



**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
JÚLIO MESQUITA FILHO
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU**



**LEVANTAMENTO DE COEFICIENTES DE DESEMPENHO DE
ARMAZENADOR TÉRMICO ASSOCIADO A REFRIGERADOR
DOMÉSTICO MODIFICADO**

LUÍS MANOEL DE PAIVA SOUZA

BAURU - SP

2011



**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
JÚLIO MESQUITA FILHO
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU**



LEVANTAMENTO DE COEFICIENTES DE DESEMPENHO DE ARMAZENADOR TÉRMICO ASSOCIADO A REFRIGERADOR DOMÉSTICO MODIFICADO

LUÍS MANOEL DE PAIVA SOUZA

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia da
UNESP - Campus de Bauru, como
parte dos requisitos para a
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

BAURU - SP

2011

Souza, Luís Manoel de Paiva.

Levantamento de coeficientes de desempenho de armazenador térmico associado a refrigerador doméstico modificado/ Luís Manoel de Paiva Souza, 2011.

142 f.

Orientador: Alcides Padilha

Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2011

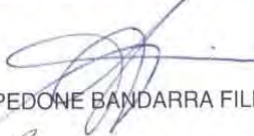
1. Energia térmica. 2. Armazenador térmico. 3. Sistema de refrigeração. 4. Coeficiente de desempenho. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE LUIS MANOEL DE PAIVA SOUZA, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

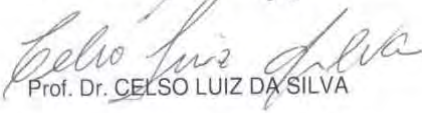
Aos 27 dias do mês de junho do ano de 2011, às 16:00 horas, no(a) ANFITEATRO DO STI DA FACULDADE DE ENGENHARIA, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. ALCIDES PADILHA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. ENIO PEDONE BANDARRA FILHO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Uberlândia - UFU, Prof. Dr. CELSO LUIZ DA SILVA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de LUIS MANOEL DE PAIVA SOUZA, intitulado "LEVANTAMENTO DE COEFICIENTES DE DESEMPENHO DE ARMAZENADOR TÉRMICO ASSOCIADO A REFRIGERADOR DOMÉSTICO MODIFICADO". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.



Prof. Dr. ALCIDES PADILHA



Prof. Dr. ENIO PEDONE BANDARRA FILHO



Prof. Dr. CELSO LUIZ DA SILVA

“A vida é como andar de bicicleta. Para manter o equilíbrio é preciso se manter em movimento”
(Albert Einstein)

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a vida.

Ao meu orientador Prof. Dr. Alcides Padilha e co-orientador Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon pela amizade, apoio, incentivo e por importantes ensinamentos prestados, tanto científicos quanto pessoais, desenvolvendo assim minha melhor formação.

Aos meus pais, Paulo Mendes de Souza e Maria Madalena de Paiva Souza, aos meus irmãos Maria Elisa de Paiva Souza e Luís Paulo de Paiva Souza, e a todos os demais familiares pelo incentivo em superar as dificuldades, além do carinho em família.

A minha prima e amiga, MSc. Renata Cristina de Paiva, por ter aberto as portas do conhecimento a mim, sem as quais não teria me desenvolvido como profissional e ser humano.

Aos meus amigos de estudos e discussões pela amizade cultivada durante a realização do presente trabalho.

A todos os funcionários da Faculdade de Engenharia de Bauru que auxiliaram no desenvolvimento e execução dos experimentos.

A CAPES, pelo apoio financeiro.

Souza, L. M. P, **Levantamento de coeficientes de desempenho de armazenador térmico associado a refrigerador doméstico modificado**. 2011. 142 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2011.

RESUMO

No estudo de reaproveitamento de energia térmica, os refrigeradores domésticos dissipam calor para o meio ambiente, através do seu condensador, e esse calor pode ser reciclado, ou seja, recuperado através de escoamento de água, como fluido refrigerante escoando pelo condensador e armazenada em um reservatório. Para isto, construiu-se um aparato experimental contendo um refrigerador doméstico, duplex com capacidade de 263 litros para o gabinete de refrigeração e 74 litros para o gabinete de congelamento. O refrigerador tem seu condensador acrescido por um trocador de calor tipo tubos concêntricos em contra corrente, cuja função é condensar o fluido refrigerante utilizando água em circulação. Dessa forma, caso ocorra o carregamento térmico total do tanque de armazenagem, o calor será originalmente dissipado para o meio ambiente, através do condensador aletado. A água aquecida é então armazenada em um reservatório térmico via estratificação térmica. Assim calculou-se as vazões de água aquecida e de fluido refrigerante, como também o coeficiente de desempenho do sistema acumulado. Os resultados mostraram que a vazão de água bem como o coeficiente de desempenho do sistema acumulado aumenta de acordo com o aumento da pressão hidrostática. Desta maneira, dos resultados obtidos pode-se concluir que a otimização do experimento se dá de forma eficaz e que, o reaproveitamento da água quente proveniente do condensador é perfeitamente possível, reduzindo o consumo de energia elétrica com aquecedores de água e ainda, minimizando a dissipação de calor para o meio ambiente, sem alterar o funcionamento do refrigerador.

Palavras – chave: energia térmica, armazenador térmico, sistema de refrigeração, coeficiente de desempenho.

Souza, L. M. P, **Survey of coefficients of performance associated with the storage tank modified domestic refrigerator**. 2011. 142 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2011.

ABSTRACT

In the study of recycling thermal energy it is known that domestic refrigerators dissipate heat to environment through the condenser. This heat can be recycled by a water flow, as a coolant in a modified condenser, and stored in a Domestic Hot Water Storage Tanks (DHWST). Thereby, an experimental apparatus was built containing one domestic refrigerator, each one with capacity of 263 liters in the cooling cabinet and 74 liters in the freezing cabinet. The refrigerators had the condenser increase by a type heat exchanger concentric tubes with a counter-current flow, which has the function of replace the original finned exchanger, condensing the coolant with water flow. Thus, in case the total thermal loading of the storage tank, the heat is dissipated to the original environment through the condenser finned. The heated water is then stored in a thermal reservoir via thermal stratification. In these conditions, the flow of heated water and refrigerant was calculated, as well as the coefficient of performance of the system. The results show that the water flow rate and the coefficient of performance of the system increases with the increase in hydrostatic pressure. According to these results, the experiment optimization is effective and it is totally possible to reuse the warm water from modified condenser system, what could reduce the electric energy consumption in water heater and minimize the heat dissipation to environment, without modifying the refrigerator operation.

Keywords: thermal energy, thermal storage, refrigeration system, coefficient of performance.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELAS	XIV
NOMENCLATURA	XVIII
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 - Processos de armazenamento de energia.....	4
1.2 - Armazenamento por estratificação térmica de líquidos.....	5
1.3 - Justificativa.....	7
1.4 - Objetivos	8
Capítulo 2 - Revisão bibliográfica	9
Capítulo 3 - Materiais e métodos.....	33
3.1 - Noções gerais do aparato experimental.....	33
3.2 - Materiais utilizados na construção do trocador de calor	34
3.2.1 - Trocador de calor tipo tubos concêntricos	34
3.3 - Sistemas de instrumentação	39
3.4 - Confeção e calibração dos termopares e sistema de pressão	43
3.4.1 - Confeção e calibração dos termopares	43
3.4.2 - Calibração dos transdutores de pressão	46
3.5 - Análises da propagação de erros dos termopares.....	48
3.5.1 - Metodologia para o cálculo da taxa de transferência de calor, fluxo térmico e resistência térmica.....	48
3.6 - Cálculo da vazão de água aquecida	49
3.6.1 - Vazão do fluido refrigerante.....	50

3.7 - Coeficientes de desempenho do sistema de armazenamento térmico e refrigerador modificado (COP_{SA})	51
Capítulo 4 - Resultados e discussões	54
4.1 - Comportamentos dos perfis de temperaturas	54
4.2 - Determinações das vazões	66
Capítulo 5 - Conclusões e extensões futuras	80
Referências bibliográficas	82
Anexo I	87
Anexo II	112
Anexo III	115
Anexo IV	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Armazenador de água quente com MMF inserido no topo, segundo Solé et al. (2007).	12
Figura 2.2 - Diagrama simplificado do esquema experimental apresentado por Guo e Zhang (2007).	13
Figura 2.3 - Esquema da montagem experimental, Osman et al. (2008).	14
Figura 2.4 - Esquema do sistema doméstico de água quente solar, segundo Han et al.(2008).	15
Figura 2.5 - Esquema do sistema CRAP impulsionado por energia solar Wang et al. (2009).	16
Figura 2.6 - Esquema do sistema experimental do ciclo de compressão do vapor, desenvolvido por Bin Li (2009).	18
Figura 2.7 - Diagrama esquemático do compressor sob efeito das forças de pressão do gás e forças eletromagnéticas, conforme Kim et al. (2009).	22
Figura 2.8 - Esquema dos aparelhos com sistema de bombeamento e sistema gravitacional, Kasperski (2009).	24
Figura 2.9 - Esquema experimental proposto por Hazami et al. (2010).	26
Figura 2.10 - Sistema típico de coletor de energia solar térmica, Swan e Allen (2010).	27
Figura 3.1 - Esboço do armazenador térmico (MARCHI NETO, 2007).	34

Figura 3.2 - Alguns materiais utilizados para a construção do trocador de calor.	35
Figura 3.3 - Desenho esquemático do trocador de calor. refazer.....	36
Figura 3.4 - Trocador de calor de tubos concêntricos sem isolação.	37
Figura 3.5 - Trocador de calor de tubos concêntricos isolado termicamente.	37
Figura 3.6 - Pontos de sucção e descarga do compressor.	37
Figura 3.7 - Vista geral do sistema de condensação devidamente isolado.....	38
Figura 3.8 - Manômetro Bourbon utilizado para medidas de pressão.....	39
Figura 3.9 - Sistema de aquisição de dados JUMO.	40
Figura 3.10 - Transdutores de pressão.	40
Figura 3.11 - Aquisição de dados: Módulos e chassi National Instruments.	41
Figura 3.12 - Registrador de grandezas elétricas.....	42
Figura 3.13 - Diagrama esquemático do aparato experimental.....	42
Figura 3.14 - Vista geral do aparato experimental.....	43
Figura 3.15 - Termopares tipo T (cobre-constantan) 2x24 AWG com isolamento de PVC.....	44
Figura 3.16 - Variador de tensão utilizado para fusão dos termopares.	44
Figura 3.17 - Termopares tipo “T” (cobre-constantan).	45

Figura 3.18 - Instrumentos utilizados na calibração dos termopares.	46
Figura 3.19 - Curva de calibração dos transdutores de pressão.	48
Figura 3.20 - Diagrama esquemático para cálculo da temperatura média em cada camada de fluido no armazenador (MARCHI NETO, 2007).	52
Figura 4.1 - Perfis de temperaturas em função do tempo para ensaio de carga do refrigerador modificado, sem diferença de coluna d'água.	55
Figura 4.2 - Perfis de temperaturas em função do tempo para ensaio de carga do refrigerador modificado, com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.	56
Figura 4.3 - Comparativo entre as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no trocador de calor, para ambos os experimentos realizados.	56
Figura 4.4 - Perfis de temperaturas do ar e paredes internas dos evaporadores sem diferença de coluna d'água.	57
Figura 4.5 - Perfis de temperaturas do ar e paredes internas dos evaporadores com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.	58
Figura 4.6 - Comparativo entre as temperaturas do ar dos compartimentos do refrigerador, para os dois experimentos realizados.	58
Figura 4.7 - Perfis de temperaturas do fluido refrigerante nas respectivas entradas e saídas do trocador de calor e compressor, sem diferença de coluna d'água.	61

Figura 4.8 - Perfis de temperaturas do fluido refrigerante nas respectivas entradas e saídas do trocador de calor e compressor com, diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.	61
Figura 4.9 - Perfis de temperaturas nas respectivas entradas e saídas do fluido refrigerante e da água no trocador de calor referente ao experimento sem diferença de coluna d'água.	63
Figura 4.10 - Perfis de temperaturas nas respectivas entradas e saídas do fluido refrigerante e da água no trocador de calor referente ao experimento com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.....	63
Figura 4.11 - Comparativo entre as temperaturas de entrada e saída da água no trocador de calor, para ambos os experimentos realizados.	64
Figura 4.12 - Pressão e temperatura no trocador de calor referente ao experimento sem diferença de coluna d'água.....	65
Figura 4.13 - Perfis de temperaturas e pressões nas respectivas entradas e saídas do fluido refrigerante no trocador de calor referente ao experimento com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.....	65
Figura 4.14 - Vazão de água aquecida em função da temperatura da água na saída do trocador de calor.	67
Figura 4.15 - Vazão em função do tempo médio sem coluna d'água.....	68
Figura 4.16 - Vazão em função do tempo médio para acréscimo de 0,10 metros de coluna d'água.	69

Figura 4.17 - Evolução dos perfis de temperaturas de cada termopar no interior do armazenador térmico sem coluna d'água de coluna d'água.	71
Figura 4.18 - Evolução dos perfis de temperatura de cada termopar no interior do armazenador térmico com coluna d'água igual a 0,10 m.	72
Figura 4.19 - Comportamento dos perfis de temperatura ao longo da altura do tanque sem coluna d'água.	73
Figura 4.20 - Comportamento dos perfis de temperatura ao longo da altura do tanque com coluna d'água igual a 0,10 m.	73
Figura 4.21 - Potência elétrica e potência térmica sem coluna d'água.	74
Figura 4.22 - Potência elétrica e potência térmica com coluna d'água igual a 0,10 m.	75
Figura 4.23 - Energia elétrica consumida pelo compressor e energia térmica acumulada, durante um período de 24 horas sem coluna d'água.	75
Figura 4.24 - Energia elétrica consumida pelo compressor e energia térmica acumulada, durante um período de 24 horas com coluna d'água igual a 0,10 m.	76
Figura 4.26 - Variação instantânea do COP_{SA} em função do tempo, durante o período de 24 horas, sem coluna d'água.	77
Figura 4.27 - Variação instantânea do COP_{SA} em função do tempo, durante o período de 24 horas, com coluna d'água igual a 0,10 m.	78
Figura 4.28 - Comparativo do COP_{SA} em função do tempo, para diferentes valores de coluna d'água.	78

Figura I. 1 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº1.	87
Figura I. 2 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº2.	88
Figura I. 3 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº3.	88
Figura I. 4 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº4.	89
Figura I. 5 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº5.	89
Figura I. 6 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº6.	90
Figura I. 7 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº7.	90
Figura I. 8 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº8.	91
Figura I. 9 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº9.	91
Figura I. 10 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº10.	92
Figura I. 11 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº11.	92
Figura I. 12 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº12.	93
Figura I. 13 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº13.	93
Figura I. 14 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº14.	94
Figura I. 15 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº15.	94
Figura I. 16 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº16.	95
Figura I. 17 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº17.	95

Figura I. 18 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº18.	96
Figura I. 19 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº19.	96
Figura I. 20 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº20.	97
Figura I. 21 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº21.	97
Figura I. 22 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº22.	98
Figura I. 23 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº23.	98
Figura I. 24 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº24.	99
Figura I. 25 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº25.	99
Figura I. 26 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº26.	100
Figura I. 27 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº27.	100
Figura I. 28 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº28.	101
Figura I. 29 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº29.	101
Figura I. 30 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº30.	102
Figura I. 31 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº31.	102
Figura I. 32 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº32.	103
Figura I. 33 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº33.	103
Figura I. 34 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº34.	104

Figura I. 35 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº35.	104
Figura I. 36 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº36.	105
Figura I. 37 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº37.	105
Figura I. 38 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº38.	106
Figura I. 39 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº39.	106
Figura I. 40 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº40.	107
Figura I. 41 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº41.	107
Figura I. 42 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº42.	108
Figura I. 43 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº43.	108
Figura I. 44 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº44.	109
Figura I. 45 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº45.	109
Figura I. 46 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº46.	110
Figura I. 47 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº47.	110
Figura I. 48 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº48.	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Principais trabalhos apresentados na revisão bibliográfica com suas principais características.	28
Tabela 4.1 - Áreas, espessuras, condutividade térmica e resistência térmica referentes a cada compartimento (MARCHI NETO 2007).	59
Tabela 4.2 - Diferença da temperatura, fluxo térmico e a taxa de transferência de calor.	59
Tabela 4.3 - Vazão média da água em relação à coluna d'água	69
Tabela 4.4 - Vazões médias da água e do fluido refrigerante.	70
Tabela 4.5 - Energia consumida e armazenada, utilizadas no cálculo do coeficiente do sistema de aquecimento térmico acumulado, sem coluna d'água.	76
Tabela 4.6 - Energia consumida e armazenada utilizadas no cálculo do coeficiente do sistema de aquecimento térmico acumulado, com coluna d'água igual a 0,10 m.	77
Tabela I. 1 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº1.....	87
Tabela I. 2 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº2.....	88
Tabela I. 3 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº3.....	88
Tabela I. 4 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº4.....	89
Tabela I. 5 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº5.....	89

Tabela I. 6 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº6.....	90
Tabela I. 7 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº7.....	90
Tabela I. 8 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº8.....	91
Tabela I. 9 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº9.....	91
Tabela I. 10 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº10.....	92
Tabela I. 11 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº11.....	92
Tabela I. 12 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº12.....	93
Tabela I. 13 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº13.....	93
Tabela I. 14 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº14.....	94
Tabela I. 15 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº15.....	94
Tabela I. 16 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº16.....	95
Tabela I. 17 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº17.....	95
Tabela I. 18 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº18.....	96
Tabela I. 19 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº19.....	96
Tabela I. 20 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº20.....	97
Tabela I. 22 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº22.....	98
Tabela I. 24 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº24.....	99

Tabela I. 26 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº26.....	100
Tabela I. 27 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº27.....	100
Tabela I. 28 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº28.....	101
Tabela I. 29 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº29.....	101
Tabela I. 30 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº30.....	102
Tabela I. 31 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº31.....	102
Tabela I. 32 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº32.....	103
Tabela I. 33 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº33.....	103
Tabela I. 34 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº34.....	104
Tabela I. 35 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº35.....	104
Tabela I. 36 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº36.....	105
Tabela I. 37 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº37.....	105
Tabela I. 39 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº39.....	106
Tabela I. 40 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº40.....	107
Tabela I. 42 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº42.....	108
Tabela I. 43 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº43.....	108
Tabela I. 44 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº44.....	109

Tabela I. 45 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº45.....	109
Tabela I. 46 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº46.....	110
Tabela I. 47 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº47.....	110
Tabela I. 48 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº48.....	111

NOMENCLATURA

VMI	Volume morto inferior
COP	Coeficiente de desempenho do refrigerador
COP_{SA}	Coeficiente de desempenho do sistema acumulado
C_n	Relativo às camadas de fluido no armazenador
c_p	Calor específico a pressão constante, [J/kg.K]
δCOP_{SA}	Desvio do COP_{SA}
CC	Corrente contínua
PE	Perdas de exergia
GVD	Geração de vapor direto
AQD	Água quente doméstica
$CDER$	Coeficiente de desempenho exergético do refrigerador
VEE	Válvula de expansão eletrônica
f	Instante final, [h]
AG	Algoritmo genérico
HC	Hidrocarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbono
Δh	Distância entre os termopares, [m]
$CSBA$	Coletor solar de baixo custo de armazenamento
i	Instante inicial, [h]
k	Condutividade térmica do poliuretano, [W/m.K]
MMF	Material de mudança de fase
$\dot{m}$	Vazão em massa, [kg/h]
Nu	Número de Nusselt
n	Referente às posições dos termopares
PAG	Potencial de aquecimento global
CCP	Coletores de calha parabólica
Q	Vazão [l/h]
$\dot{Q}$	Quantidade de calor [W]
Q_T	Quantidade de calor total armazenada, [J]
δQ_T	Desvio da quantidade total de calor armazenada, [J]

q	Taxa de transferência de calor, [W]
q''	Fluxo de calor, [W/m ²]
r	Raio do armazenador térmico, [m]
Re	Número de Reynolds
R_T	Resistência térmica [K/W]
δR_R	Desvio do valor RMS
$UEST$	Usina de energia solar térmica
t	Tempo, [h]
T	Temperatura, [°C]
VMS	Volume morto superior
AET	Armazenador de energia térmica
T_m	Temperatura média, [°C]
t_{aq}	Tempo de aquisição de dados, [h]
δT_m	Desvio de temperatura, [°C]
V	Volume de cada camada de fluido, [m ³]
VCC	Ciclo de compressão de vapor
$\dot{V}$	Vazão volumétrica [l/h]
δV_R	Desvio de volume, [m ³]
W	Energia consumida pelo compressor
ρ	Densidade, [kg/m ³]
$\delta \rho_R$	Desvio de densidade, [kg/m ³]

Capítulo 1

Introdução

Com o advento da revolução industrial, o consumo compulsivo de recursos naturais tornou-se crescente, intensificando-se com o decorrer dos anos, motivado principalmente pela crescente produção e necessidade humana na geração e domínio de energia. A energia representa uma questão crítica na economia dos países, bem como indispensável na indústria, agricultura e para uso pessoal. Com a crise do petróleo, nos anos setenta, ocorreu uma instabilidade mundial, onde países industrializados desenvolveram estratégias e políticas energéticas a fim de superar tal crise.

Como conseqüências dessas políticas surgiram programas e projetos complexos de conservação de energia, tendo maior enfoque os que destacam uma utilização mais eficiente de energia. Algumas fontes de energia primária como o petróleo e o carvão natural são fontes esgotáveis, que devido à disponibilidade e preços baixos das mesmas pouca importância deu-se à tecnologia energética de armazenamento. A extração descontrolada, com o tempo, pode levar a uma escassez dessas fontes primárias, intensificando assim a busca por formas de energias alternativas, mais eficientes, de menor custo e menos agressivas ao meio ambiente.

Este uso indiscriminado das fontes não renováveis de energia leva a sociedade global a deparar-se com situações críticas do meio ambiente, refletindo na humanidade de várias formas. As catástrofes ambientais, fenômenos estes que se intensificaram nos últimos anos, ou seja, a natureza não se encontra em condições favoráveis para manter o ciclo normal de evolução e equilíbrio energético. A razão desse processo foi à interferência predatória do homem na natureza, através da inserção de atividades poluidoras. O processo da transformação de

grande quantidade de recursos naturais, não renováveis, em bens e produtos, resultou na emissão de grandes quantidades de poluentes à atmosfera.

Do exposto, o uso de fontes de energia renováveis contribui para a diminuição da poluição ambiental, amenizando a intensidade dos fenômenos climáticos, melhorando assim a qualidade de vida na Terra, além de preservar recursos não-renováveis para gerações futuras.

Do ponto de vista econômico apesar de haver grande esforço por parte de países industrializados, encontram-se ainda resistência quanto aos custos de investimentos em energias renováveis. Tendo como referência o custo de geração de energias convencionais das quais o petróleo é a mais expressiva, e o uso de fontes não renováveis de energia é normalmente mais caro. A energia elétrica, embora também tenha um alto custo de produção, é uma forma de energia de alta qualidade termodinâmica e que possui grande flexibilidade na sua utilização. Muitas das tarefas cotidianas dependem dela para serem realizadas, fazendo com que possua um lugar único e privilegiado em relação às diferentes formas de energia. O inconveniente maior é que são necessárias tecnologias complexas para sua obtenção, o que encarece os custos de produção, e principalmente, transmissão.

Contudo a demanda de energia elétrica é elevada e as projeções para este século estabelecem quantidades sem precedentes que terão de ser fornecidas a fim de evitar um colapso mundial, tanto econômico quanto energético. Com um estudo mais aprofundado do consumo de energia elétrica verifica-se que o mesmo varia continuamente durante o dia, e ainda, de acordo com cada estação do ano. Idêntico comportamento verifica-se também com a geração, que varia em função da velocidade dos ventos, no sistema eólico. Em sistemas hidroelétricos esta variação depende da energia potencial disponível, já em sistemas solar e turbinas a gás estas variações ocorrem de acordo com as condições climáticas e seu rendimento é sensível às variações de temperatura ambiente.

Entretanto, a utilização de energia elétrica convencional vem sendo substituída por uma forma de energia de menor custo. Trata-se da energia solar destinada ao aquecimento de água doméstico e até de geração de eletricidade.

O aproveitamento da energia solar, inesgotável na escala terrestre de tempo, tanto como fonte de calor quanto luz, é hoje, sem sombra de dúvidas, uma das alternativas energéticas mais promissoras para enfrentar o desafio do novo milênio. Quando se fala em energia, deve-se lembrar que o Sol é responsável pela origem de praticamente todas as outras formas de energia. Em outras palavras, as formas de energia são em última instância derivadas do Sol (CRESESB, 2010).

Algumas formas de utilização da energia solar são apresentadas a seguir:

- a) **Energia fototérmica:** nesse caso, há interesse na quantidade de energia que uma determinada massa é capaz de absorver, sob forma de calor a partir da radiação incidente no mesmo. Os aparelhos mais difundidos com o objetivo de captá-la e armazená-la são conhecidos como coletores solares, que são classificados em coletores concentradores e coletores planos, em função da existência ou não de dispositivos de concentração da radiação solar. Essa energia é, geralmente, empregada para o aquecimento de água para uso em chuveiros, em gases para secagem de grãos ou uso em turbinas, esta técnica utiliza o coletor solar que irá captar a energia e um reservatório isolado termicamente onde o líquido ou gás será acondicionado (CRESESB, 2010).

- b) **Energia fotovoltaica:** já esta forma de energia visa à conversão da energia solar em energia elétrica através de células fotovoltaicas. O efeito fotovoltaico, relatado por Edmond Becquerel, em 1839, é o aparecimento de uma diferença de potencial nos extremos de uma estrutura de um material semicondutor, produzida pela absorção da luz. As células fotovoltaicas mais comuns são feitas de silício (que possui características intermediárias entre um condutor e um isolante) que passa por um processo de dopagem para adquirir as características necessárias de funcionamento. Cada célula possui duas camadas de silício. A mais fina carregada negativamente, quando atingida pelos raios solares tem seus elétrons transferidos para a camada mais espessa carregada positivamente. A associação de várias células fotovoltaicas e sua ligação a uma bateria ou acumulador, gera a corrente elétrica que funcionará enquanto houver sol. Inicialmente, o desenvolvimento da tecnologia apoiou-se na indústria de telecomunicações, bem como de

formas de energia para sistemas instalados em localidades remotas. O segundo agente impulsionador foi à corrida espacial, com o desenvolvimento de equipamentos de baixo custo e baixo peso para fornecer a quantidade de energia necessária para longos períodos de permanência no espaço. (CRESESB, 2010).

Com a crescente demanda por esses sistemas não convencionais de aproveitamento de energia torna-se necessário armazená-la de maneira correta, visando sua eficiência, aperfeiçoamento e otimização dos equipamentos envolvidos. Com a utilização da energia fototérmica, dedicou-se uma atenção especial à estocagem térmica, que por sua vez possui características e dimensões variando de acordo com as condições climáticas da região, e do emprego previsto para o sistema.

Foi somente a partir do final da década de 60 que a estocagem térmica passou a receber a atenção de diversos pesquisadores, em vista de sua crescente aplicabilidade em sistemas de conservação e aproveitamento de energia. Assim, a partir desta data este tipo de armazenamento constituiu-se num tópico de pesquisa e desenvolvimento. Pois, apesar de sua grande aplicabilidade, não existe ainda uma topologia de projeto bem definida, necessitando um grande esforço teórico-experimental para o seu completo entendimento (PADILHA, 1983).

1.1 - Processos de armazenamento de energia

Existem diversas formas de se armazenar energia, entre elas: armazenamento térmico (sensível ou latente), bombeamento de água, vapor pressurizado, ar comprimido, eletromagnético, eletroquímico, químico, mecânico, entre outras. Alguns parâmetros como o tipo de energia a ser armazenada, a duração da armazenagem e o uso final da energia, são determinantes para a adoção de um ou outro sistema de armazenamento (CRESESB, 2010).

Em relação à energia térmica pode-se subdividi-la em três grupos:

- **Armazenamento por Calor Sensível:** quando a energia é armazenada variando-se a temperatura de uma determinada massa de substância.
- **Armazenamento por Calor Latente:** quando a energia é armazenada a temperatura constante, ou seja, por mudança de fase.
- **Armazenamento Híbrido:** quando se consegue armazenar calor, na forma de energia interna, combinando o calor sensível e calor latente.

No caso de armazenadores por calor sensível, utilizam-se técnicas de armazenamento por estratificação térmica, que consiste em um reservatório rígido, posicionado verticalmente, onde a temperatura do fluido no seu interior varia com a altura, estabelecendo um gradiente de temperatura.

Nesse contexto, destaca-se a importância de se utilizar um processo de armazenamento por estratificação, ensejando assim um estudo da necessidade de controle dos níveis de temperatura nas fontes quente e fria para a obtenção de energia térmica.

1.2 - Armazenamento por estratificação térmica de líquidos

Mesmo sabendo que as capacidades térmicas específicas dos armazenadores por calor sensível são menores que as dos armazenadores por calor latente, é ainda interessante analisar com maior profundidade o armazenamento por calor sensível em líquidos. Isto se justifica pela facilidade de operação, facilidade de controle, baixo custo, níveis de temperaturas mais baixas e, principalmente, a possibilidade de operar diretamente com o fluido de trabalho. (OLIVEIRA, 2004).

Existem dois tipos de armazenadores de calor sensível.

O primeiro tipo possui temperatura constante ao longo de sua altura, chamado de armazenador com temperatura homogênea. Já o segundo é aquele que estabelece um gradiente de temperatura do fluido ao longo de sua altura, ou seja,

uma região de alta temperatura localizada no topo e uma região de baixa temperatura na região inferior do tanque, chamado de armazenador por calor sensível através da técnica da estratificação térmica.

Em sistemas onde a estocagem não ocorre de maneira estratificada, todo o fluido contido no tanque permanecerá a uma temperatura homogênea média menor que a temperatura máxima de estratificação. Em muitos casos a temperatura média não é suficiente para o acionamento de uma máquina térmica ou para a utilização em processos, assim faz-se necessário o uso do princípio da estratificação térmica do fluido, onde se obtém um nível de temperatura maior, viabilizando sua utilização.

O processo de estratificação térmica ocorre devido às forças de empuxo causadas pela diferença de densidade o que mantém a separação entre as porções de fluido quente e frio. No processo de estratificação térmica, o fluido estocado apresenta três regiões distintas no interior do reservatório:

1. **Região Superior:** fluido a alta temperatura proveniente da fonte quente.
2. **Região Intermediária:** fluido apresenta um elevado gradiente de temperatura.
3. **Região Inferior:** fluido a baixa temperatura proveniente da rede de alimentação.

Inicialmente, surgiram unidades de armazenamento por calor sensível, que quando acopladas a um determinado sistema, como por exemplo, a uma bateria de coletores solares, operavam entre dois níveis distintos de temperatura de fluido de trabalho. Caso houvesse um processo de mistura entre as massas de fluido quente (proveniente dos coletores para o topo do tanque) e fluido frio (da alimentação injetada no fundo do tanque), a temperatura do fluido estocado teria um valor médio abaixo da temperatura do fluido quente de entrada (PADILHA, 1982).

Em alguns sistemas de aproveitamento de energia, no entanto, este nível de temperatura alcançado é indesejável, por não ser suficiente para acionar uma máquina térmica, por exemplo, havendo pouca disponibilidade do sistema de estocagem em fornecer calor a níveis determinados de temperatura para realização de trabalho. Assim, considerando a necessidade de manutenção de níveis constantes de temperatura nas fontes quentes e frias e da obtenção, ao mesmo

tempo, de grande quantidade de energia térmica armazenada, surgiu à idéia de se utilizar o processo de estocagem por estratificação. Através desse processo, num único reservatório consegue-se manter um líquido em duas temperaturas distintas, sem que ocorra mistura. O fluido quente é injetado pelo topo do tanque, permanecendo aí estocado, enquanto que o fluido frio segue o caminho inverso (PADILHA, 1982).

Esta forma de estocagem vem sendo estudada nas últimas décadas, tanto estudos teóricos nos quais busca-se desenvolver modelos matemáticos capazes de simular o comportamento de frente de estratificação, como em estudos experimentais, onde são utilizados protótipos de armazenadores térmicos para obtenção dos perfis de temperaturas do fluido estocado (OLIVEIRA, 2004).

1.3 - Justificativa

Das justificativas para a realização desse trabalho, destacam-se o armazenamento e a reutilização da energia térmica gerada no condensador de um refrigerador doméstico. Com o reaproveitamento da energia térmica gerada no condensador do refrigerador, através da troca de calor com água, minimiza-se a temperatura das paredes externas do referido refrigerador, o que diminui o fluxo de calor para o seu interior, obtendo-se assim temperaturas de gabinete próximas as temperaturas nominais de projeto por um maior período de tempo, reduzindo a energia elétrica consumida pelo compressor.

A energia é recuperada utilizando-se água como fluido refrigerante no trocador de calor, a qual é estocada na forma de calor sensível através da técnica da estratificação térmica. A quantidade de energia armazenada é quantificada através do Coeficiente de Desempenho do Sistema Acumulado (COP_{SA}), obtido através da quantidade de energia que entra no sistema e que é convertida em energia térmica.

1.4 - Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo, em caráter experimental, calcular e comparar as vazões de água aquecida e do fluido refrigerante que circula pelo sistema, devido à diferença de coluna d'água no armazenador térmico. Calcular o Coeficiente de Desempenho do Sistema Acumulado (COP_{SA}), referente ao sistema armazenador térmico e ao refrigerador modificado, ou seja, com condensador aletado acrescido de um trocador de calor, em contra corrente entre o fluido refrigerante e a água de refrigeração. Será, ainda, realizada uma análise das condições da água quente armazenada através da estratificação térmica e dos perfis de temperatura.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

Com a escassez do petróleo, na crise energética dos anos setenta, elevando-se o seu preço e de seus derivados, muito discutiu-se a respeito do abastecimento de energia. A partir de então despertou-se o interesse no aproveitamento energético alternativo, recebendo maior relevância por parte dos pesquisadores, autoridades políticas e pela sociedade. Dessa forma, diversos projetos e trabalhos foram propostos, sendo que, muitos deles focaram armazenadores de fluido termicamente estratificado. Sendo assim, nessa revisão bibliográfica, busca-se traçar a evolução dos estudos realizados, referentes à estratificação térmica, refrigeração e eficiência, destacando também alguns trabalhos realizados sobre reciclagem de calor em refrigeradores domésticos. Dos estudos realizados, até então, buscou-se melhorar e aumentar a eficiência e a capacidade de armazenamento de energia, visando o aprimoramento de técnicas para a reciclagem e estocagem de energia.

Através de um balanço de energia para o sistema de armazenamento por estratificação térmica, Padilha (1982 e 1983), propôs um modelo semi-empírico, unidimensional e transiente. Deste modelo obteve-se o comportamento dos perfis de temperatura do líquido e da parede do reservatório, durante os períodos de carga, descarga e resfriamento natural. Verificou-se também a influência da relação entre a altura e o diâmetro do armazenador sobre a eficiência da estratificação térmica, além de comparar os resultados teóricos com os experimentais disponíveis na literatura.

Oliveira (2004) desenvolveu um modelo matemático para estudar o comportamento da estratificação térmica de líquido em um tanque armazenador com meio poroso. O tanque considerado é de geometria retangular com relação comprimento/altura igual a 1. O modelo utiliza a formulação transiente de vorticidade e função corrente para prever o desenvolvimento dos campos de função corrente e de temperaturas durante o processo de carregamento. Foi fixado um número de

Reynolds igual a 200 para o escoamento de entrada e uma faixa do número de Richardson (relação entre a energia potencial e a energia cinética do fluido), variando de 0,001 a 10. Dos resultados obtidos verificou-se que a presença do meio poroso melhorou a formação da estratificação térmica, porém ocorreu retardamento do processo de carregamento do tanque em todos os casos considerados. Além de melhorar a eficiência do armazenador, observou-se também que no tanque com meio poroso o percentual de carregamento útil de água foi menor que o percentual de carregamento útil de água no tanque sem meio poroso.

Através de estudo teórico-experimental, Jordan e Furbo (2005) analisaram o impacto da entrada de água fria sobre a estratificação térmica. Tal estudo foi realizado em dois modelos de tanque comerciais com capacidade de armazenamento de 144 e 183 litros, respectivamente. Foram testados dois modos de entrada de água fria nestes tanques. O modelo de 144 litros possui um dispositivo em forma de meia esfera acima do tubo de entrada localizado a 10 mm da borda do tanque. Já o modelo de 183 litros utiliza uma placa plana localizada a uma distância de 30 mm da borda do tanque. Através de medidas de temperatura para diferentes condições de operação verificou-se que a estratificação térmica no interior dos tanques é uma função da vazão e também da temperatura inicial. Mostrou-se ainda, através de testes experimentais, que no tanque de 144 litros a temperatura média de armazenamento apresentou-se constante, enquanto que no tanque de 183 litros a temperatura média sofreu variações, além de apresentar-se mais baixa quando comparada com o tanque de 144 litros.

Amaral Filho (2005), em processo experimental, construiu e analisou a eficiência da troca de calor, assim como a quantidade de calor recuperado do sistema de refrigeração doméstico. Apresentando bom funcionamento e alta eficiência o trocador casco tubo, foi dimensionado para água como fluido de refrigeração. Dessa forma manteve-se no sistema o mesmo volume do condensador original e assim garantindo o funcionamento normal do sistema de refrigeração. A circulação da água aquecida entre o trocador de calor e o tanque armazenador ocorre pelo princípio do “Termosifão” e o sentido de fluxo de água ocorre em contracorrente ao fluido refrigerante. O trocador de calor tipo casco tubo construído em cobre apresenta-se como um equipamento eficiente quando se compara o

funcionamento do refrigerador modificado com o refrigerador original, que além de não dissipar calor para o meio ambiente, propicia ainda água aquecida para uso doméstico.

Com trabalho experimental, Marchi Neto (2007), obteve e comparou o Coeficiente de Desempenho (COP) de dois refrigeradores, convencional e modificado. O refrigerador modificado constitui-se na substituição do seu condensador aletado por um trocador de calor tipo casco tubo, em contra corrente, utilizando-se de água para sua refrigeração. A água então aquecida é estocada em um tanque de armazenamento térmico, via técnica da estratificação térmica. Utilizando-se das quantidades de calor retirado dos compartimentos refrigerados e/ou armazenado em tanque acoplado ao refrigerador modificado e através de análise dos perfis de temperatura no tanque de armazenamento térmico, levantou-se o Coeficiente de Desempenho Térmico do Sistema Acumulado (COP_{SA}), relativo ao sistema geral, ou seja, armazenador e refrigerador modificado, além de analisar o processo de estratificação térmica da água quente armazenada. Dos resultados obtidos verificou-se que os coeficientes de desempenho, calculados pelas técnicas relativas às perdas teóricas e experimentais mostraram elevada diferença quando comparadas, isso ocorre devido às técnicas utilizadas apresentarem fluxo de calor através das paredes dos refrigeradores. Dos testes de carga térmica dos refrigeradores, o refrigerador de condensador modificado, mostrou-se mais eficiente, quando comparado com o sistema convencional, diminuindo assim o consumo de energia elétrica, possibilitando a troca do compressor por um de menor potência. Os resultados mostram ainda que o refrigerador modificado não dissipa calor para o meio ambiente e para as paredes dos compartimentos externos ao refrigerador.

Através de trabalho experimental, Solé et al. (2007) analisaram o desempenho de um de armazenador térmico por estratificação térmica utilizando Material de Mudança de Fase (MMF). Este material foi posicionado no topo de um armazenador e comparou-se o funcionamento deste conjunto com um tanque convencional de armazenamento de água quente. Tal comparação ocorreu em relação ao desempenho energético e exergético dos dois sistemas. Com diferentes fluxos de entrada e saída e sob condições normais de estratificação o tanque com MMF segue sua curva característica de energia. Tal tendência observada também

para a água armazenada no tanque convencional, porém com um coeficiente angular de reta menor. Dessa forma, observa-se que a presença do MMF proporcionou maior quantidade de energia estocada, além de não interferir na estratificação térmica.

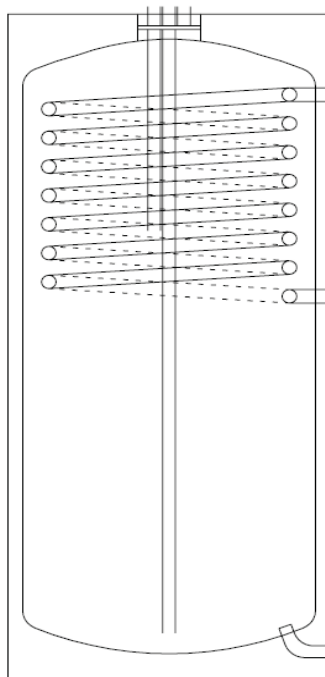


Figura 2.1- Armazenador de água quente com MMF inserido no topo, segundo Solé et al. (2007).

Com estudo teórico e experimental, Guo e Zhang (2007) propuseram um novo sistema de armazenamento de energia térmica. Este sistema é construído com calhas parabólicas em alumínio que recebem calor latente à alta temperatura. Buscou-se com isso viabilizar a aceitação comercial da produção de energia solar utilizando a tecnologia de vapor direto a baixo custo. Utilizou-se Material de Mudança de Fase (MMF) que, inicialmente líquido, preenche o espaço ao redor do tubo enquanto a água, como fluido térmico, escoava no interior do mesmo. Para validação dos resultados numéricos, ensaios experimentais foram realizados para verificar o comportamento do armazenador térmico utilizando calhas com, e sem, cobertura de alumínio. No mesmo experimento, variou-se também a geometria do coletor. Assim, avaliou-se o desempenho de armazenamento e as condições térmicas do sistema. Observou-se que a transferência de calor é afetada pela geometria da folha de alumínio, condições de contorno e condutividade térmica do

MMF. O estudo mostrou, ainda, que o processo de carga e descarga é mais eficiente na presença da cobertura de alumínio.

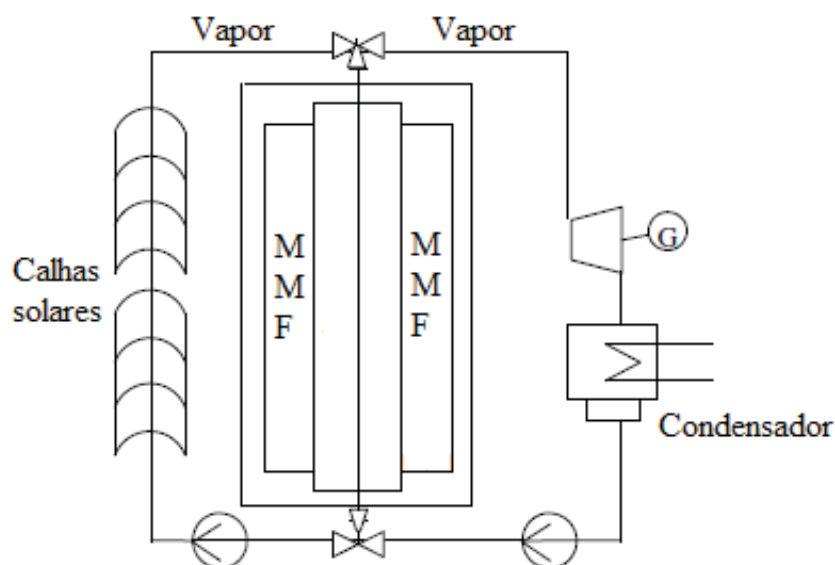


Figura 2.2 - Diagrama simplificado do esquema experimental apresentado por Guo e Zhang (2007).

Em um estudo numérico, Osman et al. (2008) analisaram a dinâmica da estratificação térmica para tanque de armazenamento de água fria. Investigou-se a eficiência do funcionamento global do armazenador com relação às suas dimensões físicas, as quais afetam a estratificação térmica nos processo de carga, armazenamento e descarga do tanque. Com simulações tridimensionais investigou-se a estratificação com diferentes configurações e também a relação do número de Reynolds no escoamento do fluido. Para a validação dos resultados numéricos, ensaios experimentais foram realizados observando-se os parâmetros numéricos. Os perfis de temperaturas foram verificados através de termopares no interior dos tanques. Em tanques chamados de rasos, ou seja, pequena altura em relação ao diâmetro, o comportamento dos perfis de temperatura mostrou-se fisicamente aceitável, observando-se que misturas parciais não ocorrem no processo de estratificação. Simulações em tanques médios também apresentaram bom comportamento dos perfis de temperatura e boa distinção entre as camadas quentes e frias. Finalmente, em tanques profundos o comportamento dos perfis de

temperatura não apresentou bons resultados em relação aos outros dois tanques, pois não houve clara distinção entre dos perfis de temperatura.

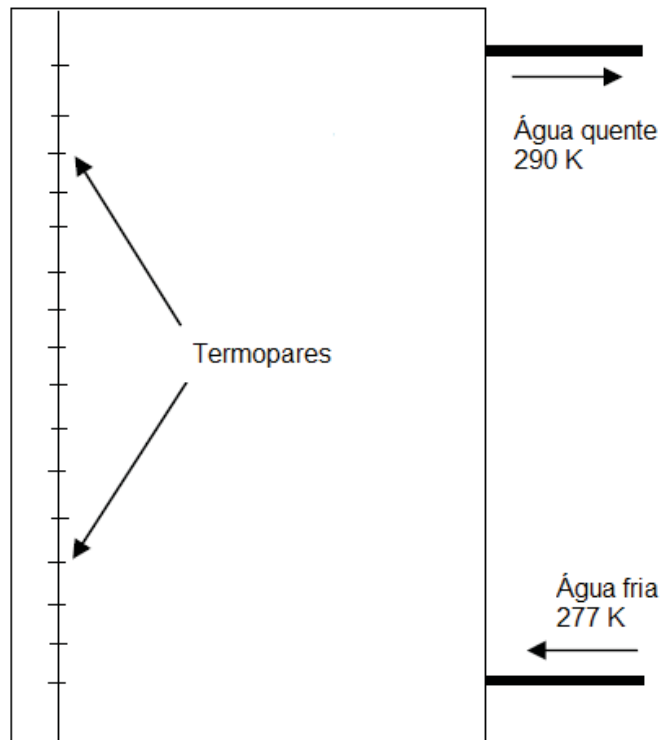


Figura 2.3 - Esquema da montagem experimental, Osman et al. (2008).

Han et al. (2008) realizaram um estudo utilizando-se das técnicas de estratificação térmica, aplicadas a um sistema solar doméstico. Com o comportamento das camadas do fluido na estratificação térmica pode efetivamente verificar uma melhor eficiência exergética e maior eficiência na utilização de energia armazenada. O desempenho térmico de transferência de calor direta é afetado por fatores tais como a estrutura geométrica e as condições de funcionamento do coletor solar. Os fatores que influenciam esses parâmetros são as condições de entrada, saída e fugas ou perdas térmicas. Dos resultados obtidos os autores mostram que, através de análise adimensional que inclui o número de Richardson, verifica-se a necessidade de manter esse número abaixo de 0,2 a fim de manter a estratificação térmica uniforme no interior do tanque. Além disso, o desempenho da estratificação térmica é determinado por fatores como, eficiência energética e exergética.

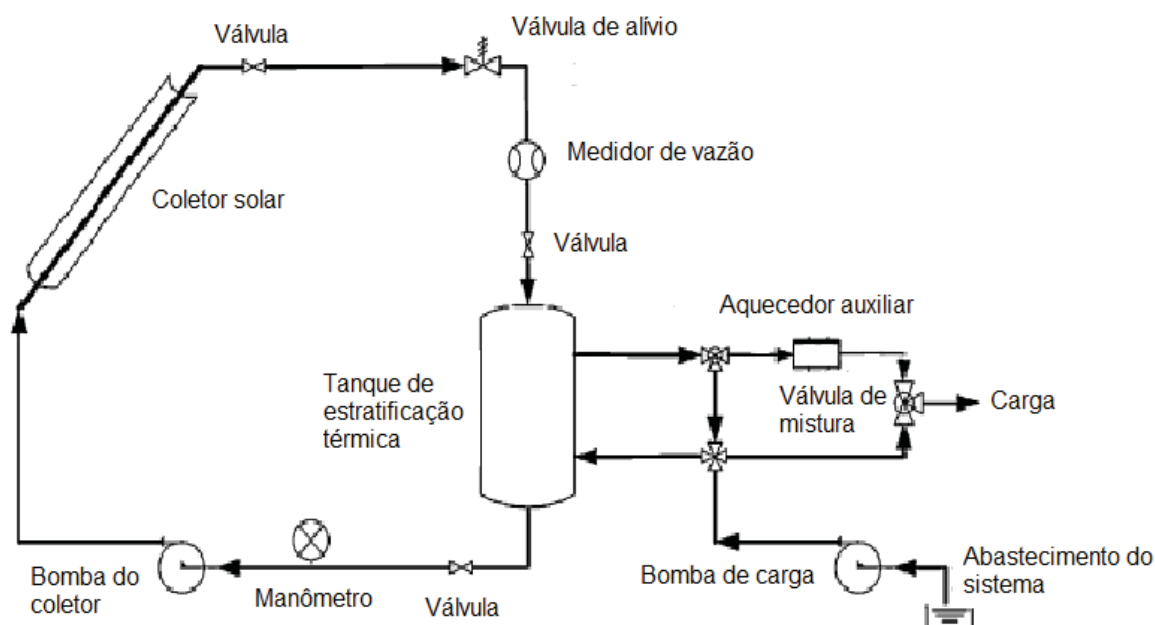


Figura 2.4 - Esquema do sistema doméstico de água quente solar, segundo Han et al.(2008).

Jian-You (2008) realizaram um estudo teórico-experimental de transferência de calor em tubo concêntrico envolvido por um Material de Mudança de Fase (MMF) para o armazenamento de energia térmica. Desenvolveu-se um método numérico chamado de método iterativo de resistência térmica para a análise de solidificação e fusão do MMF. Para validar o modelo numérico, um aparato experimental foi construído de tal modo que os efeitos da temperatura de entrada e o fluxo de transferência de calor foram estudados. Os dados obtidos dos estudos teóricos e experimentais apresentaram resultados semelhantes. Tal método foi utilizado durante o processo de transição da unidade armazenadora de energia térmica latente, que implica processos de carga e descarga do sistema. Do ponto de vista de aplicações práticas, as variações de transferência de calor e da temperatura do fluido durante a solidificação e fusão são importantes para o estudo das características de armazenamento de calor latente.

Wang et al. (2009) propuseram um conjunto de tri geração de energia que consiste na Combinação de Refrigeração, Aquecimento e Potência. Esse sistema é acionado por energia solar, diferentemente dos modelos atuais que são acionados por turbinas a gás ou motores elétricos. Combinando um ciclo de Rankine e um ciclo de refrigeração por absorção, este sistema produz resfriamento, aquecimento e

potência, simultaneamente. Os efeitos do ângulo de incidência dos raios solares e a inclinação do plano da placa coletora também foram avaliados. Utilizou-se da otimização paramétrica feita através de Algoritmo Genérico (AG) a fim de encontrar a máxima eficiência exergética. Quanto aos ângulos de inclinação para as placas coletoras o estudo mostra que o ângulo ideal é de 60° podendo atingir o seu melhor desempenho com um ângulo de inclinação de 45° . Para a otimização do sistema foram estabelecidos alguns parâmetros, tais como, pressão da turbina de admissão e temperatura de entrada da turbina. De acordo com as exigências dos usuários, regula-se o total de energia na refrigeração e aquecimento, através do controle do fluxo de extração de calor, tornando-o um sistema flexível e com bom rendimento.

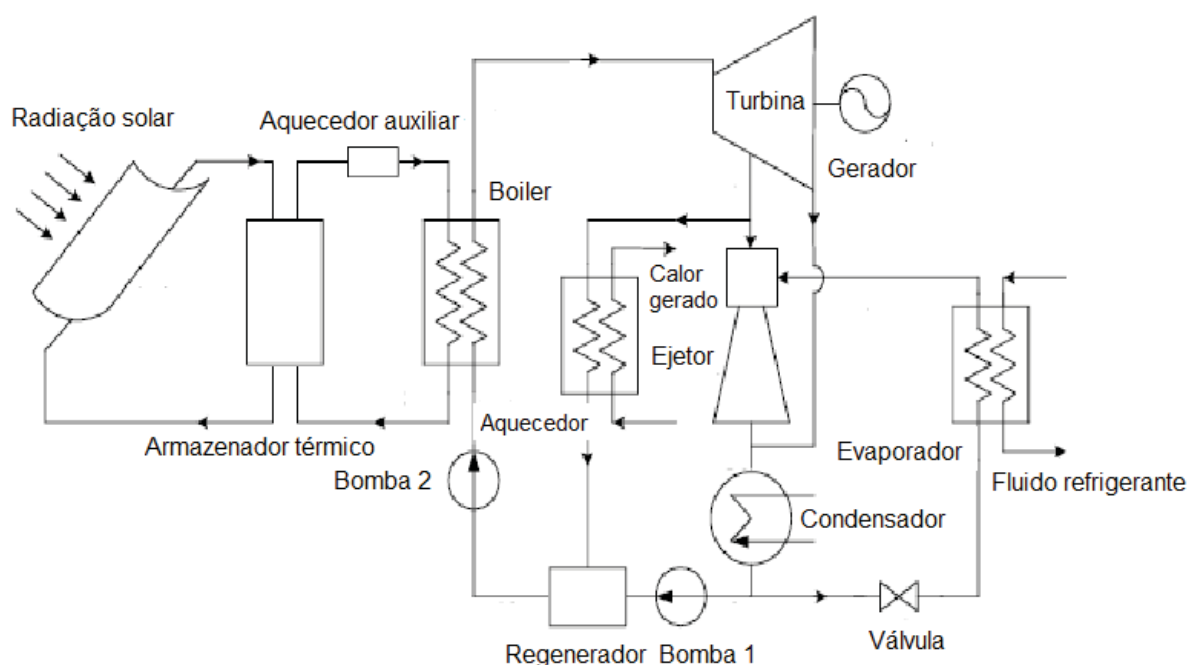


Figura 2.5 - Esquema do sistema CRAP impulsionado por energia solar Wang et al. (2009).

Agyenin et al. (2009) construíram um sistema experimental para armazenamento de energia térmica, utilizando um trocador de calor tipo casco tubo, com Material de Mudança de Fase (MMF) com temperatura de ponto de fusão de $117,7^\circ\text{C}$. Estudaram duas configurações para armazenagem de calor: com um único tubo e com uma unidade multitubos com MMF, para transferência de calor. As características dos sistemas foram analisadas através do comportamento das histórias dos perfis de temperaturas, além de analisar os gradientes de temperaturas nas três direções do reservatório térmico e dos sistemas de tubos. O gradiente de

temperaturas foi maior em relação à mudança de fase na direção radial, tanto para o sistema multitubos quanto para o sistema de tubo único. No início da convecção natural através da formação de células convectivas múltiplas, a troca de calor no sistema multitubos, mostra-se elevada quando comparada com a troca de calor do sistema com um único tubo inserido no MMF. Esse fenômeno ocorre devido ao fluxo de calor na interface líquido/sólido, indicando um estudo mais aprofundado do sistema multitubos. Os autores mostraram que no sistema multitubos, ocorre uma melhor transferência de calor durante o carregamento do armazenador térmico.

Utilizando-se da primeira e segunda leis da termodinâmica, Abu-Ein et al. (2009) verificaram o Coeficiente de Desempenho (COP), o Coeficiente de Desempenho Exergética (CDER) e Perdas de Exergia (PE) para os componentes do sistema de refrigeração por absorção, tendo como fonte quente a energia solar. Um modelo de simulação numérica foi desenvolvido a fim de realizar os cálculos e obter os resultados, tais como valores mínimos e máximos para COP e CDER. Segundo os autores o conjunto gerador e absorvedor foram os que mais apresentaram perda de exergia do sistema, observando que o absorvedor apresentou máxima perda de exergia do sistema. Verificou-se também que a temperatura da solução refrigerante (amônia-água) aumenta, na medida em que, a fração de massa de fase líquida atinge 20% da massa total. A partir deste ponto a temperatura não aumenta mais com o aumento da massa, mas sim com o aumento da pressão. O CDER aumenta com a queda da temperatura do gerador até atingir uma temperatura limite e diminui com o aumento da temperatura do gerador. Assim as perdas de exergia no condensador, no absorvedor e no gerador aumentam com o aumento da temperatura do gerador. Em temperatura constante, ou seja, equilíbrio térmico, essas perdas de exergia tornam-se constantes.

Através de modelagem numérica desenvolvida em Matlab/Simulink, Bin Li (2009) analisou o Ciclo de Compressão de Vapor (CCV) utilizado em ar condicionado e refrigeração. O modelo descreve o comportamento transiente em trocadores de calor (condensador/evaporador) bem como a operação do compressor. O trocador de calor (condensador/evaporador) mantém uma estrutura de funcionamento através de ciclos termodinâmicos, apresentando diferentes configurações no modelo numérico. Com a validação do modelo numérico através

de processo experimental observa-se que o modelo descreve com precisão a dinâmica do sistema referente ao estado transiente. Devido a diferenças entre o modelo numérico e experimental é necessário quantificar os resultados tais como as trocas de calor do fluido refrigerante com o ar durante o regime transiente. Tal fato ocorre devido a fluxos de calor durante o processo experimental, provenientes das variações de temperaturas ambientes durante o experimento.

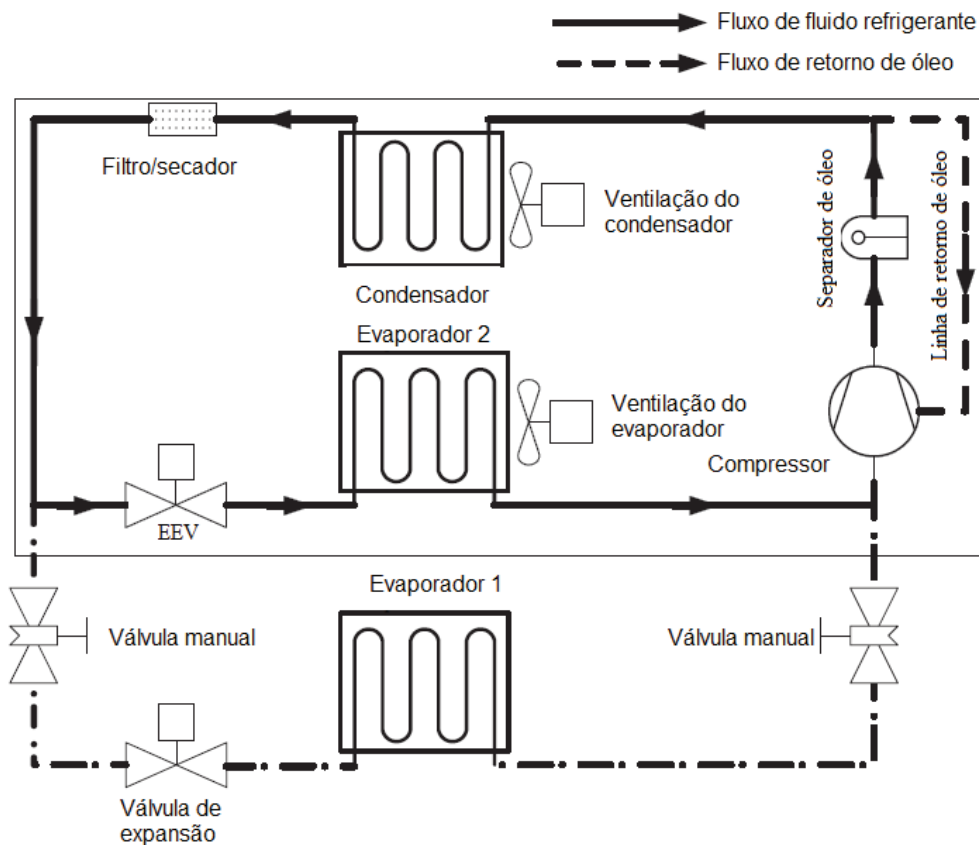


Figura 2.6 - Esquema do sistema experimental do ciclo de compressão do vapor, desenvolvido por Bin Li (2009).

Através de um modelo numérico para análise de trocadores de calor compactos como evaporadores e condensadores, Cascales et al. (2009) concentraram-se na condensação. O modelo proposto pelos autores baseou-se na discretização do trocador de calor seguindo o sentido de fluxo imposto pelo fluido refrigerante, dessa forma assumiu-se um único coeficiente de transferência de calor que depende de variáveis como a taxa de fluxo de ar e fluxo de calor global no condensador. Os autores implementaram também um código desenvolvido para o projeto de trocadores compactos em sistemas de refrigeração, esses trocadores são compostos por condensador aletado com tubos de microcanais internos. Os dados

do modelo foram então validados através de testes experimentais. Na parte experimental utilizaram os fluidos R134a e R410A, tendo como fluido secundário o ar. Com os resultados, o modelo mostrou-se satisfatório apresentando-se adequado para dimensionamento e concepção de trocadores de calor compactos.

Considerando um sistema de refrigeração clássico Cuervas et al. (2009), propuseram um modelo numérico geral de um condensador que trabalha a alta temperatura e alta pressão. Como parâmetro do modelo admitiu-se a temperatura e a vazão mássica do ar, as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador e a vazão mássica do fluido refrigerante. Dessa forma o modelo descreve os fluxos de calor e também as temperaturas e pressões em cada parte do condensador. Com um modelo numérico é possível calcular um único coeficiente global de transferência de calor para o sistema, identificando um coeficiente de troca de calor específico para cada zona distinta do condensador, ou seja, um coeficiente de troca de calor para o estado gasoso, estado líquido-vapor e estado líquido, respectivamente.

Utilizando-se do processo de armazenamento de energia, Desrues et al. (2009), apresentaram um estudo onde a energia térmica armazenada é utilizada para aplicações em grande escala na geração de energia elétrica. Tal estudo tem como base um ciclo de uma bomba de calor. Um modelo numérico desenvolvido pelo método dos volumes finitos tridimensional foi empregado para discretização dos tanques e análise do ciclo termodinâmico. O sistema consiste em dois tanques, sendo um a alta pressão e outro a baixa pressão, quatro turbo máquinas e dois trocadores de calor, os tanques foram confeccionados de material refratário que, alternativamente, armazenam ou dissipam calor, as turbo máquinas são responsáveis pela circulação do gás nos reservatórios. Assim, o modelo numérico desenvolvido, mostrou a viabilidade do processo, apresentando maior eficiência politrópica nos compressores e turbinas o que poderia levar a uma menor temperatura, evidenciando, portanto a aplicação em baixa escala. Identifica-se a troca de calor como um fator chave na abordagem teórica na eficiência de armazenamento, através do aumento do número de Nusselt e da área de troca de calor. Dos resultados apresentados pode-se comparar o processo com outras

grandes capacidades elétricas, potência e eficiência, com investimento relativamente baixo considerando-se uma barragem já construída como reservatório de energia.

Através de um sistema de refrigeração e aquecimento solar, Enteria et al. (2009) desenvolveram um sistema que opera com duas formas distintas de energia, energia elétrica à noite e energia solar durante o dia. O sistema produz refrigeração durante os dias quentes de verão e também a produz água aquecida durante o inverno. Dessa forma, o sistema completo consiste no subsistema de aquecimento e subsistema de resfriamento. O subsistema de energia térmica gera e armazena a energia térmica do coletor solar e aquecedor elétrico. O subsistema de resfriamento reduz o teor de umidade e temperatura do ar exterior, antes de sua introdução no ambiente interno por meio do material dessecante e do refrigerador evaporativo. Dessa forma o aquecedor elétrico transfere a energia térmica para a água que circula no aquecedor. Com testes experimentais os autores determinaram o desempenho e o processo operacional do sistema, demonstrando que seu funcionamento encontra-se dentro do esperado em coleta e armazenamento de energia solar-térmica. E que o subsistema de resfriamento dessecante reduz a temperatura e o teor de umidade do ar utilizando energia solar, utilizando-se de uma quantidade mínima de energia elétrica. Os autores mostraram que o desempenho de resfriamento e desumidificação dessecante aumentam à medida que aumenta a temperatura referente à regeneração. Através dos dados experimentais, verifica-se também que enquanto o aumento da temperatura aumenta a regeneração, o suprimento de ar tem sua temperatura aumentada também. Esse fato demonstra que o resfriamento produzido não é proporcional à energia térmica fornecida ao sistema de refrigeração dessecante.

Haller et al. (2009) revisaram diferentes métodos propostos para caracterizar a estratificação térmica em instalações de armazenagem de energia térmica a partir de um de um ponto de vista teórico. Focando os métodos que podem ser usados para determinar a capacidade de armazenamento e manter a estratificação durante o carregamento, armazenamento e descarga. No entanto os métodos não são capazes de distinguir entre a produção de entropia causada pela mistura ou por mudanças de entropia devido à perdas de calor. Os parâmetros para avaliação da eficiência foram aplicados aos processos de carga, armazenamento e descarga para

um armazenador de energia térmica experimental. Concluiu-se que alguns parâmetros são igualmente aplicados aos três processos, enquanto outros variam de um processo a outro. Alguns parâmetros são capazes de mostrar o momento exato em que a mistura ocorre durante um processo, enquanto outros só quantificam ao final que ocorreu a mistura. Assim, alguns parâmetros devem ser conhecidos como a distribuição de temperatura dentro do armazenador. Muitos experimentos requerem dados iniciais como temperaturas e fluxos de entrada e saída dos armazenadores durante o carregamento e descarga, por essa razão os métodos que permitem condições variáveis durante os processos de carregamento e de descarga são de grande interesse para os armazenadores utilizados em sistemas de energia solar térmica.

Gang et al. (2009) realizaram um estudo experimental sobre o desempenho de um sistema de aquecimento e refrigeração simultâneo, composto de bomba de calor com variação do modo de operação. Realizaram-se experimentos utilizando cinco modos de operação: somente aquecimento, somente refrigeração, arrefecimento principal, aquecimento principal e recuperação de calor. No arrefecimento de modo principal a taxa de fluxo para aquecimento da unidade interior foi otimizada pelo controle da válvula de expansão eletrônica (VEE). Em todo o modo de recuperação de calor, a velocidade do compressor foi controlada para melhorar o COP do sistema de aquecimento e refrigeração. Verificou-se o máximo desempenho do sistema referente ao desvio de fluxo de calor entre aquecimento e refrigeração. Para o modo de aquecimento principal, dois métodos para controlar a vazão em massa foram propostos e testados para determinar o seu efeito sobre o aumento da capacidade de refrigeração. O primeiro método diminui a abertura VEE e resultou em um COP maior que no segundo método que aumentava a abertura da válvula VEE no arrefecimento. Em todo o sistema de recuperação de calor o compressor teve sua relação de velocidade relacionada a 50% de sua capacidade máxima, com essa velocidade relacionada o modo de aquecimento apresentou maior COP em relação ao modo de arrefecimento.

Kim et al. (2009), através de estudo numérico e experimental analisaram as características dinâmicas do compressor linear do sistema de refrigeração. O sistema consistiu-se de um modelo/simulação onde a característica dinâmica da

freqüência natural do compressor linear é validada pela comparação dos resultados da simulação numérica com os resultados experimentais. O sistema de refrigeração trabalha com fluido refrigerante R-600a, onde investigou o efeito da ressonância do sistema no desempenho do compressor. O COP do sistema foi avaliado em relação à pressão do evaporador e condensador. Freqüências naturais do sistema podem resultar em diferentes condições do ciclo e da localização do pistão em torno do ponto morto superior (VMI), mas a ressonância do sistema incluindo a freqüência natural é importante para melhorar o COP do sistema de refrigeração. A freqüência natural a partir dos resultados da simulação e de acordo com parâmetros e ciclos fixos variam de 50,2 a 50,8 Hz, juntamente com a posição de curso do pistão de 0,1 a 0,1 mm em torno do VMI. Um ponto importante é que a freqüência natural é menor no VMI variando entre 48,5 a 51,5 Hz, essa característica dinâmica está relacionada ao efeito da expansão, devido ao volume morto e pressão constante de descarga na posição negativa do pistão. Dos resultados obtidos verifica-se que quanto maior for a diferença entre a freqüência de operação e a freqüência natural menor será o COP do ciclo de refrigeração.

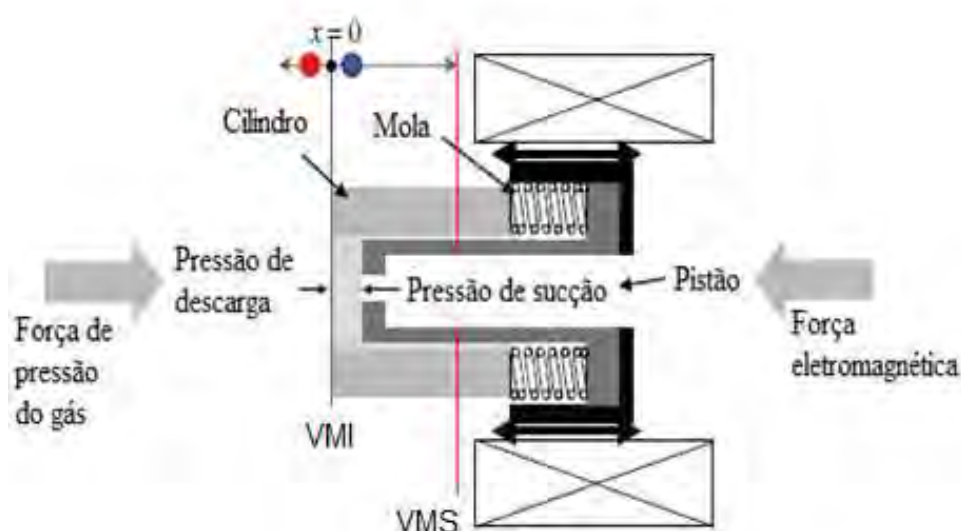


Figura 2.7 - Diagrama esquemático do compressor sob efeito das forças de pressão do gás e forças eletromagnéticas, conforme Kim et al. (2009).

Ievers e Lin (2009) realizaram uma simulação numérica tridimensional para fluxo de calor em um tanque de armazenamento de água quente. Tais sistemas são

projetados visando aproveitar o máximo possível de energia armazenada. Dessa forma o desempenho térmico do sistema pode ser aumentado maximizando o nível de estratificação térmica. Para analisar os efeitos da estratificação no tanque as condições de geometria e condições operacionais sobre a estratificação térmica dentro do tanque foram observadas. Com um total de sete simulações através um programa de dinâmica dos fluidos computacional (Fluent), aplicou-se condições de contorno e limites. O nível de estratificação foi quantificado por meio de análise exergética, com os resultados observam-se diversos fatores influentes na estratificação térmica. Relações como o aumento da altura/diâmetro, ou posicionamento de entrada/saída próximo as extremidades do tanque, bem como a redução da vazão de entrada/saída do tanque resultam em variações nos níveis da estratificação, modificando-se assim a quantidade de energia armazenada.

Kasperski (2009) analisou os sistemas existentes de refrigeração que trabalham com bico ejetor onde aumentam significativamente a pressão do vapor. A pressão hidrostática do fluido refrigerante permite equalizar diferenças de pressões entre os trocadores de calor do sistema, ou seja, condensador e evaporador. A partir do trabalho proposto obteve-se a roto-geladeira gravitacional, onde utiliza-se de uma força centrífuga em vez da aceleração gravitacional, permitindo-se assim diminuir o tamanho da mesma. Porém, com uma geladeira menor é menor também a quantidade de fluido refrigerante que pode causar ressecamento do mesmo nos trocadores acarretando-se em um desequilíbrio do sistema. Um modelo matemático e sua solução numérica foram propostos para analisar o balanço do fluido refrigerante, além de uma análise térmica dos processos de fluxos que ocorrem com fluido refrigerante. Na geladeira gravitacional, devido à diferença de densidade, o fluxo líquido segue para as partes inferiores, e tubos de conexão permitem o fluxo de fluido refrigerante do condensador para evaporador e compressor. De acordo com as mudanças de temperatura um fluxo reverso é possível do evaporador para o condensador e ou do condensador para o compressor, isso ocorre devido à falta de válvulas de sentido único, já no roto-geladeira gravitacional na parte superior o ejetor conecta três espaços preenchidos com gás, assim o movimento de rotação faz com que ocorra um fluxo assimétrico dos níveis de líquidos. Da mesma forma à geladeira gravitacional, maior pressão de vapor empurra o líquido para fora dos componentes,

e a menor pressão de vapor suga o líquido para o interior dos mesmos, mantendo assim a pressão equilibrada entre o compressor, evaporador e condensador.

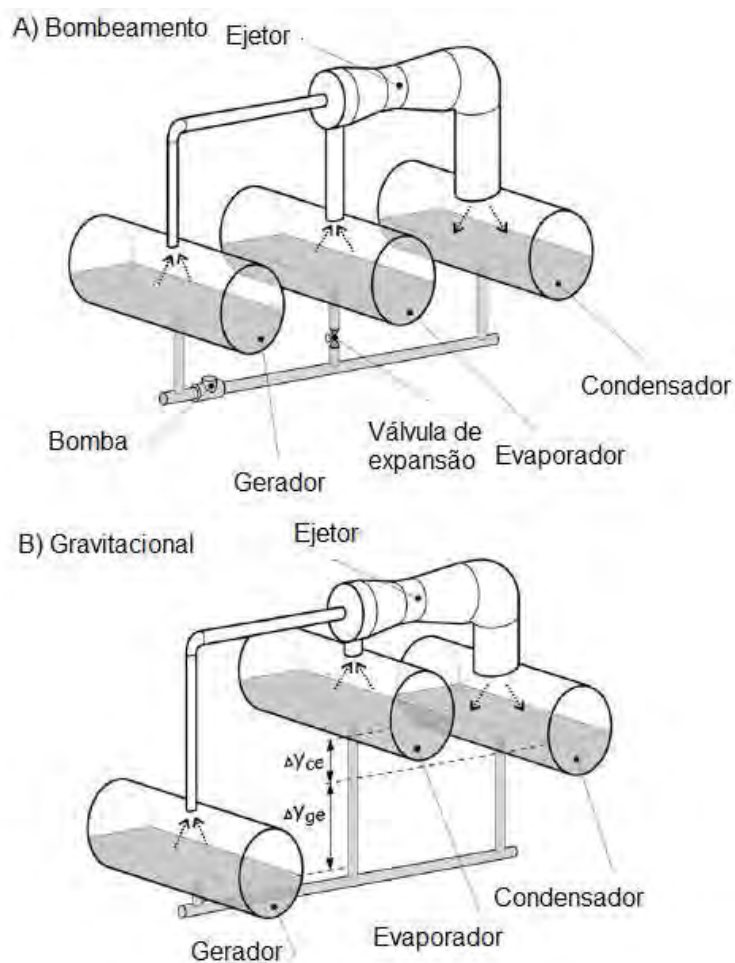


Figura 2.8 - Esquema dos aparelhos com sistema de bombeamento e sistema gravitacional, Kasperski (2009).

Moharaj et al. (2007) estudaram a eficiência energética para mistura de fluidos refrigerantes em refrigeradores domésticos utilizando HFC-134a como base e a adição de HC-290 e HC-600a como parcela de mistura. Apesar do HFC-134a apresentar excelentes propriedades termodinâmicas e termo-física o mesmo possui um elevado PAG (Potencial de Aquecimento Global). Através de trabalho experimental num total de 165 experimentos o COP e consumo de energia foram analisados e comparados com o sistema utilizando somente HFC-134a. A mistura constituída por 45 % de HC 290 e 55% de HC 600a foi feita com distintas cargas de refrigerante no sistema como 40g, 50g, 70g, 90g, utilizando HFC-134a como fluido de trabalho e óleo sintético como lubrificante. Durante a realização dos experimentos

a temperatura ambiente foi mantida em torno de 30°C , dessa forma os resultados mostraram que a mistura em massa de 70g de HC 290/HC 600a apresentou maior COP, menor consumo de energia elétrica e temperatura mais baixa em relação ao sistema operando com HFC-134a somente. Ressalta-se também que a mistura do óleo lubrificante com o fluido refrigerante mostrou-se mínima.

Fang et al. (2010) através de estudo experimental verificaram o desempenho do sistema de operação solar-térmica/fotovoltaica, utilizando-se de um sistema de bomba de calor em ar condicionado. Parâmetros como COP, capacidade de recepção de radiação, aquecimento de água e eficiência fotovoltaica foram investigados. Utilizou-se de dois sistemas de conversão de energia térmico e fotovoltaico, no sistema térmico ocorre à conversão de energia solar em calor e no sistema fotovoltaico ocorre a conversão em energia elétrica. No entanto, mais de 80% da radiação incidente sobre as placas solares não são convertida em energia elétrica, mas refletida ou convertida em energia térmica. Tal fato leva a uma queda na eficiência da conversão de energia elétrica. Normalmente os dois tipos de coletores são usados separadamente, portanto ao usar-se dos dois tipos de coletores combinados ou “sistema híbrido” o uso de energia elétrica convencional pode ser minimizado. Os coletores térmico-fotovoltaicos produzem energia simultaneamente, dessa forma obtêm-se um maior aproveitamento energético. Dessa maneira os resultados indicam que a eficiência do sistema térmico-fotovoltaico atinge 10,4% podendo melhorar seu desempenho chegando a 23,8% quando comparado com sistema fotovoltaico convencional, o COP do sistema atinge em média 2,88, evidenciando assim que o sistema possui melhor desempenho, além de operar em regime estável.

Com um estudo experimental Hazami et al. (2010) analisaram parâmetros de um coletor solar integrado de baixo custo de armazenamento (CSBCA) para fornecimento de água quente para uso doméstico. O CSBCA é caracterizado por uma matriz absorvente composta de uma laje de concreto de 2m² que desempenha o papel de absorver e armazenar a energia térmica solar. Dentro do absorvedor incorporou-se uma rede de tubulações em cobre, por onde circula a água. Os experimentos foram realizados em varias condições ambientais em um período de 90 dias, medindo-se as variáveis climáticas, as temperaturas em diversas partes do

sistema e as taxas de fluxo em massa da água. Com base nessas avaliações analisaram as temperaturas de saída e a transferência de calor do coletor para a água. Com uma análise energética e exergética avaliou-se o desempenho térmico, as perdas de energia e exergia, bem como a eficiência do CSBCA em varias condições operacionais. Os resultados demonstram que o sistema e a eficiência energética/exergética são satisfatórios e que a taxa de calor armazenado fornece cerca de 80% das necessidades doméstica de água quente para uma família composta de 5-6 pessoas. Considerou-se também uma avaliação econômica em relação ao investimento e tempo de recuperação através do sistema em operação. Comparou-se os resultados obtidos com o sistema CSBCA com resultados obtidos a partir de um sistema de termosifão de alta qualidade, composto de um coletor solar de placa plana com uma área de 2 m² com tanque de armazenamento isolado e com capacidade de 200L, sendo que ambos os sistemas foram testados simultaneamente.

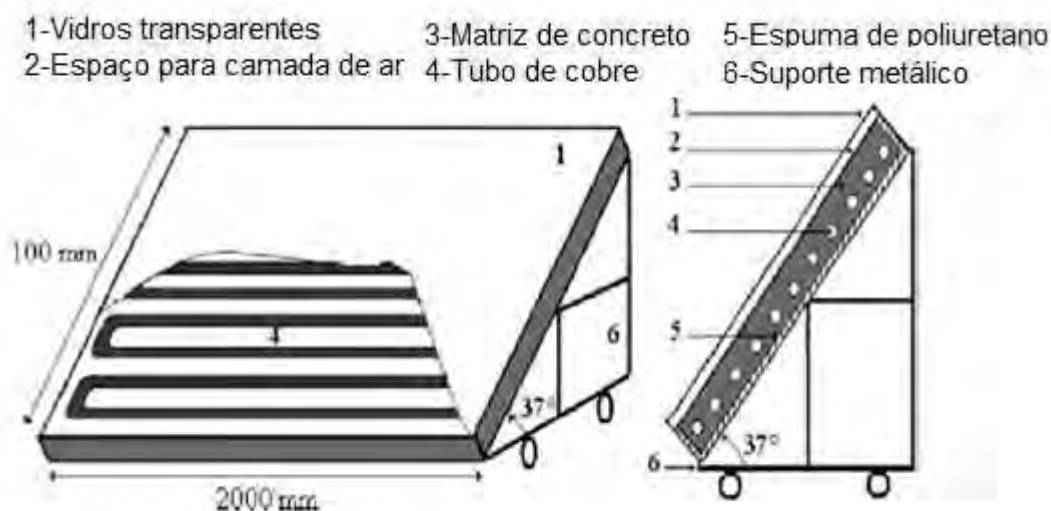


Figura 2.9 - Esquema experimental proposto por Hazami et al. (2010).

Swan e Allen (2010), em seus estudos experimentais, analisaram um sistema de aquecimento térmico solar composto de uma bomba solar fotovoltaica. A maior parte dos sistemas de aquecimento solar utiliza uma bomba para a circulação do fluido de trabalho, portanto a bomba solar fotovoltaica proposta é composta de modulo fotovoltaico, motor elétrico e bomba magnética de circulação, esse sistema é responsável por coletar e converter energia solar, a fim de circular o fluido de

trabalho. O sistema conta, ainda, com uma bomba magnética e um motor de corrente contínua (CC) sem escovas, reduzindo-se assim o volume total e a massa do sistema, além de eliminar componentes redundantes. O sistema integrado corresponde a uma carga hidráulica de 1,7 bar e uma vazão 1,4 l/min com potência de 4 Watts a uma velocidade de 500 rpm. O motor CC sem escovas atinge uma eficiência de 62%, resultando em uma eficiência elétrico-hidráulica de 32%. Assim observa-se que módulos fotovoltaicos disponíveis de 15 Watts é suficiente para alimentar o sistema. Dessa forma, nota-se que a eficiência de um módulo fotovoltaico é tal que o super dimensionamento do sistema se torna um desperdício de energia. Embora a aplicação ocorresse em um sistema de coletores solares térmicos, a variação de aplicação se mostra adequado a outras aplicações como bombeamento de água em lugares remotos.

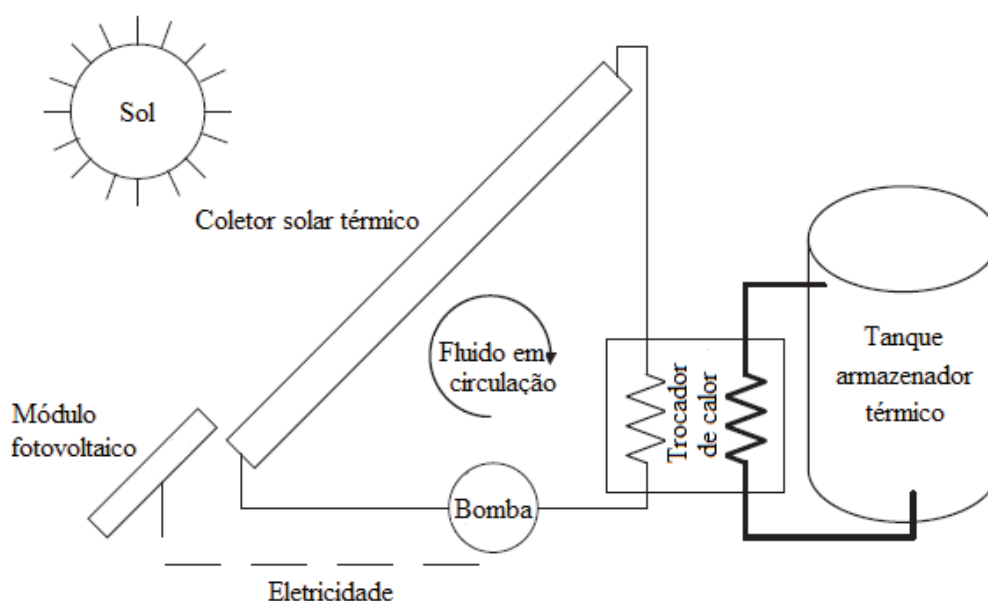


Figura 2.10 - Sistema típico de coletor de energia solar térmica, Swan e Allen (2010).

Na tabela 2.1 são apresentados os trabalhos citados nessa revisão bibliográfica com suas características principais e por último um resumo do trabalho proposto, proporcionando assim uma visualização mais clara deste, quando comparado com trabalhos de impacto nacional e internacional.

Tabela 2.1 - Principais trabalhos apresentados na revisão bibliográfica com suas principais características.

Autores	Trabalho realizado
Padilha (1982 e 1983)	Propôs um modelo matemático para os perfis de temperatura de óleo e da parede do reservatório, verificou também a influência da relação entre a altura e o diâmetro do armazenador sobre a eficiência da estratificação térmica.
Oliveira (2004)	Desenvolveu um modelo matemático para estudar o comportamento da estratificação térmica de líquido em um tanque armazenador com meio poroso.
Jordan e Furbo (2005)	Analisaram o impacto da entrada de água fria sobre a estratificação térmica e verificaram que a estratificação térmica é função da vazão e também da temperatura inicial da água.
Amaral Filho (2005)	Analisou experimentalmente a eficiência da troca de calor, e a quantidade de calor recuperado de um sistema de refrigeração doméstico.
Marchi Neto (2007)	Comparou experimentalmente o Coeficiente de Desempenho de dois refrigeradores, convencional e modificado e também obteve o Coeficiente de Desempenho Térmico do Sistema Acumulado (COP_{SA}), relativo ao sistema geral armazenador/refrigerador modificado.
Solé et al. (2007)	Analisaram o desempenho de um de armazenador térmico por estratificação

	térmica utilizando Material de Mudança de Fase no topo do armazenador.
Guo e Zhang (2007)	Propuseram um sistema de armazenamento de energia térmica construído com calhas parabólicas em alumínio, utilizando a tecnologia de vapor direto.
Osman et al. (2008)	Analysaram a dinâmica da estratificação térmica para tanque de armazenamento de água fria.
Han et al. (2008)	Realizaram um estudo utilizando das técnicas de estratificação térmica, aplicadas a um sistema solar doméstico, onde verificaram que desempenho da estratificação térmica é determinado por fatores como eficiência energética e exergética.
Jian-You (2008)	Realizaram um estudo teórico-experimental de transferência de calor em tubo concêntrico envolvido por um Material de Mudança de Fase para o armazenamento de energia térmica.
Wang et al. (2009)	Propuseram um conjunto de tri geração de energia que produz resfriamento, aquecimento e potência, simultaneamente.
Agyenin et al. (2009)	Construíram um sistema experimental para armazenamento de energia térmica utilizando um trocador de calor multitubos, onde mostraram que ocorre uma melhor transferência de calor durante o carregamento do armazenador térmico utilizando esse tipo de trocador.

Abu-Ein et al. (2009)	Utilizando da primeira e segunda leis da termodinâmica, verificaram o Coeficiente de Desempenho (COP), o Coeficiente de Desempenho Exergética (CDER) e Perdas de Exergia (PE) para os componentes do sistema de refrigeração.
Bin Li (2009)	Através de modelagem numérica analisou o Ciclo de Compressão de Vapor (CCV) utilizado em ar condicionado e refrigeração.
Cascales et al. (2009)	Desenvolveram um modelo numérico para análise de trocadores de calor compactos como evaporadores e condensadores.
Cuervas et al. (2009)	Propuseram um modelo numérico geral de um condensador que trabalha a alta temperatura e alta pressão para descrever os fluxos de calor e também as temperaturas e pressões em cada parte do condensador.
Desrues et al. (2009)	Apresentaram um estudo sobre a energia térmica armazenada e utilizada para aplicações em grande escala na geração de energia elétrica.
Enteria et al. (2009)	Através de um sistema de refrigeração e aquecimento solar, desenvolveram um sistema que opera com duas formas distintas de energia, energia elétrica à noite e energia solar durante o dia.
Haller et al. (2009)	Revisaram diferentes métodos teóricos propostos para caracterizar a estratificação térmica em instalações de armazenagem de energia térmica.

Gang et al. (2009)	Realizaram um estudo experimental sobre o desempenho de um sistema de aquecimento e refrigeração simultâneo, composto de bomba de calor com variação no modo de operação.
Kim et al. (2009)	Analisaram as características dinâmicas do compressor do sistema de refrigeração.
levers e Lin (2009)	Realizaram uma simulação numérica tridimensional para fluxo de calor em um tanque de armazenamento de água quente.
Kasperski (2009)	Analizou os sistemas existentes de refrigeração que trabalham com bico ejetor que aumentam a pressão do vapor, permitindo assim equalizar as diferenças de pressões entre os trocadores de calor do sistema, ou seja, condensador e evaporador.
Moharaj et al. (2007)	Estudaram a eficiência energética para mistura de fluidos refrigerantes em refrigeradores domésticos. Os resultados foram analisados e comparados com o sistema utilizando somente HFC-134a.
Fang et al. (2010)	Com estudo experimental verificaram o desempenho do sistema de operação solar-térmica/fotovoltaica, utilizando-se de um sistema de bomba de calor em ar condicionado.
Hazami et al. (2010)	Analisaram parâmetros de um coletor solar integrado de baixo custo de armazenamento para fornecimento de água quente para uso doméstico.

Swan e Allen (2010)	Analisaram um sistema de aquecimento térmico solar composto de uma bomba solar fotovoltaica.
Souza (2011)	Obteve as vazões de água aquecida e de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração modificado acoplado a um armazenador térmico. Obteve também o Coeficiente de Desempenho do Sistema Acumulado (COP_{SA}) para diferentes vazões de água aquecida, além de realizar um estudo da quantidade de energia armazenada na forma de calor.

Com base nos trabalhos apresentados nesta revisão bibliográfica, verifica-se a importância do reaproveitamento e estocagem de energia térmica, uma vez que a mesma é dissipada ao ambiente por diversos dispositivos. Essa energia dissipada pode ser reaproveitada e estocada. Assim esta revisão apresentou diversos trabalhos relacionados com a energia solar, devido ao sistema de armazenamento utilizado na mesma, que é o armazenamento por estratificação térmica de líquidos, o que justifica os trabalhos solares citados. Como exemplo, a dissipação de energia térmica, têm-se os condensadores de refrigeradores domésticos, utilizado nesse trabalho. Assim sendo o presente trabalho apresenta um estudo experimental de um armazenador térmico acoplado a um refrigerador doméstico modificado.

Capítulo 3

Materiais e métodos

Neste capítulo são abordadas as técnicas aplicadas na construção do trocador de calor do refrigerador modificado e a metodologia utilizada para a realização dos ensaios experimentais. Apresenta-se também a construção e calibração dos termopares e calibração dos transdutores de pressão utilizados.

3.1 - Noções gerais do aparato experimental

O aparato experimental é constituído por refrigerador doméstico duplex, cuja capacidade é de 263 litros para o compartimento de refrigeração e 74 litros para o gabinete de congelamento. O refrigerador foi modificado tendo seu condensador aletado acrescido de um trocador de calor de tubos concêntricos. O referido trocador de calor, refrigerado a água, foi adicionado à parte superior do condensador aletado, operando com fluxo em contra corrente ao fluido refrigerante. A função do referido trocador de calor é condensar o fluido refrigerante.

Com a troca de calor entre a água e o fluido refrigerante, ocorre a condensação do mesmo e o aquecimento da água. A água aquecida é injetada no topo do armazenador térmico pelo efeito termosifão. O armazenador térmico foi construído de PVC de 0,3 metros de diâmetro, 1,75 metros de altura e 4 milímetros de espessura de parede de 122 litros de capacidade.

Para o levantamento dos perfis de temperaturas, utilizou-se de termopares do tipo “T” (cobre-constantan), devidamente calibrados, conforme metodologia descrita no Item 3.4.1.

Foi construída uma sonda, composta por 31 termopares, a qual foi inserida verticalmente no centro do armazenador térmico. Para isso utiliza-se de um tubo de aproximadamente 1,70 metros de comprimento e 0,025 metros de diâmetro onde

foram fixados 31 termopares, distribuídos equidistantemente de 0,05 metros, conforme apresentado na Figura 3.1.

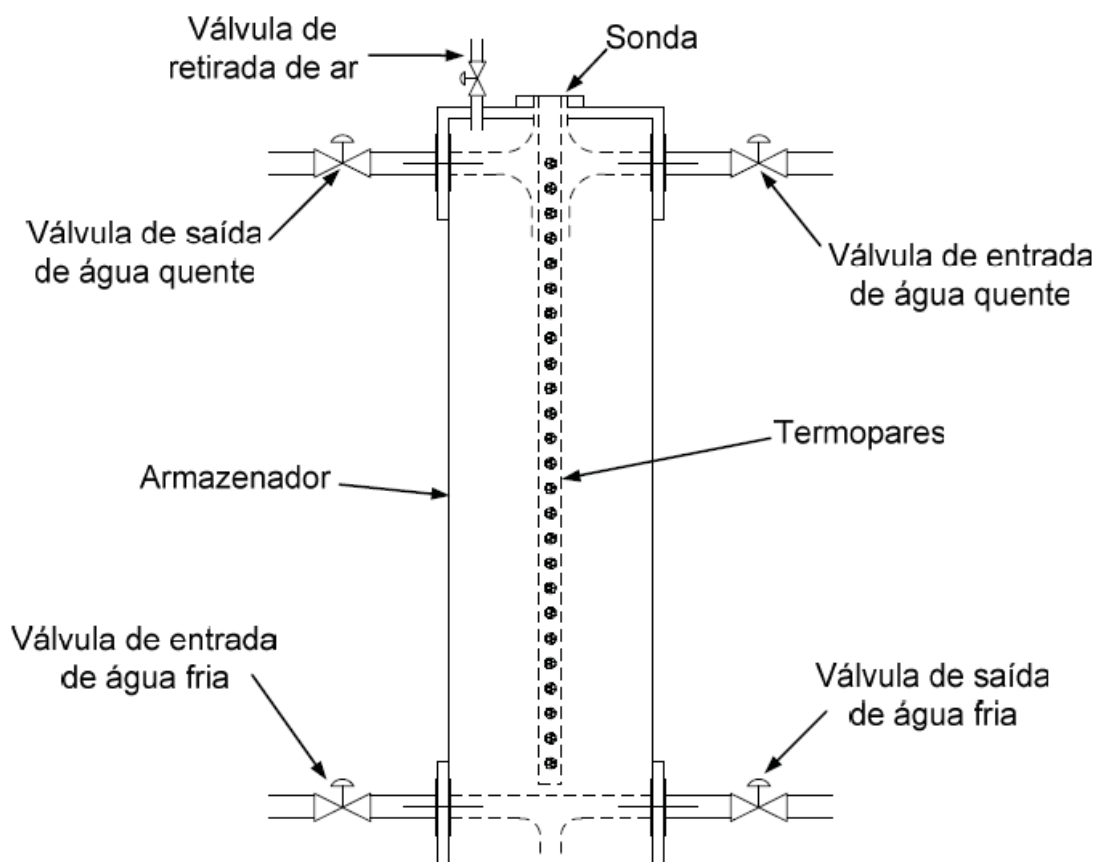


Figura 3.1 - Esboço do armazenador térmico (MARCHI NETO, 2007).

3.2 - Materiais utilizados na construção do trocador de calor

3.2.1 - Trocador de calor tipo tubos concêntricos

Para a montagem do trocador de calor os seguintes materiais foram utilizados:

- 500 mm de tubo de cobre com diâmetro de 19,05 mm;
- 3000 mm de tubo de cobre com diâmetro de 4,76 mm;
- 3 TE de cobre com diâmetro de 4,76 mm;
- 2 Reduções de 19,05 mm para 12,7 mm;
- 2 Engates rápido para fluido refrigerante R-134a com diâmetro de 4,76 mm;
- 2 Engates rápido para R-134a com diâmetro de 12,7 mm;

- 2 Reduções de 20,63 mm para 12,7 mm;
- 2500 mm de mangueira PVC cristal de diâmetro de 12,7 mm
- 2 Mãos-francesas com de braço de 150 mm;
- 3000 mm de isolante térmico de poliuretano expandido com diâmetro interno de 4,76 mm;
- 1200 mm de isolante térmico de poliuretano expandido com diâmetro de 19,05 mm;
- 2 Manômetros tipo Bourbon;
- 1 cilindro de R-134a de 750g;

Na Figura 3.2 encontram-se alguns materiais utilizados na construção do trocador de calor.

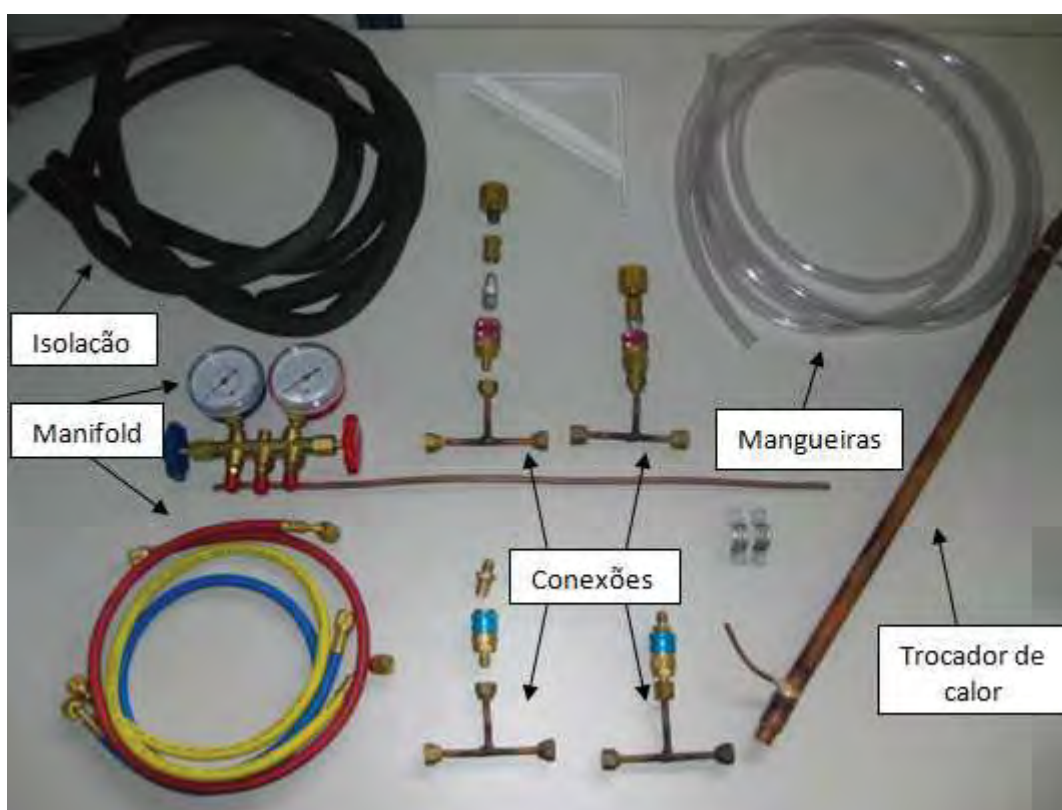


Figura 3.2 - Alguns materiais utilizados para a construção do trocador de calor.

O trocador de calor de tubos concêntricos foi construído, seguindo os padrões de medidas descritos por Amaral Filho (2005), dimensionado para trocar calor apenas com a água em contra corrente com o fluido refrigerante (Figura 3.3).

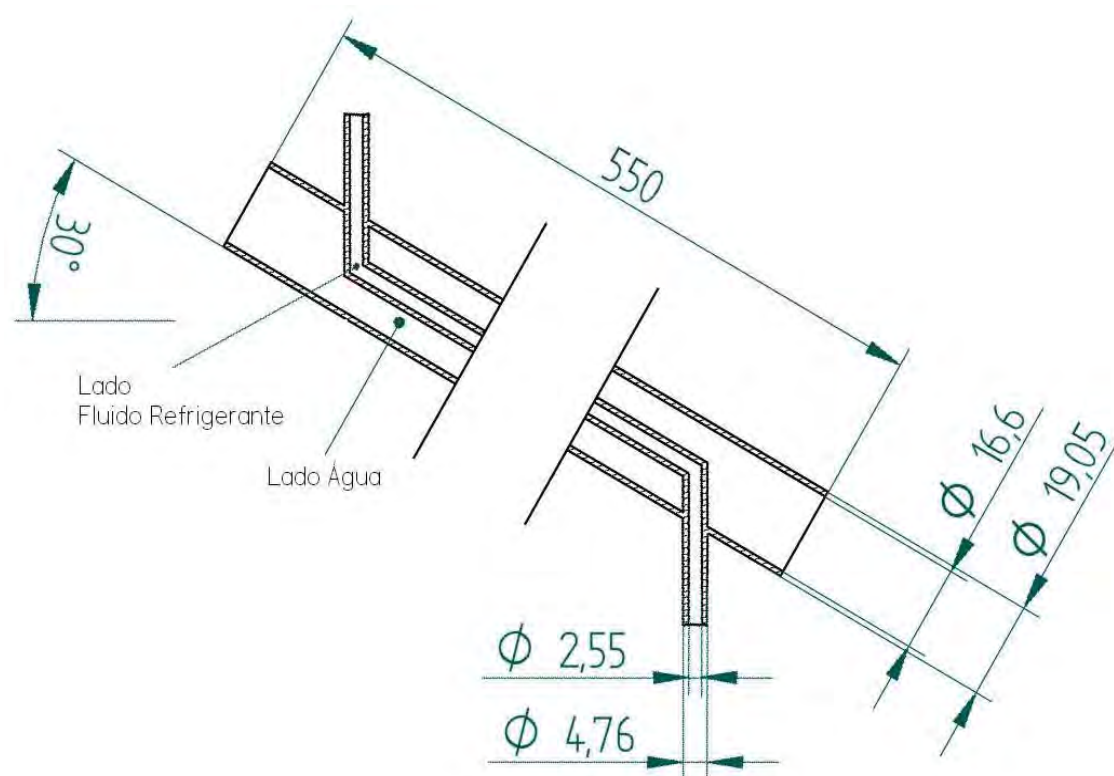


Figura 3.3 - Desenho esquemático do trocador de calor.

O trocador de calor foi conectado entre a saída do compressor e a entrada do condensador e posicionado na região superior do condensador e afastado de 0,15 m da parede traseira do refrigerador, evitando assim que este intervenha na zona de convecção natural do condensador aletado. Dessa forma, a entrada de fluido refrigerante no trocador de calor ocorre com o proveniente do compressor a alta temperatura e alta pressão.

Para minimizar a quantidade de calor dissipada ao meio ambiente, isolou-se termicamente toda a extensão do trocador de calor.

É apresentado nas Figuras 3.4, 3.5, 3.6 e 3.7 o trocador de calor devidamente instalado no refrigerador, desde a fase inicial sem isolação até a fase final onde o mesmo se encontra devidamente isolado, com os transdutores de pressão, na entrada e saída de água devidamente conectados, bem como a sucção e descarga do compressor.



Figura 3.4 - Trocador de calor de tubos concêntricos sem isolamento.



Figura 3.5 - Trocador de calor de tubos concêntricos isolado termicamente.



(a) Sucção.

(b) Descarga.

Figura 3.6 - Pontos de sucção e descarga do compressor.

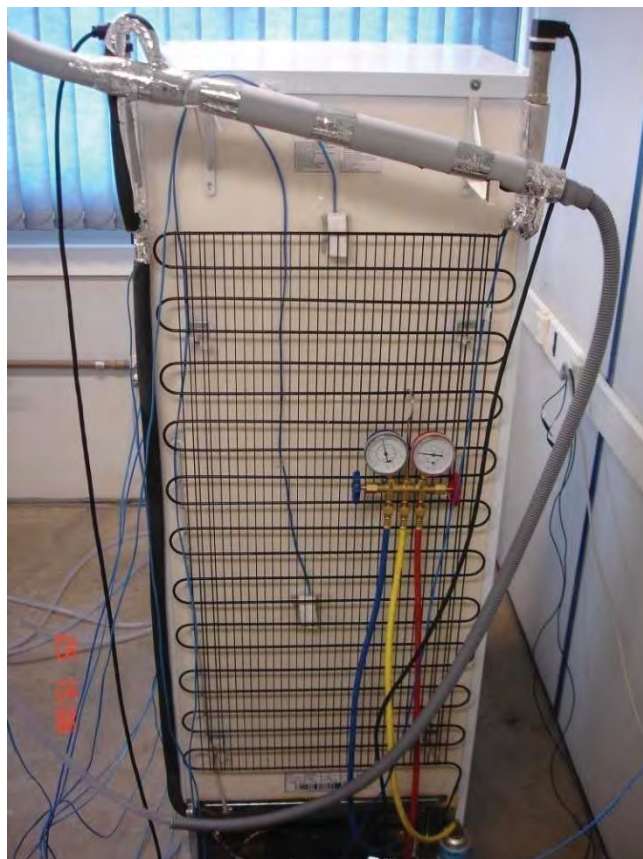


Figura 3.7 - Vista geral do sistema de condensação devidamente isolado.

Com o trocador de calor instalado no refrigerador, foi necessário colocar nova carga de fluido refrigerante no sistema, no caso utilizou-se o R-134a. Primeiramente gerou-se o vácuo no sistema utilizando uma Bomba de Vácuo marca FASTVAC modelo DV-42, logo após foi colocada nova carga de fluido refrigerante no sistema. Como as características originais do refrigerador foram modificadas, foi necessário um ajuste da quantidade de fluido refrigerante no sistema. Para isto utilizou-se de dois manômetros tipo Bourbon apresentados na Figura 3.8, um ligado à região de alta pressão e outro à região de baixa pressão. Através dos valores lidos nestes instrumentos e do tempo necessário para reduzir a temperatura no interior dos gabinetes de refrigeração, tomado como referência o sistema original, equalizou-se a quantidade de fluido refrigerante no sistema.



Figura 3.8 - Manômetro Bourbon utilizado para medidas de pressão.

3.3 - Sistemas de instrumentação

Os termopares utilizados foram devidamente numerados e conectados aos registradores de sinais, marca JUMO LOGOSCREEN, contendo seis expansores mTron da marca JUMO, com capacidade de conexão para 32 termopares mostrado na Figura 3.9. Os registradores são utilizados para medir, armazenar e enviar os valores via cabo serial, na forma de planilha eletrônica a um computador. Os dados então em formato binário são coletados através do programa JumoPCC e decodificados utilizando o programa JumoPCA. Utilizou-se também de um segundo registrador chassi NI cDAQ-9172, da marca National Instruments, conectado a um módulo de aquisição de sinais modelo NI 9213 de mesma marca, com capacidade de aquisição para 16 termopares, Figura 3.11. Os dados fornecidos por este registrador, em formato binário lidos pelos módulos, são transferidos diretamente a um computador através de cabo serial, e neste são decodificados pelo software LABVIEW SIGNALEXPRESS 2009, e salvos em planilha eletrônica.



(a) Expansores mTron.



(b) Registrador gráfico.

Figura 3.9 - Sistema de aquisição de dados JUMO.

Para as medidas de pressão foram utilizados dois transdutores de pressão da marca JUMO, modelo dTRANS p30, ilustrados na Figura 3.10, os transdutores são indicados para uma faixa de 0 – 25 bar de pressão relativa, tendo como características, alimentação 10 – 30 V e saída 4 – 20 mA. Os transdutores são conectados ao módulo de pressão modelo Ni 9203, marca National Instruments e inserido ao chassi, assim como o módulo de temperatura. Sua calibração é descrita no Item 3.4.2.



Figura 3.10 - Transdutores de pressão.



(a) Módulos de temperatura e pressão.



(b) Chassi.

Figura 3.11 - Aquisição de dados: Módulos e chassi National Instruments.

A energia elétrica consumida pelo refrigerador foi medida por um equipamento da marca SAGA4000, modelo 1380. Este consiste em um registrador eletrônico de grandezas elétricas para sistemas monofásicos, bifásicos ou trifásicos de uso portátil em redes de distribuição, utilizado para instalação remota ou em circuitos de baixa tensão, conforme mostrado na Figura 3.12.



Figura 3.12 - Registrador de grandezas elétricas.

Nas Figuras 3.13 e 3.14 são apresentados um diagrama esquemático e uma foto em vista geral do aparato experimental.

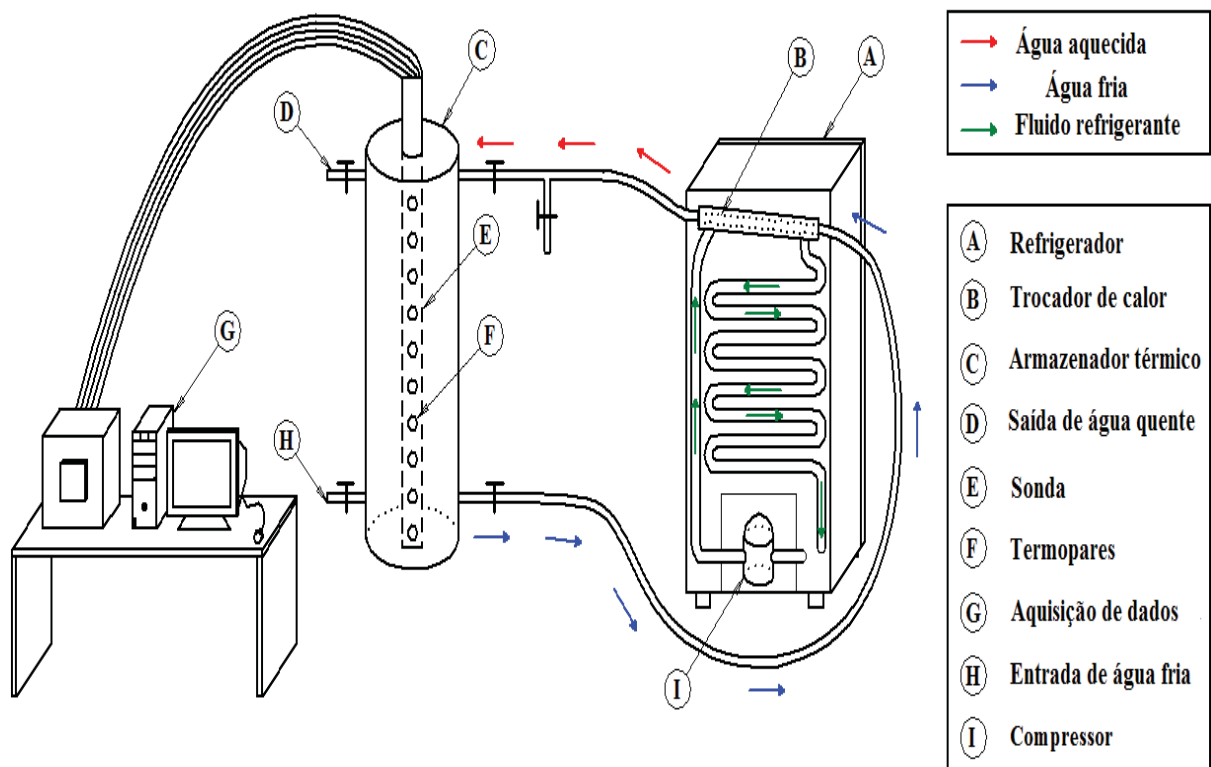


Figura 3.13 - Diagrama esquemático do aparato experimental.



Figura 3.14 - Vista geral do aparato experimental.

Após todo aparato experimental montado, obteve-se as curvas de vazão de água aquecida, as vazões do fluido refrigerante, os perfis da estratificação térmica da água e também os coeficientes de desempenho do sistema acumulado (COP_{SA}) relativo ao refrigerador modificado e armazenador térmico.

3.4 - Confeção e calibração dos termopares e sistema de pressão

3.4.1 - Confeção e calibração dos termopares

Para a confecção dos sensores de temperatura, foram utilizados 48 termopares do tipo “T” (cobre-constantan) 2x24 AWG com isolamento de PVC, conforme mostrado na Figura 3.15. Fundiu-se suas extremidades utilizando um variador de tensão, marca Bambozzi modelo MAC-155ED, mostrado na Figura 3.16, onde um dos pólos do variador de tensão foi conectado aos fios do cabo do

termopar e o outro a um eletrodo a base de grafite. Aplicando-se uma tensão de aproximadamente 45 Volts, entre os terminais dos fios do cabo dos termopares com o eletrodo, um curto circuito é produzido, necessário para fundir o cobre e o constantan, formando assim as junções para aquisição das medidas de temperaturas, por intermédio da voltagem.

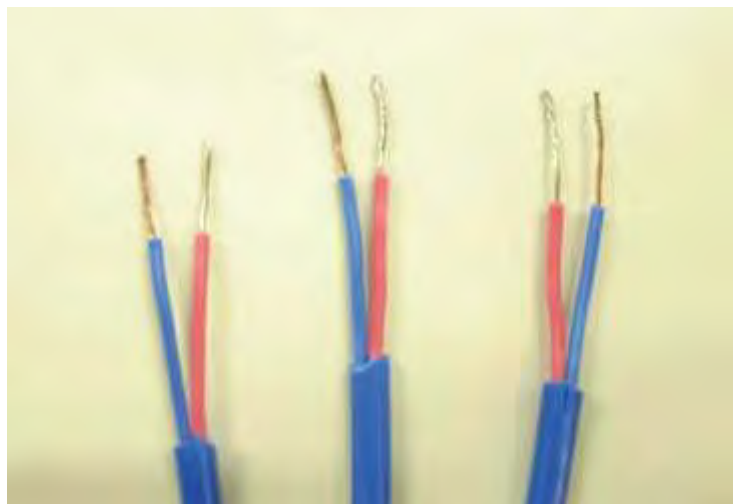


Figura 3.15 - Termopares tipo T (cobre-constantan) 2x24 AWG com isolamento de PVC.



Figura 3.16 - Variador de tensão utilizado para fusão dos termopares.

Após a confecção dos 48 termopares, como ilustrado na Figura 3.17 os mesmos foram devidamente enumerados e conectados aos registradores eletrônicos de sinais para calibração.



Figura 3.17 - Termopares tipo “T” (cobre-constantan).

Com a utilização de um equipamento de banho térmico marca MLW modelo UH, os termopares foram devidamente calibrados tomando como referência um termômetro digital, marca FLUKE que utiliza termopar tipo “K” (cromel-alumel) com menor escala mensurável de 0,1°C. Para a calibração dos termopares utilizou-se dos equipamentos ilustrados na Figura 3.18.



(a) Banho térmico.



(b) Termômetro digital.

Figura 3.18 - Instrumentos utilizados na calibração dos termopares.

Primeiramente, coloca-se água no banho térmico a temperatura ambiente e em seguida o termopar de referência com um termopar a ser calibrado em seu interior. Limitou a temperatura da água no equipamento de banho térmico para atingir um máximo de 99°C e posteriormente realizar o aquecimento da água, iniciando o registro das temperaturas a partir de 30°C. Foi fixado um intervalo de tempo entre as tomadas de medidas em dois minutos, perfazendo um total de sete medidas no período de calibração. Realizou essa operação para os 48 termopares, obtendo-se uma curva de calibração específica para cada um, as curvas de calibração dos mesmos são apresentadas no Anexo I.

3.4.2 - Calibração dos transdutores de pressão

A calibração dos transdutores de pressão, cuja modelagem foi admitida como linear, tem seus valores inseridos diretamente no software LABVIEW SIGNALEXPRESS 2009. Os dois transdutores de pressão são da marca JUMO, modelo dTRANS p30, sendo indicados para uma faixa de 0 – 25 bar de pressão relativa, tendo suas características: Alimentação 10 – 30 V; Saída 4 – 20 mA.

Da função linear tem-se que:

$$y - y_0 = m(x - x_0) \quad (1)$$

Assim os valores de mínima e máxima para pressão e corrente de saída dos transdutores podem ser atribuídos como variáveis da função linear, tendo no eixo x a corrente de saída e no eixo y a pressão, atribuídos da seguinte maneira:

$$x_0 = 0,004$$

$$x = 0,02$$

$$y_0 = 0$$

$$y = 25$$

Da Equação (1) isola-se m obtendo-se:

$$m = \frac{y - y_0}{x - x_0} \quad (2)$$

Substituindo-se os valores e calculando-se m encontra-se:

$$m = 1562,5 \quad (3)$$

Substitui-se os valores na Equação (1) e isola-se y encontrando-se a seguinte equação:

$$y = 1562,5x - 6,25 \quad (4)$$

A Equação (4) representa a curva de calibração dos transdutores de pressão, que é inserida no software LABVIEW SIGNALEXPRESS 2009 de modo que os valores lidos e apresentados pelo software encontram-se devidamente calibrados. A Figura 3.19 apresenta a Reta de calibração dos transdutores de pressão, através das pressões e corrente de saída.

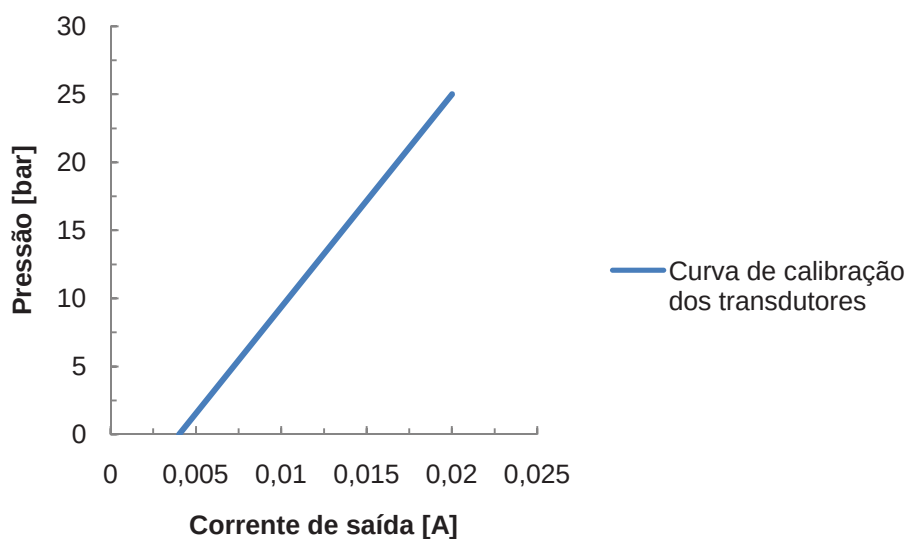


Figura 3.19 - Curva de calibração dos transdutores de pressão.

3.5 - Análises da propagação de erros dos termopares

Quando se trabalha com medidas experimentais estas possuem incertezas, as quais podem estar associadas aos instrumentos de medição utilizados ou com o próprio experimentador. Mesmo utilizando de aparelhos específicos para medidas de temperaturas e pressões é necessário, conhecer as incertezas e os erros apresentados, conhecendo como estes afetam os resultados finais.

Através de análise estatística, observou que ao se somar ou subtrair grandezas estatisticamente independentes, o erro no resultado poderá ser calculado pela raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas de cada uma das grandezas (HOLMAN, 2001), como apresentado no Anexo II.

3.5.1 - Metodologia para o cálculo da taxa de transferência de calor, fluxo térmico e resistência térmica

A metodologia bem como as equações utilizadas no calculo da taxa de transferência de calor, fluxo térmico e resistência térmica, são apresentados no Anexo IV.

3.6 - Cálculo da vazão de água aquecida

O conceito de vazão é apresentado por Delmée (2003), como o volume líquido que escoar através de uma secção por unidade de tempo, representada pela Equação (5), a seguir:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (5)$$

em que, Q denota a vazão em determinado trecho, V representa o volume líquido que passa por uma secção e t a unidade de tempo em que ocorre o escoamento.

A partir do conceito de vazão apresentado, pode-se generalizar a Equação (5), para o caso do trabalho proposto, como sendo uma aplicação direta do conceito de vazão. Apresenta-se a seguir a metodologia utilizada.

Para o cálculo da vazão de água aquecida, utilizou-se do deslocamento dos perfis de temperatura, que devido à injeção de água aquecida no topo do armazenador ocorre à estratificação térmica no interior do armazenador térmico. A isoclina entende-se como o gradiente de temperatura entre as camadas de água armazenada, ou seja, temperaturas das camadas de água quente e fria respectivamente.

A partir do início do experimento, com todos os equipamentos em funcionamento e em equilíbrio térmico com o ambiente, medem-se as temperaturas em cada termopar, dispostos na sonda no interior do armazenador térmico. Com a troca de calor entre o fluido refrigerante e a água ocorre um aumento da temperatura da mesma, que é então injetada no topo do armazenador térmico.

A partir desse momento inicia-se a estratificação térmica e dessa forma é possível determinar o tempo médio de deslocamento da frente quente de um termopar a outro. Realizam-se tal procedimento para alguns termopares da sonda, onde verifica-se a variação da vazão de acordo com a posição de cada termopar.

Explicada a metodologia utilizada e rearranjando a Equação (5) para o caso estudado, a mesma apresenta-se da seguinte forma:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot \Delta h}{t} \quad (6)$$

Dessa forma a Equação (6) representa a vazão volumétrica da água aquecida que circula pelo sistema.

Com um total de dois experimentos calculou-se a vazão de água aquecida, variando se a pressão hidrostática no interior do armazenador térmico. A pressão hidrostática d'água foi fixada em 0 metro (sem coluna d'água), e 0,1 metros de colunas d'água. O ponto de referência para as pressões foi à parede superior do tubo de entrada de água no armazenador.

O nível de água no interior do armazenador térmico foi mantido através de uma caixa d'água com capacidade de 50 litros, instalada ao lado do armazenador e conectada ao armazenador pelo sistema de vasos comunicantes. Assim, variando-se a altura da caixa, obteve-se as diferenças de pressões d'água no interior do armazenador térmico.

3.6.1 - Vazão do fluido refrigerante

A vazão do fluido refrigerante R-134a é obtida indiretamente através da vazão de água aquecida, em circulação pelo trocador de calor e das propriedades físicas na entrada e saída do referido trocador, admitindo-se igualdade no fluxo de calor trocado entre o fluido refrigerante e a água, ou seja:

$$\dot{Q}_{Gás} = \dot{Q}_{Água} \quad (7)$$

então:

$$\left[\dot{m} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \right]_{Gás} = \left[\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{saída} - T_{entrada}) \right]_{Água} \quad (8)$$

ou seja:

$$\left[\dot{m} \right]_{Gás} = \left[\frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{saída} - T_{entrada})_{Água}}{(h_{saída} - h_{entrada})_{Gás}} \right] \quad (9)$$

As entalpias do fluido refrigerante são obtidas por meio das propriedades temperatura e pressão, medidas na entrada e saída do trocador de calor.

3.7 - Coeficientes de desempenho do sistema de armazenamento térmico e refrigerador modificado (COP_{SA})

Para determinar os coeficientes de desempenho para o sistema utilizou-se do calor recuperado no trocador de calor e da energia elétrica consumida pelo refrigerador, mantendo as condições de geração de frio como originalmente, ou seja, as temperaturas nominais de projeto dos gabinetes de refrigeração são mantidas como em um refrigerador sem modificações.

Para calcular o calor recuperado, determina-se a temperatura média da água entre os termopares, conforme mostrado na Figura 3.20.

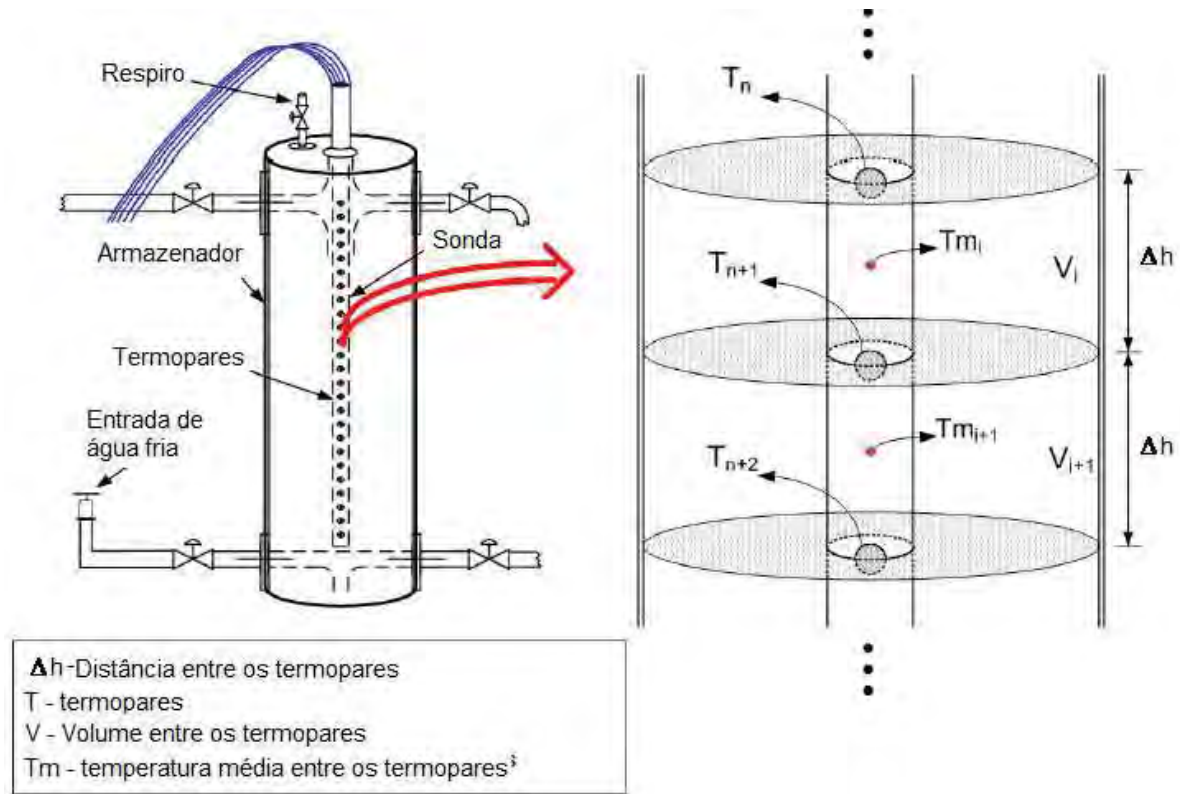


Figura 3.20 - Diagrama esquemático para cálculo da temperatura média em cada camada de fluido no armazenador (MARCHI NETO, 2007).

Para obter a quantidade de calor armazenado em cada camada de fluido do reservatório, utilizou-se a seguinte equação:

$$Q_n = \left[\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p_{\text{água}}} \cdot (Tm_f - Tm_i) \right]_{Cn} \quad (10)$$

onde f e i representam os instantes final e inicial.

O índice subscrito Cn é relativo às camadas de fluido estocado e varia de $1 \leq n \leq 30$, pois existem 31 termopares no interior da sonda, apresentando assim, 30 camadas entre o primeiro e o último termopar da sonda.

Foi determinado a densidade ($\rho_{\text{água}}$) e o calor específico ($c_{p_{\text{água}}}$), em função da temperatura média entre cada instante e, para cada camada de água, as quais

foram obtidas a partir das equações apresentadas por Kestin e Whitelaw (1966), válidas para a faixa de temperatura entre 273,15K a 373,15K:

$$\rho_{\text{água}}(Tm) = -342,584 + 164,103 \cdot (Tm)^{0,5} - 5,01225 \cdot (Tm) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} c_{p\text{água}}(Tm) = & 3,805070 \cdot 10^6 - 1,028080 \cdot 10^6 \cdot (Tm)^{0,5} + 1,1116 \cdot 10^5 \cdot (Tm) \\ & - 6005,26 \cdot (Tm)^{1,5} + 162,081 \cdot 081 \cdot (Tm)^2 - 1,7482 \cdot (Tm)^{2,5} \end{aligned} \quad (12)$$

A quantidade total de calor armazenado no reservatório térmico nos instantes inicial e final é expressa pela seguinte equação:

$$Q_T = \sum_{n=1}^{30} \left[\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p\text{água}} \cdot (Tm_f - Tm_i) \right]_{Cn} \quad (13)$$

Generalizando para todos os instantes de tempo, tem-se:

$$Q_T = \sum_{i=1}^{t_{aq}} \sum_{n=1}^{30} \left[\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p\text{água}} \cdot (Tm_f - Tm_i) \right]_{Cn} \quad (14)$$

sendo t_{aq} o tempo decorrido entre duas aquisições de dados.

Depois de calculado o Q_T , pode-se então determinar o coeficiente de desempenho do sistema acumulado (COP_{SA}), com sua respectiva incerteza e apresentada no Anexo III. A energia elétrica (W) consumida pelo refrigerador modificado foi obtida através do registrador de grandezas elétricas, assim:

$$COP_{SA} = \frac{Q_T}{W} \quad (15)$$

Capítulo 4

Resultados e discussões

No presente capítulo são apresentados e discutidos os resultados, referentes aos métodos utilizados para os cálculos de vazão da água aquecida e do fluido refrigerante que circula pelo sistema refrigerador/armazenador térmico. Apresenta-se também uma análise do comportamento dos perfis de temperatura, no interior do armazenador térmico pela técnica da estratificação térmica. É apresentado também o Coeficiente de Desempenho do Sistema Acumulado (COP_{SA}), relativo à entrada e saída de energia no sistema, ou seja, armazenador térmico e refrigerador modificado. Os resultados apresentados neste capítulo referem-se ao refrigerador operando normalmente no ciclo intermitente e em potência máxima, ajustada no termostato como nível sete.

4.1 - Comportamentos dos perfis de temperaturas

As figuras apresentadas, neste item, são resultados de ensaio de 24 horas de duração com aquisição de dados a cada 15 minutos.

Nas figuras 4.1 e 4.2 são apresentados os resultados dos perfis de temperaturas do sistema de refrigeração e do ambiente. Os experimentos foram realizados, com pressão hidrostática correspondente a diferença de coluna d' água pré-fixadas. Estas diferenças correspondem respectivamente a 0,0 metros (ou sem diferença de coluna d'água) e 0,10 metros, medidas a partir da entrada de água quente no topo do armazenador, conforme metodologia apresentada na seção 3.6.

Ao analisar os perfis de temperaturas apresentados, observa-se que as entradas e saídas do fluido refrigerante, no trocador de calor, apresentam aproximadamente as mesmas temperaturas de 50°C para a entrada e 35°C para a saída. Os compartimentos de refrigeração também apresentam níveis de

temperaturas em torno de -35°C para o compartimento de congelamento e em torno de 5°C para o gabinete de refrigeração. Esses resultados, para as temperaturas dos gabinetes de refrigeração e congelamento, são médias calculadas a partir dos dados obtidos. Observa-se ainda que, as diferenças de pressões hidrostáticas no armazenador térmico não influenciam no funcionamento do refrigerador, uma vez que este apresenta aproximadamente as mesmas temperaturas para os dois experimentos realizados.

A partir das Figuras 4.1 e 4.2, observam-se variações em cada um dos perfis de temperaturas, tais variações são decorrentes da variação da temperatura ambiente. Todos os experimentos foram iniciados a partir das 16 horas e que corresponde no diagrama ao instante inicial zero e término correspondente ao instante 24 horas. Ao analisar os perfis de temperaturas, a partir do início do regime transiente (liga/desliga), isto é, 6 horas após o início do experimento, verifica-se uma queda nos perfis de temperaturas, devido à diminuição da temperatura ambiente, ou seja, durante a madrugada, desde que não ocorram abertura e fechamento de suas portas. Essas quedas são verificadas até aproximadamente 17 horas de ensaio (09h00min horas da manhã). A partir desse ponto, os perfis de temperaturas aumentam suas intensidades continuamente, até atingir o seu nível máximo com 22 horas de ensaio, ou seja, aproximadamente às 14 horas, esse fato é verificado a partir da curva da temperatura ambiente, que variou no referido período.

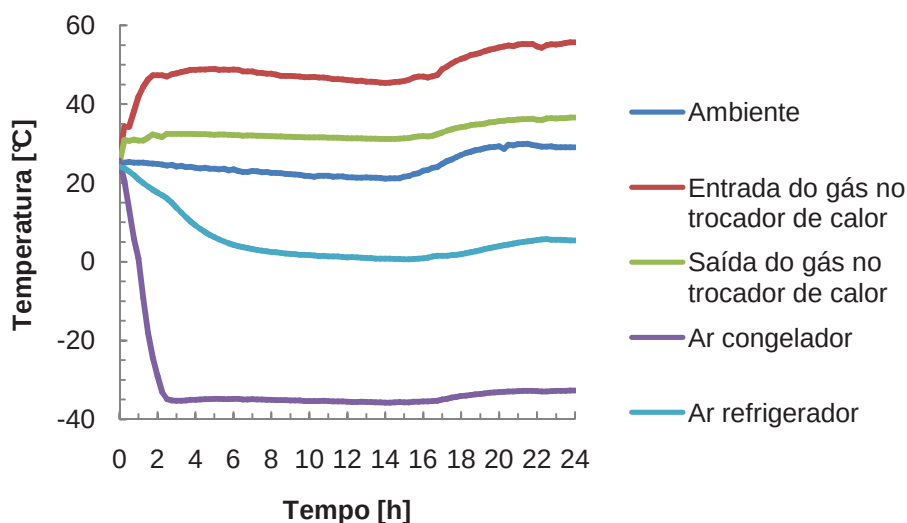


Figura 4.1 - Perfis de temperaturas em função do tempo para ensaio de carga do refrigerador modificado, sem diferença de coluna d'água.

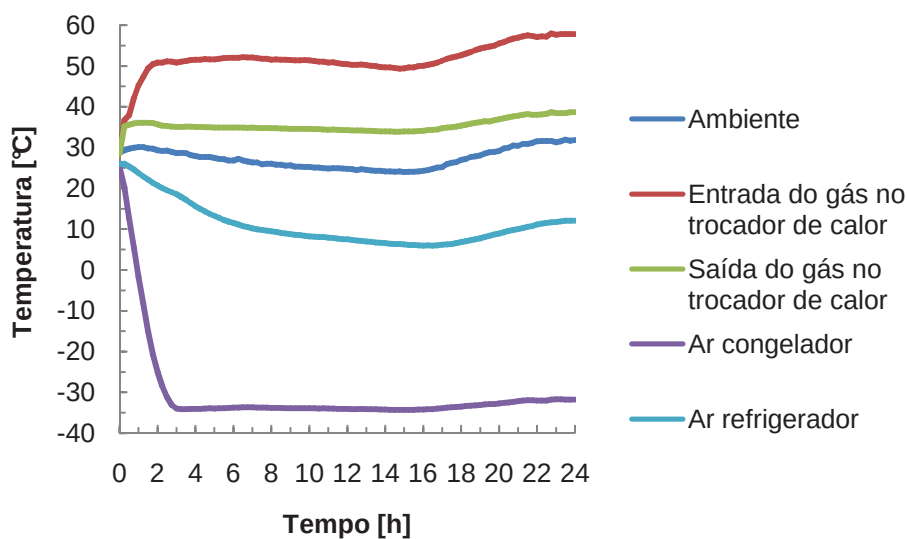


Figura 4.2 - Perfis de temperaturas em função do tempo para ensaio de carga do refrigerador modificado, com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.

Na Figura 4.3 a seguir, são apresentados para fins de comparação os perfis de temperatura para a entrada e saída do fluido refrigerante no trocador de calor, uma vez que estes perfis já foram apresentados e discutidos nas Figuras 4.1 e 4.2.

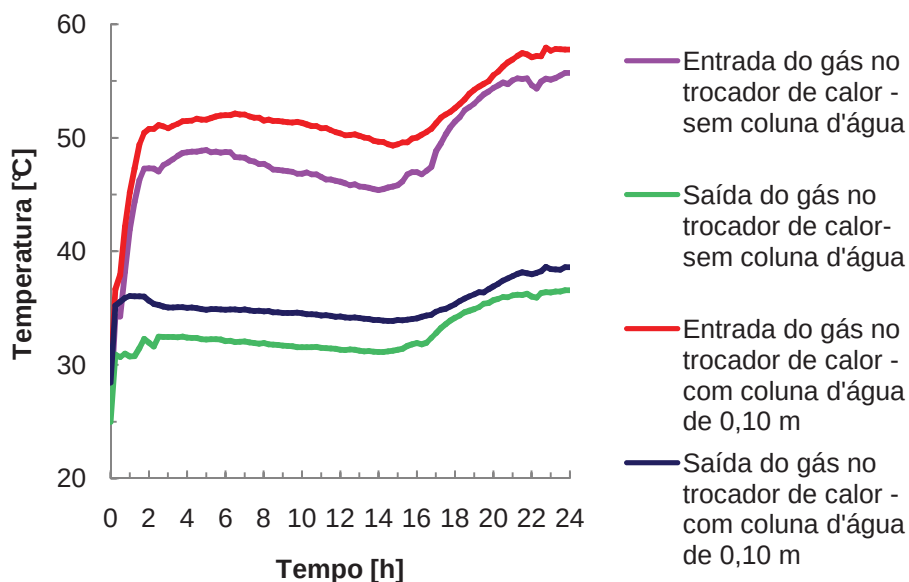


Figura 4.3 - Comparativo entre as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no trocador de calor, para ambos os experimentos realizados.

Nas figuras 4.4 e 4.5, apresentam o comportamento dos perfis de temperaturas internas, referentes aos compartimentos de refrigeração e congelamento do refrigerador. Ao analisar as referidas figuras, observa-se que os perfis de temperaturas apresentam pequenos aumentos de intensidades a partir de 17 horas de experimento, cujos efeitos podem ser desprezíveis em relação ao funcionamento normal do refrigerador.

Nas mesmas figuras, observa-se que as temperaturas da parede interna frontal posterior dos compartimentos do refrigerador e congelador, apresentam-se próximas das temperaturas do ar interno aos respectivos compartimentos. Verifica-se que no compartimento de congelamento as temperaturas do ar interno, nos dois ensaios, apresentaram os mesmos valores aproximados de -35°C , enquanto que as temperaturas na parede frontal posterior foram de aproximadamente -25°C .

Na Figura 4.4 observa-se as temperaturas do ar interno e da parede do evaporador no compartimento de refrigeração, apresentam valores aproximados de 5°C e 0°C , respectivamente. Na Figura 4.5, as maiores temperaturas para o compartimento de refrigeração, são de 10°C para o ar interno e 6°C para da parede do evaporador. As diferenças entre as temperaturas entre o ar e a parede para cada experimento deve-se a localização dos termopares na parede, onde os mesmos encontram-se fora da placa fria.

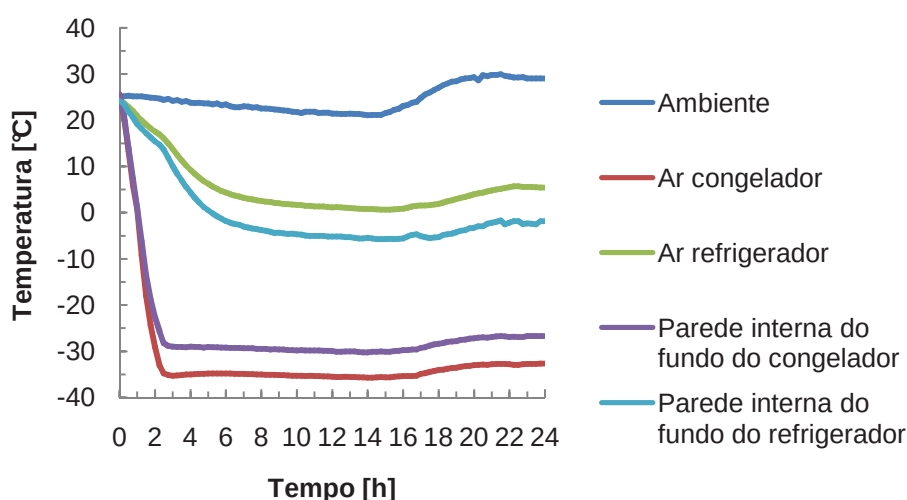


Figura 4.4 - Perfis de temperaturas do ar e paredes internas dos evaporadores sem diferença de coluna d'água.

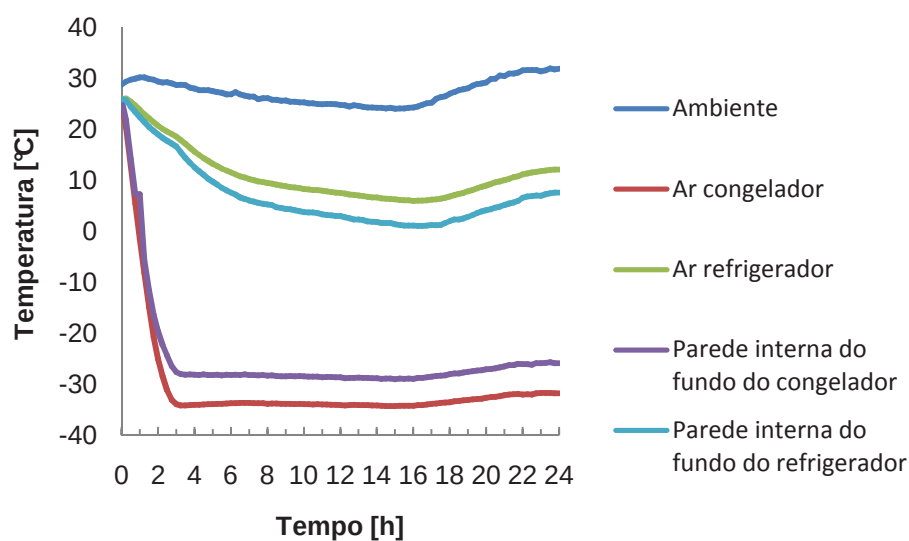


Figura 4.5 - Perfis de temperaturas do ar e paredes internas dos evaporadores com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.

Na Figura 4.6 são apresentados para efeito de comparação os perfis do ar interno aos compartimentos congelador e refrigerador, respectivamente. Esses perfis foram discutidos nas Figuras 4.4 e 4.5.

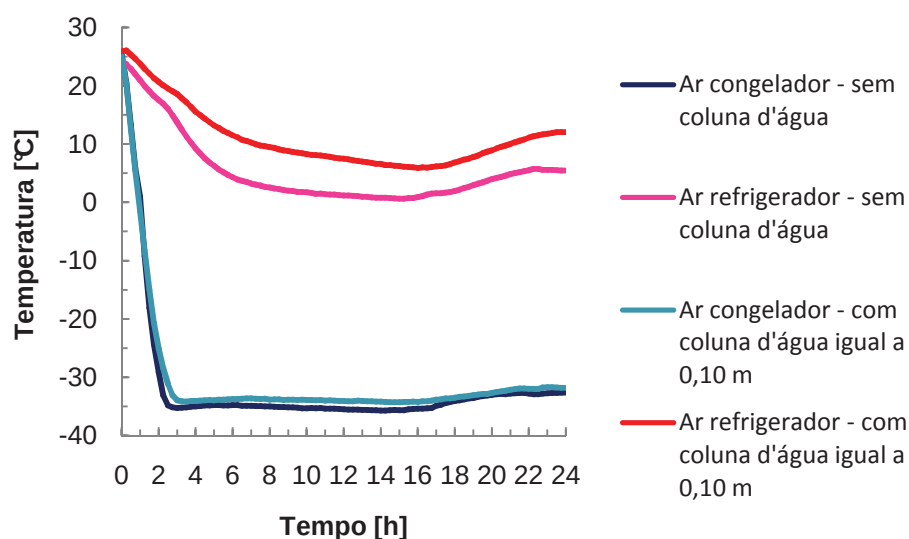


Figura 4.6 - Comparativo entre as temperaturas do ar dos compartimentos do refrigerador, para os dois experimentos realizados.

As espessuras e as áreas das paredes do refrigerador são diferentes para ambos os compartimentos. O compartimento de refrigeração possui maior área e menor espessura de parede. O compartimento de congelamento apresenta menor

área e maior espessura de parede, com ambos os compartimentos apresentando a mesma condutividade térmica como mostrado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Áreas, espessuras, condutividade térmica e resistência térmica referentes a cada compartimento (MARCHI NETO 2007).

<i>Congelador</i>	<i>Área [m²]</i>	<i>Espessura do isolante [m]</i>	<i>k [W/m.K]</i>	<i>R_t [K/W]</i>
Topo e laterais	0,516	0,060	0,02	5,813
Porta	0,1728	0,075	0,02	21,701
Fundo	0,1728	0,075	0,02	21,701

<i>Refrigerador</i>	<i>Área [m²]</i>	<i>Espessura do isolante [m]</i>	<i>k [W/m.K]</i>	<i>R_t [K/W]</i>
Topo e laterais	1,311	0,030	0,02	1,144
Porta	0,6264	0,045	0,02	1,596
Fundo	0,6264	0,045	0,02	1,596

Na Tabela 4.2 encontram-se os valores da diferença da temperatura entre a parede interna e externa, o fluxo térmico e a taxa de transferência de calor através das paredes posteriores dos compartimentos do refrigerador.

Tabela 4.2 - Diferença da temperatura, fluxo térmico e a taxa de transferência de calor.

<i>Compartimento</i>	<i>ΔT</i>	<i>q" [w/m²]</i>	<i>q [W]</i>
Congelador	52,47	13,99	2,41
Refrigerador	22,66	0,9	0,56

Observa-se também, nas Figuras 4.4 e 4.5, o comportamento das temperaturas das paredes internas posteriores dos compartimentos do refrigerador. Esses níveis de temperatura estão relacionados com a condensação do fluido refrigerante, no trocador de calor. Dessa forma minimiza-se a quantidade de calor dissipada ao ar ambiente pelo condensador aletado, diminuindo-se o fluxo de calor que entra nos compartimentos do refrigerador, principalmente pela parede externa posterior do mesmo, onde se encontra o condensador aletado. Com uma carga

térmica menor, haverá menor quantidade de calor a ser retirada dos compartimentos, resultando assim, em uma redução na potência de compressão.

Ao analisar os perfis de temperaturas apresentados nas Figuras 4.7 e 4.8, verifica-se o comportamento dos mesmos em relação ao fluido refrigerante no trocador de calor e no compressor. Nesses perfis de temperaturas, observa-se que o tubo de sucção do compressor (que não é termicamente isolado) apresenta-se, em todo o período de ensaio, com temperatura em torno de 25°C, próxima a temperatura ambiente.

As temperaturas medidas na descarga do compressor apresentam-se semelhantes, em torno de 70,6°C, para os dois experimentos, resultado esse da quantidade de calor retirada dos compartimentos e da dissipação de calor do compressor. Parte da energia elétrica consumida pelo mesmo é transformada em calor e transferida ao fluido refrigerante.

Devido à modificação no projeto, a descarga do compressor foi termicamente isolada, conforme mostrado na seção 3.2.1. Isso foi necessário, uma vez que, parte da proposta deste trabalho é minimizar a quantidade de calor dissipada ao meio ambiente, visando, assim, o seu aproveitamento.

Entretanto, mesmo com isolamento, foi observada uma queda de temperatura entre a descarga do compressor e a entrada do fluido refrigerante no trocador de calor, essa diferença é devido à presença de componentes de instrumentação presentes no sistema, e também pelo fato do tubo por onde o fluido refrigerante escoar ser de cobre, que é um bom condutor de calor, e que mesmo isolado absorve calor, dissipando-o para o meio ambiente, uma vez que a isolação não é perfeitamente eficiente.

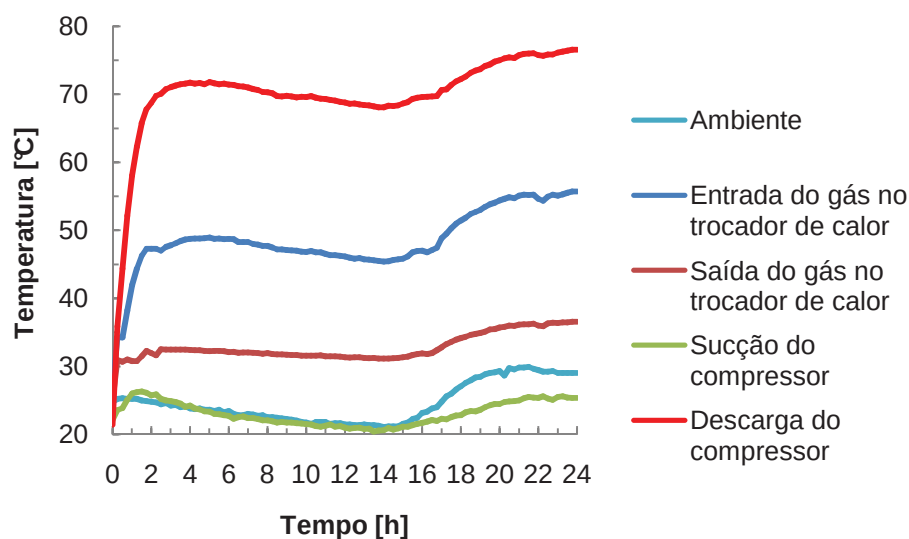


Figura 4.7 - Perfis de temperaturas do fluido refrigerante nas respectivas entradas e saídas do trocador de calor e compressor, sem diferença de coluna d'água.

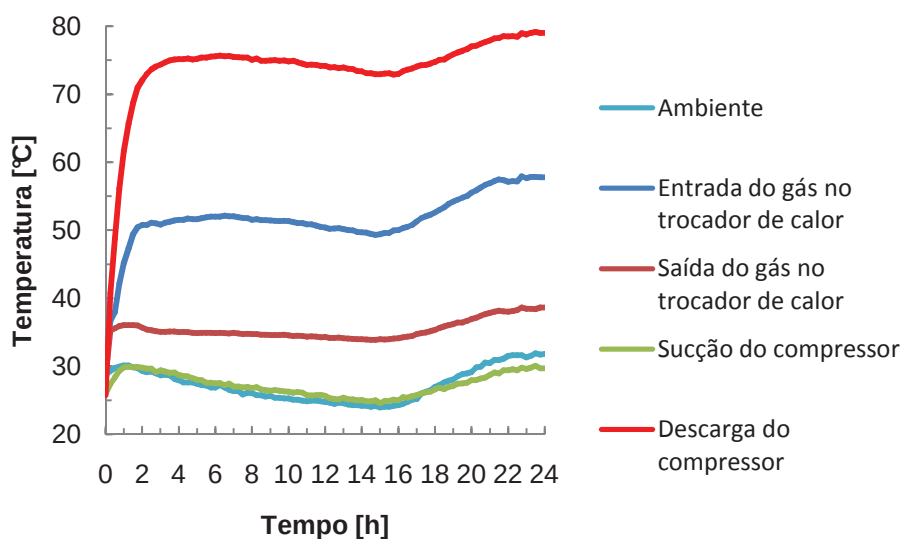


Figura 4.8 - Perfis de temperaturas do fluido refrigerante nas respectivas entradas e saídas do trocador de calor e compressor com, diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.

As Figuras 4.9 e 4.10 mostram a troca de calor entre o fluido refrigerante e a água, no trocador de calor. A temperatura de saída da água no trocador de calor não apresenta variações bruscas ou picos, ou seja, comporta-se de forma regular do início ao fim em cada experimento.

A temperatura de entrada do fluido refrigerante no trocador de calor aumenta, durante as duas primeiras horas de ensaio. Essa elevação é devido à carga térmica do refrigerador que inicialmente está em equilíbrio térmico com o ambiente. Durante esse período é necessário que o refrigerador retire maior quantidade de calor dos compartimentos e, dessa forma, justificando a referida elevação de temperatura.

Das figuras apresentadas verifica-se, também o comportamento do gradiente de temperatura entre a entrada e saída do fluido refrigerante no trocador. Observa-se também uma tendência de aproximação das curvas referentes à saída de fluido refrigerante e a saída de água no trocador de calor, após 14 horas de experimento.

Nota-se que, os perfis citados possuem as mesmas tendências, porém, apresentando maior aproximação por volta de 14 horas de ensaio para ambos os casos ensaiados. Esse fato evidencia a capacidade máxima de troca de calor entre os fluidos, como previsto no projeto do trocador, ou seja, o gradiente de temperatura é suficiente para que ocorra a condensação do fluido refrigerante e o aquecimento da água.

Com a análise dos perfis de temperaturas de saída do fluido refrigerante e a entrada da água no trocador de calor, mostradas nas Figuras 4.9 e 4.10, fica evidente que o armazenador térmico encontra-se parcialmente carregado. Nesse caso a água encontra-se a uma temperatura menor que a temperatura do fluido refrigerante ocorrendo, portanto, a condensação do fluido refrigerante no trocador de calor, reaproveitando assim o calor dissipado ao meio ambiente.

Quando o armazenador térmico apresentar-se totalmente carregado de água aquecida, a temperatura de entrada da mesma no trocador de calor poderá estar menor, mas próxima da temperatura de saída do fluido refrigerante. Assim, com os fluidos apresentando aproximadamente as mesmas temperaturas, não haverá troca de calor entre os mesmos, portanto, o fluido refrigerante condensará no condensador aletado, dissipando o calor para o ambiente.

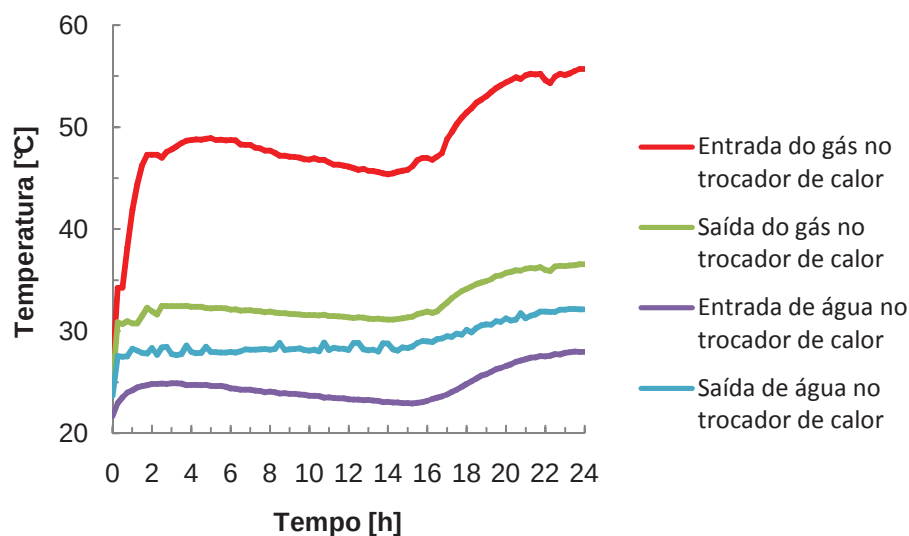


Figura 4.9 - Perfis de temperaturas nas respectivas entradas e saídas do fluido refrigerante e da água no trocador de calor referente ao experimento sem diferença de coluna d'água.

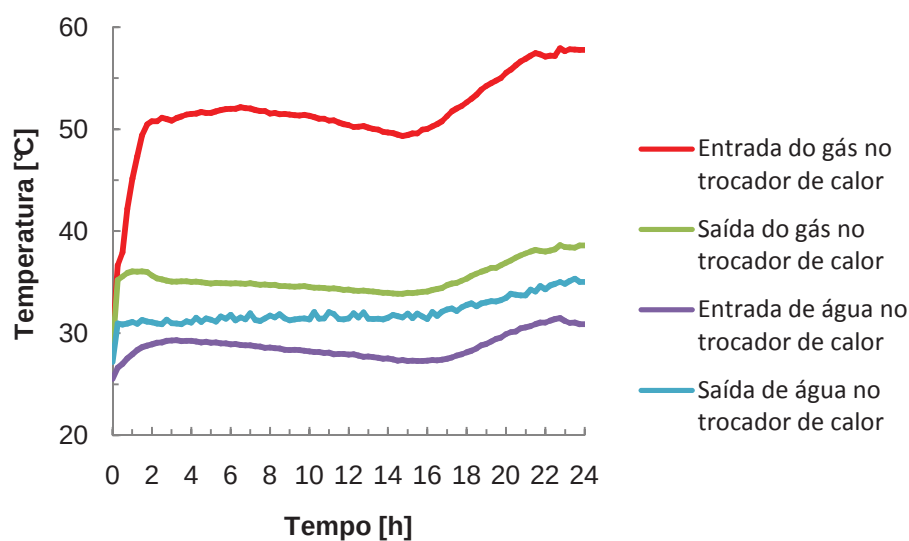


Figura 4.10 - Perfis de temperaturas nas respectivas entradas e saídas do fluido refrigerante e da água no trocador de calor referente ao experimento com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.

São apresentados na Figura 4.11 os perfis de temperaturas da água na entrada e na saída do trocador de calor, para os dois experimentos realizados, para

fins de comparação, em mesma escala, uma vez que estes perfis de temperaturas também se encontram nas Figuras 4.9 e 4.10.

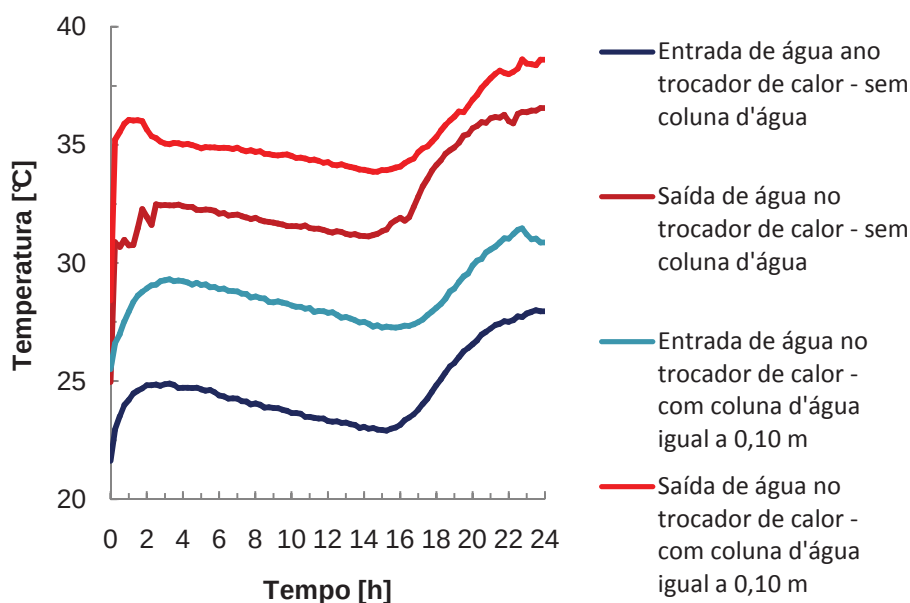


Figura 4.11 - Comparativo entre as temperaturas de entrada e saída da água no trocador de calor, para ambos os experimentos realizados.

Observam-se nas Figuras 4.12 e 4.13, as mesmas intensidades de temperaturas e pressões de entrada e saída no trocador de calor, para os dois experimentos realizados. O aparecimento de algumas variações mínimas, entre os perfis de temperaturas, não acarretam possíveis alterações no funcionamento do refrigerador e do sistema geral.

Nas Figuras 4.12 e 4.13, observa-se que os perfis de pressões de entrada e saída do fluido refrigerante encontram-se sobrepostos, o que implica uma perda de carga mínima entre a entrada e a saída do trocador de calor respectivamente. De modo geral essa perda de carga não influencia no funcionamento do trocador de calor, assim o equipamento mostra-se eficiente quando utilizado água para sua refrigeração.

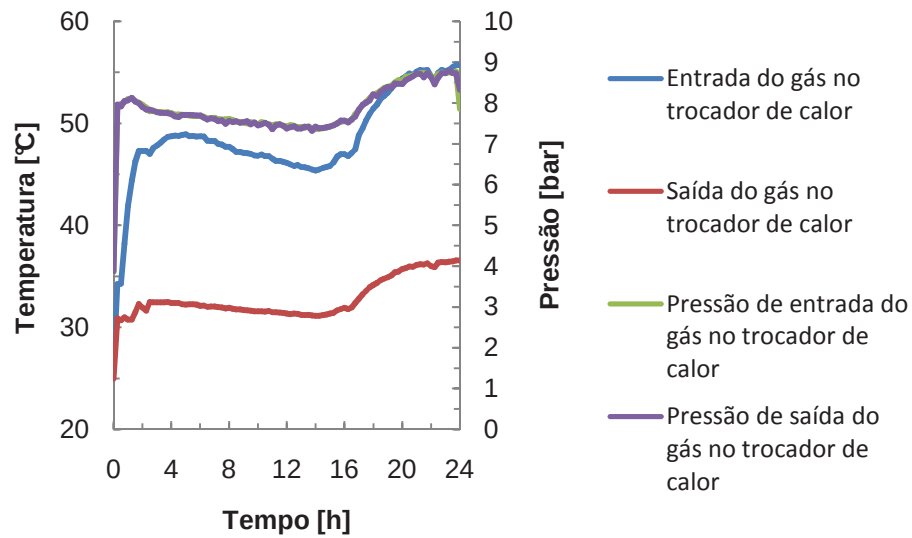


Figura 4.12 - Pressão e temperatura no trocador de calor referente ao experimento sem diferença de coluna d'água.

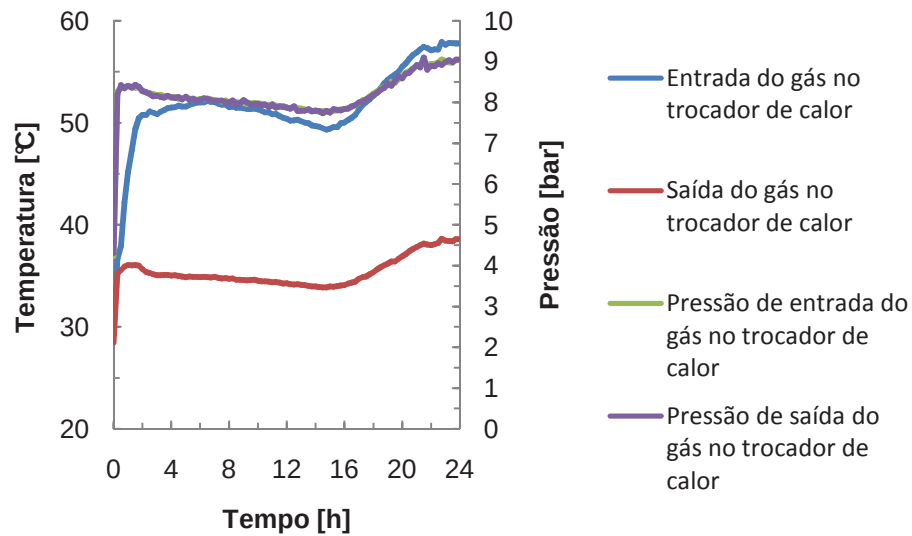


Figura 4.13 - Perfis de temperaturas e pressões nas respectivas entradas e saídas do fluido refrigerante no trocador de calor referente ao experimento com diferença de coluna d'água igual a 0,10 metros.

4.2 - Determinações das vazões

Na Figura 4.14, apresenta-se as vazões da água em função das temperaturas na saída do trocador de calor. Tais vazões são obtidas através das variações das pressões hidrostáticas no armazenador térmico, conforme metodologia apresentada na seção 3.6. Para cada vazão obtida, realiza-se uma análise quantitativa entre os perfis de temperatura, através da técnica da estratificação térmica. A energia térmica armazenada e a energia elétrica consumida pelo refrigerador são utilizadas para o cálculo dos Coeficientes de Desempenho do Sistema Acumulado COP_{SA} . Ressalta-se que os resultados obtidos foram realizados com o refrigerador operando continuamente, ou seja, que o compressor não desligou durante os experimentos, e que a diferença de altura entre a saída da água no trocador de calor e a entrada da mesma no armazenador térmico fixada em 0,70 metros, para os dois experimentos realizados.

Para o cálculo das vazões de água aquecida que circula pelo sistema, realizaram-se dois experimentos com diferentes pressões hidrostáticas, em relação à entrada da água quente no topo do reservatório, sendo 0,0 metros (ou sem coluna) e 0,1 metros, conforme metodologia apresentada na seção 3.6.

A vazão, através do processo de estratificação térmica, foi obtida considerando-se nos cálculos o deslocamento dos perfis de temperatura no interior do armazenador térmico, durante o processo da dinâmica de carga.

Com base na Figura 4.14, observa-se a queda na vazão d'água com o aumento da sua temperatura na saída do trocador de calor. Tal queda na vazão ocorre devido à diminuição da carga térmica nos compartimentos de refrigeração, resultando assim em menor quantidade de calor a ser trocada entre o fluido refrigerante e a água. Do exposto e devido às variações das vazões, denominar-se-á as vazões apenas por vazões médias, calculadas em relação ao tempo médio de deslocamento dos perfis de temperatura no interior do armazenador térmico.

Na mesma, observa-se que a vazão máxima obtida no experimento não ultrapassa os 7,6 l/h ($0,0076 \text{ m}^3/\text{s}$). E que a temperatura da água não é a mesma para os dois experimentos, apresentando-se diferenças de valores que variam de $0,5^\circ\text{C}$ entre os experimentos. Tendo como valores a temperatura de $28,5^\circ\text{C}$ para o experimento sem coluna d'água, e a temperatura de 29°C para a diferença de coluna d'água de 0,1 m. As temperaturas apresentadas são as temperaturas máximas atingidas pela água que é injetada no topo do armazenador térmico para posterior utilização.

As variações das vazões e das temperaturas da água são devidas à queda da carga térmica do refrigerador, mantido com as portas sempre fechadas durante os experimentos, assim, com o passar do tempo, o mesmo retira menor quantidade de calor dos compartimentos, diminuindo assim o efeito termosifão.

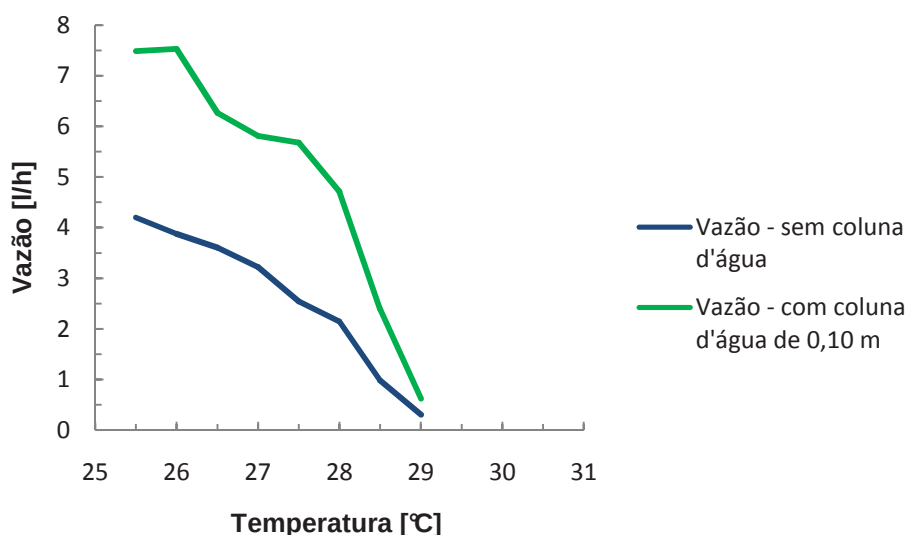


Figura 4.14 - Vazão de água aquecida em função da temperatura da água na saída do trocador de calor.

Nas Figuras 4.15 e 4.16 apresentam-se os pontos experimentais para cada uma das vazões médias da água aquecida, uma vez que as mesmas não são constantes, ou seja, ocorrem variações de acordo com a carga térmica do refrigerador.

Com uma curva de tendência pelos pontos experimentais, verifica-se que as vazões de água aquecida apresentam-se dentro dos parâmetros observados pelos

pontos experimentais. Nas figuras notam-se, ainda, os tempos médios, compreendido entre o deslocamento da frente quente de um termopar a outro, variando de 0 a 4 horas na Figura 4.15, e de 0 a 20 horas na Figura 4.16. O tempo médio de deslocamento da frente quente é determinado pelo tempo decorrido para dois termopares seguidos atingirem a mesma temperatura.

O tempo médio é medido a fim de calcular a variação da vazão com a carga térmica do refrigerador. A queda da carga térmica e, conseqüentemente a diminuição da vazão, causa, no interior do armazenador térmico, diminuição na velocidade de deslocamento da frente quente.

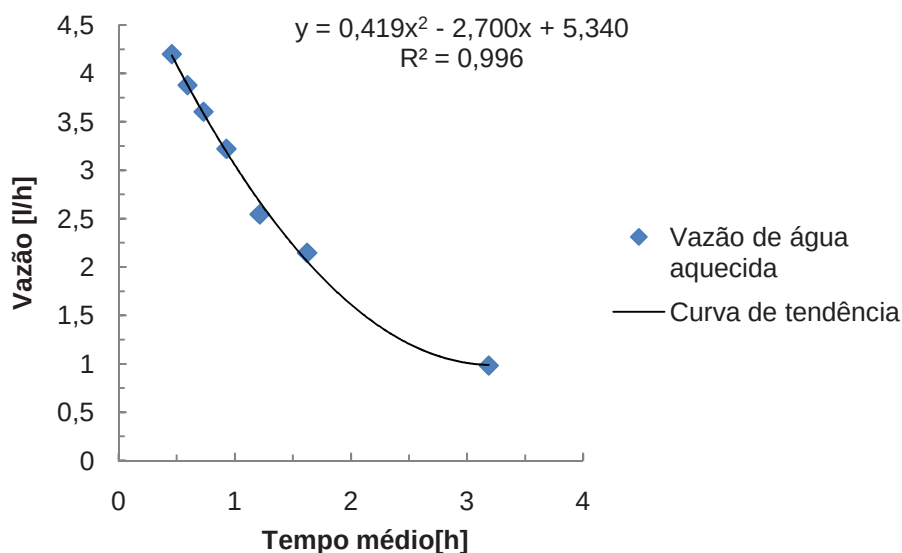


Figura 4.15 - Vazão em função do tempo médio sem coluna d'água.

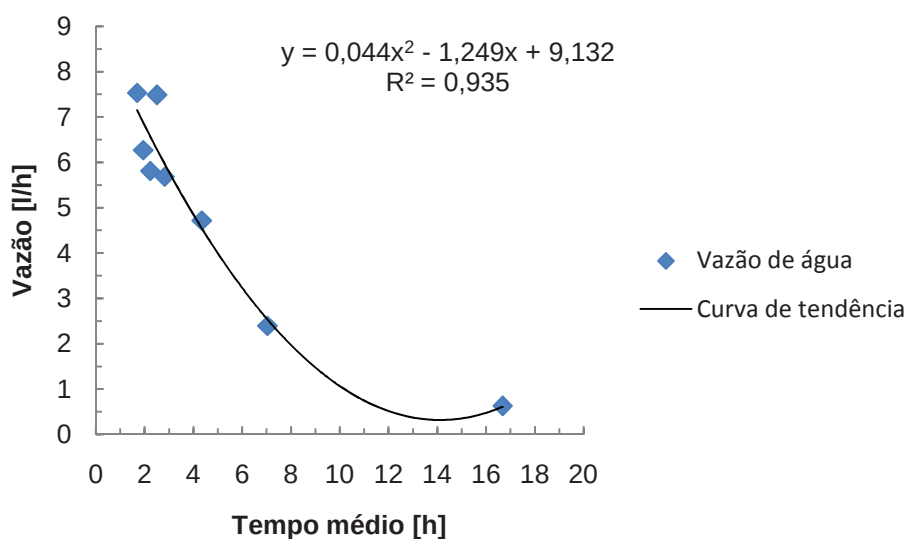


Figura 4.16 - Vazão em função do tempo médio para acréscimo de 0,10 metros de coluna d'água.

Na Tabela 4.3 apresenta-se as vazões médias de água, onde é possível visualizar as variações das mesmas de acordo com a coluna d'água, admitida em cada experimento. Observa-se que, com o aumento da coluna d'água, aumenta-se também a vazão, resultado esse devido ao aumento da pressão hidrostática no sistema.

Tabela 4.3 - Vazão média da água em relação à coluna d'água

<i>Coluna d'água [m]</i>	<i>Vazão média [l/h]</i>
0	3,78
0,1	5,82

Na Tabela 4.4 apresentam-se as vazões do fluido refrigerante, de acordo com a vazão de água aquecida, conforme metodologia apresentada na seção 3.6.1.

Tabela 4.4 - Vazões médias da água e do fluido refrigerante.

<i>Vazão média de água [l/h]</i>	<i>Vazão de fluido refrigerante [kg/s]</i>
3,78	0,00174
5,82	0,00183

A circulação da água no sistema ocorre a partir do ponto em que se inicia a transferência de calor entre o fluido refrigerante e a água no trocador de calor. A água aquecida é então armazenada no reservatório térmico, onde permanece por estratificação térmica.

Nas Figuras 4.17 e 4.18, verificam-se o processo de estratificação térmica da água no interior do armazenador térmico para um período de ensaio de 24 horas, de acordo com a posição de cada termopar. Ressalta-se, que com o passar do tempo tem-se a formação de três regiões distintas, distribuídas ao longo da altura do armazenador térmico, ou seja, uma região quente no topo, uma região fria no fundo do tanque e uma região intermediária entre as duas referidas.

Na Figura 4.17, observa-se que o termopar do extremo superior desse ensaio apresenta temperatura mais elevada em relação aos demais de suas respectivas seqüências. Na Figura 4.18, não ocorre o mesmo fenômeno. Isso se deve à maior vazão de água quente, que incrementa a velocidade da frente quente no tanque e, conseqüentemente, aproxima as temperaturas nesta região. Posteriormente, devido ao processo de estratificação térmica verifica-se o distanciamento dos perfis de temperatura em cada camada de água estocada.

Tais fenômenos apresentam-se dentro do esperado, uma vez que a entrada de água encontra-se na parte superior no armazenador térmico. Apresentando assim maior nível de energia estocada na camada de fluido localizada entre os dois primeiros termopares representados nas figuras por suas posições no interior do armazenador que corresponde a 1,66 e 1,56 metros, respectivamente.

Nota-se ainda que nas demais camadas de fluido ocorrem misturas, verificadas pelos perfis de temperaturas que sobrepõem uns aos outros. Essas misturas são resultados da quantidade de energia armazenada, que não é suficiente para que ocorra uma estratificação térmica uniforme. O comportamento dos perfis de temperatura deve-se, portanto, à variação da vazão da água aquecida. Assim, não havendo energia térmica suficiente para que ocorra uma estratificação térmica uniforme. Isso é devido à vazão de água aquecida ser baixa e apresentar alta temperatura, o que é justificado pela curva referente à altura 1,66 m apresentada na Figura 4.17, que apresenta temperatura superior as demais, dessa forma a energia estocada na forma de calor não é suficiente para que ocorra um aumento instantâneo das demais camadas de água, e também por parte desse calor ser dissipado pelo armazenador.

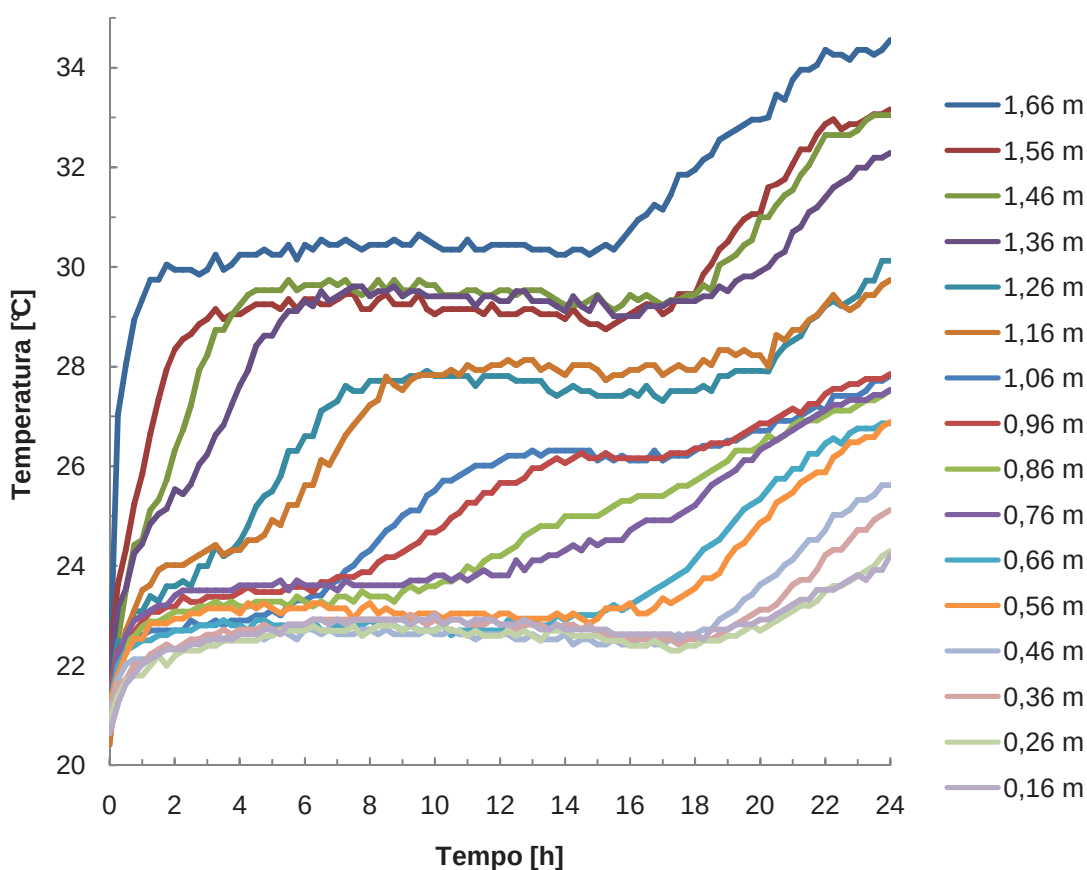


Figura 4.17 - Evolução dos perfis de temperaturas de cada termopar no interior do armazenador térmico sem coluna d'água de coluna d'água.

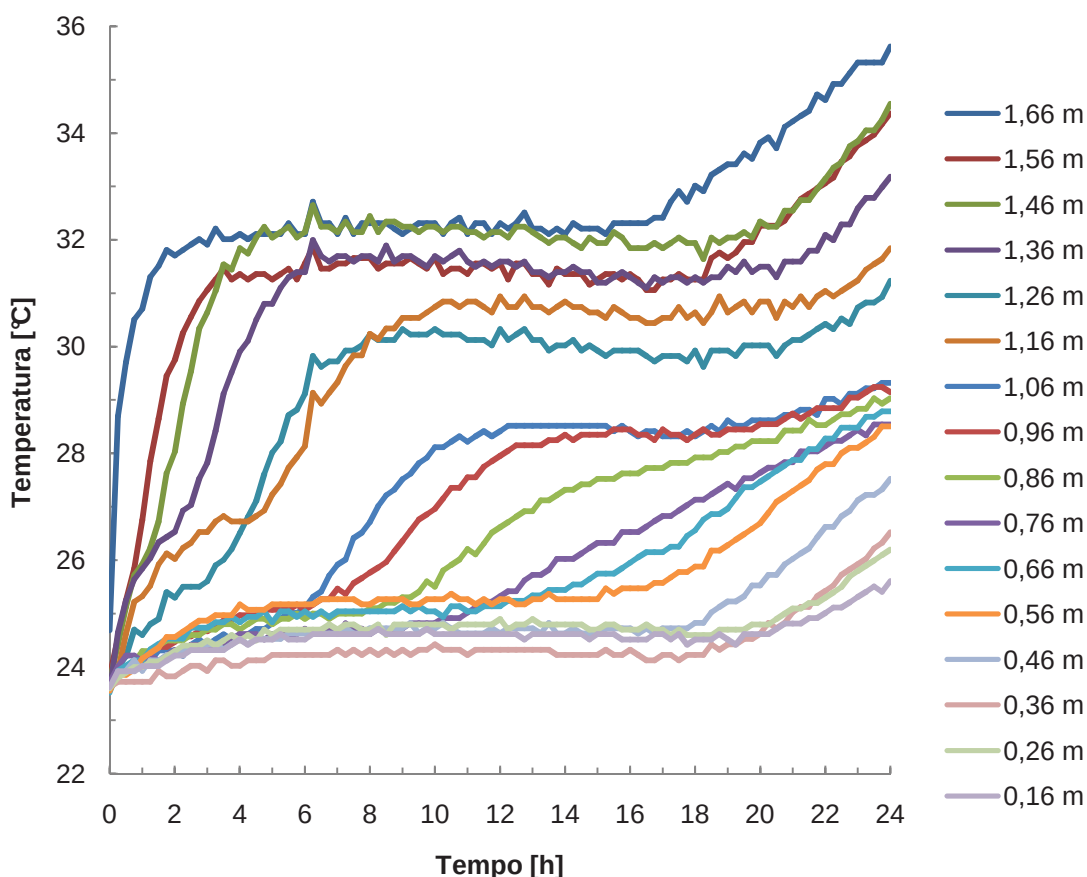


Figura 4.18 - Evolução dos perfis de temperatura de cada termopar no interior do armazenador térmico com coluna d'água igual a 0,10 m.

As Figuras 4.19 e 4.20 mostram o comportamento dos perfis de temperatura ao longo da altura do tanque, a cada duas horas de ensaio, considerando o período de carga de 24 horas. Observa-se a deformação da isocлина inicial ($t = 0$ h) com o passar do tempo, o que simula a dinâmica de carga de água aquecida para o reservatório. O afastamento dos perfis de temperatura em relação ao primeiro ($t = 0$ h) é resultado da quantidade de calor armazenado que aumenta com o tempo. Observa-se que não ocorre uma uniformidade da quantidade de energia armazenada com o tempo, ou seja, devido ao processo de estratificação térmica não ser uniforme. Cabe ressaltar ainda que, mesmo o armazenador apresentando isolamento térmico em relação ao meio ambiente, a variação da temperatura entre a base e o topo é de aproximadamente 11°C para ambos os casos estudados.

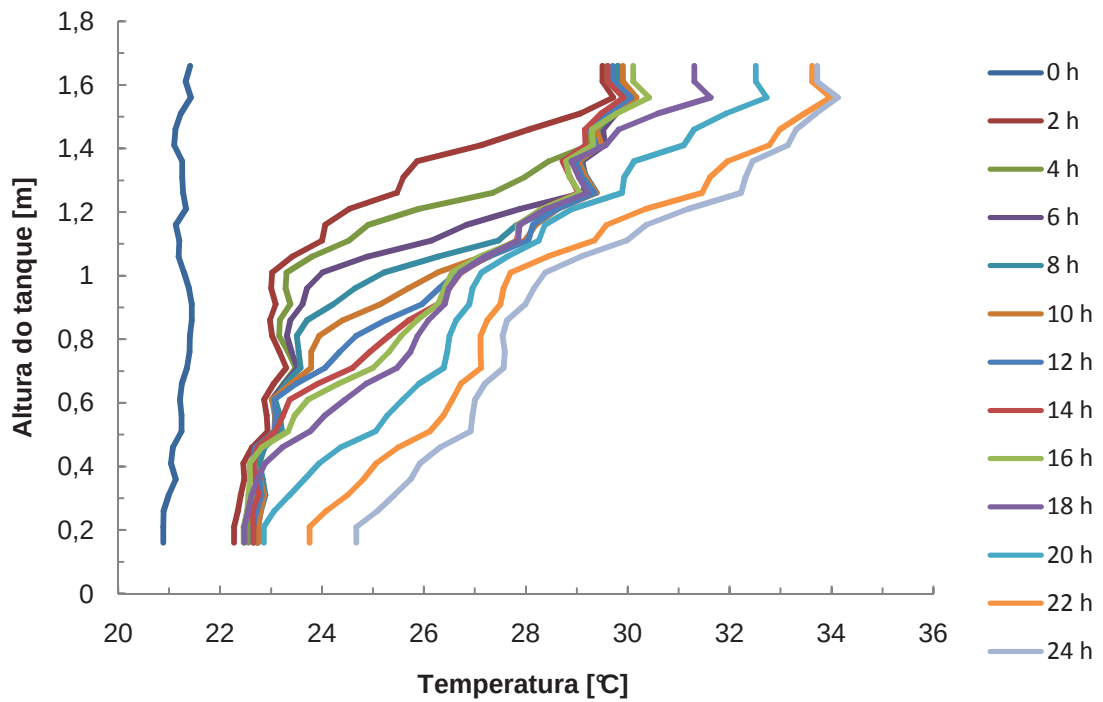


Figura 4.19 - Comportamento dos perfis de temperatura ao longo da altura do tanque sem coluna d'água.

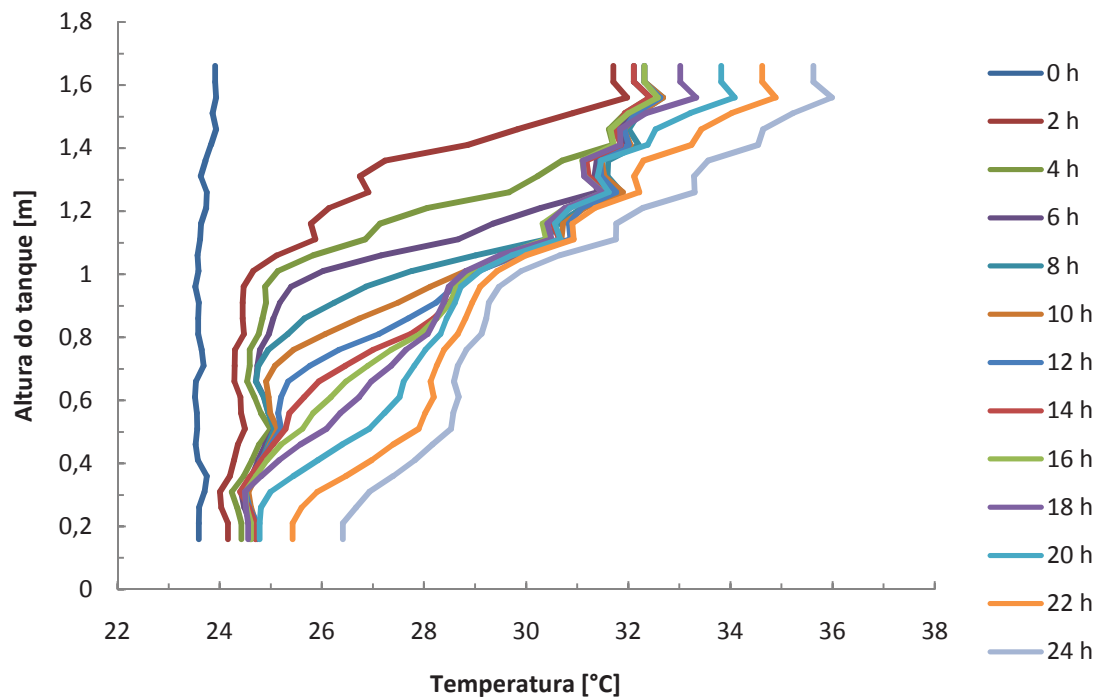


Figura 4.20 - Comportamento dos perfis de temperatura ao longo da altura do tanque com coluna d'água igual a 0,10 m.

Para armazenar essa quantidade de energia, no interior do armazenador térmico, através da água, o compressor do sistema de refrigeração consome uma quantidade de energia elétrica equivalente. Dessa forma, as Figuras 4.21 e 4.22, ilustram o comportamento das energias, elétrica consumida pelo compressor, e térmica armazenada, com aquisição de dados a cada 15 minutos, durante um período de ensaio de 24 horas.

Conforme observado nas Figuras 4.21 e 4.22, a energia consumida pelo compressor apresenta-se com comportamento praticamente constante, enquanto que a energia térmica armazenada sofre variações com o tempo.

A energia térmica armazenada (Figuras 4.21 e 4.22) aumenta no início dos ensaios, e posteriormente, decresce em função do tempo. Isso ocorre devido à água armazenada estar próxima a temperatura ambiente e, ao ligar o refrigerador, a temperatura da água se eleva. Com o decorrer do tempo, a temperatura da água apresenta oscilações decorrentes da temperatura ambiente, a qual decresce até atingir sua estabilidade térmica. Esta estabilidade ocorre quando o sistema entra em regime permanente, ou seja, o refrigerador apresenta as menores temperaturas em seus gabinetes, resultado da diminuição da carga térmica no interior do refrigerador. Sendo assim a estabilidade térmica resulta na capacidade máxima de absorção térmica da água, em calor sensível no interior do armazenador térmico.

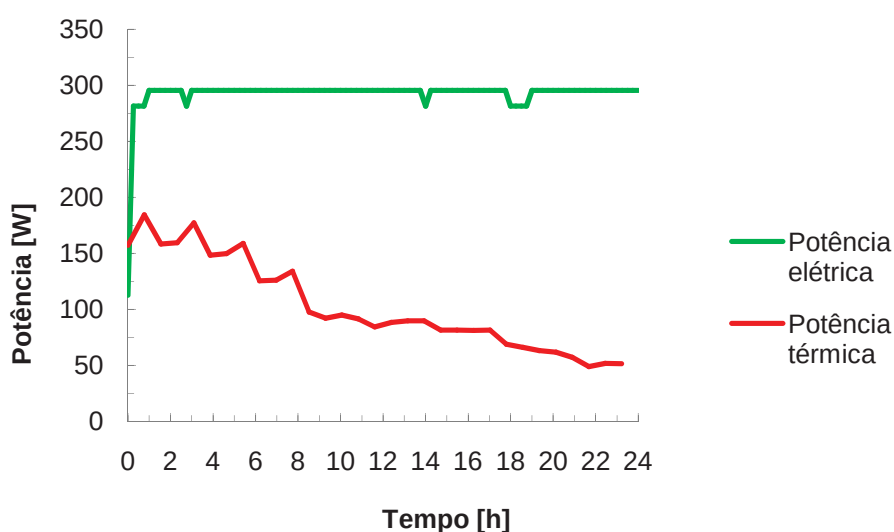


Figura 4.21 - Potência elétrica e potência térmica sem coluna d'água.

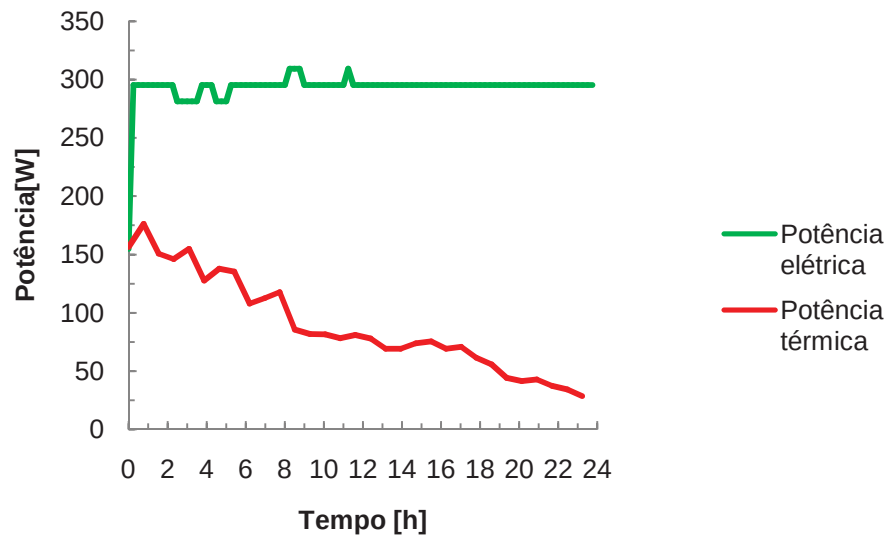


Figura 4.22 - Potência elétrica e potência térmica com coluna d'água igual a 0,10 m.

Nas Figuras 4.23 e 4.24 são apresentados os resultados da quantificação da energia elétrica consumida pelo compressor e da energia térmica acumulada no armazenador térmico. Observa-se que, inicialmente, ocorre uma tendência da energia térmica acumulada acompanhar a energia elétrica consumida pelo compressor. Este fato é explicado, pois inicialmente os compartimentos a serem refrigerados, iniciam-se a temperatura ambiente e, portanto, com a máxima carga térmica. Com o decorrer do experimento, o sistema de refrigeração entra em regime térmico permanente, o qual apresenta baixos valores de temperatura nos compartimentos.

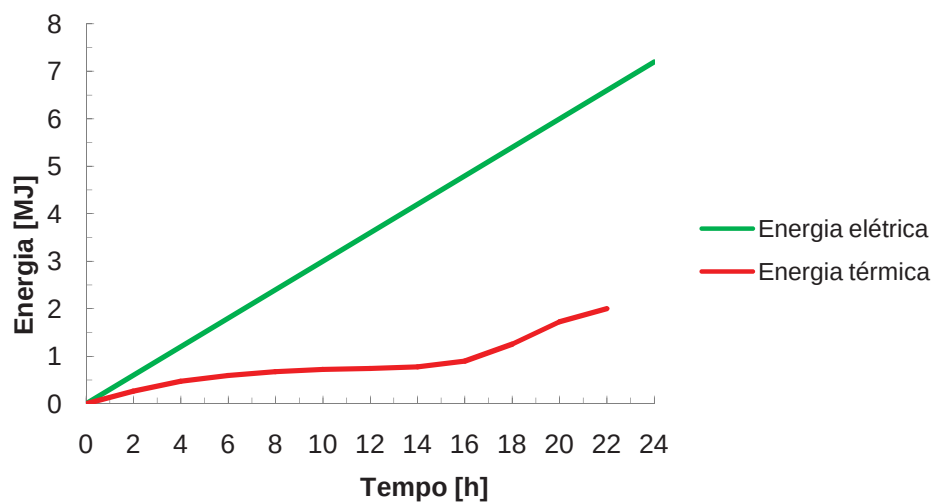


Figura 4.23 - Energia elétrica consumida pelo compressor e energia térmica acumulada, durante um período de 24 horas sem coluna d'água.

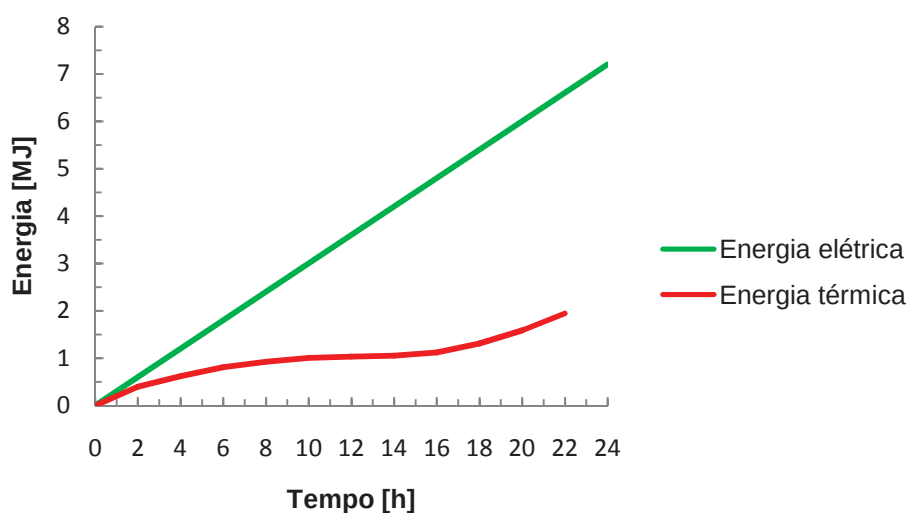


Figura 4.24 - Energia elétrica consumida pelo compressor e energia térmica acumulada, durante um período de 24 horas com coluna d'água igual a 0,10 m.

A partir das Figuras 4.23 e 4.24, observam-se o crescimento acentuado da energia elétrica consumida pelo compressor quando comparada com o crescimento da energia térmica armazenada. Com esses dados calcula-se o coeficiente de desempenho do sistema acumulado (COP_{SA}) como ilustrado nas Tabelas 4.5 e 4.6.

Tabela 4.5 - Energia consumida e armazenada, utilizadas no cálculo do coeficiente do sistema de aquecimento térmico acumulado, sem coluna d'água.

Sistema de aquecimento	Carga
Quantidade de calor armazenado [kJ]	2002,6
Energia elétrica consumida [kJ]	7200
COP_{SA}	0,28

Tabela 4.6 - Energia consumida e armazenada utilizadas no cálculo do coeficiente do sistema de aquecimento térmico acumulado, com coluna d'água igual a 0,10 m.

<i>Sistema de aquecimento</i>	<i>Carga</i>
Quantidade de calor armazenado [kJ]	2915,2
Energia elétrica consumida [kJ]	7200
COP_{SA}	0,40

Ao analisar as Tabelas 4.5 e 4.6, nota-se que a energia elétrica consumida é maior que a energia térmica armazenada. Observa-se também que o COP_{SA} apresenta-se maior para maiores vazões de água. Esse aumento do COP_{SA} deve-se ao aumento da energia armazenada, ou seja, ocorre maior reaproveitamento de energia.

Apresenta-se nas Figuras 4.25 e 4.26, as variações dos coeficientes de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado (COP_{SA}) em função do tempo, para um período de 24 horas.

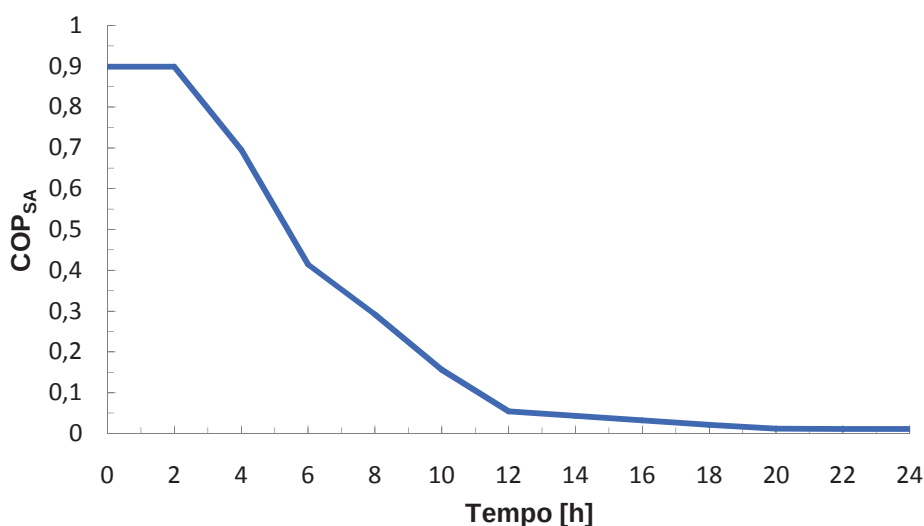


Figura 4.26 - Variação instantânea do COP_{SA} em função do tempo, durante o período de 24 horas, sem coluna d'água.

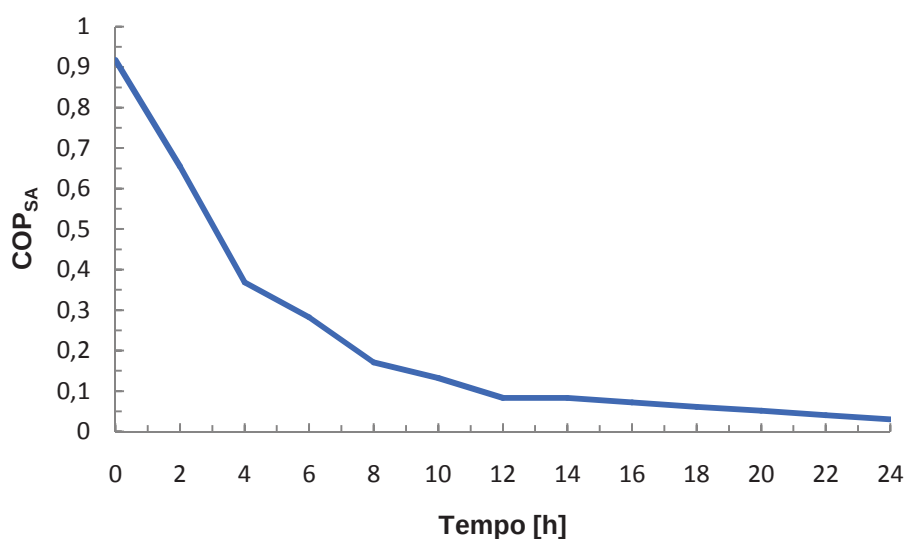


Figura 4.27 - Variação instantânea do COP_{SA} em função do tempo, durante o período de 24 horas, com coluna d'água igual a 0,10 m.

Para uma melhor visualização e comparação, em mesma escala, a Figura 4.28 apresenta os perfis dos COP_{SA} apresentados nas Figuras 4.26 e 4.27.

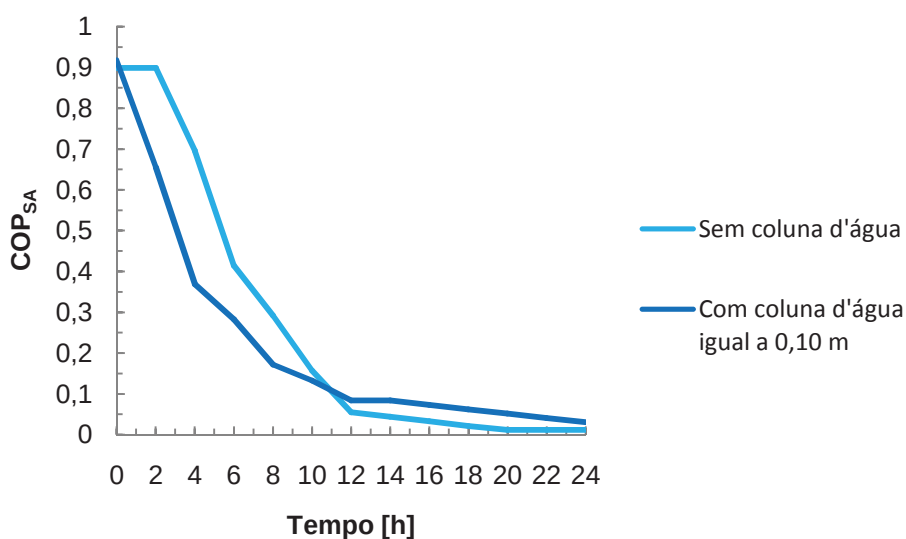


Figura 4.28 - Comparativo do COP_{SA} em função do tempo, para diferentes valores de coluna d'água.

Portanto, a partir das Figuras 4.26, 4.27, e 4.28, pode-se concluir que, para cada instante de tempo, obtêm-se diferentes valores de COP_{SA} , variando de acordo com o tempo de duração dos ensaios. O COP_{SA} terá valor máximo no início do experimento, quando o armazenador térmico estará completamente descarregado,

ou seja, não haverá água aquecida no seu interior. No carregamento do armazenador térmico ocorrerá um instante em que as temperaturas do fluido refrigerante e da água serão iguais. Como observado nas Figuras 4.31, 4.32 e 4.33, com o decorrer do tempo, o COP_{SA} tende a zero, devido ao carregamento total do armazenador térmico. Dessa forma, a condensação do fluido ocorrerá no condensador aletado, levando o valor do COP_{SA} para zero.

O COP_{SA} apresentado nesse trabalho refere-se ao sistema como um todo, ou seja, refrigerador modificado e armazenador térmico. Como observado, o valor do COP_{SA} é menor que 1, isso ocorre devido à baixa quantidade de energia armazenada. Assim não ocorre um reaproveitamento total da energia que entra no sistema, pois ocorrem perdas em todo o sistema, essas perdas de energia são para o ambiente na forma de calor.

Tais perdas ocorrem principalmente no armazenador térmico, que mesmo isolado termicamente dissipa calor por condução para suas paredes e dispositivos por convecção ao ambiente. Dessa forma, devido a essas perdas não ocorre o total reaproveitamento da energia térmica tornando-se o valor de COP_{SA} menor que um.

Capítulo 5

Conclusões e extensões futuras

No presente trabalho calculou-se o Coeficiente de Desempenho do Sistema acumulado (COP_{SA}), apresentando-se estimativas da quantidade de calor retirado dos compartimentos, refrigerados ou armazenados no tanque. Apresentam-se também as vazões de água aquecida que circula pelo sistema. Realizou-se, ainda, uma análise do comportamento dos perfis de temperatura no interior do armazenador térmico, através da técnica da estratificação térmica, verificando-se o comportamento da mesma referente às variações da vazão.

Com base nos resultados experimentais obtidos, conclui-se que:

- A partir dos testes da dinâmica de carga, realizados com o refrigerador modificado, este apresentou bom funcionamento, não acarretando alterações no sistema de refrigeração, ou seja, a produção de frio manteve originalmente em relação ao refrigerador original.
- O refrigerador modificado não dissipa calor ao ambiente, evitando assim o aquecimento das paredes externas do mesmo, o que aumenta o fluxo de calor para o interior do mesmo. Assim há menor quantidade de calor a ser retirado do seu interior, dessa forma, as temperaturas em seu interior, após o período transiente, permanecem próximas as temperaturas nominais, o que caracteriza menor trabalho do compressor.
- As vazões, bem como a temperatura da água aquecida, variam de um experimento a outro devido às diferenças das pressões hidrostática no armazenador, ou seja, para maiores vazões menores temperaturas da água.

- O comportamento dinâmico dos perfis de temperatura está relacionado à vazão da água aquecida, variando de um experimento a outro.
- Os valores do COP_{SA} variam de acordo com a vazão da água aquecida, atingindo seu valor máximo no início do experimento e seu valor mínimo ao final, devido ao carregamento do armazenador térmico.

Tendo em vista alguns aspectos a serem modificados, para futuros trabalhos, foram identificados os seguintes itens:

- Realização de testes com compressor de potência variável de acordo com a necessidade de refrigeração.
- Variação da altura de entrada de água quente no armazenador térmico em relação à saída da mesma no trocador de calor.
- Aplicações de outras técnicas, para o cálculo das vazões de água aquecida e do fluido refrigerante.
- Estudo da temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante no trocador de calor, a fim de verificar a troca de calor do mesmo com a água.

Referências bibliográficas

ABU-EIN, S. Q.; FAYYAD, S. M.; MOMANI, W.; BOUSOUL, M. Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system. **Heat Mass Transfer**, in press 2009.

AGYENIN, F.; EAMES, P.; SMYTH, M. Heat transfer enhancement in medium temperature thermal energy storage system using a multibube heat transfer array. **Renewable Energy**, v. 35, p. 198-207, 2009.

AMARAL FILHO, P. H. F. **Aproveitamento do Rejeito Térmico de Condensadores em Sistemas de Refrigeração**. 2005. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2005.

BIN LI, A. G. A. Dynamic model of a vapor compression cycles with shut - down and start-up operations. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p. 1-15, 2009.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport Phenomena**. New York: Wiley, 1960.

CASCALES, J. R. G.; GARCIA, F. V.; MACIÁ, J. G.; SALVADOR, J. M. C.; JOHNSON, M. W.; KOHLER, G. T. Compact heat exchanger modeling: Condensation. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, p. 135-147, 2009.

CRESESB. **Centro de Referencia para Energia Solar e Eólica Sergio de Salvo Brito**. Disponível em www.cresesb.cepel.br.html Acesso em: 11 dez. 2009.

CRUZ, C. H. B.; FRAGNITO, H. L. **Guia para a física experimental**. Campinas: Editora da Unicamp, 1997.

CUERVAS, C.; LEBRUN, J.; LEMORT, V.; NGENDAKUMANA, P. Development and validation of a condenser three zones model. **Applied thermal Engineering**, v. 29, p. 3542-3551, 2009.

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. 3. Ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2003.

DESRUES, T.; RUER. J. MARTY.; FOURMIGUÉ, J. F. A thermal energy process for large scale electric applications. **Applied Thermal Engineering**, in press, 2009.

FANG, G.; HU, H.; LIU, X. Experimental investigation on the photovoltaic-thermal solar heat pump air-conditioning system on water-heating mode. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, p. 736-743, 2010.

FOX, R. W.; MCDONALD A. T.; **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1981.

GILES, R. V. **Mecânica dos fluidos e hidráulica**. Rio de Janeiro: Editora Edgard Blucher, 1971.

GUO, C.; ZHANG, W. Numerical simulation and parametric study on new type of high temperature latent heat thermal energy storage system. **Energy Conversion and Management**, v. 49, p. 919-927, 2007.

HALLER, M. Y.; CRUICKSHANK, C. A.; STREICHER, W. HARRISON, S. J.; ANDERSEN, E.; FURBO, S. Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes-Review and theoretical comparison. **Solar Energy**, v. 83, p. 1847-1860, 2009.

HAN, Y. M.; WANG, R. Z.; DAI, Y.J. Thermal stratification within the water tank. **Renewable and Sustainable Reviews**, v. 13, p. 1014-1026, 2009.

HAZAMI, M.; KOOLI, S.; LAZÂAR, M.; FARHAT, A.; BELGHITH, A. Energetic and exergetic performances of an economical and available integrated solar storage collector based on concrete matrix. **Energy Conversion and Management**, v. 51, p.1210-1218, 2010.

HOLMANN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. New York: McGraw-Hill, 2001.

IEVERS, S.; LIN. W. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot storage tank. **Applied Energy**, v. 86, p. 2604-2616, 2009.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro: Editora Livros Técnicos e Científicos S.A., 2003.

ISMAIL, K. A. R. **Bancos de gelo: fundamentos e modelagem**. Campinas: Editora do autor, 1998.

JIAN - YOU. Numerical and experimental investigation for heat transfer in triplex concentric tube with phase change material for thermal energy storage. **Solar Energy**, v. 82, p. 977-985, 2008.

JORDAN, U.; FURBO, S. Thermal Stratification in Small Solar Domestic Storage Tanks Caused by Draw - Offs. **Solar Energy**, v. 78, p. 291-300, 2005.

KASPERSKI, J. Rotational type of a gravitational ejector refrigerator - A system balance of the refrigerant analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, p. 3-11, 2009.

KESTIN, J., WHITELOW, J. H. "Sixth International Conference on the Properties of Steam – Transport Properties of Water Substance", Transactions of ASME - Journal of Engineering for Power, v.88, p. 82-104, 1966.

KHAN, M. K.; KUMAR, R.; SAHOO, P. K. Experimental investigation on diabatic flow of R-134a through spiral capillary tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 261-271, 2009.

KIM, N. J.; NG, K. C.; CHUM, W. An experimental and numerical study on dynamic characteristic of linear compressor in refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 1536-1543, 2009.

MARCHI NETO, I. **Levantamento dos Coeficientes de Desempenho de Refrigeradores Doméstico Associado a Armazenador Térmico**. 2007. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2007.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. Improved energy efficiency for HFC134a domestic refrigerator retrofitted with hydrocarbon mixture

(HC290/HC600a) as drop-in substitute. **Energy for Sustainable Development**, v. 11, n. 4, 2007.

OLIVEIRA, S. D. R. **Aplicação da Técnica de Elementos Finitos na Estratificação de Armazenadores Térmicos com Barreiras de Meio Porosos**. 2004. 154 f. (Mestrado em Engenharia Industrial) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2004.

OSMAN, K.; KHAIREES, S. M. N. A.; ARIFFIN, M, K.; SENAWI. Dynamic modeling of stratification for chilled water storage tank. **Energy Conversion and Management**, v. 49, p. 3270-3273, 2008.

PADILHA, A. Estocagem por estratificação térmica de líquido em reservatório. I **Congresso Latino Americano de Transferência de Calor e Massa**. Argentina, v. 2, p. 934-949, 1982.

PADILHA, A. **Estocagem por estratificação térmica de líquido em reservatório**. 1983. 127 f. Dissertação (Mestrado em Ciências) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro 1983.

SOLÉ, C.; MELDRANO, M.; CASTEL, A.; NOGUÉS, M.; MEHLING, H.; CABEZA.; L.F. Energetic and exergetic analysis of a domestic water tank with phase change material, **International Journal of Energy Research**, p. 204-214, 2007.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Wan, L. G.; ALLEN, P.L. Integrated solar pump design incorporating a brushless DC motor for use in solar heating system. **Renewable Energy**, v. 35, p. 2015-2026, 2010.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: Editora Edgar Blucher Ltda, 2003.

WANG, J.; DAI, Y.; GAO, L.; MA, S. A new combined cooling, heating and power system driver by solar energy. **Renewable Energy**, v. 38, p. 2780-2788, 2009.

WANG, R. Z.; GE, T. S.; CHEN, C. J.; MA, Q.; XIONG, Z. Q. Solar sorption cooling system for residential applications: Options and guidelines. **International Journal of Refrigeration**, v. 82, p. 638-660, 2009.

Anexo I

Curva de calibração dos termopares

A seguir apresentam-se as curvas de calibração dos termopares utilizados no experimento em questão, onde utiliza-se como referência para calibração a temperatura do termômetro digital marca Fluke que utiliza-se de um termopar tipo “K” previamente calibrado, assim os termopares a serem calibrados denominamos apenas por termopares e os valores de temperatura são visualizadas a partir do registrador gráfico.

Tabela I. 1 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº1.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,8	41,6	52,8	64,1	74,7	84,9	93,7

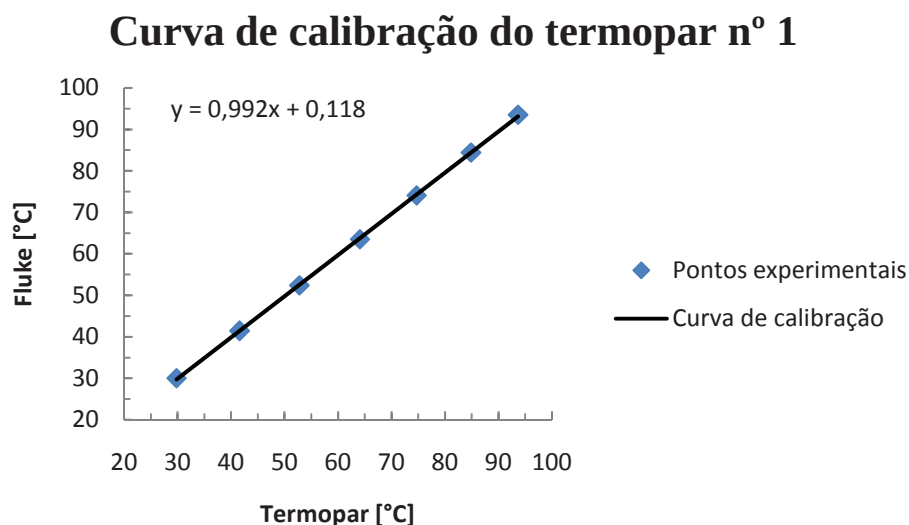


Figura I. 1 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº1.

Tabela I. 2 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº2.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,5	40,1	51,3	62,5	73,1	83	92,7

Curva de calibração do termopar nº 2

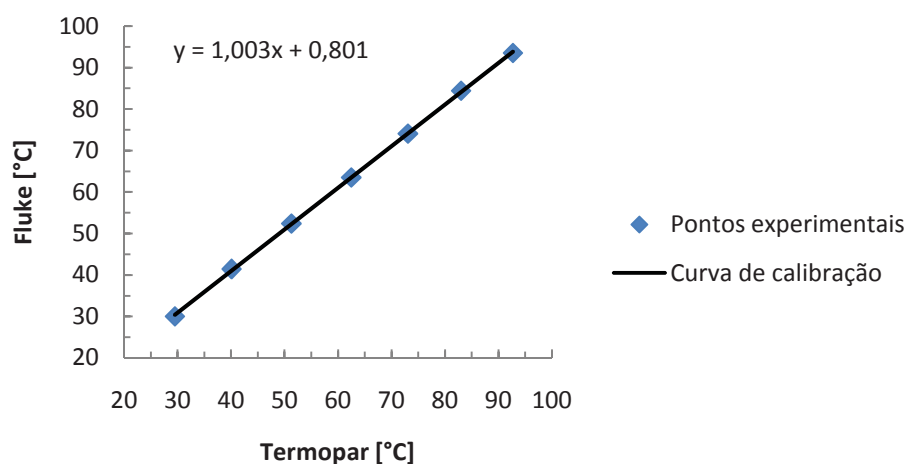


Figura I. 2 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº2.

Tabela I. 3 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº3.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,5	39,6	51	62,2	72,9	83,3	92,2

Curva de calibração do termopar nº 3

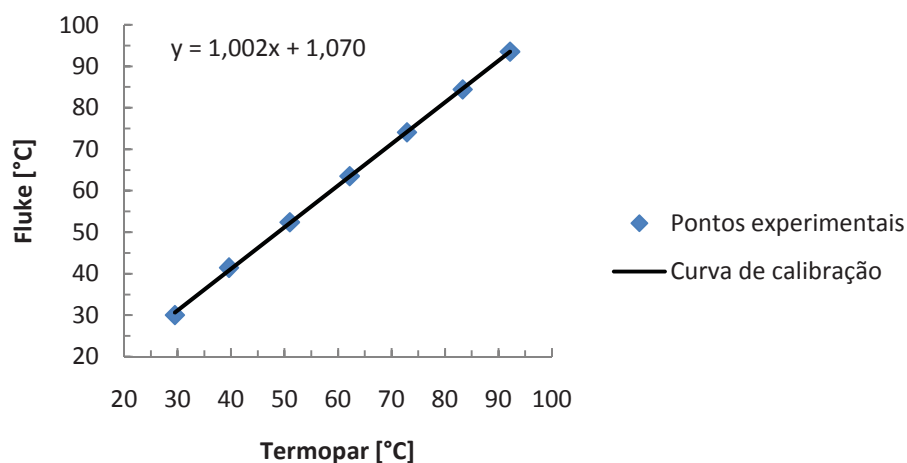


Figura I. 3 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº3.

Tabela I. 4 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº4.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,5	41,1	52,3	63,3	73,9	84	93,8

Curva de calibração do termopar nº 4

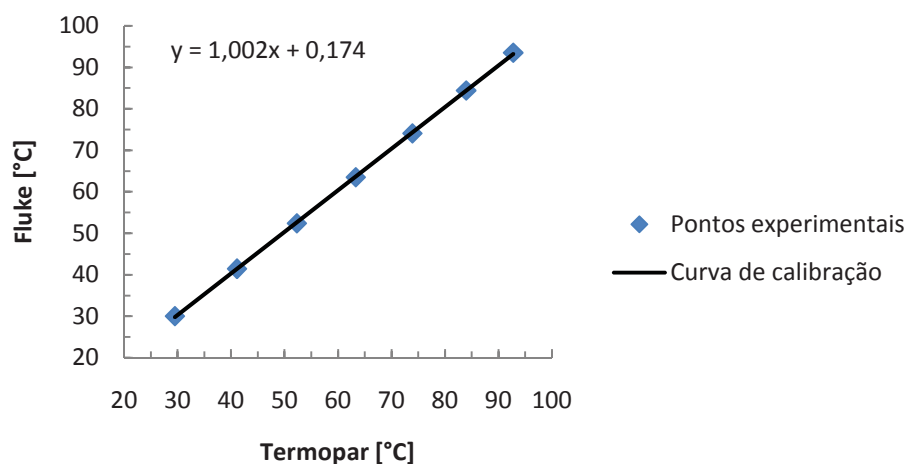


Figura I. 4 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº4.

Tabela I. 5 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº5.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,2	40,7	52	63,3	73,9	84,2	93,2

Curva de calibração do termopar nº 5

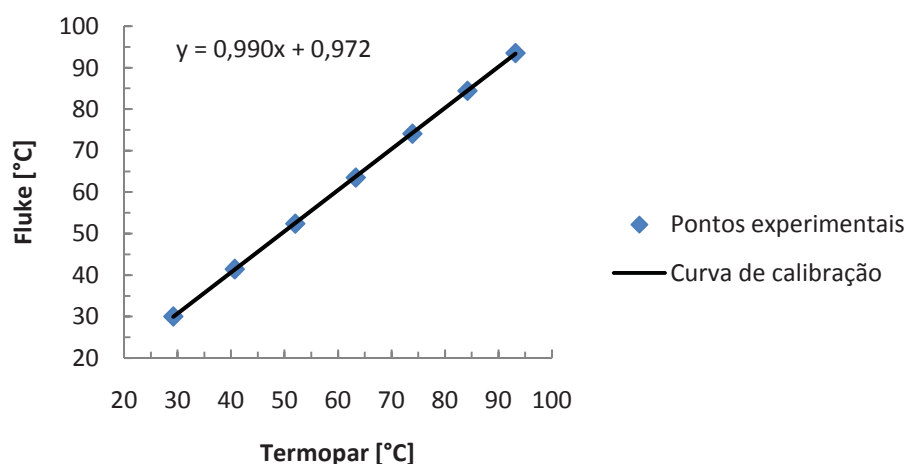


Figura I. 5 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº5.

Tabela I. 6 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº6.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,5	39,4	50,8	62,2	72,9	83,1	92,1

Curva de calibração do termopar nº 6

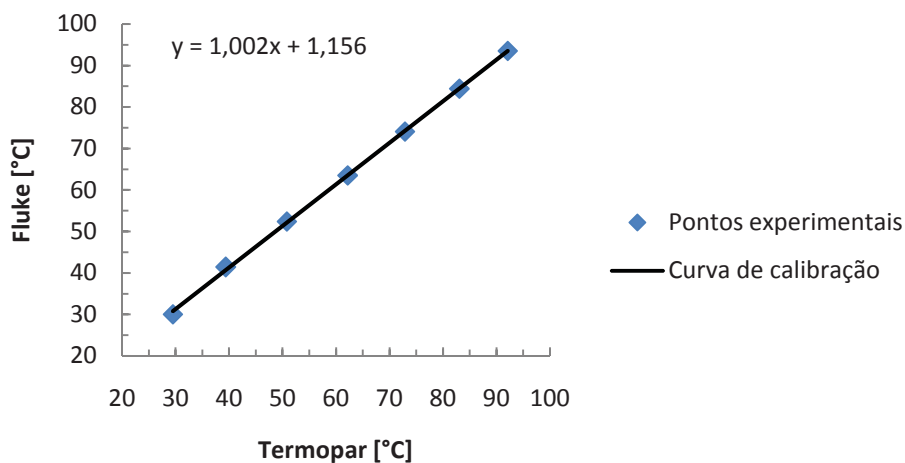


Figura I. 6 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº6.

Tabela I. 7 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº7.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,4	41	52,2	63,2	73,8	83,8	92,7

Curva de calibração do termopar nº 7

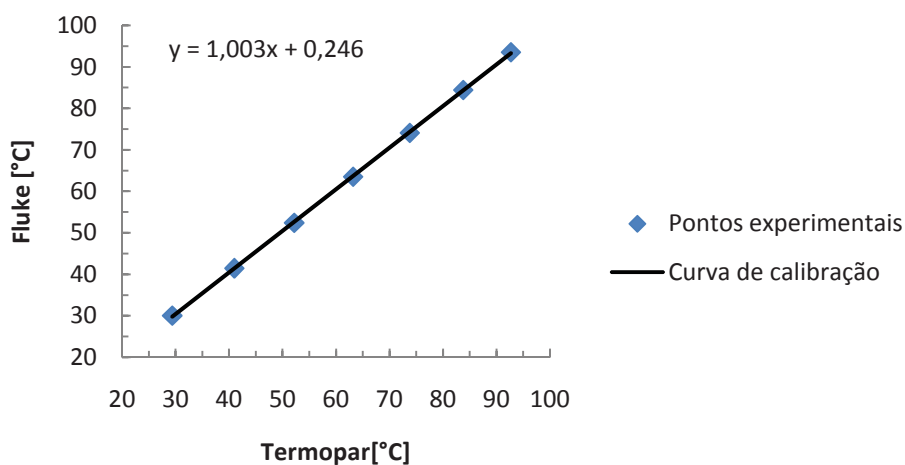


Figura I. 7 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº7.

Tabela I. 8 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº8.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	28,5	40	51,2	62,2	72,8	83	92,8

Curva de calibração do termopar nº 8

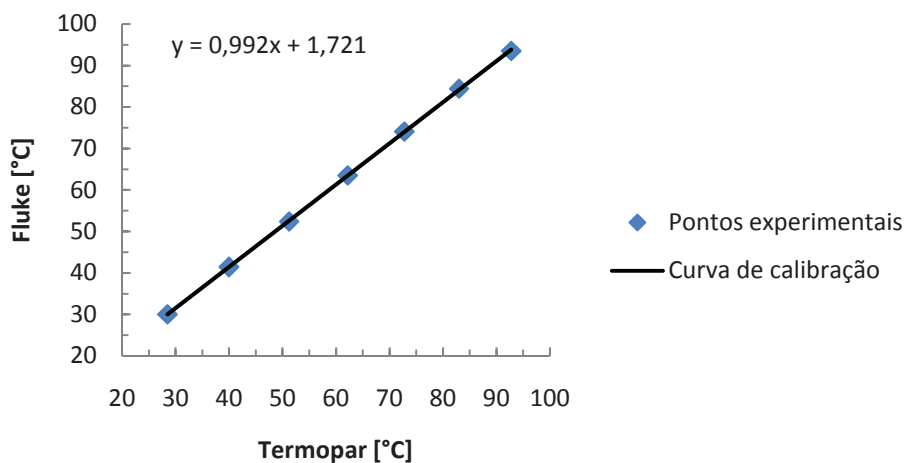


Figura I. 8 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº8.

Tabela I. 9 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº9.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	28,7	39,2	50,4	61,6	72,4	82,5	92,3

Curva de calibração do termopar nº 9

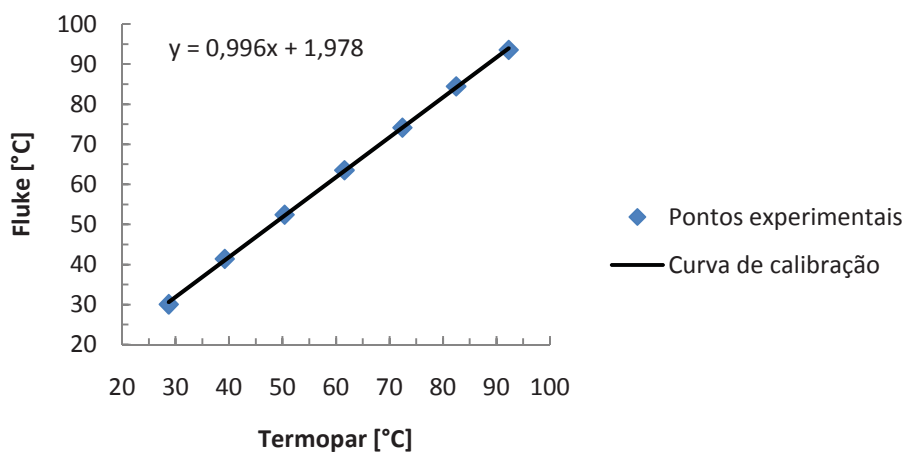


Figura I. 9 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº9.

Tabela I. 10 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº10.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,4	41	52,1	63,3	73,8	83,8	92,5

Curva de calibração do termopar nº 10

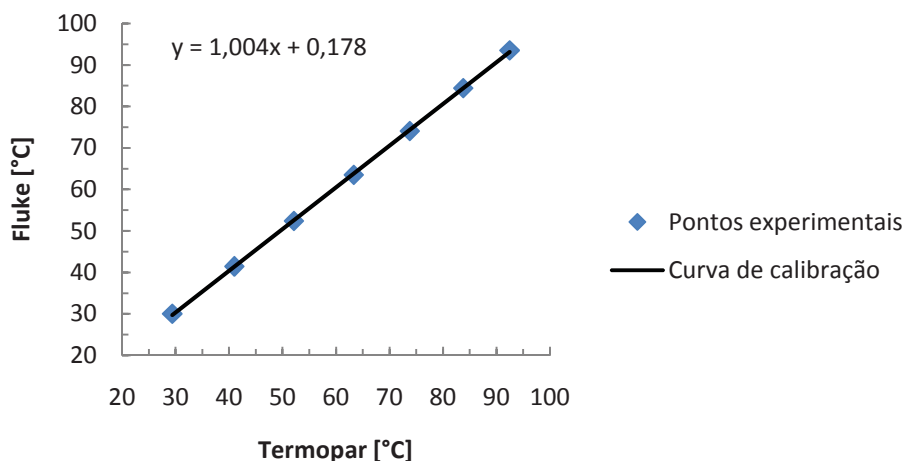


Figura I. 10 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº10.

Tabela I. 11 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº11.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,5	40,1	51,3	62,5	73	83,2	92

Curva de calibração do termopar nº 11

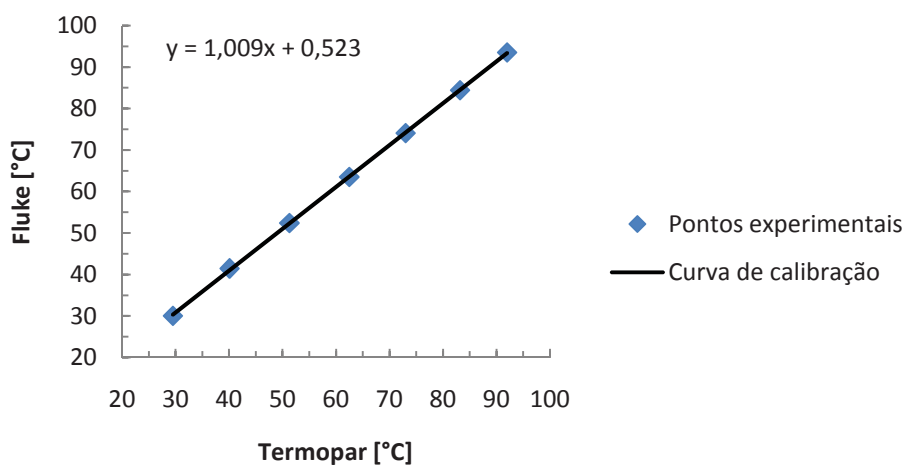


Figura I. 11 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº11.

Tabela I. 12 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº12.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,3	39,4	50,8	62	72,2	83	92

Curva de calibração do termopar nº 12

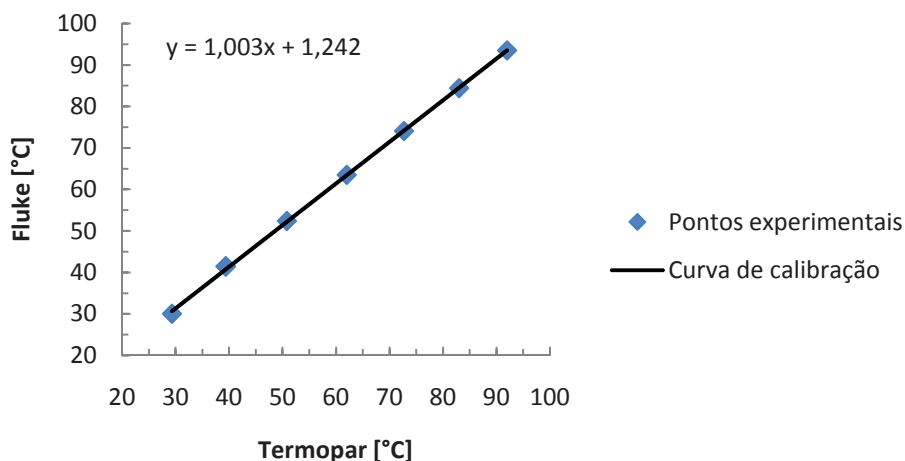


Figura I. 12 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº12.

Tabela I. 13 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº13.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	20,3	42	53,3	64,3	74,9	84,9	93,9

Curva de calibração do termopar nº 13

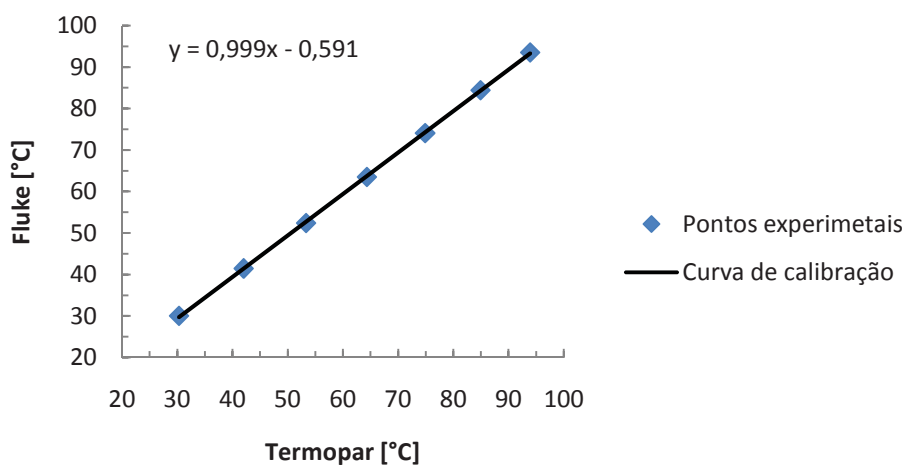


Figura I. 13 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº13.

Tabela I. 14 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº14.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,3	40	53,3	64,2	74,8	85	93,9

Curva de calibração do termopar nº 14

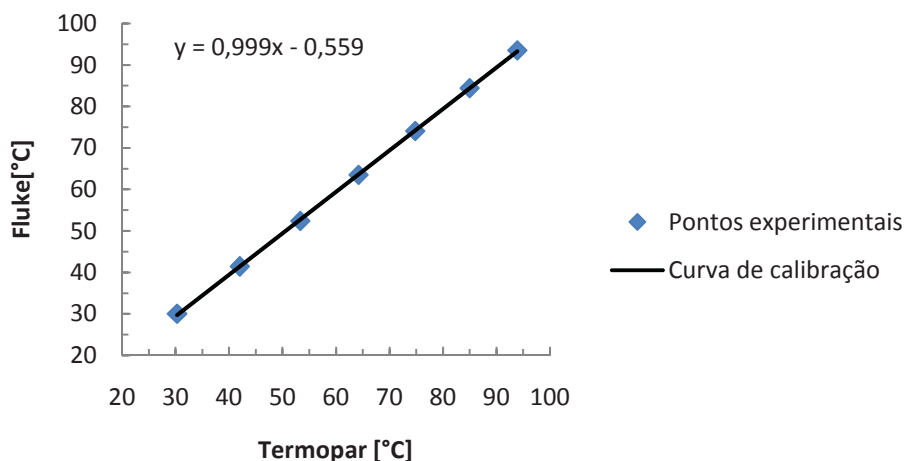


Figura I. 14 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº14.

Tabela I. 15 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº15.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,1	41,9	53,2	64,1	74,8	84,9	94

Curva de calibração do termopar nº 15

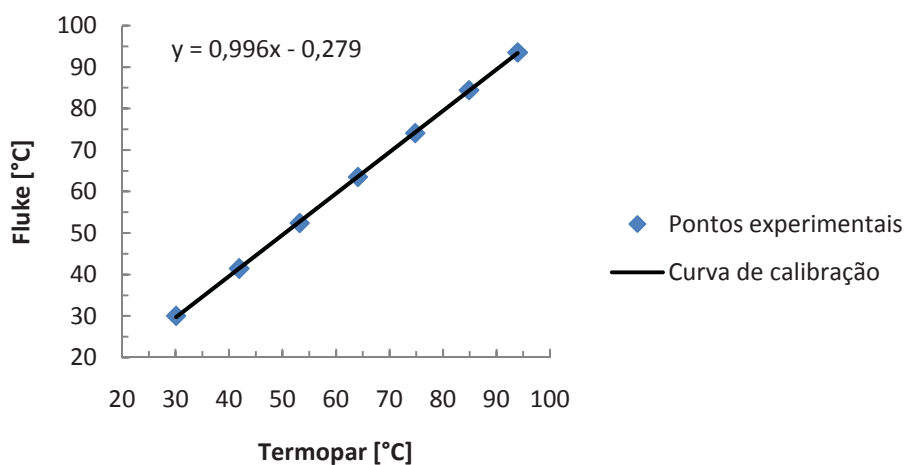


Figura I. 15 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº15.

Tabela I. 16 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº16.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,4	42,1	53,6	64,5	75,1	85,1	93,9

Curva de calibração do termopar nº 16

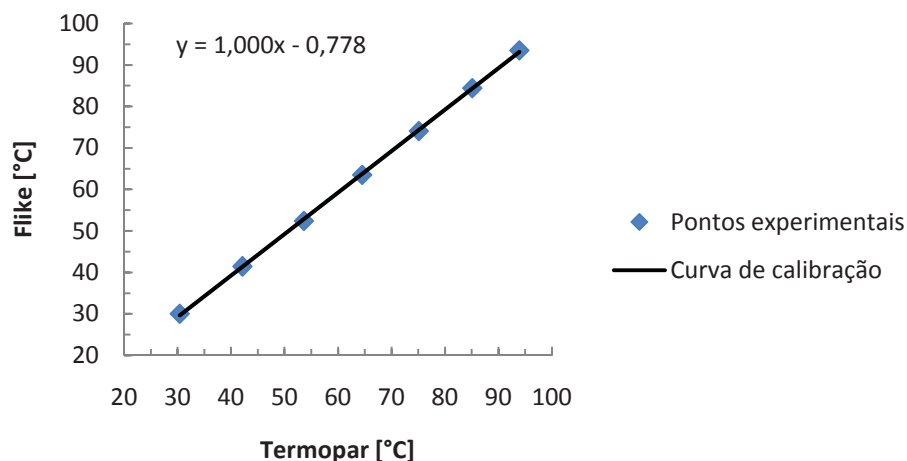


Figura I. 16 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº16.

Tabela I. 17 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº17.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,7	41,1	52,3	63,1	73,6	83,7	92,5

Curva de calibração do termopar n º 17

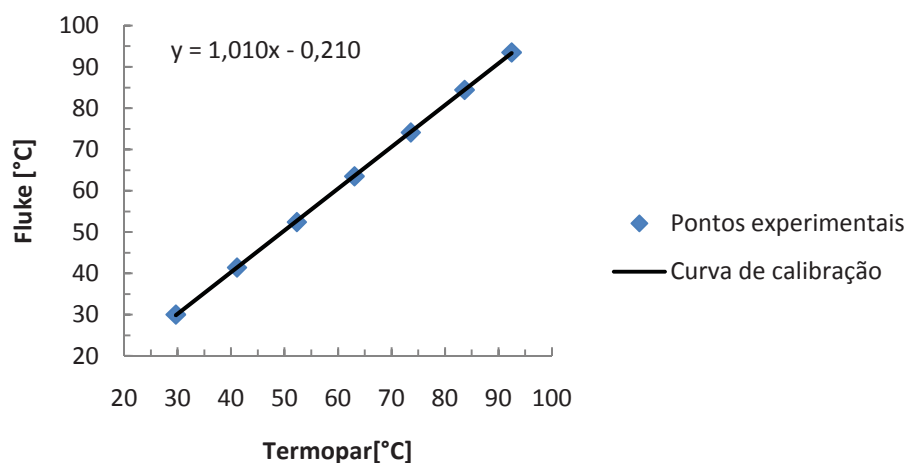


Figura I. 17 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº17.

Tabela I. 18 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº18.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,7	41,2	52,4	63,4	73,9	83,9	92,6

Curva de calibração do termopar nº 18

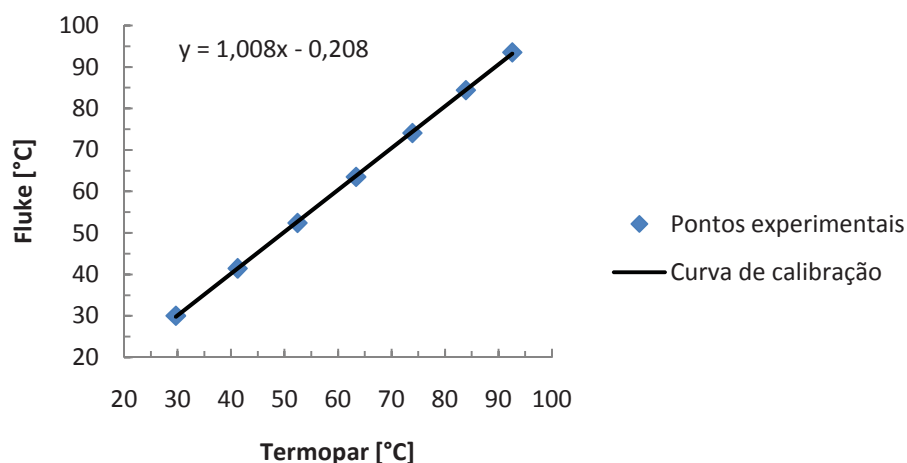


Figura I. 18 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº18.

Tabela I. 19 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº19.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,5	41,2	52,4	63,3	73,8	83,9	92,6

Curva de calibração do termopar nº 19

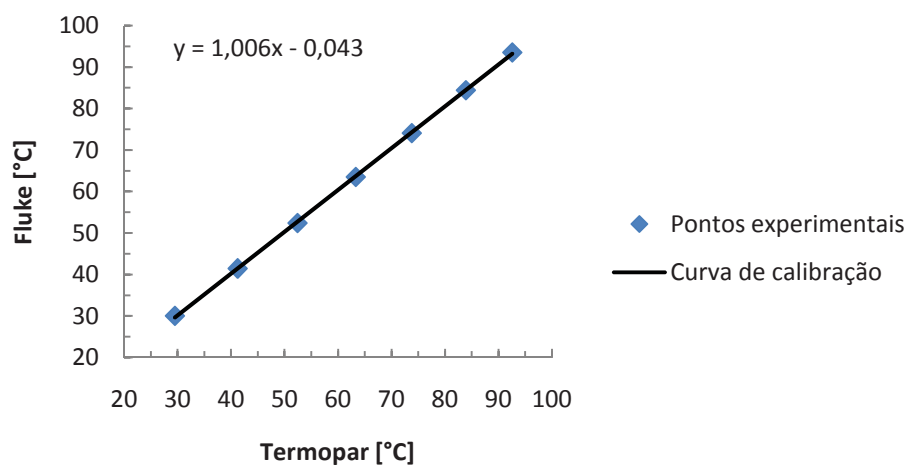


Figura I. 19 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº19.

Tabela I. 20 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº20.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,8	41,3	52,6	63,5	74,1	84	92,9

Curva de calibração do termopar nº 20

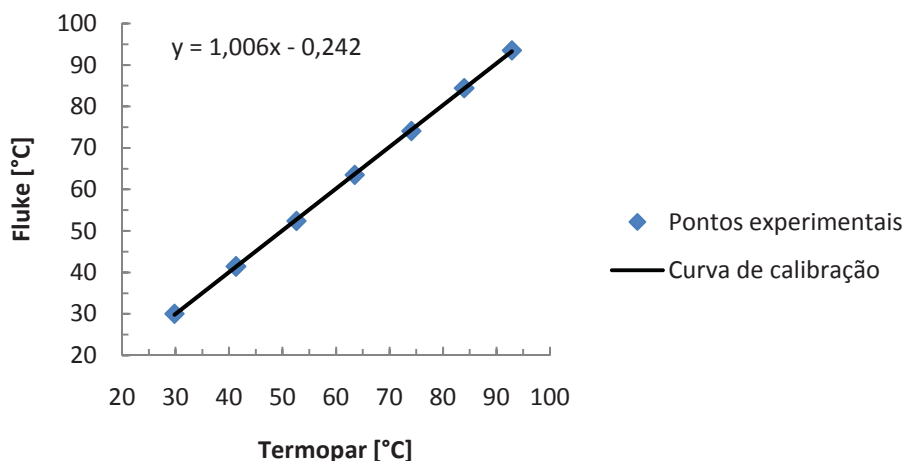


Figura I. 20 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº20.

Tabela I. 21 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº21.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,6	41,2	52,6	63,7	74,3	84,4	93,4

Curva de calibração do termopar nº 21

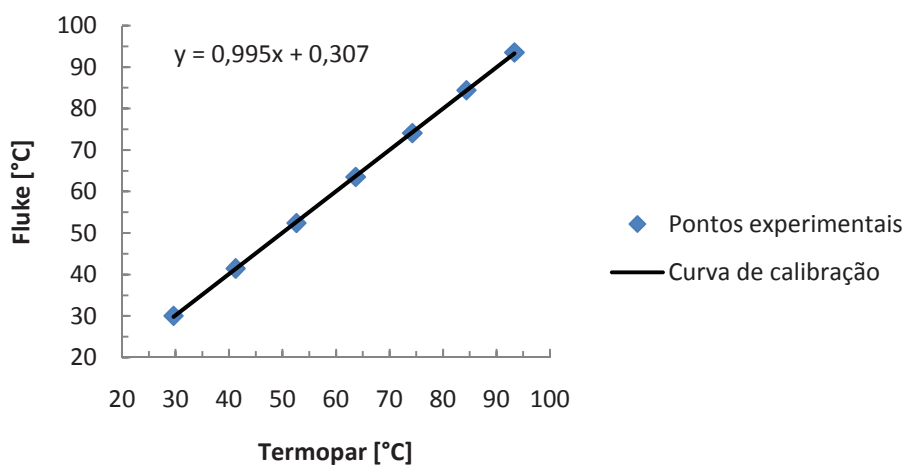


Figura I. 21 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº21.

Tabela I. 22 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº22.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,6	41,3	52,3	63,7	74,2	84,3	93,2

Curva de calibração do termopar nº 22

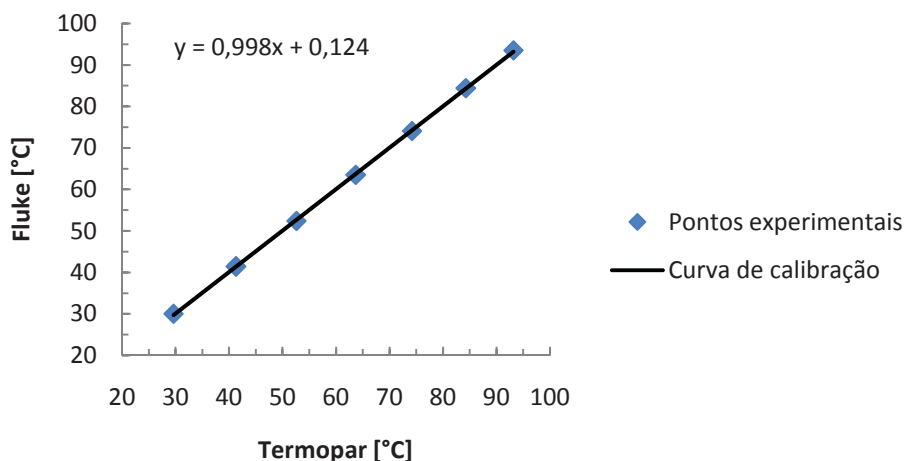


Figura I. 22 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº22.

Tabela I. 23 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº23.

Fluke	30	41,1	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,6	41,4	52,7	63,8	74,3	84,5	93,1

Curva de calibração do termopar nº23

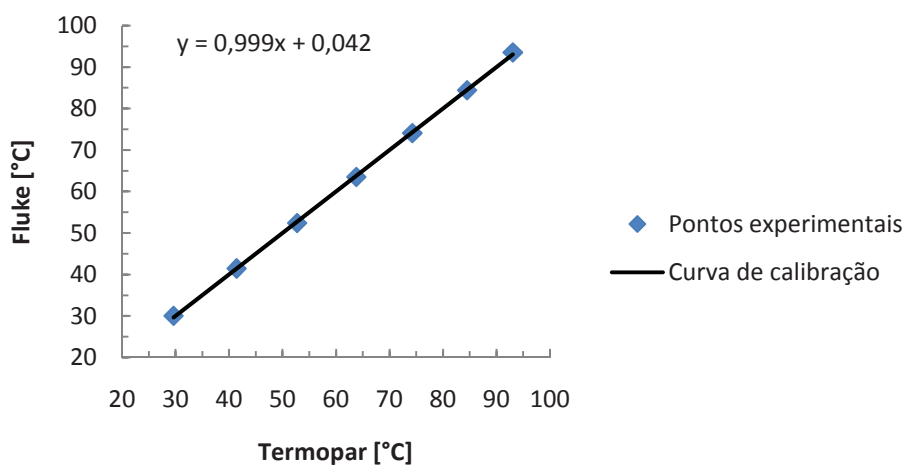


Figura I. 23 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº23.

Tabela I. 24 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº24.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	29,8	41,4	52,8	64	74,5	84,7	93,7

Curva de calibração do termopar nº 24

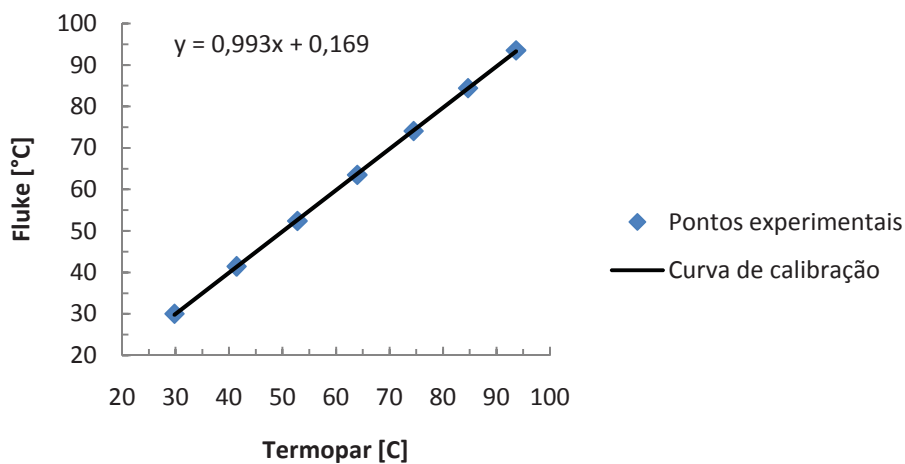


Figura I. 24 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº24.

Tabela I. 25 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº25.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,3	41,8	52,9	63,8	74,2	84,2	93,1

Curva de calibração do termopar nº 25

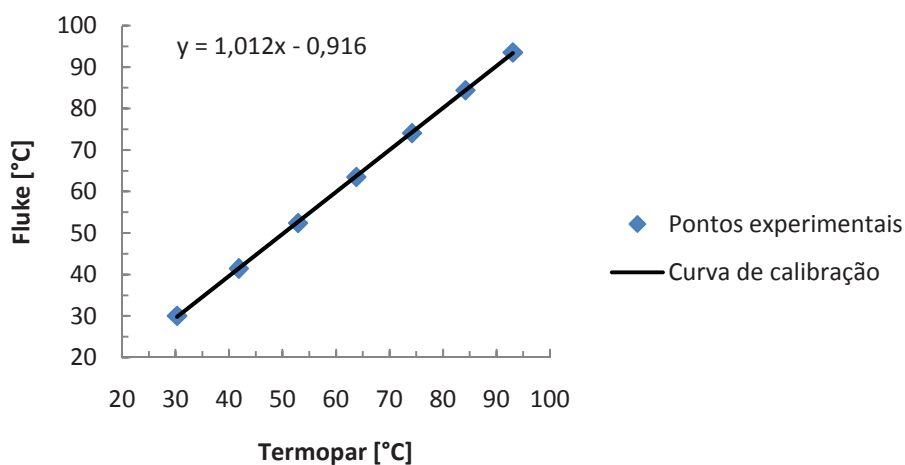


Figura I. 25 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº25.

Tabela I. 26 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº26.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,4	41,9	53,1	64	74,4	84,3	93,1

Curva de calibração do termopar nº 26

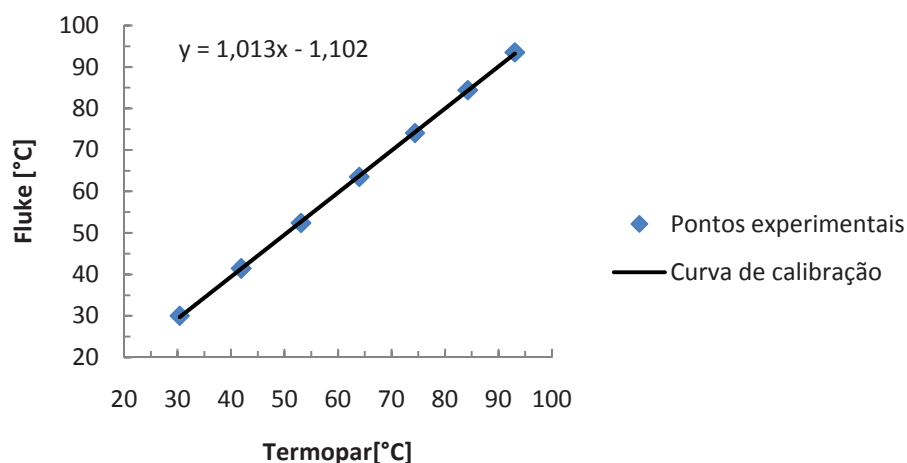


Figura I. 26 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº26.

Tabela I. 27 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº27.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,2	41,8	53,2	63,9	74,4	84,5	93,2

Curva de calibração do termopar nº 27

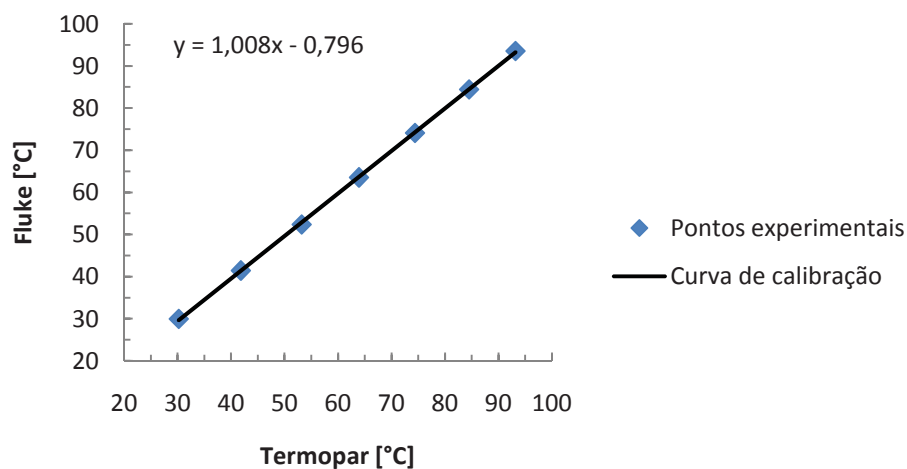


Figura I. 27 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº27.

Tabela I. 28 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº28.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,4	42	53	64	74,4	84,5	93,2

Curva de calibração do termopar nº 28

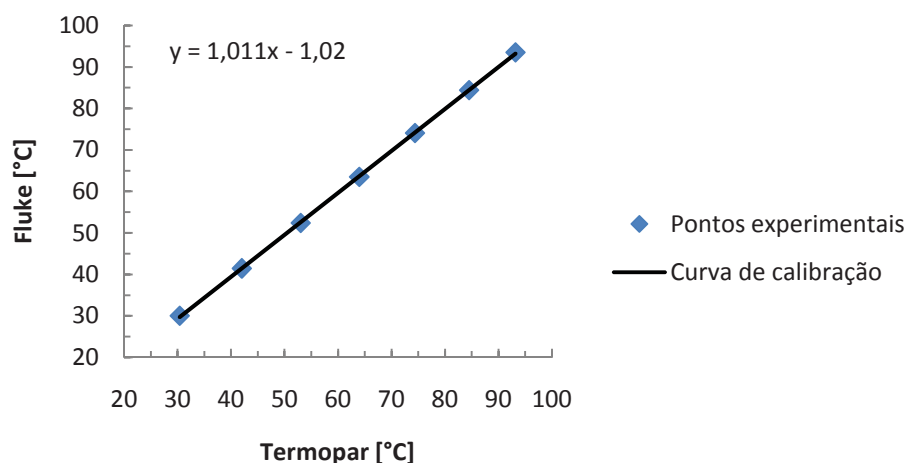


Figura I. 28 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº28.

Tabela I. 29 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº29.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30,1	41,6	53	63,9	74,7	84,8	93,6

Curva de calibração do termopar nº 29

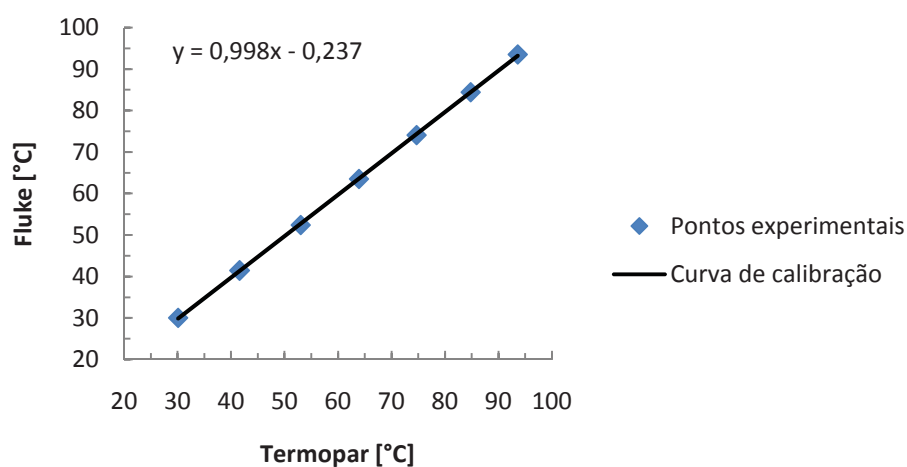


Figura I. 29 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº29.

Tabela I. 30 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº30.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,1	93,5
Termopar	30	41,8	53,1	64	74,5	84,6	93,5

Curva de calibração do termopar nº 30

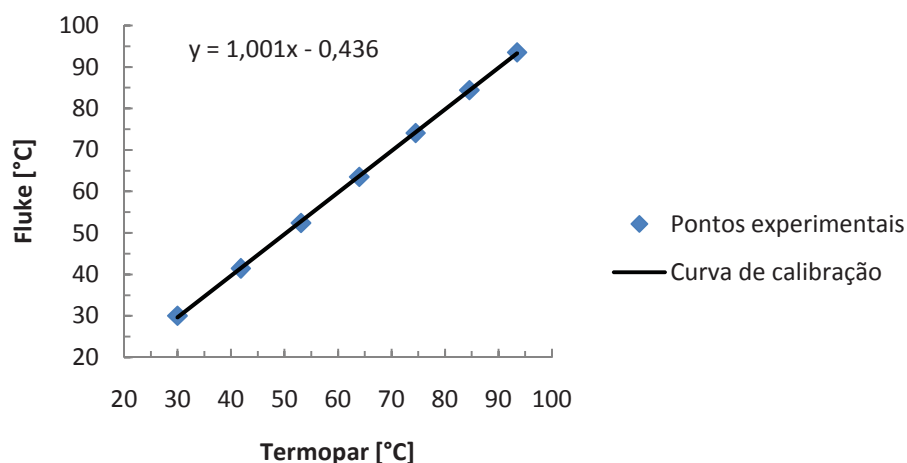


Figura I. 30 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº30.

Tabela I. 31 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº31.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	93,5
Termopar	30	41,8	53,1	64	74,7	84,8	93,6

Curva de calibração do termopar nº 31

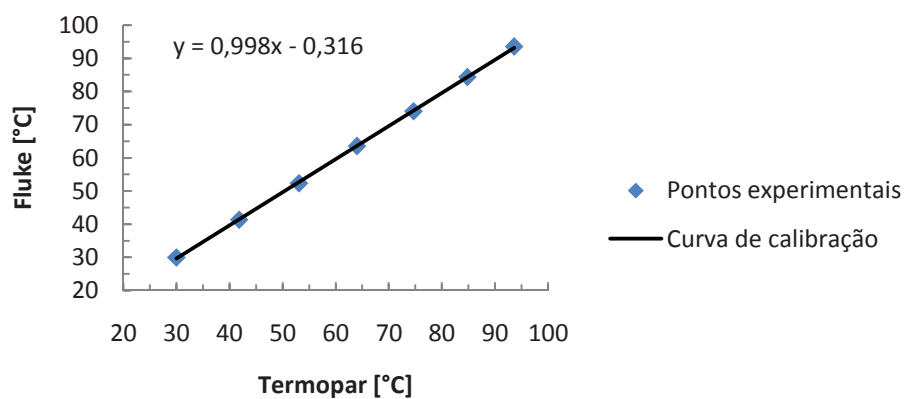


Figura I. 31 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº31.

Tabela I. 32 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº32.

Fluke	30	41,4	52,4	63,5	74,1	84,4	94,5
Termopar	30,1	41,8	53,2	64,2	74,8	85,1	94

Curva de calibração do termopar nº32

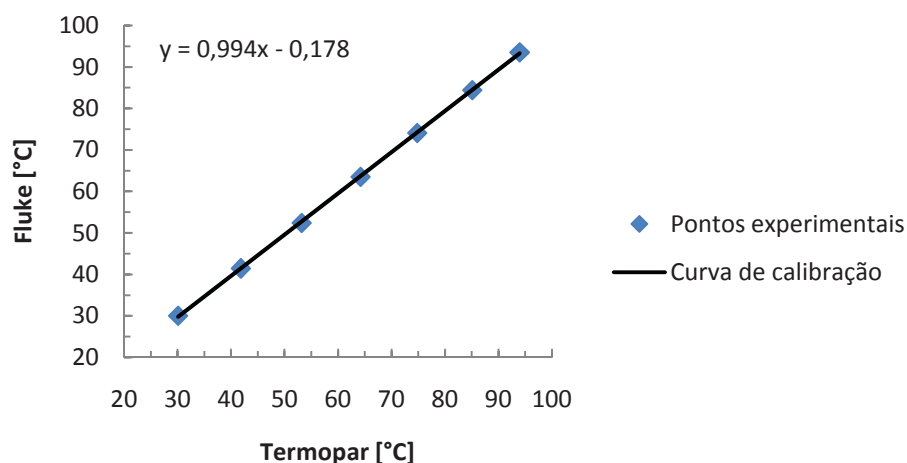


Figura I. 32 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº32.

Tabela I. 33 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº33.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,2	51,7	62	71,9	81,1	89,5

Curva de calibração do termopar nº33

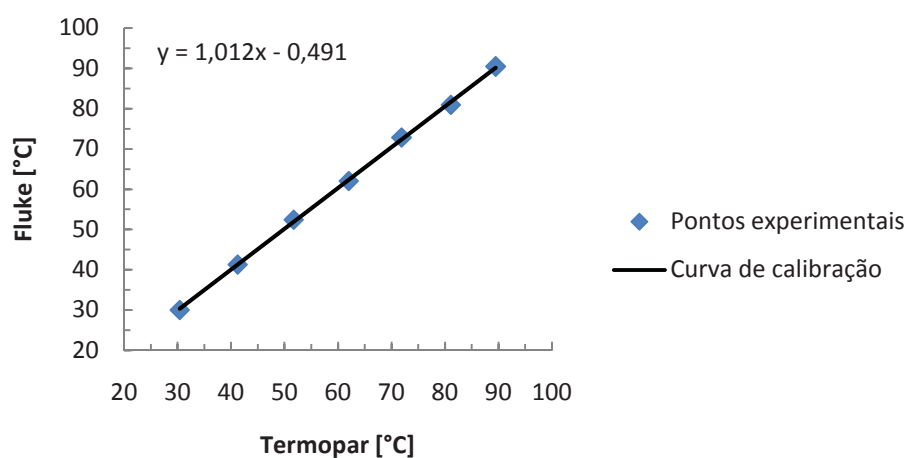


Figura I. 33 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº33.

Tabela I. 34 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº34.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,2	51,7	62	71,9	81,1	89,5

Curva de calibração do termopar nº34

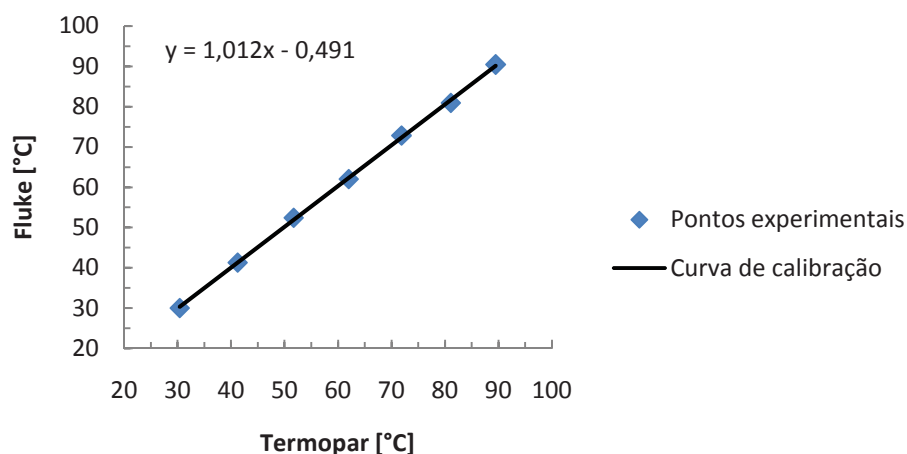


Figura I. 34 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº34.

Tabela I. 35 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº35.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,2	51,7	61,9	71,8	81,1	89,5

Curva de calibração do termopar nº35

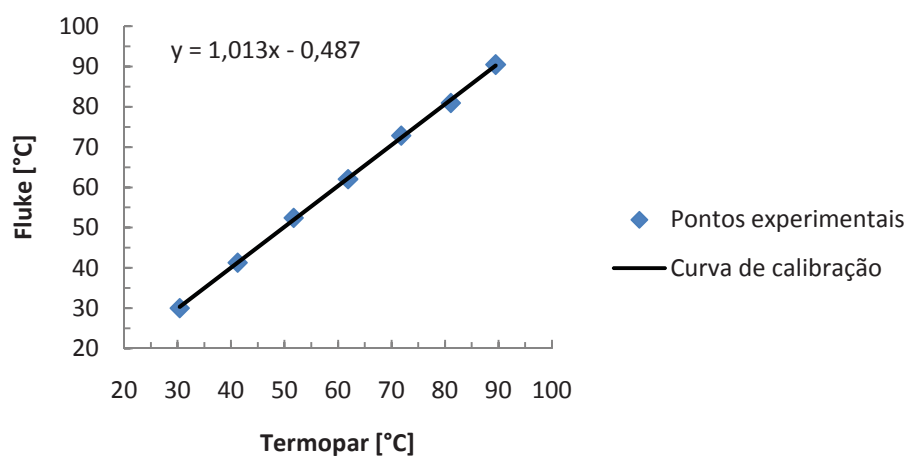


Figura I. 35 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº35.

Tabela I. 36 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº36.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	31,3	41	51,4	61,5	71,3	80,4	88,8

Curva de calibração do termopar nº36

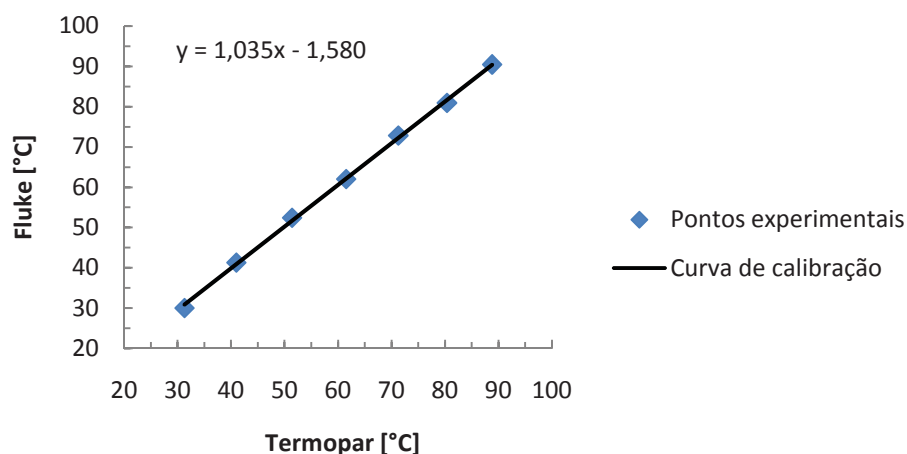


Figura I. 36 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº36.

Tabela I. 37 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº37.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41	51,4	61,5	71,3	80,5	88,9

Curva de calibração do termopar nº37

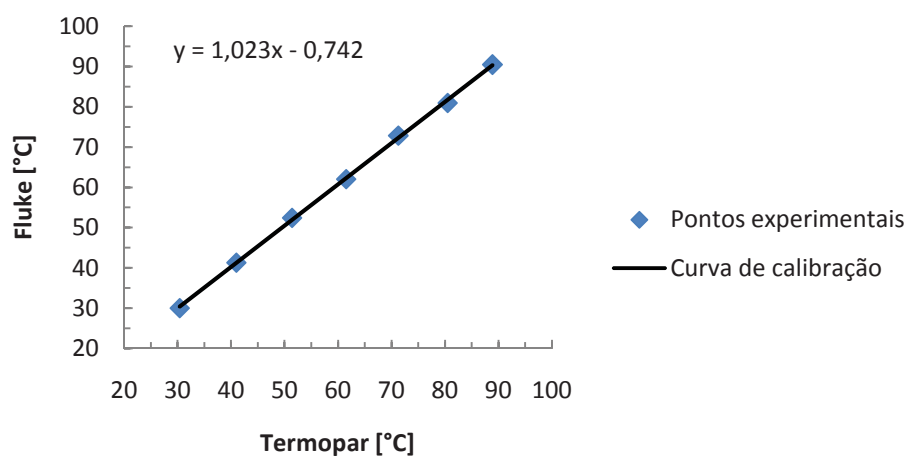


Figura I. 37 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº37.

Tabela I. 38 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº38.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,1	51,7	62	71,8	81,1	89,6

Curva de calibração do termopar nº38

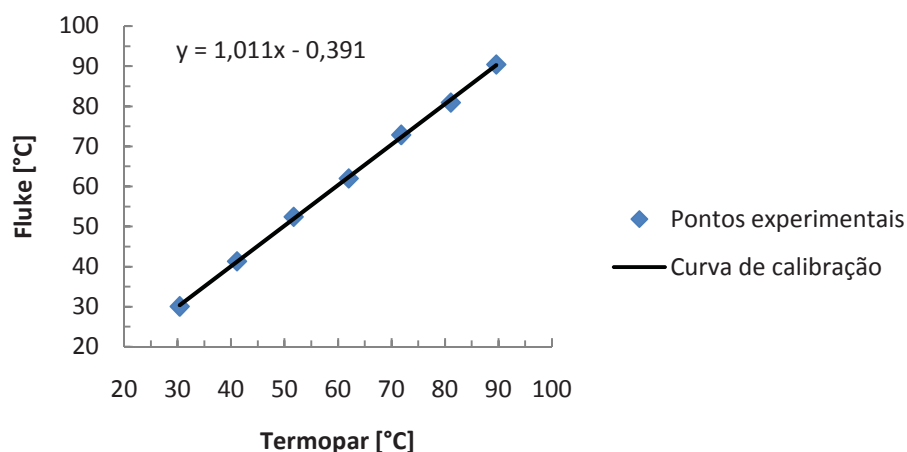


Figura I. 38 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº38.

Tabela I. 39 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº39.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,3	41	51,4	61,5	71,3	80,5	88,9

Curva de calibração do termopar nº39

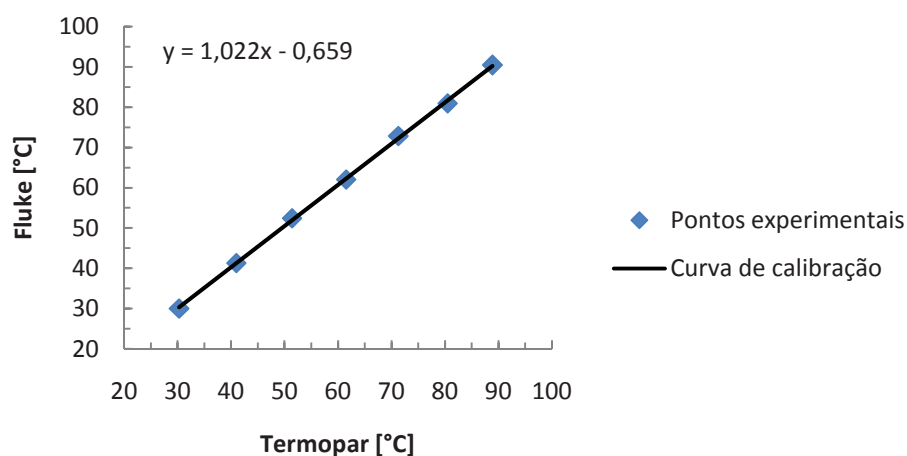


Figura I. 39 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº39.

Tabela I. 40 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº40.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,3	41	51,4	61,5	71,3	80,5	88,8

Curva de calibração do termopar nº40

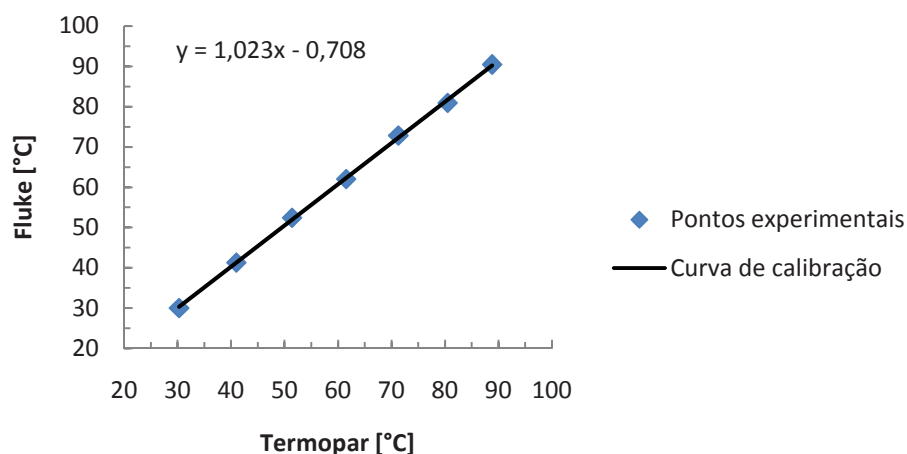


Figura I. 40 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº40.

Tabela I. 41 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº41.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	42,2	52,7	62	71,8	81,1	89,6

Curva de calibração do termopar nº41

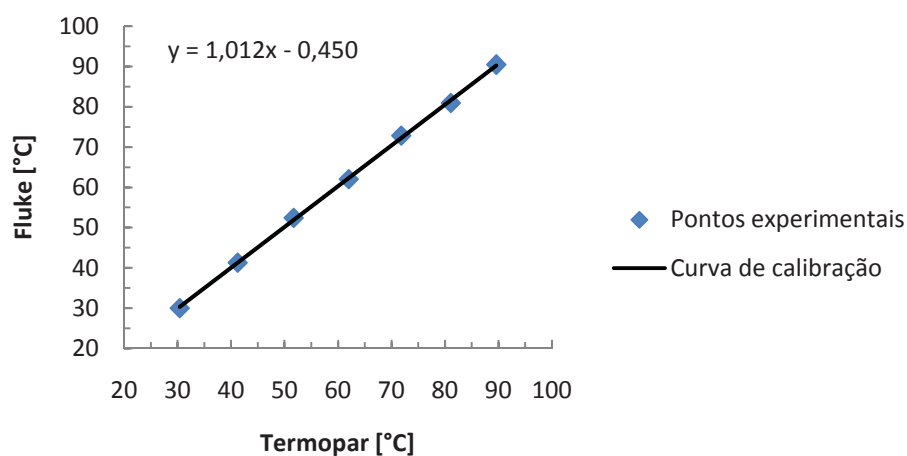


Figura I. 41 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº41.

Tabela I. 42 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº42.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	40,9	51,4	61,5	71,3	80,5	88,9

Curva de calibração do termopar nº42

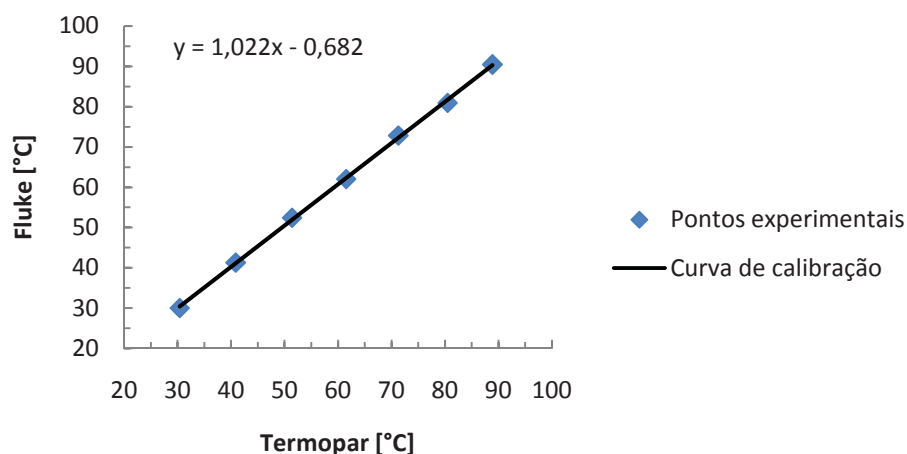


Figura I. 42 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº42.

Tabela I. 43 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº43.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,1	51,7	62,9	71,8	81,1	89,7

Curva de calibração do termopar nº43

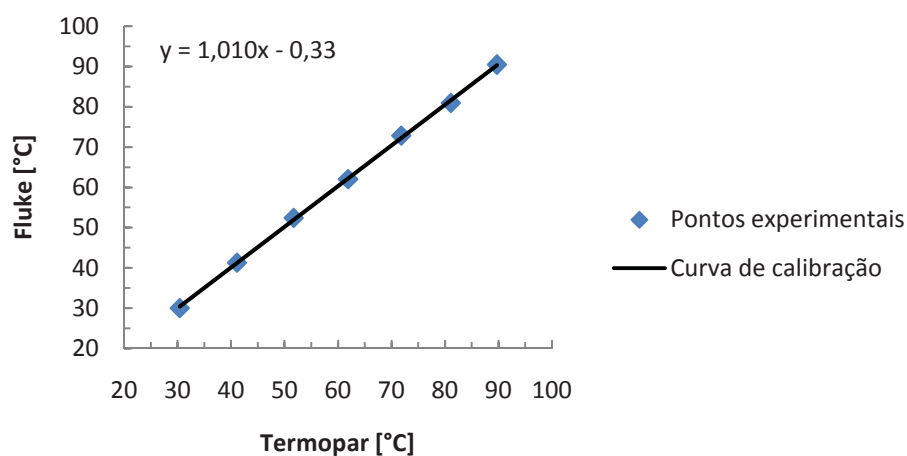


Figura I. 43 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº43.

Tabela I. 44 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº44.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,5	41,1	51,7	62	71,8	81,1	89,7

Curva de calibração do termopar nº44

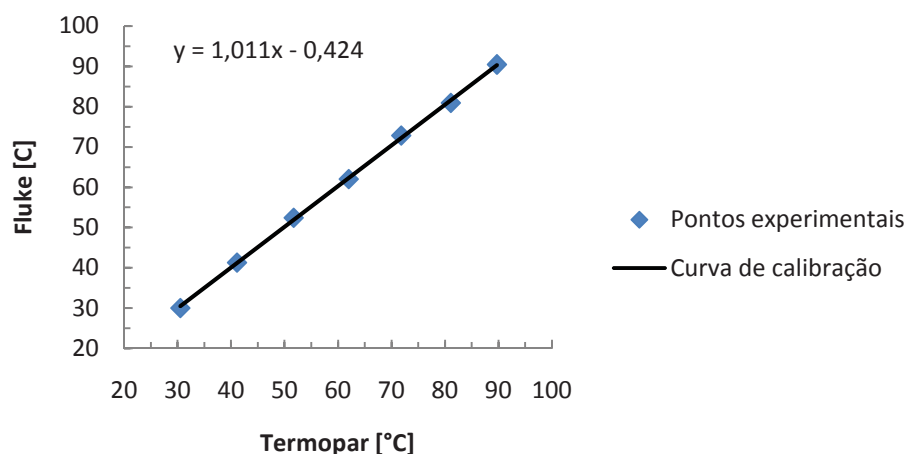


Figura I. 44 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº44.

Tabela I. 45 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº45.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,1	51,7	61,9	71,9	81,1	89,8

Curva de calibração do termopar nº45

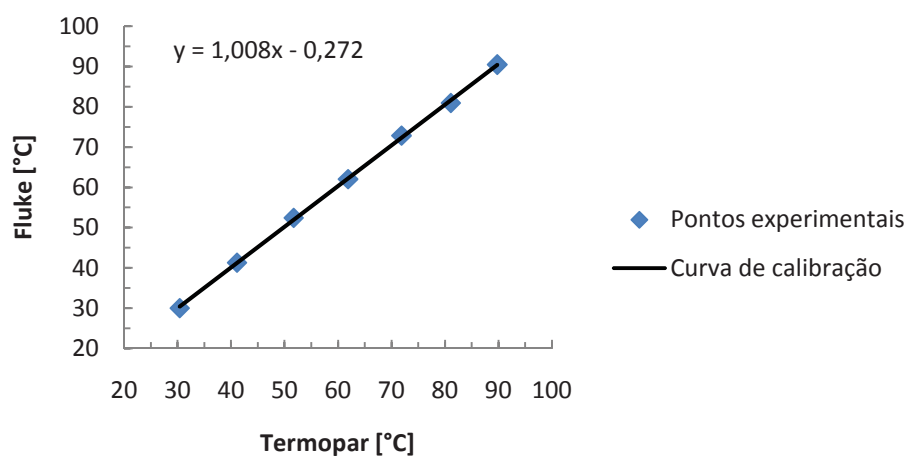


Figura I. 45 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº45.

Tabela I. 46 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº46.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,4	41,1	51,7	62	71,8	81,1	89,6

Curva de calibração do termopar nº46

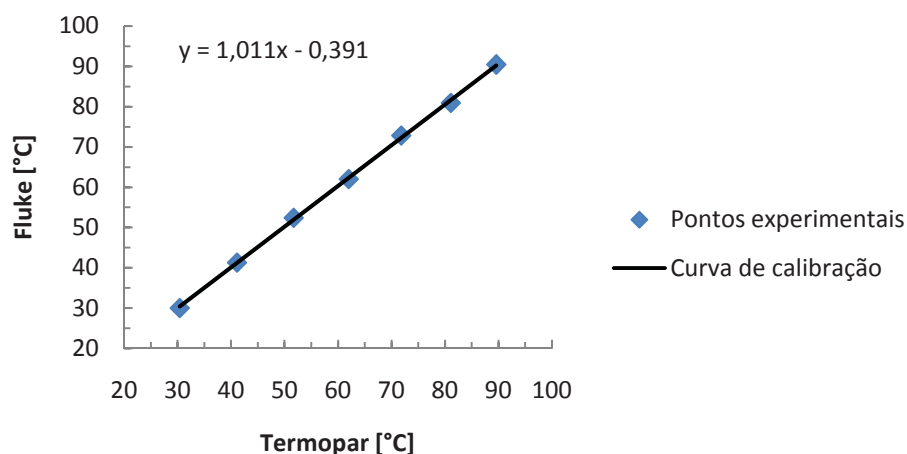


Figura I. 46 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº46.

Tabela I. 47 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº47.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,5	41,2	51,8	62	71,9	81,2	89,7

Curva de calibração do termopar nº47

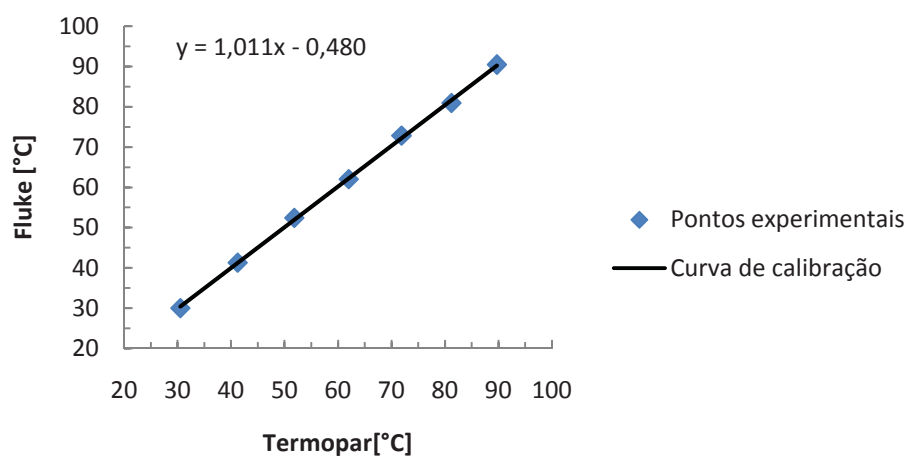


Figura I. 47 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº47.

Tabela I. 48 - Dados experimentais para a calibração do termopar nº48.

Fluke	30	41,3	52,4	62	72,8	80,9	90,4
Termopar	30,5	41,2	51,8	62	71,9	81,3	89,7

Curva de calibração do termopar nº48

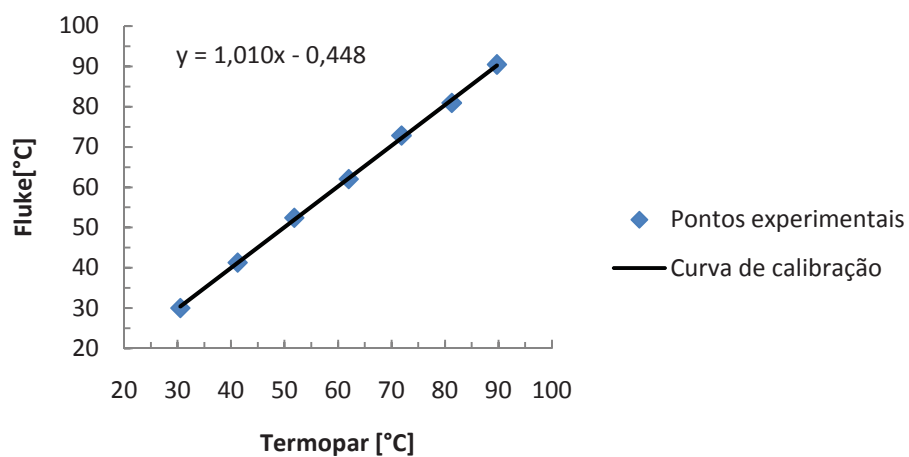


Figura I. 48 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº48.

Anexo II

Análise da propagação de erros dos termopares

Através de análise estatística, observou-se que ao se somar ou subtrair grandezas estatisticamente independentes o erro no resultado poderá ser calculado pela raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas de cada uma das grandezas (HOLMAN, 2001).

Tomando variáveis como $\bar{x} + \delta\bar{x}$, $\bar{y} + \delta\bar{y}$, $\bar{z} + \delta\bar{z}$, a soma ou subtração das mesmas será afetada por um mesmo erro médio quadrático (RMS), de valor:

$$\delta\bar{w} = \sqrt{(\delta\bar{x})^2 + (\delta\bar{y})^2 + (\delta\bar{z})^2} \quad (\text{II.1})$$

Na calibração dos termopares existem duas grandezas com suas respectivas incertezas de medidas, incertezas do registrador gráfico de temperatura e do termômetro digital, utilizado na calibração dos termopares.

-Registrador gráfico: a incerteza desse aparelho é apresentada como $\pm 0,05^\circ\text{C}$ que representa a metade da menor medida mensurável, assim:

$$T_{\text{equipamento}} = (T_{eq} \pm \delta T_{eq}) = (T_{eq} \pm 0,05) [^\circ\text{C}] \quad (\text{II.2})$$

onde, T_{eq} é a temperatura a partir de qualquer instante de visualização do equipamento e δT_{eq} é a incerteza apresentada pelo mesmo.

-Termômetro digital: a incerteza desse aparelho é apresentada como $\pm 0,05^\circ\text{C}$ que representa metade da menor medida mensurável, assim:

$$T_{termometro} = (T_{ter} \pm \delta T_{ter}) = (T_{ter} \pm 0,05) [^{\circ}C] \quad (II.3)$$

onde, T_{ter} é qualquer valor de temperatura a partir da visualização do equipamento e δT_{eq} a incerteza apresentada pelo mesmo.

A temperatura corrigida pode ser então expressa como:

$$T_{corrigida} = T_{eq} + (T_{ter} - T_{eq}) \quad (II.4)$$

onde, $T_{corrigida}$ representa o valor da temperatura corrigida em função do termômetro digital.

Quanto às incertezas pode-se dizer que as variações das incertezas causadas nas medidas de temperatura são expressas por:

$$\delta T_{corrigida} = \delta T_{eq} + (\delta T_{ter} - \delta T_{eq}) \quad (II.5)$$

Assim, com o auxílio da Equação (5), conclui-se que a incerteza pode ser calculada da seguinte forma:

$$\delta T_{corrigida} = \sqrt{(\delta T_{eq})^2 + (\delta T_{ter})^2 + (\delta T_{eq})^2} = \sqrt{2 * (\delta T_{eq})^2 + (\delta T_{ter})^2} \quad (II.6)$$

Substituindo os valores de T_{eq} e T_{ter} tem-se que:

$$\delta T_{corrigida} = \sqrt{(\delta T_{eq})^2 + (\delta T_{ter})^2 + (\delta T_{eq})^2} = \sqrt{2 * (0,05)^2 + (0,05)^2} = 0,1 [^{\circ}C] \quad (II.7)$$

Dessa forma, através de uma análise de propagação de erros, pode-se dizer que os valores de temperatura obtidos pelos instrumentos de medida utilizado no ensaio apresentam uma variação de 0,1°C, assim:

$$T_{corrigida} = (T_{eq} + 0,1) [^{\circ}C] \quad (11.8)$$

Anexo III

Análise de propagação de erros relativos ao COP_{SA}

Para a análise de propagação de erros referentes aos cálculos dos Coeficientes de desempenho do sistema de armazenamento térmico (COP_{SA}) faz-se necessário explicitar os valores calculados com suas respectivas incertezas e verificar se a precisão dos equipamentos utilizados atende os requisitos para a realização dos ensaios.

Conforme já apresentado anteriormente, para obter a quantidade de calor armazenada em cada camada de fluido no reservatório, para cada intervalo de tempo pré-determinado, utilizou-se a seguinte equação:

$$Q_n = \left[m_{\text{água}} \cdot cp_{\text{água}} \cdot (T_{m_{t_1}} - T_{m_{t_0}}) \right]_{Cn} \quad (\text{III.1})$$

Para o cálculo da massa de água utiliza-se a densidade e o volume de cada camada entre os termopares, ou seja:

$$Q_n = \left[\rho_{\text{água}} \cdot V \cdot cp_{\text{água}} \cdot (T_{m_1} - T_{m_{t_0}}) \right]_{Cn} \quad (\text{III.2})$$

Para estimar a incerteza presente na Equação (III.2), basta obter as incertezas de cada uma das variáveis de Q_n , iniciando-se por exemplo pela variável densidade. Para o cálculo da densidade da água ($\rho_{\text{água}}$) utilizou-se da temperatura média entre cada camada de fluido no instante pré-determinado a partir da equação apresentada por Kestin e Whiterlaw (1966):

$$\rho_{\text{água}}(T_m) = -342,584 + 164,103 \cdot (T_m)^{0,5} - 5,01225 \cdot (T_m) \quad (\text{III.3})$$

Utilizando a metodologia apresentada por Holman (2001), estima-se a incerteza presente na Equação (II.3), através da qual calcula-se um valor RMS para as incertezas, expressando-as da seguinte forma:

$$\delta R_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot \delta x_n\right)^2} \quad (\text{III.4})$$

sendo que: $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$

A partir da Equação (II.3), observa-se que a mesma é dependente somente de T_m . Assim pode-se estimar a incerteza presente na equação da densidade a partir da seguinte equação:

$$\delta \rho_R = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T_m} \cdot \delta T_m\right)^2} \quad (\text{III.5})$$

onde: $\delta T_m = 0,1[^\circ\text{C}]$, conforme ilustrado no Item 3.5 do presente trabalho.

O mesmo procedimento apresentado para a incerteza da densidade é aplicado para estimar a incerteza do calor específico a pressão constante $c_{p\text{água}}$, através da equação:

$$\begin{aligned} c_{p\text{água}}(T_m) = & 3,805070 \cdot 10^6 - 1,028080 \cdot 10^6 \cdot (T_m)^{0,5} + 1,116 \cdot 10^5 \cdot (T_m) \\ & - 6005,25 \cdot (T_m)^{1,5} + 162,081 \cdot (T_m)^2 - 1,7482 \cdot (T_m)^{2,5} \end{aligned} \quad (\text{III.6})$$

Assim como o $C_{p_{\text{água}}}$ é dependente somente de T_m , obtém-se

$$\delta C_{p_R} = \sqrt{\left(\frac{\partial C_p}{\partial T_m} \cdot \delta T_m \right)^2} \quad (\text{III.7})$$

A determinação da incerteza apresenta pelo volume da camada de água, utiliza-se a seguinte equação:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \quad (\text{III.8})$$

onde V é dependente de D e h , tem-se que:

$$\delta V_R = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial D} \cdot \delta D \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial h} \cdot \delta h \right)^2} \quad (\text{III.9})$$

Assim tanto δD quanto δh possuem valores de 0,5 [mm] que corresponde às incertezas da escala métrica.

Portanto pode-se dizer que a incerteza de Q_n é apresentada por:

$$\delta Q_n = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_n}{\partial \rho} \cdot \delta \rho \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial V} \cdot \delta V \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial C_p} \cdot \delta C_p \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial T_m} \cdot \delta T_m \right)^2} \quad (\text{III.10})$$

As posições de cada camada de fluido C_n varia de $1 \leq n \leq 30$, pois existem 31 termopares localizados no interior da sonda, pode-se assim obter a quantidade total de calor armazenado no armazenador térmico nos instantes t_0 e t_1 , expressa da seguinte forma:

$$Q_T = \sum_{n=1}^{30} \left[m_{\acute{a}gua} \cdot c_{p_{\acute{a}gua}} \cdot (T_{m_{t1}} - T_{m_{t0}}) \right]_{Cn} \quad (\text{III.11})$$

Dessa forma a incerteza pode ser definida como:

$$\delta Q_T = \sqrt{\sum_{n=1}^{30} (\delta Q_{Cn})^2} \quad (\text{III.12})$$

Generalizando para todos os instantes de tempo impostos previamente no aparelho de aquisição de dados (nd), tem-se que:

$$\delta Q_T = \sqrt{\sum_{i=1}^{nd} \sum_{n=1}^{30} (\delta Q_{Cn})^2} \quad (\text{III.13})$$

Uma vez determinado δQ_H , pode-se então estimar a incerteza referente ao Coeficiente de Desempenho do sistema de armazenamento térmico (COP_{SA}), utilizando a incerteza apresentada no manual, referente ao registrador eletrônico de sistemas elétricos, assim:

$$\delta COP_{SA} = \sqrt{\left(\frac{\partial COP_{SA}}{\partial Q_H} \cdot \delta Q_H \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{SA}}{\partial W} \cdot \delta W \right)^2} \quad (\text{III.14})$$

Anexo IV

Metodologia para o cálculo da taxa de transferência de calor, fluxo térmico e resistência térmica

A resistência térmica é expressa através de uma relação entre a espessura e da condutividade térmica da parede do refrigerador. O valor da condutividade térmica do poliuretano expandido é encontrado na literatura, e as espessuras do isolante das paredes são apresentados na Tabela 4.1, assim calcula-se a resistência térmica da parede através da Equação (IV.1) a seguir:

$$R_t = \frac{L}{k} \quad (\text{IV.1})$$

Para o cálculo da taxa de transferência de calor para cada compartimento do refrigerador, utilizou-se da Equação (IV.2), como a condutividade térmica e a espessura da parede são fixas em cada compartimento, o único parâmetro a ser medido é a temperatura da parede. Para medir as temperaturas das paredes foram necessários oito termopares. Quatro destes foram utilizados no congelador e quatro no refrigerador.

Assim os termopares foram dispostos da seguinte maneira:

- Um interno e um externo na parede lateral do congelador;
- Um interno e um externo na parede frontal posterior do congelador;
- Um interno e um externo na parede lateral do refrigerador;
- Um interno e um externo na parede frontal posterior do refrigerador.

$$q'' = k \frac{\Delta T}{L} \quad (\text{IV.2})$$

O valor do fluxo térmico é obtido através da Equação (IV.3), multiplicando-se o valor encontrado para a taxa de transferência de calor (q'') pela área de cada compartimento.

$$q = q'' . A \quad (IV.3)$$