of Ecuador**. IEEE Latin America Transactions, v. 14, n. 2, p. 767-772, 2016.

STANDARD, ASHRAE. Standard 55-2010: **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. ASHRAE. Atlanta USA, 2010.

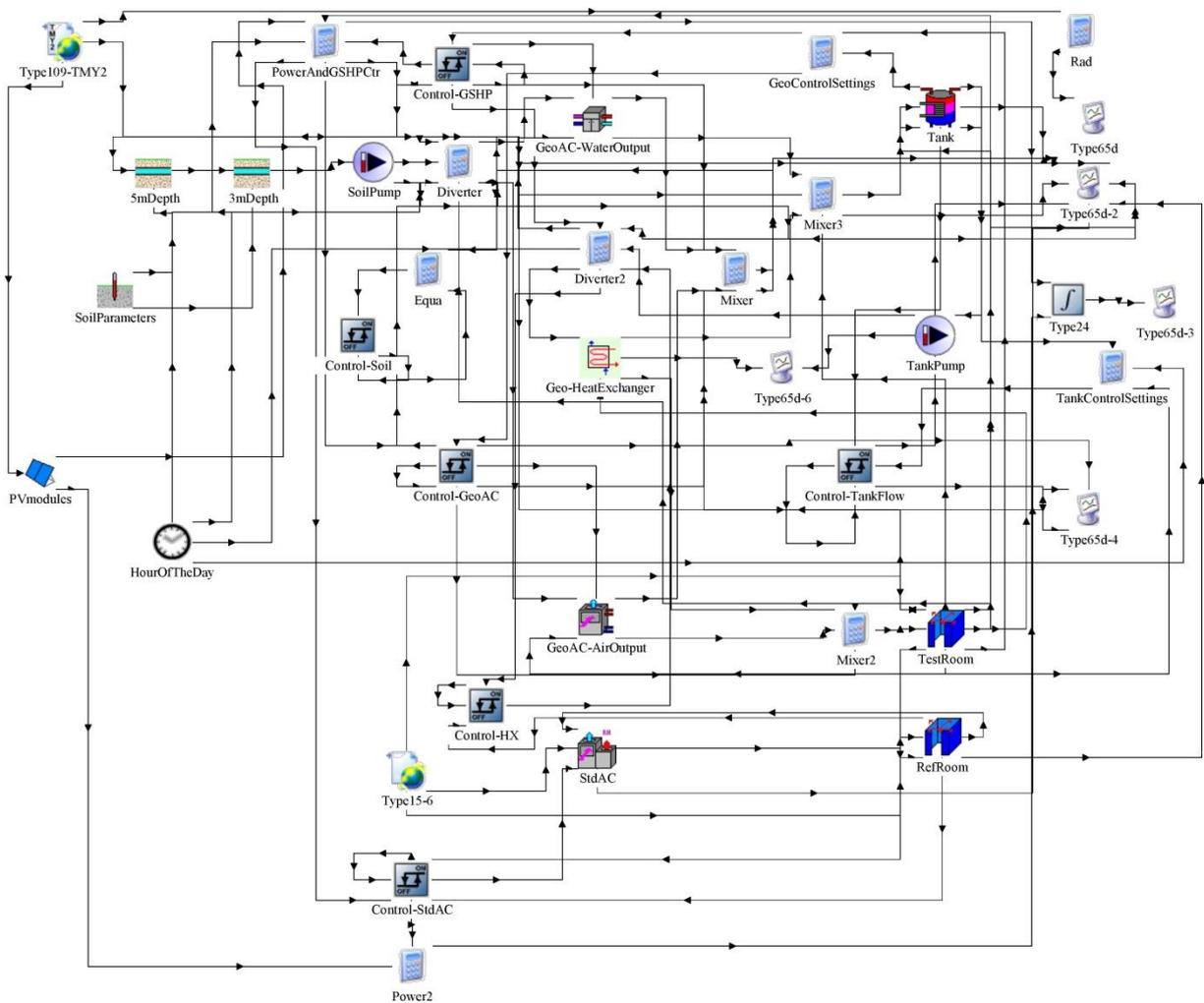
WONG, Bill; SNIJDERS, Aart; MCCLUNG, Larry. **Recent inter-seasonal underground thermal energy storage applications in Canada**. EIC Climate Change Technology, 2006 IEEE. IEEE, 2006. p. 1-7.

APÊNDICES

APÊNDICE A - MODELO DO CONDICIONADOR NO SIMULADOR TRNSYS

A figura A.1 ilustra o conjunto de circuitos utilizados no simulador Trnsys para o modelo de armazenamento e condicionamento a partir da energia geotérmica.

Figura A.1 – Bloco principal do modelo de condicionamento e armazenamento no Trnsys



Fonte: O autor

Figura A.2 – Parâmetros de configuração do solo no Trnsys

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number of temperature nodes	2	-			More...
2	Mean surface temperature	19.5	C			More...
3	Amplitude of surface temperature	20.0	deltaC			More...
4	Time shift	214	day			More...
5	Soil thermal conductivity	0.1	W/m.K			More...
6	Soil density	3200.0	kg/m ³			More...
7	Soil specific heat	1.1	kJ/kg.K			More...
8	Depth at point -1	5	m			More...
9	Depth at point -2	3	m			More...

Fonte: O autor

Figura A.3 – Parâmetros de configuração do solo a 3 metros de profundidade

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inside diameter	0.0254	m			More...
2	Pipe length	100.0	m			More...
3	Loss coefficient	200	W/m ² .K			More...
4	Fluid density	1000.0	kg/m ³			More...
5	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K			More...
6	Initial fluid temperature	19.5	C			More...

Fonte: O autor

Figura A.4 – Parâmetros de configuração do solo a 5 metros de profundidade

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inside diameter	0.0254	m			More...
2	Pipe length	100.0	m			More...
3	Loss coefficient	200	W/m ² .K			More...
4	Fluid density	1000.0	kg/m ³			More...
5	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K			More...
6	Initial fluid temperature	19.5	C			More...

Fonte: O autor

Figura A.5 – Parâmetros de configuração do trocador de calor geotérmico

The figure consists of two screenshots of the 'Geo-HeatExchanger' software window. The top screenshot shows the 'Input' tab with the following parameters:

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Shell and Tube mode	7	-			More...
2	Specific heat of hot side fluid	1.012				kJ/kg.K More...
3	Specific heat of cold side fluid	4.19				kJ/kg.K More...
4	Number of Shell Passes	8	-			More...

The bottom screenshot shows the 'Input' tab with the following parameters:

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Hot side inlet temperature	20.0				C More...
2	Hot side flow rate	100.0				kg/hr More...
3	Cold side inlet temperature	20.0				C More...
4	Cold side flow rate	100.0				kg/hr More...
5	Overall heat transfer coefficient of exchanger	30				W/K More...

Fonte: O autor

Figura A.6 – Parâmetros de configuração da saída da água no ar condicionado

The figure consists of two screenshots of the 'GeoAC-WaterOutput' software window. The top screenshot shows the 'Input' tab with the following parameters:

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Source specific heat	4.190				kJ/kg.K More...
2	Load specific heat	4.190				kJ/kg.K More...
3	Logical unit number for cooling data file	45	-			More...
4	Number of source temperatures - cooling	6	-			More...
5	Number of load temperatures - cooling	4	-			More...
6	Logical unit for heating data	46	-			More...
7	Number of source temps. - heating	6	-			More...
8	Number of load temps. - heating	4	-			More...
9	Number of identical heat pumps	1	-			More...

The bottom screenshot shows the 'Input' tab with the following parameters:

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet source temperature	40.0				C More...
2	Source flow rate	120.0				kg/hr More...
3	Inlet load temperature	20.0				C More...
4	Load flow rate	120.0				kg/hr More...
5	Cooling control signal	0	-			More...
6	Heating control signal	0	-			More...

Fonte: O autor

Figura A.7 – Parâmetros de configuração da saída do ar

GeoAC-AirOutput						
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1		Humidity mode	2	-	-	More...
2		Logical unit for cooling data	56	-	-	More...
3		Logical unit for heating data	57	-	-	More...
4		Logical unit number for cooling correction data	58	-	-	More...
5		Logical unit number for heating correction data	59	-	-	More...
6		Number of water flow steps	3	-	-	More...
7		Number of water temps. - cooling	4	-	-	More...
8		Number of water temps. - heating	4	-	-	More...
9		Number of wet bulb steps	6	-	-	More...
10		Number of dry bulb steps - cooling	4	-	-	More...
11		Number of dry bulb steps - heating	6	-	-	More...
12		Number of airflow steps - cooling	2	-	-	More...
13		Number of airflow steps - heating	2	-	-	More...
14		Density of liquid stream	1000.0	kg/m ³	-	More...
15		Specific heat of liquid stream	4.190	kJ/kg.K	-	More...
16		Specific heat of DHW fluid	4.190	kJ/kg.K	-	More...
17		Blower power	50	W	-	More...
18		Controller power	40	W	-	More...
19		Capacity of stage-1 auxiliary	0.0	kJ/hr	-	More...
20		Capacity of stage-2 auxiliary	0.0	kJ/hr	-	More...
21		Total air flow rate	91.67	l/s	-	More...

GeoAC-AirOutput						
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1		Inlet liquid temperature	20.0	C	-	More...
2		Inlet liquid flow rate	1000.0	kg/hr	-	More...
3		Return air temperature	20.0	C	-	More...
4		Not used	0.008	-	-	More...
5		Return air %RH	50.0	% (base 100)	-	More...
6		Return air pressure	1.0	atm	-	More...
7		Return air damper pressure drop	0	atm	-	More...
8		Fresh air temperature	20.0	C	-	More...
9		Not used	0.008	-	-	More...
10		Fresh air %RH	50.	% (base 100)	-	More...
11		Fresh air pressure	1.0	atm	-	More...
12		Fresh air damper pressure drop	0	atm	-	More...
13		Inlet DHW temperature	40.0	C	-	More...
14		Inlet DHW flow rate	0.111111	kg/s	-	More...
15		Cooling control signal	1.0	-	-	More...
16		Heating control signal	0	-	-	More...
17		Stage 1 auxiliary signal	0.0	-	-	More...
18		Stage 2 auxiliary signal	0.0	-	-	More...
19		Fan control signal	0.0	-	-	More...
20		Fraction of outside air	0	Fraction	-	More...
21		Cooling desuperheater temperature	30.0	C	-	More...
22		Heating desuperheater temperature	25.0	C	-	More...
23		Desuperheater UA - cooling	1500.0	kJ/hr.K	-	More...
24		Desuperheater UA - heating	1500.0	kJ/hr.K	-	More...
25		Fraction of rated cooling power	1.0	-	-	More...
26		Fraction of rated cooling capacity	1.0	-	-	More...
27		Fraction of rated heating power	1.0	-	-	More...
28		Fraction of rated heating capacity	1.0	-	-	More...
29		Pressure rise through heat pump	0.0	atm	-	More...

Figura A.8 – Parâmetros de configuração do painel fotovoltaico

PVmodules						
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Mode	1	-			More...
2	Module short-circuit current at reference conditions	9.00	amperes			More...
3	Module open-circuit voltage at reference conditions	37.4	V			More...
4	Reference temperature	298.15	K			More...
5	Reference insolation	1000	W/m ²			More...
6	Module voltage at max power point and reference conditions	30.2	V			More...
7	Module current at max power point and reference conditions	8.43	amperes			More...
8	Temperature coefficient of Isc at (ref. cond.)	0.00585	any			More...
9	Temperature coefficient of Voc (ref. cond.)	-0.12716	any			More...
10	Number of cells wired in series	60	-			More...
11	Number of modules in series	1	-			More...
12	Number of modules in parallel	1	-			More...
13	Module temperature at NOCT	318.15	K			More...
14	Ambient temperature at NOCT	293.15	K			More...
15	Insolation at NOCT	800	W/m ²			More...
16	Module area	1.64	m ²			More...
17	tau-alpha product for normal incidence	1	-			More...
18	Semiconductor bandgap	1.12	any			More...
19	Value of parameter a at reference conditions	1.41	-			More...
20	Value of parameter I _L at reference conditions	9.009	amperes			More...
21	Value of parameter I ₀ at reference conditions	0.00000000027	amperes			More...
22	Module series resistance	0.333	-			More...
23	Shunt resistance at reference conditions	220	-			More...
24	Extinction coefficient-thickness product of cover	0.008	-			More...

Fonte: O autor

Figura A.9 – Parâmetros de configuração da sala de teste

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Humidity mode	2	-			More...
2	Total heat loss coefficient	90	W/K			More...
3	Capacitance of zone	1600	kJ/K			More...
4	Volume of zone	24	m³			More...
5	Moisture capacitance multiplier	1	-			More...
6	Initial temperature	25.0	C			More...
7	Not used	0.005	-			More...
8	Initial % RH	72.6	% (base 100)			More...
9	Number of misc. heat flows	0	-			More...
10	Number of adjacent zones	1	-			More...
11	Conductance between this zone and the adjacent zone	0	W/K			More...

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Ventilation temperature	20.0	C			More...
2	Not used	0.008	-			More...
3	Ventilation air %RH	50.	% (base 100)			More...
4	Ventilation flow rate	2000.0	kg/hr			More...
5	Ventilation air pressure	1.	atm			More...
6	Ambient temperature	10.0	C			More...
7	Not used	0.006	-			More...
8	Ambient air %RH	50.0	% (base 100)			More...
9	Infiltration flow rate	75.0	kg/hr			More...
10	Ambient air pressure	1.0	atm			More...
11	Energy gain due to lights	0	kJ/hr			More...
12	Energy gain due to equipment	0	kJ/hr			More...
13	Occupancy sensible loads	0	kJ/hr			More...
14	Occupancy latent gains	0	kJ/hr			More...

Fonte: O autor

Figura A.10 – Parâmetros de configuração da sala de referência

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Humidity mode	2	-			More...
2	Total heat loss coefficient	90	W/K			More...
3	Capacitance of zone	1600	kJ/K			More...
4	Volume of zone	24	m³			More...
5	Moisture capacitance multiplier	1	-			More...
6	Initial temperature	25.0	C			More...
7	Not used	0.005	-			More...
8	Initial % RH	72.6	% (base 100)			More...
9	Number of misc. heat flows	0	-			More...
10	Number of adjacent zones	1	-			More...
11	Conductance between this zone and the adjacent zone	0	W/K			More...

RefRoom						
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Ventilation temperature	20.0	C	More...		
2	Not used	0.008	-	More...		
3	Ventilation air %RH	50.	%(base 100)	More...		
4	Ventilation flow rate	2000.0	kg/hr	More...		
5	Ventilation air pressure	1.	atm	More...		
6	Ambient temperature	10.0	C	More...		
7	Not used	0.006	-	More...		
8	Ambient air %RH	50.0	%(base 100)	More...		
9	Infiltration flow rate	75.0	kg/hr	More...		
10	Ambient air pressure	1.0	atm	More...		
11	Energy gain due to lights	0	kJ/hr	More...		
12	Energy gain due to equipment	0	kJ/hr	More...		
13	Occupancy sensible loads	0	kJ/hr	More...		
14	Occupancy latent gains	0	kJ/hr	More...		
15	Moisture gains	0.0	kg/hr	More...		
16	Temperature of adjacent zone	20.0	C	More...		
17	Humidity ratio of adjacent zone	0.008	-	More...		
18	Not used	50.0	%(base 100)	More...		
19	Air flow rate from adjacent zone	0.0	kg/hr	More...		
20	Pressure of adjacent zone	1.0	atm	More...		

Fonte: O autor

Figura A.11 – Parâmetros de configuração da bomba hidráulica B₂

SoilPump						
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Rated flow rate	1080.0	kg/hr	More...		
2	Fluid specific heat	4.19	kJ/kg.K	More...		
3	Rated power	2684.0	kJ/hr	More...		
4	Motor heat loss fraction	0.0	-	More...		
5	Number of power coefficients	2	-	More...		
6	Power coefficient-1	0	kJ/hr	More...		
7	Power coefficient-2	1.0	kJ/hr	More...		

SoilPump						
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet fluid temperature	20.0	C	More...		
2	Inlet fluid flow rate	0.0	kg/hr	More...		
3	Control signal	1.0	-	More...		
4	Total pump efficiency	0.6	-	More...		
5	Motor efficiency	0.9	-	More...		

Fonte: O autor

Figura A.12 – Parâmetros de configuração do ar condicionado convencional

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Humidity mode	2	-			More...
2	Logical Unit - cooling data	54	-			More...
3	Logical Unit - heating data	55	-			More...
4	Number of outdoor dry-bulb steps - cooling	6	-			More...
5	Number of indoor dry-bulb temps - cooling	5	-			More...
6	Number of indoor wet-bulb temps - cooling	4	-			More...
7	Number of outdoor dry-bulb temps - heating	16	-			More...
8	Number of indoor temps - heating	4	-			More...
9	Number of air flow steps	3	-			More...
10	Specific heat of air stream	2.5	kJ/kg.K			More...
11	Scale factor for heat pump	1.2	-			More...
12	Total air flow rate	91.67	l/s			More...
13	Rated indoor fan power	80	W			More...
14	Rated outdoor fan power	120	W			More...
15	Auxiliary heat mode	0	-			More...

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Return air temperature	20.0	C			More...
2	Not used (w)	0.008	-			More...
3	Return air %RH	50.0	-			More...
4	Return air flow rate	0.12	kg/s			More...
5	Inlet pressure	1.	atm			More...
6	Fan pressure rise	0	atm			More...
7	Outside air temperature	20.0	C			More...
8	Not used - w	0.005	-			More...
9	Outside air %RH	50.0	%(base 100)			More...
10	Ambient (sink) temperature	20.0	C			More...
11	Cooling control signal	0.	-			More...
12	Heating control signal	0	-			More...
13	Fan control signal	0.0	-			More...
14	Outside air damper position	0	-			More...

Fonte: O autor

Figura A.13 – Parâmetros de configuração da bomba hidráulica B₁

The figure consists of two screenshots of the 'TankPump' configuration window. The top screenshot shows parameters 1 through 7, and the bottom screenshot shows parameters 1 through 5.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Rated flow rate	720.0	kg/hr	More...		
2	Fluid specific heat	4.19	kJ/kg.K	More...		
3	Rated power	2684.0	kJ/hr	More...		
4	Motor heat loss fraction	0.0	-	More...		
5	Number of power coefficients	2	-	More...		
6	Power coefficient-1	0	kJ/hr	More...		
7	Power coefficient-2	1.0	kJ/hr	More...		

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet fluid temperature	20.0	C	More...		
2	Inlet fluid flow rate	0.0	kg/hr	More...		
3	Control signal	1.0	-	More...		
4	Total pump efficiency	0.6	-	More...		
5	Motor efficiency	0.9	-	More...		

Fonte: O autor

Figura A.14 – Parâmetros de configuração do reservatório

The figure consists of two screenshots of configuration windows. The top screenshot shows the 'Tank' configuration window with parameters 1 through 5, and the bottom screenshot shows the 'Type534' configuration window with parameters 1 through 16.

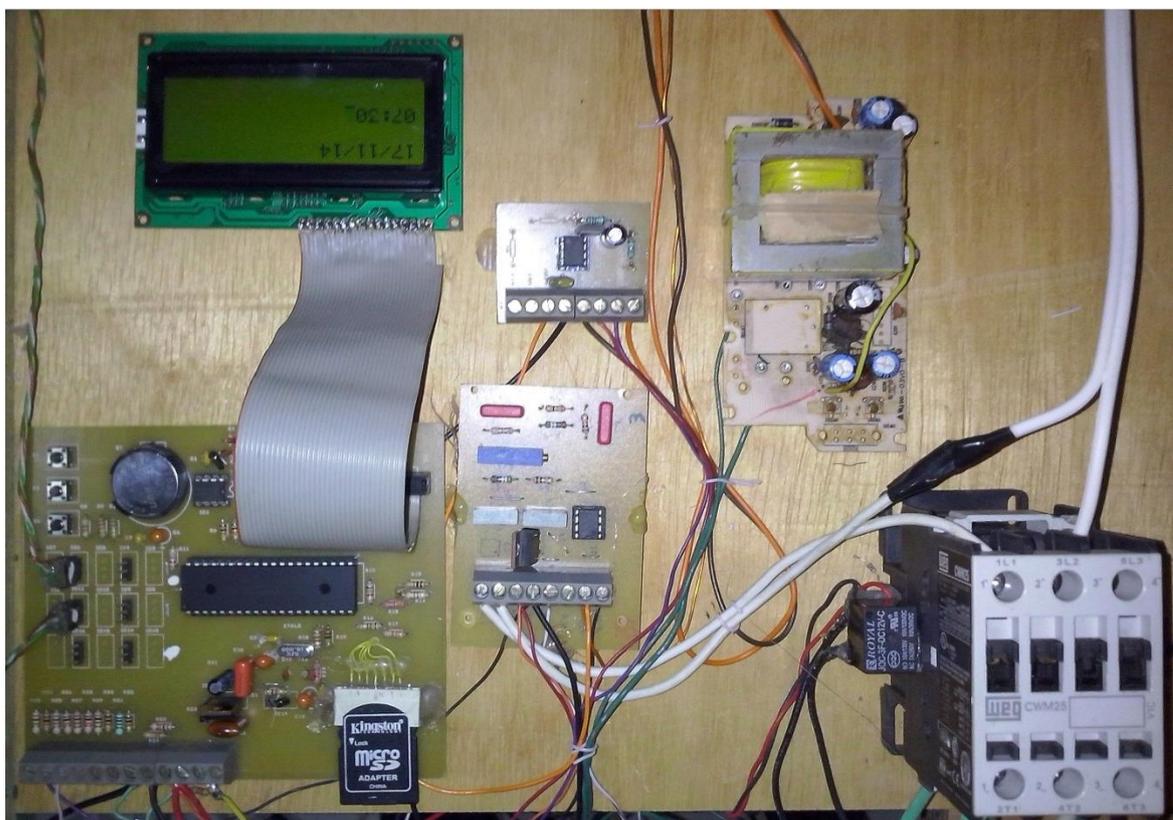
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Logical unit for data file	60	-	More...		
2	# of tank nodes	5	-	More...		
3	Number of ports	1	-	More...		
4	Number of immersed heat exchangers	0	-	More...		
5	Number of miscellaneous heat flows	0	-	More...		

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet temperature for port	20	C	More...		
2	Inlet flow rate for port	0	kg/hr	More...		
3	Top loss temperature	20	C	More...		
4	Edge loss temperature for node-1	20	C	More...		
5	Edge loss temperature for node-2	20	C	More...		
6	Edge loss temperature for node-3	20	C	More...		
7	Edge loss temperature for node-4	20	C	More...		
8	Edge loss temperature for node-5	20	C	More...		
9	Bottom loss temperature	20	C	More...		
10	Gas flue temperature	20	C	More...		
11	Inversion mixing flow rate	1000	kg/hr	More...		
12	Auxiliary heat input for node-1	0	kJ/hr	More...		
13	Auxiliary heat input for node-2	0	kJ/hr	More...		
14	Auxiliary heat input for node-3	0	kJ/hr	More...		
15	Auxiliary heat input for node-4	0	kJ/hr	More...		
16	Auxiliary heat input for node-5	0	kJ/hr	More...		

Fonte: O autor

A figura B.2 ilustra o conjunto de circuitos utilizados no controle do aparelho de ar condicionado e aquisição de dados da sala de referência. Na parte inferior desta figura estão localizadas a contactora e a placa de controle, junto com o display LCD. No centro aparece o sensor de corrente, e na parte superior, o sensor de tensão junto com o transformador de tensão.

Figura B.2 – Circuitos utilizados no controle do ar condicionado



Fonte: O autor

A aquisição de dados é composta pelos seguintes componentes: microcontrolador PIC 18F4520, clock PCF8583 para informar data e hora, cartão de memória (SD card), visor 4x20 e sensores digitais de temperatura DS18B20. A placa de aquisição de dados contém conexões para até 15 sensores de temperatura. Os dados medidos pelos sensores DS18B20 são enviados para o microcontrolador através do protocolo *1-Wire* que torna possível utilizar vários sensores conectados a apenas um pino de leitura do microcontrolador. Um número de série em cada sensor torna possível identificar individualmente cada sensor conectado no mesmo barramento.

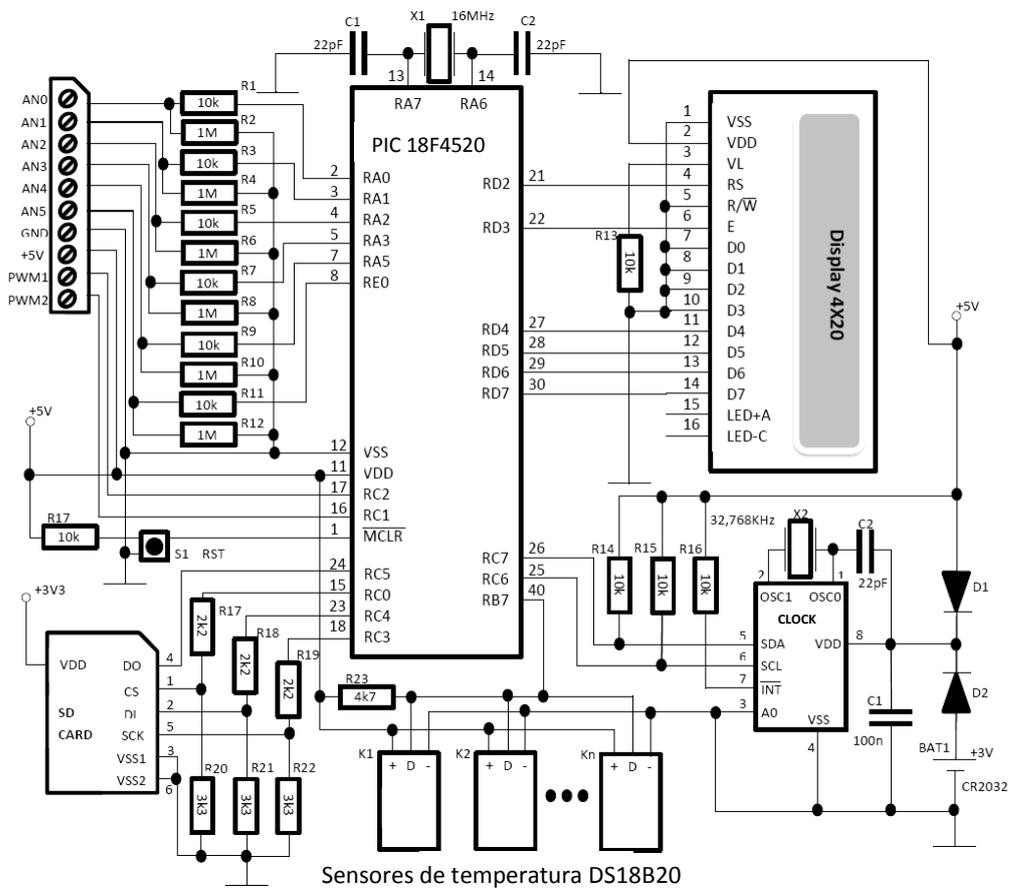
Através das informações do clock PCF8583, os dados podem ser armazenados em

arquivos diários, com formato txt criados no cartão SD.

B.1 Diagrama esquemático

A figura B.3 apresenta o diagrama esquemático da placa de aquisição de dados.

Figura B.3 – Diagrama esquemático do *Data Logger*



Fonte: O autor

APÊNDICE C - LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA DAS SALAS

C.1 Carga térmica para calefação da sala de teste

Air System Sizing Summary for Sala de teste	
Project Name: Climatizador geotérmico	09/22/2014
Prepared by: home	05:00

Air System Information

Air System Name	Sala de teste	Number of zones	1
Equipment Class		Floor Area	9,3 m²
Air System Type		Location	Santa Maria, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..	Sum of space airflow rates	Calculation Months	Jan to Dec
Space L/s	Individual peak space loads	Sizing Data	Calculated

Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load	0,3 kW	Load occurs at	Des Htg
Coil L/s at Des Htg	16 L/s	W/m ²	31,9
Max coil L/s	16 L/s	Ent. DB / Lvg DB	16,3 / 31,6 °C
Water flow @ 11,1 °K drop	N/A		

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s at Des Htg	16 L/s	Fan motor BHP	0,00 BHP
Standard L/s	16 L/s	Fan motor kW	0,00 kW
Actual max L/(s-m ²)	1,75 L/(s-m²)	Fan static	0 Pa

C.2 Carga térmica para arrefecimento da sala de teste

0	Air System Sizing Summary for Sala de teste	09/22/2014
Project Name: Climatizador geotérmico		05:06
Prepared by: home		

Air System Information

Air System Name	Sala de teste	Number of zones	1
Equipment Class		Floor Area	9,3 m²
Air System Type		Location	Santa Maria, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..	Sum of space airflow rates	Calculation Months	Jan to Dec
Space L/s	Individual peak space loads	Sizing Data	Calculated

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load	0,8 kW	Load occurs at	Jan 0800
Sensible coil load	0,8 kW	OA DB / WB	27,0 / 22,3 °C
Coil L/s at Jan 0800	64 L/s	Entering DB / WB	24,4 / 7,9 °C
Max block L/s	64 L/s	Leaving DB / WB	14,4 / 2,8 °C
Sum of peak zone L/s	64 L/s	Coil ADP	13,3 °C
Sensible heat ratio	1,000	Bypass Factor	0,100
m ² /kW	12,3	Resulting RH	0 %
W/m ²	81,3	Design supply temp.	14,4 °C
Water flow @ 5,6 °K rise	N/A	Zone T-stat Check	0 of 1 OK
		Max zone temperature deviation	0,6 °K

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s	64 L/s	Fan motor BHP	0,00 BHP
Standard L/s	63 L/s	Fan motor kW	0,00 kW
Actual max L/(s-m ²)	6,85 L/(s-m²)	Fan static	0 Pa

C.3 Carga térmica para calefação da sala de referência

Air System Sizing Summary for Sala de referência	
Project Name: Climatizador geotérmico	09/22/2014
Prepared by: home	05:09

Air System Information

Air System Name .. Sala de referência	Number of zones	1
Equipment Class	Floor Area	9,3 m²
Air System Type	Location	Santa Maria, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s .. Sum of space airflow rates	Calculation Months	Jan to Dec
Space L/s Individual peak space loads	Sizing Data	Calculated

Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load	0,3 kW	Load occurs at	Des Htg
Coil L/s at Des Htg	19 L/s	W/m ²	35,3
Max coil L/s	19 L/s	Ent. DB / Lvg DB	17,3 / 32,1 °C
Water flow @ 11,1 °K drop	N/A		

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s at Des Htg	19 L/s	Fan motor BHP	0,00 BHP
Standard L/s	18 L/s	Fan motor kW	0,00 kW
Actual max L/(s-m ²)	2,00 L/(s-m²)	Fan static	0 Pa

C.4 Carga térmica para arrefecimento da sala de referência

Air System Sizing Summary for Sala de referência	
Project Name: condicionador geotérmico	09/22/2014
Prepared by: home	05:10

Air System Information

Air System Name .. Sala de referência	Number of zones 1
Equipment Class	Floor Area 9,3 m²
Air System Type	Location Santa Maria, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s .. Sum of space airflow rates	Calculation Months Jan to Dec
Space L/s Individual peak space loads	Sizing Data Calculated

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 0,7 kW	Load occurs at Jan 0800
Sensible coil load 0,7 kW	OA DB / WB 27,0 / 22,3 °C
Coil L/s at Jan 0800 60 L/s	Entering DB / WB 24,4 / 7,9 °C
Max block L/s 60 L/s	Leaving DB / WB 14,4 / 2,8 °C
Sum of peak zone L/s 60 L/s	Coil ADP 13,3 °C
Sensible heat ratio 1,000	Bypass Factor 0,100
m ² /kW 13,1	Resulting RH 0 %
W/m ² 76,1	Design supply temp. 14,4 °C
Water flow @ 5,6 °K rise N/A	Zone T-stat Check 0 of 1 OK
	Max zone temperature deviation 0,5 °K

Supply Fan Sizing Data

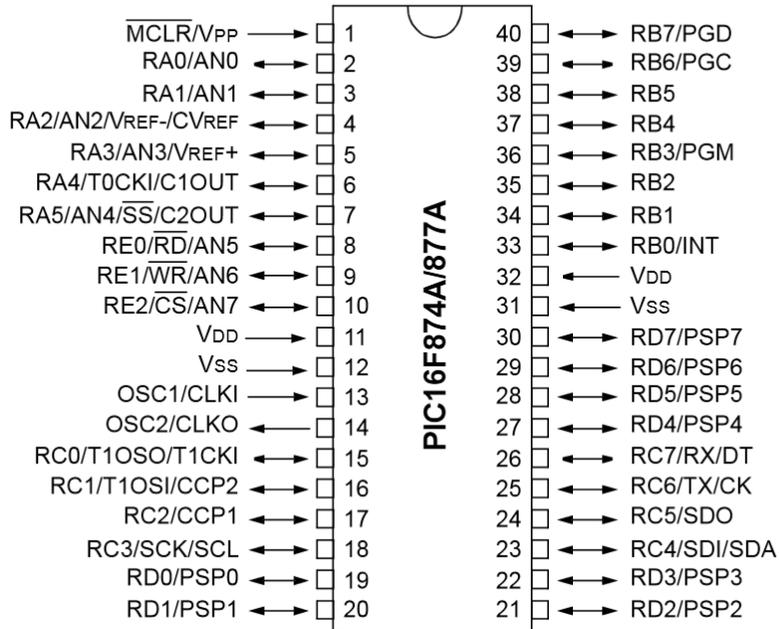
Actual max L/s 60 L/s	Fan motor BHP 0,00 BHP
Standard L/s 59 L/s	Fan motor kW 0,00 kW
Actual max L/(s-m ²) 6,42 L/(s-m²)	Fan static 0 Pa

ANEXOS

ANEXO A - ESPECIFICAÇÕES DO MICRONTROLADOR PIC 16F877A

Neste anexo estão apresentadas as principais especificações do microcontrolador PIC 16F877A fornecidas pelo fabricante do componente.

40-Pin PDIP



PIC16F87XA DEVICE FEATURES

Key Features	PIC16F873A	PIC16F874A	PIC16F876A	PIC16F877A
Operating Frequency	DC – 20 MHz			
Resets (and Delays)	POR, BOR (PWRT, OST)	POR, BOR (PWRT, OST)	POR, BOR (PWRT, OST)	POR, BOR (PWRT, OST)
Flash Program Memory (14-bit words)	4K	4K	8K	8K
Data Memory (bytes)	192	192	368	368
EEPROM Data Memory (bytes)	128	128	256	256
Interrupts	14	15	14	15
I/O Ports	Ports A, B, C	Ports A, B, C, D, E	Ports A, B, C	Ports A, B, C, D, E
Timers	3	3	3	3
Capture/Compare/PWM modules	2	2	2	2
Serial Communications	MSSP, USART	MSSP, USART	MSSP, USART	MSSP, USART
Parallel Communications	—	PSP	—	PSP
10-bit Analog-to-Digital Module	5 input channels	8 input channels	5 input channels	8 input channels
Analog Comparators	2	2	2	2
Instruction Set	35 Instructions	35 Instructions	35 Instructions	35 Instructions
Packages	28-pin PDIP 28-pin SOIC 28-pin SSOP 28-pin QFN	40-pin PDIP 44-pin PLCC 44-pin TQFP 44-pin QFN	28-pin PDIP 28-pin SOIC 28-pin SSOP 28-pin QFN	40-pin PDIP 44-pin PLCC 44-pin TQFP 44-pin QFN

ANEXO B - ESPECIFICAÇÕES DO MICROCONTROLADOR PIC18F4520

40-pin PDIP

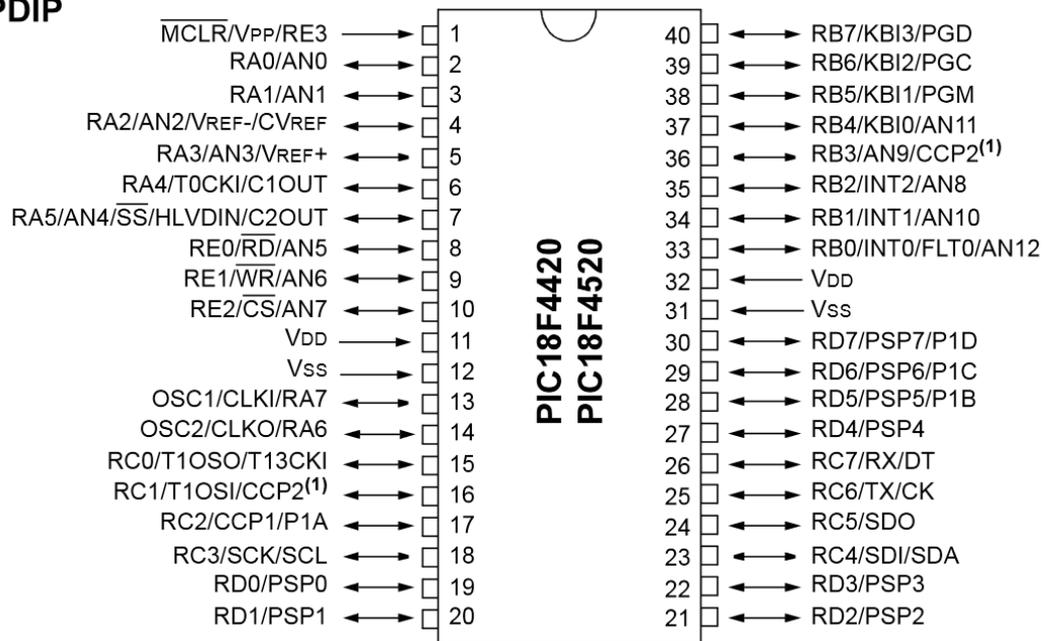


TABLE 1-1: DEVICE FEATURES

Features	PIC18F2420	PIC18F2520	PIC18F4420	PIC18F4520
Operating Frequency	DC – 40 MHz			
Program Memory (Bytes)	16384	32768	16384	32768
Program Memory (Instructions)	8192	16384	8192	16384
Data Memory (Bytes)	768	1536	768	1536
Data EEPROM Memory (Bytes)	256	256	256	256
Interrupt Sources	19	19	20	20
I/O Ports	Ports A, B, C, (E)	Ports A, B, C, (E)	Ports A, B, C, D, E	Ports A, B, C, D, E
Timers	4	4	4	4
Capture/Compare/PWM Modules	2	2	1	1
Enhanced Capture/Compare/PWM Modules	0	0	1	1
Serial Communications	MSSP, Enhanced USART	MSSP, Enhanced USART	MSSP, Enhanced USART	MSSP, Enhanced USART
Parallel Communications (PSP)	No	No	Yes	Yes
10-bit Analog-to-Digital Module	10 Input Channels	10 Input Channels	13 Input Channels	13 Input Channels
Resets (and Delays)	POR, BOR, RESET Instruction, Stack Full, Stack Underflow (PWRT, OST), MCLR (optional), WDT	POR, BOR, RESET Instruction, Stack Full, Stack Underflow (PWRT, OST), MCLR (optional), WDT	POR, BOR, RESET Instruction, Stack Full, Stack Underflow (PWRT, OST), MCLR (optional), WDT	POR, BOR, RESET Instruction, Stack Full, Stack Underflow (PWRT, OST), MCLR (optional), WDT
Programmable High/Low-Voltage Detect	Yes	Yes	Yes	Yes
Programmable Brown-out Reset	Yes	Yes	Yes	Yes
Instruction Set	75 Instructions; 83 with Extended Instruction Set enabled	75 Instructions; 83 with Extended Instruction Set enabled	75 Instructions; 83 with Extended Instruction Set enabled	75 Instructions; 83 with Extended Instruction Set enabled
Packages	28-pin PDIP 28-pin SOIC 28-pin QFN	28-pin PDIP 28-pin SOIC 28-pin QFN	40-pin PDIP 44-pin QFN 44-pin TQFP	40-pin PDIP 44-pin QFN 44-pin TQFP

ANEXO C - ESPECIFICAÇÕES DO SENSOR DE TEMPERATURA DS18B20

DS18B20 Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer

DESCRIPTION

The DS18B20 digital thermometer provides 9-bit to 12-bit Celsius temperature measurements and has an alarm function with nonvolatile user-programmable upper and lower trigger points. The DS18B20 communicates over a 1-Wire bus that by definition requires only one data line (and ground) for communication with a central microprocessor. It has an operating temperature range of -55°C to $+125^{\circ}\text{C}$ and is accurate to $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ over the range of -10°C to $+85^{\circ}\text{C}$. In addition, the DS18B20 can derive power directly from the data line ("parasite power"), eliminating the need for an external power supply.

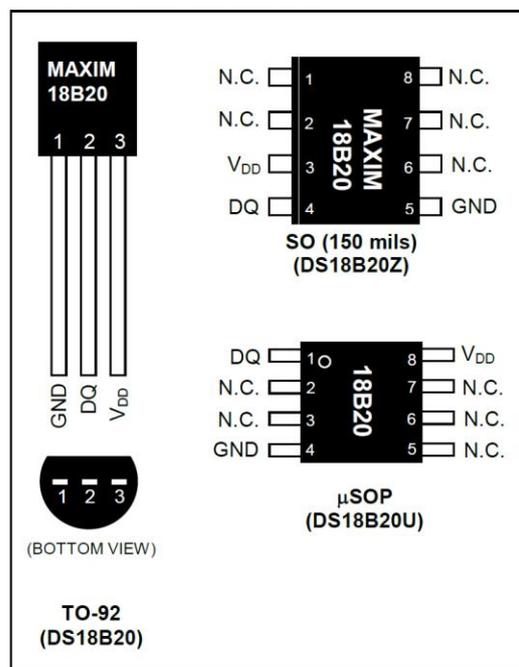
Each DS18B20 has a unique 64-bit serial code, which allows multiple DS18B20s to function on the same 1-Wire bus. Thus, it is simple to use one microprocessor to control many DS18B20s distributed over a large area. Applications that can benefit from this feature include HVAC environmental controls, temperature monitoring systems inside buildings, equipment, or machinery, and process monitoring and control systems.

FEATURES

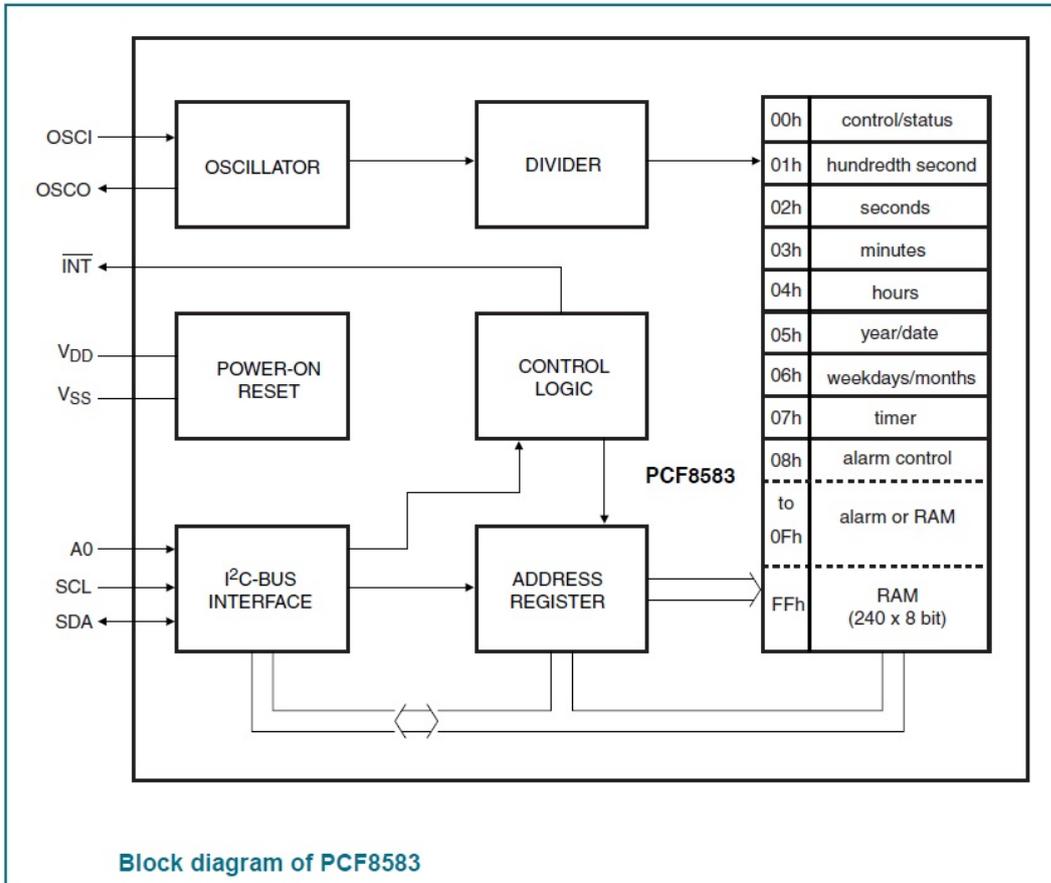
- Unique 1-Wire® Interface Requires Only One Port Pin for Communication
- Each Device has a Unique 64-Bit Serial Code Stored in an On-Board ROM
- Multidrop Capability Simplifies Distributed Temperature-Sensing Applications
- Requires No External Components
- Can Be Powered from Data Line; Power Supply Range is 3.0V to 5.5V
- Measures Temperatures from -55°C to $+125^{\circ}\text{C}$ (-67°F to $+257^{\circ}\text{F}$)
- $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ Accuracy from -10°C to $+85^{\circ}\text{C}$
- Thermometer Resolution is User Selectable from 9 to 12 Bits
- Converts Temperature to 12-Bit Digital Word in 750ms (Max)

- User-Definable Nonvolatile (NV) Alarm Settings
- Alarm Search Command Identifies and Addresses Devices Whose Temperature is Outside Programmed Limits (Temperature Alarm Condition)
- Available in 8-Pin SO (150 mils), 8-Pin μSOP , and 3-Pin TO-92 Packages
- Software Compatible with the DS1822
- Applications Include Thermostatic Controls, Industrial Systems, Consumer Products, Thermometers, or Any Thermally Sensitive System

PIN CONFIGURATIONS



ANEXO D - ESPECIFICAÇÕES DO RTC PCF8583



Features and benefits

- I²C-bus interface operating supply voltage: 2.5 V to 6 V
- Clock operating supply voltage 1.0 V to 6.0 V at 0 °C to +70 °C
- 240 × 8-bit low-voltage RAM
- Data retention voltage: 1.0 V to 6.0 V
- Operating current (at f_{SCL} = 0 Hz): max 50 μA
- Clock function with four year calendar
- Universal timer with alarm and overflow indication
- 24 hour or 12 hour format
- 32.768 kHz or 50 Hz time base
- Serial input and output bus (I²C-bus)
- Automatic word address incrementing
- Programmable alarm, timer, and interrupt function
- Slave addresses: A1h or A3h for reading, A0h or A2h for writing

ANEXO E - ESPECIFICAÇÕES DA BOMBA HIDRÁULICA B₂

QUAD PUMPS

4000 SERIES PUMPS

Flojet developed the quad pumps to deliver higher flows up to 5 GPM using a four-piston design with excellent self-priming capability.

SPECIAL FEATURES

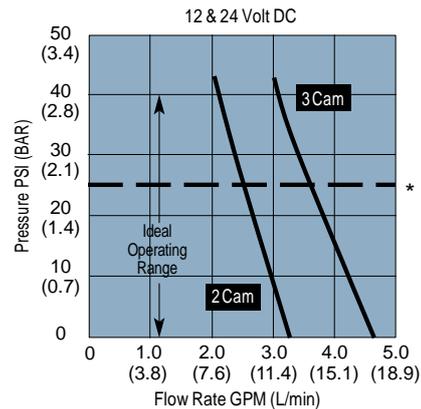
- Built-in pressure switch automatically starts and stops pump instantaneously when discharge valve opens and closes.
- Compact design and plug-in port fittings make installation easy.
- Can run dry without damage and handle liquids up to 130° F (54° C).
- No metal contact with liquid being pumped.
- Ball bearing drive throughout pump and motor assures longer pump life.
- Excellent self-priming capability. Pump may be located above the liquid level.
- Powerful, permanent magnet motor with low current draw and long life brushes.

SPECIFICATIONS

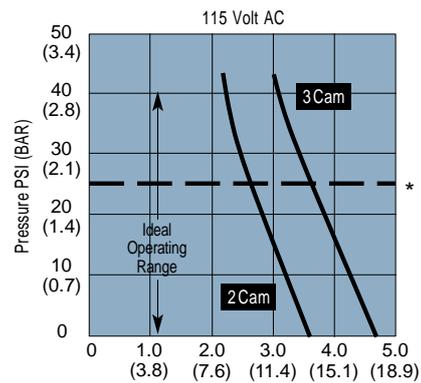
Flow Rate:	3.5 to 5.0 GPM (13.2 and 18.9 L/min) Nominal		
Pump Design:	Diaphragm		
Shaft Seal:	None		
Motor:	TEFC	Permanent Magnet	Motor
Voltage:	12 & 24 Volt DC, 115 & 230 Volt AC		
Cycle:	50/60	hertz	for AC Models
Current:	1.5	amp max.	(115 V)
Pressure Switch Setting:	45 PSI (3.2 bar) cut out		
Maximum Operating Pressure:	40 PSI (2.8 bar)		
Self-Priming:	Up to 8 ft. (2.4 m) Vertical Height		
Ports:	Plug-In Ports 1/2" or 3/4" Hose Barb Standard (Consult Factory for other type of Port Fittings)		
Wetted Parts:	Housing	Modified Polypropylene - Standard	
	Elastomers	Santoprene® and Buna - Standard	
Net Weight:	4 lbs. (2 kg)		



PUMP PERFORMANCE

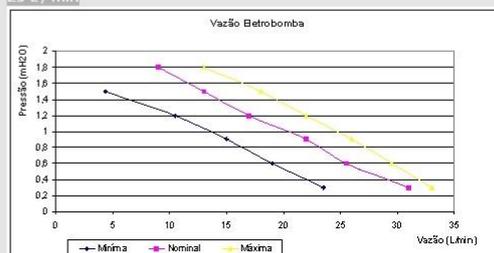


* Continuous Duty Max Pressure For No Switch 3 Cam Models.



ANEXO F - ESPECIFICAÇÕES DA BOMBA HIDRÁULICA B₁**Componentes para eletrodomésticos - Eletrobombas**

EBE 02 Eletrobomba com Conector RAST 5

**Materiais** Corpo: termoplástico**Terminais** Faston 6,3mm**Rigidez Dielétrica** 1.500 Vca**Tensão** 127 Vca - 60Hz
220 Vca - 50Hz
220 Vca - 60Hz**Vazão** 14 L / min
21 L / min
25 L / min

ANEXO G - ESPECIFICAÇÕES DO AR CONDICIONADO



Ar Condicionado Janela 7.500 BTUs Frio – Mecânico (CCI07)

CLASSE A EM CONSUMO DE ENERGIA – Mais economia para o seu bolso.

PAINEL DISPENSA MOLDURA E ACABAMENTOS – Instalação prática e econômica.

EXCLUSIVO FILTRO PROTEÇÃO ATIVA – Que inibe a proliferação de ácaros, fungos e bactérias.

Compartilhar este produto

[Curtir](#) 5 [Tweet](#)

Características Técnicas

Classificação energética	A
Selo Procel	sim
Garantia	1 ano
Tensão (V)	127V-220V
Frequência (Hz)	60
Vazão de ar (m ³ /h)	330
Corrente (A)	7,6
Compressor	Rotativo

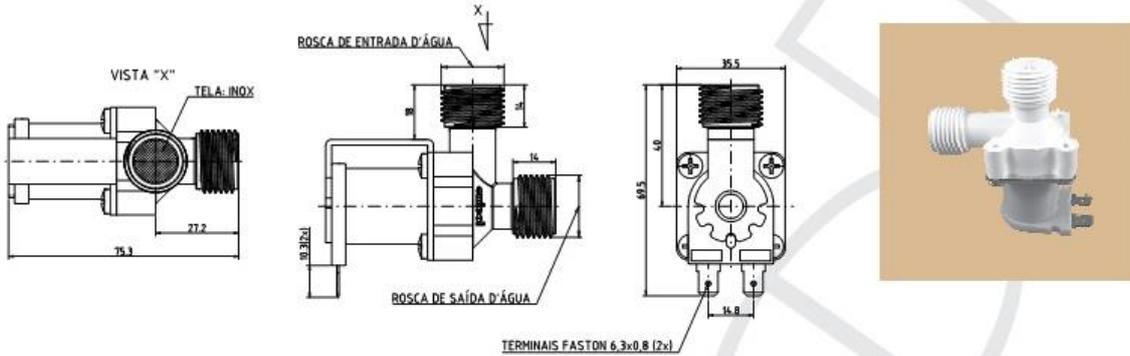
Modelo	CCJ07 CCM07 CBBNA DDBNA
Capacidade kW (BTU/h)	2,20 / (7500)
Ciclo	reverso
Tensão (V)	220
Frequência (Hz)	60
Potencia (W)	850
Corrente (A)	3,9
Vazão de ar (m ³ /h)	330
Peso c/ embalagem (kg)	30,5
Peso s/ embalagem (kg)	29,0
Compressor	rotativo
Eficiencia Energética (W/W)	2,92

ANEXO H - ESPECIFICAÇÕES DA VÁLVULA DE FLUXO EVA 18

Série EVA

Mod. EVA 18 - Válvula de entrada de água

1 entrada e 1 saída de 1/2"



Codificação das opções disponíveis (consulte o check-list para amostras e cotações)

EVA	18	1	A	1	2	0	0	02	01	0	08
Série	Modelo	Tensão	Posição da entrada de água em relação ao suporte	Posição da bobina em relação ao suporte	Rosca da entrada de água (Veja Especificações Técnicas)	Terminal terra	Versão	Suporte (Vide modelos abaixo) ou ZZ...não aplicável	Dimensões de saída de água (Veja Especificações Técnicas)	Posição do suporte em relação à entrada de água	Regulador de Vazão ZZ... sem regulador (padrão 40l/min)
	18	1... 127VCA/ 60Hz 2... 220VCA/ 60-60Hz 3... 12VCC 4... 24VCC 5... 220-240/ 50Hz				0...sem 1...com	0...nominal 1...atômica				

ANEXO I - TABELA PARA LEVANTAMENTO DE CARGA TÉRMICA

Folha de Cálculo da Philco para Levantamento de Carga Térmica em kcal/h

Item	m ²										
		05	10	15	20	25	30	35	40	45	50
1 – Teto em laje											
N.º de pessoas	05	1.650	2.100	2.700	3.150	3.600	4.200	4.650	5.250	5.700	6.150
N.º de pessoas	10	2.400	2.850	3.450	3.900	4.350	4.950	5.400	5.850	6.450	6.900
N.º de pessoas	15	3.150	3.600	4.200	4.650	5.100	5.700	6.150	6.750	7.200	7.800
N.º de pessoas	20	3.600	4.200	4.500	5.100	5.550	6.150	6.600	7.200	7.650	8.100
2 – Teto sob telhado											
N.º de pessoas	05	1.350	1.800	2.250	2.550	3.150	3.300	3.750	4.050	4.500	4.950
N.º de pessoas	10	2.100	2.550	2.850	3.300	3.750	4.050	4.500	4.800	5.250	5.700
N.º de pessoas	15	2.850	3.300	3.600	4.050	4.500	4.800	5.250	5.550	6.000	6.300
N.º de pessoas	20	3.600	4.050	4.350	4.800	5.100	5.550	6.000	6.450	6.750	7.200