

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Rafael Teixeira Mendes

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO
USANDO RESISTOR ELÉTRICO E ÓLEO TÉRMICO COMO FONTES DE
ENERGIA**

Belo Horizonte

2024

Rafael Teixeira Mendes

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO
USANDO RESISTOR ELÉTRICO E ÓLEO TÉRMICO COMO FONTES DE
ENERGIA**

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

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado (UFMG)

Coorientador: Prof. Dr. Fabiano Drumond Chaves (CEFET-MG)

Belo Horizonte

2024

M538e	<p>Mendes, Rafael Teixeira. Estudo experimental de refrigeradores por absorção/difusão usando resistor elétrico e óleo térmico como fontes de energia [recurso eletrônico] / Rafael Teixeira Mendes. - 2024. 1 recurso online (72 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Luiz Machado. Coorientador: Fabiano Drumond Chaves.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Apêndices: f. 65-72.</p> <p>Bibliografia: f. 62-64. Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Sustentabilidade - Teses. 3. Energia - Teses. 4. Refrigeradores - Teses. 5. Condutores elétricos - Teses. 6. Fluidos - Teses. 7. Energia solar - Teses. 8. Vacinas - Teses. 9, Refrigeração - Teses. I. Machado, Luiz. II. Chaves, Fabiano Drumond. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621 (043)</p>
-------	---



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO
USANDO RESISTOR ELÉTRICO E ÓLEO TÉRMICO COMO FONTES DE ENERGIA**

RAFAEL TEIXEIRA MENDES

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Luiz Machado (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Fabiano Drumond Chaves (Coorientador - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET MG), Dr. Willian Moreira Duarte (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Márcio Fonte Boa Cortez (Professor aposentado do Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Energia e Sustentabilidade".

Dissertação aprovada no dia 08 de fevereiro de 2024.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Decano(a)**, em 06/03/2024, às 16:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 11/03/2024, às 19:07, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcio Fonte Boa Cortez, Professor do Magistério Superior**, em 12/03/2024, às 12:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3082792** e o código CRC **A3E8C4DD**.

À minha família

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus e aos meus pais, Robson e Cláudia, que sempre me incentivaram a estudar e a seguir em frente, por me proporcionarem uma educação que poucas pessoas têm acesso.

À minha irmã Renata e minha noiva Natália por todo apoio e suporte que me deram durante essa fase da minha vida.

Ao meu orientador e grande professor Luiz Machado, pela paciência, atenção, ensinamentos e presteza para realização deste trabalho. Ao meu coorientador Fabiano Drumont Chaves, que sempre esteve à disposição quando solicitado.

Aos meus colegas do GREA, que ajudaram muito durante a etapa experimental e no decorrer das disciplinas em especial ao Willian, à Beatriz, à Nathália e ao Ramon. Aos meus amigos do PPGMEC Bárbara Silva e Igor Moreira por todo apoio durante os estudos.

Aos meus colegas do DEMAI, por todo incentivo em especial ao Tiago Junio e Luiz Felipe Marchezini.

À Marina, secretária do PPGMEC, e atenção que teve comigo durante essa trajetória.

A todos os meus professores que contribuíram para meu aprendizado.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) e CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio financeiro que proporcionou a construção do banco de testes experimentais do meu trabalho. Adicionalmente ao CEMTEC (Centro Multiusuário de Termografia Científica/UFMG) pelo apoio para realização de testes experimentais.

*Todo dia o Sol levanta
E a gente canta
Ao Sol de todo dia*

Da canção *Canto de um povo de um Lugar* de Caetano Veloso

RESUMO

A pandemia de Covid-19 agregou diversas áreas do conhecimento, entre elas as ciências da imunologia e da refrigeração. Novos programas de vacinação deverão ter lugar na década de 2020. A estocagem de vacinas demanda refrigeradores qualificados segundo os padrões da OMS (Organização Mundial da Saúde). Considerando as dificuldades logísticas de transporte e a ausência de eletrificação em algumas comunidades mais remotas, um refrigerador solar para armazenagem de vacinas representa uma alternativa aos refrigeradores a querosene ou gás. Refrigeradores por absorção/difusão permitem o aproveitamento da radiação solar como fonte de energia. Neste cenário, o objetivo deste trabalho é estudar a viabilidade da troca do resistor elétrico de um refrigerador por absorção/difusão por um trocador de calor a óleo térmico com vistas à aplicação do sistema para o armazenamento de vacinas em áreas sem eletrificação e usando um coletor solar para aquecimento do óleo. Um pequeno refrigerador comercial a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$, dotado de resistor elétrico 80W/220V, foi escolhido para este estudo. Primeiramente, para caracterizar o aparelho, testes experimentais indicaram um coeficiente de performance entre 0,14 a 0,19, de acordo com a carga térmica imposta por um aquecedor elétrico interno. Para substituir o resistor elétrico por um trocador de calor a óleo térmico, um modelo matemático em EES e Python foi desenvolvido para auxiliar no projeto do dispositivo e na seleção do óleo. As variáveis de entrada do modelo decorreram de dados do fabricante e de medições feitas com termopares em pontos específicos do refrigerador. A partir disso, o trocador de calor foi construído com um comprimento de 15 cm, um diâmetro do tubo interno de 10 cm e um diâmetro do tubo envelope de 15 cm. O modelo foi usado para determinar o tipo do óleo, a temperatura de operação de 207°C e perda de pressão de 2,23 kPa ao longo do circuito de óleo. Essa perda implicou uma pressão de operação mínima acima da pressão de vapor do óleo quente. Por fim, dois testes de partida do refrigerador foram realizados, um com resistor elétrico como fonte de energia (teste 1), o outro usando o trocador de calor com o óleo aquecido remotamente (teste 2). A operacionalidade do refrigerador a óleo térmico foi comprovada: primeiros sinais de refrigeração após 15 minutos (testes 1 e 2); tempo para plena refrigeração de 6 horas (testes 1 e 2); redução da temperatura interna relativa de 0,22°C/W no teste 1 e de 0,23°C/W no teste 2; constante de tempo da curva de resfriamento de 75 minutos no teste 1 e de 80 minutos no teste 2.

Palavras-chave: refrigerador por absorção e adsorção; energia solar; óleo térmico; armazenagem de vacinas.

ABSTRACT

The Covid-19 pandemic has brought together several areas of knowledge, including the sciences of immunology and refrigeration. New vaccination programs should take place in the 2020s. Vaccine storage requires modified refrigerators according to WHO (World Health Organization) standards. Considering the logistical difficulties of transportation and the lack of electrification in some more remote communities, a solar refrigerator for vaccine storage represents an alternative to kerosene or gas refrigerators. Absorption/diffusion refrigerators allow the use of solar radiation as an energy source. In this scenario, the objective of this work is to study the prediction of replacing the electrical resistor of an absorption/diffusion refrigerator with a thermal oil heat exchanger with a view to applying the system for storing vaccines in areas without electrification and using a collector solar heating oil. A small commercial NH₃/H₂O/H₂ refrigerator, equipped with an 80W/220V electrical resistor, was chosen for this study. Firstly, to characterize the device, experimental tests indicated a performance coefficient between 0.14 and 0.19, according to the thermal load imposed by an internal electric heater. To replace the electrical resistor with a thermal oil heat exchanger, a mathematical model in EES and Python was developed to assist in device design and oil selection. The model's input variables came from manufacturer data and measurements made with thermocouples at specific points in the refrigerator. From this, the heat exchanger was constructed with a length of 15 cm, an inner tube diameter of 10 cm and an envelope tube diameter of 15 cm. The model was used to determine the oil type, operating temperature of 207°C and pressure loss of 2.23 kPa throughout the oil circuit. This loss implied a minimum operating pressure above the vapor pressure of the hot oil. Finally, two refrigerator start-up tests were carried out, one with an electrical resistor as a power source (test 1), the other using the heat exchanger with the oil heated remotely (test 2). The operability of the thermal oil cooler was proven: first signs of cooling after 15 minutes (tests 1 and 2); time for full cooling of 6 hours (tests 1 and 2); reduction in relative internal temperature of 0.22°C/W in test 1 and 0.23°C/W in test 2; cooling curve time constant of 75 minutes in test 1 and 80 minutes in test 2.

Keywords: absorption and adsorption refrigerator; solar energy; thermal oil; vaccine storage.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Refrigerador por absorção/difusão a NH ₃ /H ₂ O/H ₂	19
Figura 2.2 - Frigobar por absorção/difusão a óleo térmico.	22
Figura 3.1 - Vistas de frente e de trás do minibar Dometic.....	30
Figura 3.2 - Etiqueta mini bar Dometic.....	31
Figura 3.3 - Resistor elétrico de um mini bar Dometic.	31
Figura 3.4 - Montagem para caracterização da fonte de energia do mini bar Dometic.....	32
Figura 3.5 - Montagem para medições de temperaturas internas do mini bar Dometic.....	33
Figura 3.6 - Cargas térmicas do refrigerador.....	34
Figura 3.7 - Dimensões do mini bar Dometic	35
Figura 3.8 - Metade simétrica do evaporador e suas dimensões	36
Figura 3.9 - (a) Esquema do trocador de calor. (b) Variáveis de entrada e de saída do modelo do trocador de calor.	39
Figura 3.10 - Circuito de óleo e fornecimento de energia para o refrigerador.....	42
Figura 3.11 - Foto do circuito de óleo do refrigerador.	43
Figura 3.12 - Irregularidades na lateral e piso do mini bar.....	44
Figura 4.1 - Evoluções das temperaturas do resistor elétrico (T1), da parede da bomba de bolhas (T2, T3 e T4) e do ar dentro do refrigerador.....	46
Figura 4.2 - Registros termográficos para determinação das emissividades das paredes internas do mini bar e das paredes do evaporador.....	49
Figura 4.3 - Número de Reynolds em função do diâmetro do tubo envelope do trocador de calor	52
Figura 4.4 - Resposta do mini bar com resistor elétrico.....	56
Figura 4.5 - Resposta do mini bar com trocador de óleo térmico	57
Figura 4.6 - Variações da temperatura do óleo na entrada e saída do trocador de calor da bomba de bolhas.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Cronologia de publicações sobre máquinas de refrigeração por absorção/difusão acopladas em coletores solares.	29
Tabela 3.1 - Correlações para calcular o número de Nusselt para convecção natural. ..	37
Tabela 4.1 – Medições dos testes de determinação do COP do refrigerador elétrico. ...	48
Tabela 4.2 – Resultados dos testes do COP do refrigerador elétrico	48
Tabela 4.3 - Fatores de forma das superfícies internas para o evaporador do minibar. .	49
Tabela 4.4 - Coeficientes de performance de refrigeradores por absorção/adsorção.	50
Tabela 4.5 - Propriedades físicas a 200°C de óleos térmicos do banco de dados do EES.51	
Tabela 4.6 - Resultados obtidos a partir de simulações realizadas com os óleos selecionáveis.	54
Tabela 4.7 - Propriedades do óleo térmico PolyTherm 300s.	54
Tabela 4.8 - Comparativo das respostas dos refrigeradores com resistor elétrico e com trocador de calor a óleo térmico.	58

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

		UNIDADES
COP	Coefficiente de performance	[-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
G	Fluxo mássico	[kg/s.m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
L	Comprimento	[m]
P	Pressão	[Pa]
T	Temperatura	[K]
g	Aceleração da gravidade	[m ² /s]
Y	Espaçamento entre aletas	[m]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
h	Coefficiente de transferência de calor	[W/m ² .K]
V	Velocidade	[m/s]
d	Diâmetro	[m]
D	Diâmetro	[m]

SÍMBOLOS

DH	Direcionador de Hidrogênio	[-]
DSP	Direcionador de Solução Pobre	[-]
DVA	Direcionador de Vapor de Amônia	[-]
RCD	Recuperador de Calor Duplo	[-]
RCT	Recuperador de Calor Triplo	[-]

LETRAS GREGAS

		UNIDADES
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
β	Coefficiente de expansão térmica	[K ⁻¹]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]

ÍNDICES

ger gerador externo

evp	evaporador
ret	retificador
cond	condensador
abs	absorvedor
sif	sifão
o	óleo (médio)
o1	entrada de óleo
o2	saída de óleo
bb	bomba de bolhas
env	tubo envelope do trocador de calor
tc	trocador de calor
vap	saturação de vapor
rt	trecho retilíneo
ext	extremidades do reservatório

ADIMENSIONAIS (LATINOS E GREGOS)

f	fator de atrito
Gr	número de Grashof
Pr	número de Prandtl
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
K_{ent}	coeficiente de perda de pressão em expansão/contração repentina

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1 Preâmbulo.....	16
1.2 Objetivos do trabalho	17
1.3 Estruturação do trabalho	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO	18
2.1. Introdução	18
2.2. Princípio de funcionamento	18
2.3. Coeficiente de performance	20
2.4. Aplicações	21
2.5. Estado da arte.....	22
2.6. Fechamento.....	29
3. MATERIAIS E MÉTODOS	30
3.1 Introdução	30
3.2 Refrigerador elétrico	30
3.2.1 Dados técnicos	30
3.2.2 Fonte de energia	31
3.2.3 Coeficiente de performance	32
3.3 Refrigerador solar.....	37
3.3.1 Modelo Matemático	38
3.3.2 Perda de pressão	40
3.3.3 Operacionalidade do sistema	41
3.4 Incertezas	43
3.5 Fechamento.....	45
4. RESULTADOS E DISCUSÕES	46
4.1 Introdução	46
4.2 Refrigerador elétrico	46
4.2.1 Evoluções de temperaturas	46
4.2.2 Coeficiente de performance	47
4.3 Refrigerador a óleo térmico	50
4.3.1 Dimensionamento do trocador de calor	50
4.3.2 Seleção do óleo térmico.....	52
4.3.3 Perda de pressão	54
4.3.3 Operacionalidade do refrigerador	55

4.4	Taxa de capacidade térmica do óleo	58
4.5	Fechamento.....	59
5.	CONCLUSÕES	60
	REFERÊNCIAS	62
	APÊNDICE A – MODELO TROCADOR DE CALOR BOMBA DE BOLHAS ..	65
	APÊNDICE B – MODELO COP DO REFRIGERADOR ORIGINAL	66
	APÊNDICE C - FATOR DE FORMA	70

1. INTRODUÇÃO

1.1 Preâmbulo

A batalha contra a pandemia de Covid-19, vivida pela humanidade em 2020 e 2021, congregou e aproximou diferentes áreas do conhecimento, entre essas, por exemplo, as ciências da imunologia e da refrigeração. Neste contexto, novos programas de vacinação deverão ter lugar na década de 2020. Além da imunização contra novas variantes do coronavírus, deverão ocorrer ampliações das tradicionais campanhas de vacinações contra sarampo, gripe H1N1, pneumonia, etc. A estocagem e o transporte dessas vacinas demandarão freezers e refrigeradores qualificados segundo os padrões estabelecidos pela Organização Mundial da Saúde e pelo Sistema de Desempenho e Qualidade e Segurança daquele organismo internacional. Por sua vez, o Ministério da Saúde do Brasil e a ANVISA (Agência Nacional de Vigilância Sanitária) também seguirão os requisitos mínimos sobre serviços ligados à vacinação humana, conforme o Manual de Rede de Frio do Programa Nacional de Imunizações, elaborado por Santos *et al* (2017).

Considerando as dificuldades logísticas de transporte em várias partes do território brasileiro, somando-se à ausência de eletrificação em algumas comunidades no interior do país, notadamente em áreas das regiões norte e centro-oeste, um refrigerador solar para transporte e armazenagem de vacinas e remédios representa uma alternativa aos refrigeradores a querosene ou gás, que não atendem às exigências mínimas de segurança e qualificação estabelecidas pela OMS e ANVISA. Neste contexto, frigobares por absorção/difusão de amônia (NH_3), água (H_2O) e hidrogênio (H_2) favorecem o aproveitamento da energia solar para mover os fluidos dentro do sistema de refrigeração. Para adaptar o frigobar para operar com energia solar, o resistor elétrico que aquece a solução fraca de amônia/água no grupo gerador de vapor do aparelho pode ser substituído por um trocador de calor com circulação de óleo quente produzido em um coletor solar cilíndrico parabólico.

De uma revisão bibliográfica cobrindo os últimos 20 anos, constatou-se que muitos pesquisadores desenvolveram estudos experimentais e modelos matemáticos sobre máquinas operando no ciclo de refrigeração por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$. No entanto, foram achados poucos estudos sobre o refrigerador operando com energia solar gerada em um coletor

concentrador. Nesses casos, os estudos foram focados em máquinas de médio e grande porte. Foram encontrados poucos trabalhos sobre pequenos refrigeradores, como frigobares e adegas. Também foram encontrados poucos trabalhos específicos sobre pequenos refrigeradores solares por difusão e absorção de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ para armazenamento de vacinas. Ante ao exposto, o presente trabalho visa cobrir essas duas lacunas encontradas na literatura.

1.2 Objetivos do trabalho

O objetivo geral deste trabalho é a modificação da fonte de energia elétrica original de um pequeno frigobar por difusão e absorção a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$, substituindo-se o resistor elétrico da bomba de bolhas por um trocador de calor a óleo térmico, com vistas à posterior operação do sistema a partir do aproveitamento da energia solar por meio de um sistema operando com coletor cilíndrico-parabólico e reservatório para armazenamento de óleo térmico.

Os objetivos específicos do trabalho são os seguintes:

- i) Determinar as eficiências energéticas do frigobar operando com resistor elétrico.
- ii) Comprovar a funcionalidade do frigobar operando com o trocador de calor a óleo quente.
- iii) Obtenção de ganhos e constantes de tempo das curvas de resfriamentos do ar no compartimento do refrigerador operando com o trocador de calor a óleo termico.

1.3 Estruturação do trabalho

Esta dissertação, além da introdução, é constituída por cinco capítulos. No Capítulo 2 são apresentados os fundamentos do ciclo de refrigeração por absorção/difusão por $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$, bem como definições operacionais relativas à eficiência energética do refrigerador. O estado da arte de pesquisas sobre o tema desde o início dos anos 2000. No Capítulo 3, são apresentados os materiais e métodos usados nesta pesquisa, com foco na bancada de testes experimentais do frigobar por difusão e absorção. O Capítulo 4 é dedicado à discussão dos resultados obtidos. Por fim, as principais conclusões do trabalho são apresentadas no Capítulo 5.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO/DIFUSÃO

2.1. Introdução

Este capítulo acha-se dividido em três partes. Na primeira parte, o princípio de funcionamento de um refrigerador por absorção/difusão a amônia (NH_3), água (H_2O) e hidrogênio (H_2) é apresentado na Seção 2.2, enquanto o coeficiente de performance do refrigerador é definido na Seção 2.3 e algumas aplicações do sistema são apresentadas na Seção 2.4. A segunda parte do capítulo, a Seção 2.5, explora o estado da arte sobre refrigeradores por absorção/difusão assistidos por energia solar. A terceira parte do capítulo, a Seção 2.6, é um fechamento do texto, no qual são identificadas, com base no referido estado da arte, algumas lacunas existentes na literatura relativa à refrigeração solar por absorção/difusão. Por conseguinte, neste fechamento, também é apresentada uma justificativa para o estudo abordado no presente trabalho.

2.2. Princípio de funcionamento

A Figura 2.1, de autoria de Chaves (2009) em sua tese de doutorado, ilustra um refrigerador por absorção/adsorção a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$. Na figura, não aparecem o móvel de aço do refrigerador e nem o recinto interno de refrigeração. Os componentes da máquina são os seguintes (listados, em geral, no sentido do fluxo de NH_3): geradores de vapor, misturador, retificador, condensador, direcionadores de vapor (DVA) e de líquido (sifão), evaporador, absorvedor/vaso absorvedor e componentes, recuperador de calor triplo (RCT), direcionador de hidrogênio (DH) e direcionador de solução pobre (DSP). Para facilitar a explicação sobre a operação do refrigerador, esses componentes podem ser agrupados em quatro conjuntos: grupo gerador, grupo condensador, grupo direcionador e grupo evaporador.

O grupo gerador contém uma solução de NH_3 (soluto) e H_2O (solvente), sendo composto por dois tubos concêntricos (geradores de vapor interno e externo) e por um tubo misturador na parte superior do conjunto. O gerador de vapor externo recebe calor externa, e o gerador de vapor interno recebe, por sua vez, calor do gerador externo. O gerador interno é também chamado de bomba de bolhas, em função da formação de bolhas de vapor de NH_3 e H_2O na solução rica, em escoamento ascendente em seu interior. Em frigobares residenciais e de hotéis, a fonte de calor é um resistor elétrico de baixa potência. Em áreas sem eletrificação, como em

campings naturais ou regiões mais desfavorecidas, a energia externa pode ser provida pela queima de querosene para produzir uma chama quente de gás. Outra opção para áreas sem eletrificação seria o uso de energia solar.

O grupo condensador inicia após o misturador, sendo constituído pelo retificador e condensador. A função do retificador é retirar, o máximo possível, vapor de água presente no escoamento de vapor de amônia, por meio de processo de condensação. Por gravidade, a água líquida desce em direção ao tubo do gerador externo. Alguma condensação de vapor de NH_3 também ocorre no retificador. Por isso, verifica-se um escoamento descendente de solução pobre de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ao longo do gerador externo. Pelo efeito de vasos comunicantes, essa solução transborda no absorvedor do sistema. O vapor de NH_3 não condensado no retificador entra no condensador, transferindo calor para o meio ambiente através da tubulação aletada do condensador. Na Figura 2.1, esse calor está representado pelas pequenas setas vermelhas em forma de ondas. Ante ao exposto, na saída do condensador, constata-se a presença de NH_3 no estado de líquido saturado ou subresfriado, ou até mesmo no estado bifásico quando a condensação não se completa.

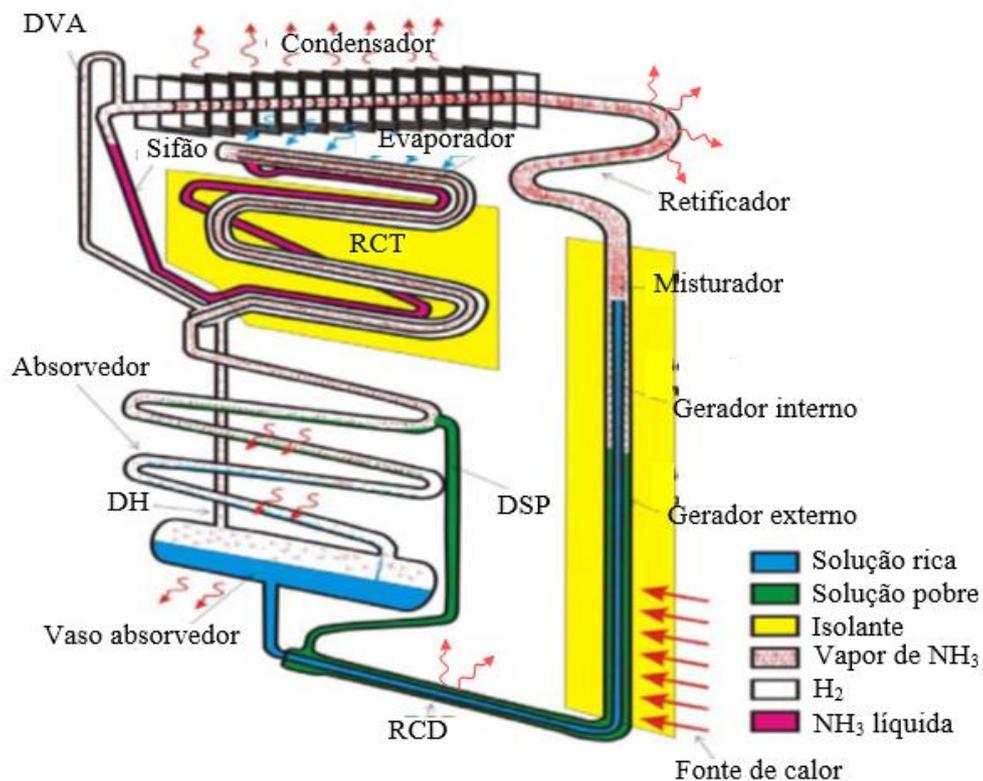


Figura 2.1 - Refrigerador por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$.
Fonte: Chaves (2009).

O grupo direcionador inicia-se na saída do condensador, onde há uma bifurcação com dois tubos de diâmetros menores. O tubo superior é o direcionador de vapor de amônia (DVA)

e o tubo inferior é o sifão direcionador de líquido. No primeiro tubo, o vapor vai em direção ao vaso absorvedor, como também para o recuperador de calor triplo (RCT). Esse vapor é quente, de modo que ele atua no sentido de reforçar a evaporação do fluido bifásico escoando no evaporador e no absorvedor. No tubo sifão, a amônia líquida desce por gravidade em direção ao evaporador, onde o fluido sofre ebulição por *flasheamento*, conforme explicado no parágrafo a seguir.

O grupo evaporador é composto pelo evaporador, absorvedor e as seguintes tubulações adjacentes: recuperador de calor triplo (RCT), direcionador de hidrogênio (DH), direcionador de solução pobre (DSP) e recuperador de calor duplo (RCD). No evaporador, a amônia mistura-se com hidrogênio, cuja pressão parcial é muito maior do que a pressão parcial da amônia. Por isso, acontece uma brusca queda da pressão parcial da amônia, induzindo a redução da temperatura e produção de vapor *flash*. Na sequência, a amônia fria em escoamento bifásico continua evaporando-se, recebendo calor da tubulação do evaporador e, por conseguinte, implicando a refrigeração do recinto interno do refrigerador. Na Figura 2.1, esse calor acha-se representado pelas pequenas setas azuis em forma de ondas. Após o evaporador, o vapor de amônia mistura-se com água no absorvedor, formando a solução rica de alimentação do gerador interno. Na sequência do processo, o ciclo de refrigeração é reiniciado.

2.3. Coeficiente de performance

Na Figura 2.1, há dois aportes de energia entrando no circuito de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$: taxa de transferência de calor \dot{Q}_{ger} da fonte externa para o gerador externo e taxa de transferência do recinto refrigerado \dot{Q}_{evp} para o evaporador. Além dessas energias, há as seguintes saídas: taxa de transferência calor \dot{Q}_{ret} do retificador, taxa \dot{Q}_{cond} do condensador, taxa \dot{Q}_{abs} do absorvedor/vaso absorvedor, taxa \dot{Q}_{RCD} do recuperador de calor duplo, taxa \dot{Q}_{DVA} do direcionador de vapor de amônia, taxa \dot{Q}_{sif} do sifão e taxa \dot{Q}_{DSP} do direcionador de solução pobre. As direções de todas essas taxas são dos referidos componentes para o meio ambiente.

Não há variação de energia interna no refrigerador quando o sistema opera em regime permanente. Sendo assim, de acordo com o princípio da conservação da energia, a soma das energias que entram nos componentes do refrigerador deve ser à soma das energias que saem, conforme expresso pela Equação 2.1:

$$\dot{Q}_{ger} + \dot{Q}_{evp} = \dot{Q}_{ret} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{DVA} + \dot{Q}_{sif} + \dot{Q}_{DSP} + \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{RCD} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Na Equação 2.1, a taxa \dot{Q}_{evp} absorvida pelo evaporador é a energia desejada, pois essa parcela representa a retirada natural de calor do recinto do refrigerador para a tubulação do evaporador. Essa troca de calor decorre da diferença entre a temperatura do ar/produtos internos do refrigerador e a temperatura de evaporação da amônia no evaporador. Por outro lado, a taxa \dot{Q}_{ger} fornecida ao gerador é, em geral, uma energia paga. Por exemplo, no caso de um refrigerador doméstico dotado com resistor elétrico, o custo de operação do sistema aparece na conta mensal de luz da casa. Ante ao exposto, é lógico definir o coeficiente de performance COP do refrigerador pela Equação 2.2:

$$COP = \frac{\text{Energia desejada}}{\text{Energia com custo}} = \frac{\dot{Q}_{evp}}{\dot{Q}_{ger}} \quad \text{Eq. 2.2}$$

Quanto maior \dot{Q}_{evp} , e menor \dot{Q}_{ger} , maior será o COP do refrigerador, ou seja, maior será a eficiência do sistema. De uma forma geral, os valores do COP de um refrigerador por absorção/difusão são baixos, bem menores do que os valores verificados para refrigeradores convencionais por compressão de vapor. Valores típicos do COP entre 0,2 e 0,4 são observados para o refrigerador por absorção/adsorção, enquanto valores 10 vezes maiores são observados para refrigeradores convencionais por compressão de vapor.

2.4. Aplicações

Não obstante a baixa eficiência energética, refrigeradores por absorção/difusão apresentam pelo menos duas grandes vantagens. A primeira é que são refrigeradores silenciosos, ao contrário dos refrigeradores a compressão de vapor, cujo conjunto compressor/motor pode ser muito ruidoso. A segunda vantagem é que refrigeradores por absorção/difusão podem operar com custo energético zero, em outras palavras, por aproveitamento de energia térmica. Isso acontece quando, por exemplo, a fonte de energia do refrigerador é um gás quente emitido pelo tubo de escapamento de um carro ou é um resistor elétrico alimentado com uma bateria carregada por um painel fotovoltaico.

Outra operação do refrigerador por absorção/difusão com custo zero pode ser obtida quando calor é fornecido ao sistema por óleo térmico aquecido em um coletor solar. A Figura 2.2 ilustra esse conceito (Mendes *et al*, 2021). Neste sistema, o resistor elétrico para aquecer o gerador de vapor foi substituído por um trocador de calor, através do qual circula óleo térmico quente. O aquecimento do óleo é obtido em um coletor solar dotado de um espelho cilíndrico

parabólico. A radiação solar incidente no espelho é refletida sobre um tubo com o óleo térmico posicionado ao longo da linha focal do sistema. Assim, o óleo é aquecido e, por efeito termossifão, sobe para um tanque de armazenamento. Segundo a necessidade de refrigeração, o óleo é bombeado, em circuito fechado, entre o tanque e o trocador de calor do gerador de vapor. Como a potência do resistor de frigobares é relativamente baixa, da ordem de 100 W, e a radiação solar anual média em localidades com carência de eletrificação nas regiões norte e centro oeste do Brasil é de 16 MJ/(m².dia), segundo o Atlas Solarimétrico do Brasil (Tiba e Fraidenraich, 2000), conclui-se que um coletor de eficiência 50% e área de coleta de 0,50 m² poderá gerar, com boa margem de segurança - inclusive à perda de energia do óleo por atrito nas tubulações - a demanda de energia necessária para o funcionamento do refrigerador. Sobre o pequeno painel fotovoltaico mostrado na Figura 2.2, sua função se restringe a carregar a bateria usada no rastreamento do sol pelo coletor solar e na circulação de óleo com a bomba de engrenagem.

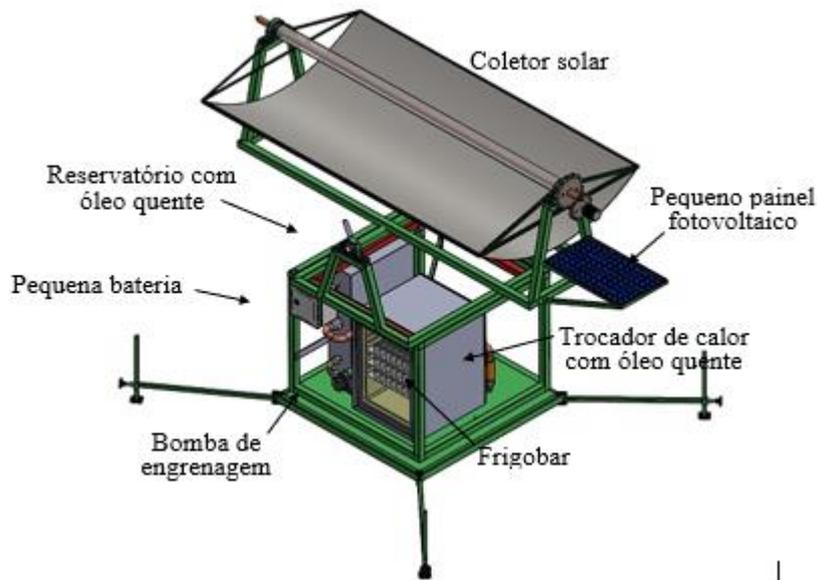


Figura 2.2 - Frigobar por absorção/difusão a óleo térmico.
Fonte: Mendes (2021).

2.5. Estado da arte

O estado da arte apresentado nesta seção contemplou publicações dos últimos vinte anos sobre refrigeradores por absorção/difusão assistidos por energia solar captada em coletores solares em geral, como um PTC (*parabolic trough collector*). De fato, foram encontrados poucos trabalhos na literatura sobre refrigeradores associados a coletores solares, uma vez que, por razões de simplicidade, os pesquisadores em refrigeração solar exploram majoritariamente

os sistemas do tipo PVC (*photovoltaic cell*). Nesses últimos, o resistor elétrico do refrigerador por absorção/difusão ou o conjunto motor/compressor do refrigerador por compressão de vapor são alimentados em corrente elétrica por uma bateria carregada por um painel fotovoltaico. Não obstante sua maior complexidade, refrigeradores com coletores solares são mais ecológicos do que refrigeradores PVC, pois esses demandam grandes painéis fotovoltaicos, cujas eficiências energéticas e durabilidades são muito baixas quando comparadas àquelas de coletores solares. Além disso, os descartes de painéis fotovoltaicos resultam em expressivos impactos negativos para o meio ambiente. Maiores detalhes comparativos explorando vantagens e desvantagens de sistemas de refrigeração com coletores solares e do tipo PVC são descritos nos trabalhos de Ahmet e Yağmur (2021) e de Bechara *et al* (2021).

Não obstante o estado da arte sobre refrigeração apresentado a seguir contemple publicações dos últimos 20 anos, vale a pena citar o pioneiro trabalho de Uppal, Norton e Probert (1986). Esses pesquisadores adaptaram e testaram um pequeno refrigerador de 56 litros por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ para estocagem de vacinas em localidades remotas sem eletrificação. A energia externa para o refrigerador proveio de um coletor solar cilíndrico parabólico de área de $0,1 \text{ m}^2$, dotado de um tubo focal duplo, no qual óleo térmico preenchia o tubo interno de cobre pintado de preto fosco. O espaço anular entre esse tubo e o tubo envelope de vidro foi evacuado. Esse sistema possibilitou um aporte de energia de 95 W para a bomba de bolhas do refrigerador, implicando uma capacidade de refrigeração de 21 W, um COP de 0,22 e uma temperatura da solução aquosa de amônia no gerador de vapor de 140°C .

Jakob *et al* (2005) realizaram uma investigação experimental e por modelagem matemática de um chiller por absorção/difusão a amônia/água assistida por energia solar. A capacidade de refrigeração da máquina foi de 2,5 kW, COP de 0,5 e as temperaturas da amônia no evaporador variaram de -10°C a $+5^\circ\text{C}$. Um coletor solar plano foi usado para aquecimento indireto da solução aquosa de amônia na bomba de bolhas do refrigerador. Os desafios do projeto foram a investigação detalhada do potencial de desempenho e a caracterização experimental do sistema, com foco na alimentação de energia da bomba de bolha. Além de medições experimentais, foi desenvolvido um modelo matemático para simular a operação em regime permanente do sistema.

Chaouachi e Gabsi (2007) projetaram um refrigerador doméstico por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ assistido por energia solar gerada em um coletor plano. O desempenho do sistema foi analisado a partir de simulações computacionais. Os maiores valores do COP do sistema

(em torno 0,14) foram verificados para o gerador de vapor operando com temperaturas mais baixas e pressões mais altas. Ademais, a capacidade de refrigeração do sistema, entre 0,3 kW e 1,1 kW, revelou-se muito sensível ao valor da temperatura e concentração da amônia na solução rica no gerador de vapor.

Abdulateef *et al* (2008) compilaram as propriedades termodinâmicas das soluções de amônia/água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), amônia/nitrato de lítio ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) e amônia/tiocianato de sódio (NH_3/NaSCN) na forma de regressões polinomiais com vistas à realização de simulações computacionais em um refrigerador por absorção/difusão assistido por energia solar gerada em um coletor solar plano. Essas simulações permitiram os autores comparar o *COP* do refrigerador quando a unidade foi carregada, separadamente, com cada uma dessas três soluções. Os resultados revelaram que as soluções de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ e de NH_3/NaSCN proporcionam melhor desempenho do que a solução de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, não apenas devido ao maior *COP*, mas também por não haver necessidade do uso de um retificador após a bomba de bolhas do refrigerador. No entanto, o refrigerador com NH_3/NaSCN não permitiu o sistema operar com temperaturas no evaporador abaixo de -10°C em razão de cristalizações.

Ezzine *et al* (2010) investigaram a viabilidade de um condicionador de ambientes por absorção/difusão e assistido por energia solar com a mistura clorotetrafluoroetano/dimetilamida ($\text{R124}/\text{DMCA}$) como fluido de trabalho em substituição à clássica mistura amônia/água. Por sua vez, o hidrogênio foi mantido como gás inerte para provocar a queda da pressão parcial do R124 no evaporador do sistema. As características de desempenho do sistema foram analisadas parametricamente por simulação computacional para uma capacidade de climatização de 1 kW. O condicionador foi simulado para duas temperaturas do ar na entrada do recinto climatizado, 27°C e 35°C , e para níveis de temperaturas da solução R124/DMAC na bomba de bolhas entre 90°C e 180°C . Os resultados mostram que o desempenho do sistema e a temperatura de evaporação mínima alcançada dependem fortemente da eficiência do absorvedor e da temperatura na bomba de bolhas. É demonstrado que esta mistura de fluidos tem um *COP* mais elevado, de até 0,5, podendo ser uma alternativa ao sistema convencional de amônia/água.

Wang (2012) propôs um refrigerador por absorção/difusão usando fontes de calor de baixa temperatura, nas quais a mistura $\text{LiNO}_3/\text{NH}_3/\text{He}$ seria mais adequada como fluido de trabalho. Nessas condições, o autor apresentou cálculos relativos ao desempenho operacional do sistema e às temperaturas dos fluidos no evaporador, gerador de vapor e condensador do

sistema. Com base em medições e análises teóricas, a taxa de circulação da solução também foi determinada. Os resultados mostraram que o sistema pode ser acionado por energia solar para atender aos requisitos de ar condicionado, resfriamento e congelamento de alimento. Um experimento operacional típico mostrou que usando água quente a $92,7^{\circ}\text{C}$ como fonte de calor implicou uma temperatura de evaporação $-13,0^{\circ}\text{C}$, uma capacidade de refrigeração de 1,9 kW e um COP do refrigerador de 0,156.

Potgieter (2013) avaliou a otimização de uma máquina de refrigeração por absorção/difusão usando dados meteorológicos de Potchefstroom, na África do Sul, para realizar uma análise anual do ciclo simulado e para especificar um projeto adequado. As características de desempenho do ciclo simulado foram discutidas, verificadas e comparadas com dados disponíveis de pesquisas semelhantes. Foi mostrado que um ciclo com amônia/água/hidrogênio, com solução de 40% (concentração de amônia na água) e alimentado por 526 kW de energia solar térmica a 130°C e uma pressão do sistema de 1,5 MPa, pode atingir um COP acima de 0,4 com um absorvedor resfriado a ar a 40°C e um condensador resfriado a água a 35°C . A capacidade de refrigeração foi de 231 kW a uma temperatura média do evaporador de -20°C , satisfazendo os requisitos de um sistema de refrigeração doméstico.

Lingeswaran e Hemalatha (2014) realizaram uma investigação experimental de um sistema de refrigeração por absorção/difusão a amônia/água/hélio. Neste projeto, foi usado um coletor solar parabólico para aquecer a solução aquosa de amônia na bomba de bolhas do refrigerador. Os resultados mostraram que o desempenho do sistema é fortemente dependente da entrada de energia fornecida pelo coletor solar. O interior do refrigerador atingiu temperaturas entre -5°C e -10°C , correspondendo a temperaturas de 80°C e 150°C para a solução de amônia na bomba de bolhas.

Acuña *et al* (2016) realizaram um estudo experimental para determinar o desempenho de um sistema de resfriamento por absorção/difusão usando como gerador de energia um coletor solar concentrador parabólico (CPC). O refrigerador foi carregado com ora com nitrato de lítio (LiNO_3) e ora com tiocianato de sódio (NaSCN) como solventes e amônia (NH_3) como soluto e fluido refrigerante. Os fluidos de transferência de calor entre o CPC e o trocador de calor no gerador de vapor foram glicerol-água ($\text{C}_3\text{H}_8\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$), etilenoglicol/água ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2/\text{H}_2\text{O}$) e propilenoglicol/água ($\text{C}_3\text{H}_8\text{O}_2/\text{H}_2\text{O}$). Para o estudo do sistema de refrigeração solar foi desenvolvido um modelo matemático e um simulador validado com resultados experimentais do CPC devidamente projetado. Os efeitos da concentração do fluido de transferência de calor

e da vazão mássica foram avaliados em função do COP do refrigerador. Além disso, o trabalho incluiu a avaliação da influência da radiação solar e da temperatura ambiente no COP. Os maiores valores do COP foram obtidos para os fluidos $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ usados no refrigerador e para os fluidos $\text{C}_3\text{H}_8\text{O}_3$ e H_2O usados no CPC do sistema.

Freeman *et al* (2017) estudaram o uso da refrigeração solar como apoio ao abastecimento de alimentos e vacinas em áreas sem eletrificação na Índia. O ciclo de refrigeração por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ foi escolhido como a melhor tecnologia para o estudo devido ao baixo custo de instalação, sem acionamento elétrico e de fácil manutenção. A ideia foi alimentar a bomba de bolhas do refrigerador usando um trocador de calor a gás, mas também usando óleo térmico quente produzido em um coletor solar. Os autores verificaram que, ao reduzir a pressão do sistema de 21 bar para 14 bar, houve um aumento de 17% no COP do refrigerador, bem como o tempo de inicialização do sistema foi reduzido de 58%. Os resultados foram usados para validar um modelo matemático do refrigerador solar, que, posteriormente, foi usado para determinar a pressão ideal do sistema e a configuração ideal do conjunto de coletores solares para operação de verão na localização de Chennai, na Índia.

Najjaran *et al* (2018) apresentaram os resultados de testes experimentais em um refrigerador por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ com capacidade de resfriamento nominal de 100 W, em diversas condições de operação, especificamente com o objetivo de adaptar o sistema para uso em aplicações de baixa temperatura. Primeiramente, a taxa de calor para o gerador de vapor do refrigerador foi fornecida em uma faixa de temperaturas entre 175-215 °C por meio de aquecedores elétricos. O sistema foi carregado a 22 bar e a concentração mássica de amônia da mistura do fluido de trabalho foi de 30%. O COP do sistema medido foi de 0,12-0,26. Posteriormente, o refrigerador foi alimentado em energia com coletores solares tubulares evacuados. Nessas condições, os testes experimentais revelaram que a pressão e a temperatura de condensação são fatores chave para o funcionamento adequado do refrigerador. Os autores constataram que o refrigerador solar deveria operar com uma pressão de 14-16,5 bar para as condições de verão em Chennai, na Índia. Descobriram também que, embora a saída de resfriamento aumentasse com a área do conjunto de coletores, a potência máxima de resfriamento por m^2 foi prevista para uma área de coletor de 0,5-1 m^2 .

Ozabaz (2018) realizou um estudo experimental para determinar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção/difusão a amônia/água/hidrogênio assistido por energia solar. Nos testes, o sistema operou em dois modos: com amônia no estado de líquido saturado (modelo de operação 1) e amônia no estado de líquido subresfriamento (modo de operação 2)

na saída do condensador. O circuito de geração de energia, constituído por um coletor solar cilíndrico parabólico e tubos do tipo termossifão, foi usado para gerar um escoamento bifásico de água pressurizada e fervente. Essa água, em circuito fechado, representa a fonte de calor da bomba de bolhas do refrigerador. Durante os experimentos, foram realizadas medições entre 06h00 e 16h00 das seguintes grandezas: energia solar incidente no sistema, temperatura ambiente, vazão, pressão e temperaturas da água no circuito de geração de energia e temperaturas e pressões dos fluidos em pontos importantes do circuito do refrigerador. Os valores registrados foram: 82,5W para a taxa de calor na bomba de bolhas, temperatura de evaporação da amônia de $-14,8^{\circ}\text{C}$ às 14h40 e de $-0,9^{\circ}\text{C}$ às 13h55, correspondendo a COP do refrigerador de 0,2362 e 0,2254 (modo de operação 1) e de 0,3677 e 0,3690 (modo de operação 2).

Schmid *et al* (2019) projetaram e construíram um chiller por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{He}$ acoplado a um coletor solar de placa plana. O sistema foi concebido para operar com óleo térmico aquecido no coletor solar e circulante em um trocador de calor a placas montado para fornecer energia para a bomba de bolhas do refrigerador. Testes experimentais revelaram que o sistema operou com uma capacidade de refrigeração de 226 W e 228 W. A eficiência global do processo, definida pela razão entre a capacidade de refrigeração e a taxa de energia solar incidente no sistema foi de 11,4%.

Mendes *et al* (2021) estudaram um frigobar comercial por absorção/difusão com resistor elétrico como fonte de calor da bomba de bolhas. O estudo visou adaptar o frigobar para armazenamento de vacinas em áreas sem eletrificação. Para isso, a proposta foi a substituição do resistor por um trocador de calor tubular, onde óleo térmico quente escoava no espaço anular entre o tubo e a parede externa da bomba de bolhas. Por sua vez, o óleo é aquecido em um coletor solar cilíndrico parabólico (Figura 2.2). A partir de testes experimentais e de alguns cálculos, os autores dimensionaram o trocador de calor: comprimento de 10 cm e diâmetro hidráulico de 4 mm. Também selecionaram o tipo de óleo e determinaram sua vazão e temperatura média no trocador de calor: *Therminol* VP1, 7,8 g/s e 207°C .

Mousavi *et al* (2022) realizaram simulações numéricas para propor um sistema de cogeração dotado de um coletor solar parabólico integrado a duas máquinas de refrigeração, uma delas operando no ciclo Rankine orgânico e a outra no ciclo de absorção/difusão a amônia/água/hidrogênio. O sistema foi destinado para uso em um edifício residencial em uma pequena aldeia do Irão. O sistema foi apoiado por material de mudança de fase e um banco de

baterias para resolver o problema da intermitência da energia solar. A análise mostrou que o aumento na fração molar de hidrogênio como gás inerte da máquina por absorção/difusão afetou positivamente o funcionamento do evaporador. Nessa máquina, foi obtida uma capacidade de refrigeração de 10,76 kW para um aporte de calor de 80,76 kW no gerador de vapor. Por sua vez, esse valor pode ser suprido pelo banco de baterias na ausência de energia solar durante a noite.

Bisulandu *et al* (2023) apresentaram um estudo teórico focado em dar uma visão geral da aplicação de energias limpas e/ou renováveis em sistemas de refrigeração por absorção/difusão. Os autores apontam essas máquinas como sendo muito promissoras para essa aplicação na medida em que permitem a utilização de vários recursos renováveis (solar, geotérmico, gases residuais, etc.). Uma parte do trabalho foi dedicada especificamente à alimentação de energia do refrigerador a partir de coletores solares de placas planas. O trabalho apresenta uma visão geral dos mecanismos térmicos relacionados à modelagem das fontes de energia do sistema e destaca as principais metodologias e técnicas utilizadas. Os autores estudaram e analisaram os desafios atuais e as direções futuras da tecnologia e, por fim, identificaram as lacunas nos modelos existentes para pesquisas futuras.

Çetiner (2024) investigou a aplicação da energia solar para alimentar um refrigerador por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$. Duas geladeiras pequenas e idênticas foram empregadas no estudo experimental. O objetivo foi avaliar o desempenho dos refrigeradores, um alimentado por eletricidade e outro por calor de um coletor solar parabólico. O óleo térmico que circula no sistema solar parabólico transfere calor para a bomba de bolhas do refrigerador. Vários parâmetros, como a vazão mássica, pressões e concentrações da solução aquosa de amônia e *COP* dos refrigeradores foram analisados meticulosamente. O *COP* do refrigerador elétrico foi de 0,398 e o do refrigerador solar foi de 0,380.

A Tabela 2.1 sumariza as pesquisas em máquinas de refrigeração e de climatização solar por absorção/difusão citadas nesta seção. Além dos autores/ano de cada publicação apresentados na primeira coluna da tabela, as outras colunas destacam os seguintes pontos: fluidos usados na máquina; aplicação principal do sistema; tipo de coletor solar acoplado à máquina; metodologia de abordagem do estudo: experimental (Exp) e modelagem matemática (Mod).

Tabela 2.1 - Cronologia de publicações sobre máquinas de refrigeração por absorção/difusão acopladas em coletores solares.

Autores	Fluidos	Aplicação	Tipo do coletor solar	Exp	Mod
Uppal <i>et al</i> (1986)	NH ₃ /H ₂ O Gás inerte não citado	Armazenagem de vacinas	Tubos de calor	✓	-
Jakob <i>et al</i> (2005)	NH ₃ /H ₂ O Gás inerte não citado	Chiller	Placas planas	✓	✓
Chaouachi e Gabsi (2007)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Refrigerador doméstico	Placas planas	-	✓
Abdulateef <i>et al</i> (2008)	NH ₃ /H ₂ O, NH ₃ /LiNO ₃ e NH ₃ /NaSCN Gás inerte não citado	Refrigeração	Placas planas	-	✓
Ezzine <i>et al</i> (2010)	R124/DMCA Gás inerte não citado	Climatização de ambientes	Não especificado	-	✓
Wang (2012)	LiNO ₃ /NH ₃ /He	Refrigeração	Não especificado	-	✓
Potgieter (2013)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Refrigeração	Não especificado	-	✓
Lingeswaran e Hemalatha (2014)	NH ₃ /H ₂ O/H _e	Refrigeração	Cilíndrico parabólico	✓	-
Acuña <i>et al</i> (2016)	NH ₃ /NaSCN Gás inerte não citado	Refrigeração	Concentrador parabólico	✓	-
Freeman <i>et al</i> (2017)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Refrigeração	Tubos de calor	✓	✓
Najjaran <i>et al</i> (2018)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Refrigeração	Tubos de calor	✓	-
Ozabaz (2018)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Refrigeração	Tubos de calor	✓	-
Schmid <i>et al</i> (2019)	NH ₃ /H ₂ O/He	Chiller	Placas planas	✓	-
Mendes <i>et al</i> (2021)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Armazenagem de vacinas	Cilíndrico parabólico	✓	✓
Mousavi <i>et al</i> (2022)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Climatização	Cilíndrico parabólico	-	✓
Bisulandu <i>et al</i> (2023)	NH ₃ /LiNO ₃ /He	Refrigeração	Concentrador parabólico	-	✓
Çetiner (2024)	NH ₃ /H ₂ O/H ₂	Refrigeração	Cilíndrico parabólico	✓	-

Fonte: Autor.

2.6. Fechamento

Uma descrição dos fundamentos físicos de sistemas de refrigeração por absorção/difusão e um estado da arte relativo desse sistema alimentado energia de coletores solares constituem os pontos essenciais deste capítulo. A partir desse estado da arte, foi possível identificar as seguintes lacunas sobre refrigeradores por absorção/difusão acoplados à coletores solares: (i) carência de mais trabalhos sobre esses sistemas; (ii) poucas aplicações voltadas para armazenamento de vacinas; (iii) ausência de trabalhos relativos ao controle da temperatura do compartimento refrigerado. No próximo capítulo, é apresentada a metodologia usada nesta pesquisa com vistas ao enfrentamento desses problemas.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Introdução

Este capítulo discorre sobre a metodologia usada na adaptação de um pequeno refrigerador elétrico por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ para armazenagem de vacinas em localidades sem eletrificação. Para isso, o resistor elétrico da bomba de bolhas do refrigerador foi substituído por um trocador de calor a óleo térmico. Para o melhor entendimento do capítulo, o texto acha-se dividido em três partes: caracterização do refrigerador elétrico; adaptação do refrigerador para operar com energia solar e constatação da sua operacionalidade; avaliação das incertezas das grandezas físicas envolvidas nos testes experimentais.

3.2 Refrigerador elétrico

3.2.1 Dados técnicos

A Figura 3.1 mostra o refrigerador escolhido para o desenvolvimento desta pesquisa. A Figura 3.2 mostra a placa do fabricante com alguns dados técnicos deste aparelho. Trata-se de um minibar da marca Dometic por absorção/difusão a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ dotado de um resistor elétrico como fonte de energia para a solução aquosa de amônia na bomba de bolhas do refrigerador. Outras informações técnicas necessárias para a abordagem do capítulo acham-se apresentadas em seções posteriores.



Figura 3.1 - Vistas de frente e de trás do minibar Dometic
Fonte: fotos do autor.



Figura 3.2 - Etiqueta mini bar Dometic.
Fonte: fotos do autor.

3.2.2 Fonte de energia

A fonte de energia do frigobar desta pesquisa é um resistor elétrico em forma de cartucho cilíndrico com um comprimento de 10 cm e um diâmetro de 8 mm, similar ao resistor mostrado na Figura 3.3. Fixado por duas braçadeiras na parede externa do tubo da bomba de bolhas do refrigerador, esse resistor apresenta uma potência elétrica máxima de 80 W quando alimentado por uma tensão de 220 V. O gerador de vapor, a bomba de bolhas e o resistor são envolvidos por um tubo bipartido de lã de vidro, que, por sua vez, é protegido pela capa de aço mostrada na Figura 3.1. Esse isolamento praticamente elimina as perdas de calor desse conjunto para o meio ambiente.



Figura 3.3 - Resistor elétrico de um mini bar Dometic.
Fonte: <https://lojadometic.com.br/>

Uma melhor caracterização da fonte de energia do mini bar foi levantada com a ajuda de cinco termopares: um termopar T1 fixado no resistor elétrico e três termopares T2, T3 e T4 fixados ao longo da tubulação externa da bomba de bolhas (1ª foto da Figura 3.4) e um termopar T5 para monitorar a temperatura interna do mini bar. Para instalação dos termopares externos, o isolamento do gerador de vapor e da bomba de bolhas foi removido. Após fixação dos sensores, o isolamento foi recolocado no lugar (2ª foto da Figura 3.4). Sobre os posicionamentos

dos termopares, o sensor T1 foi colocado na parede externa e no centro do resistor elétrico, ou seja, a 5 cm da sua base. O termopar T2 foi fixado no tubo do gerador externo da bomba de bolhas e na mesma altura do termopar T1, mas em uma posição diametralmente oposta. Os termopares T3 e T4 foram instalados na tubulação da bomba de bolhas em pontos um pouco mais elevados.



Figura 3.4 - Montagem para caracterização da fonte de energia do mini bar Dometic.
Fonte: fotos do autor.

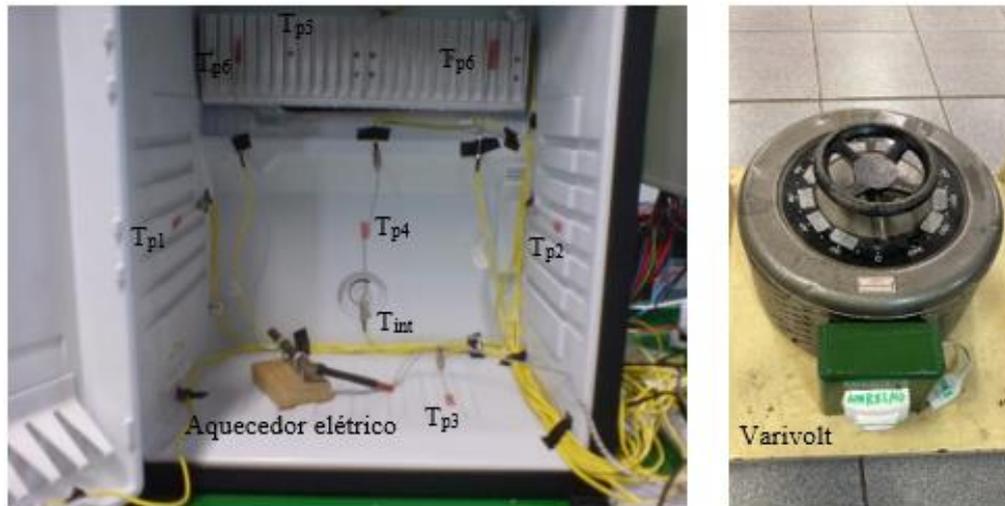
Após o mini bar ser ligado à rede elétrica, as temperaturas do resistor, da bomba de bolhas e do interior do mini bar foram registradas ao longo do tempo. Os resultados obtidos e as correspondentes discussões acham-se apresentados no próximo capítulo. Além de facilitar o entendimento da operação do mini bar, o conhecimento sobre essas temperaturas foi essencial para subsidiar o dimensionamento do trocador de calor da bomba de bolhas para a operação do sistema no modo solar.

3.2.3 Coeficiente de performance

Além das temperaturas, outra grandeza essencial para a caracterização do mini bar é o seu coeficiente de performance (COP): razão entre a taxa de calor absorvida no evaporador (\dot{Q}_{evap}) e a taxa de calor fornecida para a bomba de bolhas pelo resistor elétrico (\dot{Q}_{bb}). Para determinar experimentalmente essas taxas de calor, um aquecedor elétrico de potência 50 W/127 V foi usado para impor uma carga térmica interna de calor sensível dentro do aparelho. Ademais, há uma carga térmica do meio ambiente, que entra no refrigerador por condução através de suas paredes e que se transmite internamente por convecção e radiação.

Para estimar essa carga, vários termopares foram fixados nas paredes internas do mini bar e nas paredes do evaporador, além de um termopar registrando a temperatura do ar interno. Todos esses termopares foram conectados em canais excedentes do fieldlogger mencionado na subseção anterior.

A Figura 3.5 (1ª foto) mostra o aquecedor elétrico e os termopares e correspondentes temperaturas: T_{int} (temperatura do ar interno); T_{p1} a T_{p5} (temperaturas das laterais, piso, fundo e teto do refrigerador); T_{p6} (temperatura do evaporador). A segunda foto mostra o transformador elétrico (varivolt) usado para modular a taxa de calor gerada no aquecedor.



*O termopar T_{p5} (fixo no teto) não aparece na foto.

Figura 3.5 - Montagem para medições de temperaturas internas do mini bar Dometic.

Fonte: fotos do autor.

A metodologia para determinar o COP do mini bar foi baseada no trabalho de Alqaisy *et al* (2021), no qual os autores determinaram a carga térmica de um pequeno frigobar com base na montagem experimental esquematicamente mostrada na

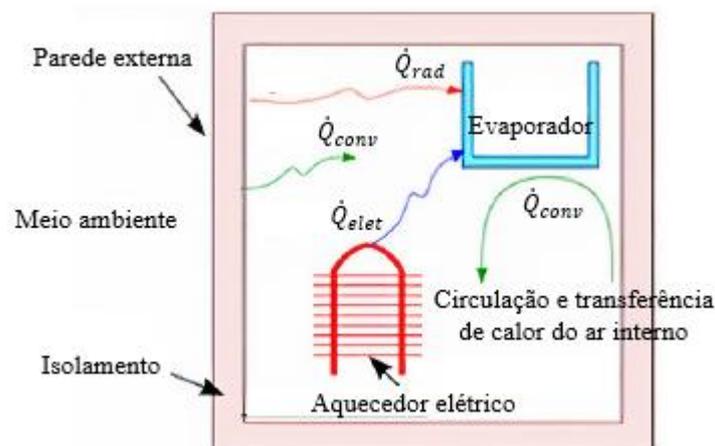


Figura 3.6. Nesse esquema, \dot{Q}_{elet} é a taxa de calor gerada por efeito Joule no aquecedor elétrico. O termo \dot{Q}_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção, que se manifesta de

duas formas: taxa das paredes internas do mini bar para o ar interno e taxa do ar interno para o evaporador. Por fim, \dot{Q}_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação entre as paredes internas e as paredes do evaporador. A soma desses termos é a taxa de calor absorvida pelo evaporador, conforme expresso pela Equação 3.1.

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{Q}_{ele} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad \text{Eq. 3.1}$$

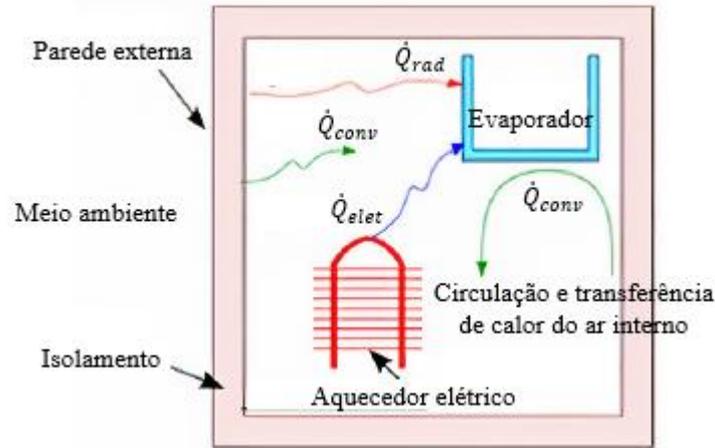


Figura 3.6 - Cargas térmicas do refrigerador
Fonte: Alqaisy *et al* (2021).

A taxa de transferência de calor por radiação foi calculada pela Equação 3.2 apresentada por Welty *et al* (2020):

$$\dot{Q}_{rad} = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{\sigma(T_p^4 - T_{evp}^4)}{\frac{1-\varepsilon_p}{S_p \varepsilon_p} + \frac{1}{S_p F_{p,evp}} + \frac{1-\varepsilon_{evp}}{S_{evp} \varepsilon_{evp}}} \right] \quad \text{Eq. 3.2}$$

Nessa equação, $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$ é a constante de Stefan-Boltzmann, S_p representa as superfícies internas do piso, laterais, fundo e teto do mini bar e S_{evp} é a superfície do evaporador. T_p e T_{evp} e ε_p e ε_e são as temperaturas absolutas e as emissividades das paredes e do evaporador, $F_{p,evp}$ são os fatores de forma entre as superfícies internas e o evaporador. As superfícies S_p e S_{evp} foram estimadas usando as dimensões mostradas nas

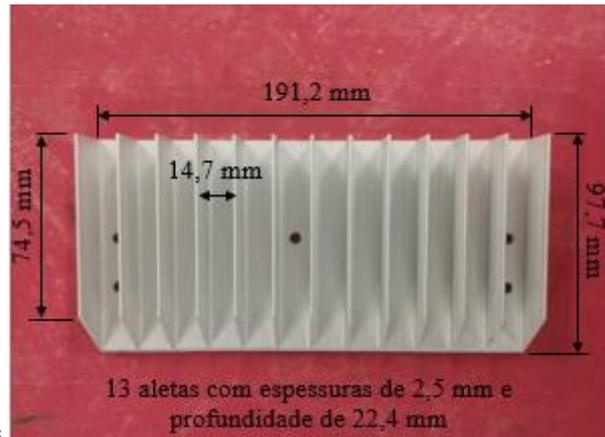


Figura 3.7 e

Figura 3.8. As temperaturas T_p e T_{evp} foram tomadas como sendo médias de valores medidos em diferentes pontos do mini bar. As emissividades ε_p e ε_{evp} foram obtidas a partir dos registros termográficos produzidos por técnicos do Centro do Termografia da UFMG (CEMTEC). Esses registros e essas emissividades acham-se apresentados no próximo capítulo. Por fim, os quatro fatores de forma $F_{p,evp}$ foram calculados usando o pacote *pyviewfactor* Python¹ (Apêndice C). Nesse caso, o evaporador foi tratado como uma placa plana vertical (sem as aletas). Os valores dos fatores de forma obtidos estão apresentados no próximo capítulo.

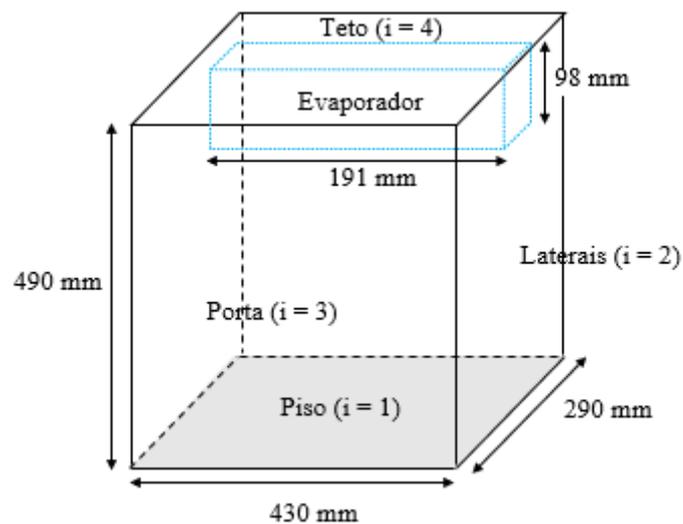


Figura 3.7 - Dimensões do mini bar Dometic
Fonte: Autor.

¹ Linguagem de programação gratuita e dotada com uma vasta e crescente biblioteca, o Python pode ser executado em diferentes plataformas e aplica-se a problemas de diversas áreas. A plataforma usada nesta dissertação acha-se no site: <https://colab.google/>

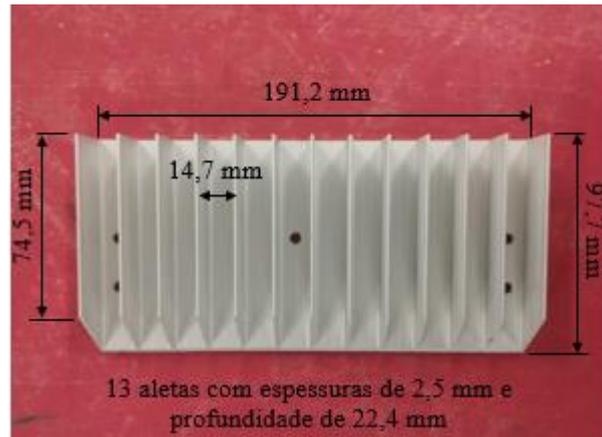


Figura 3.8 - Metade simétrica do evaporador e suas dimensões
Fonte: Autor.

Sobre as taxas de transferências de calor por convecção, essas foram calculadas pela clássica lei do resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{ar} S_p (T_p - T_{ar}) \quad \text{Eq. 3.3a}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_{ar} S_{evp} (T_{ar} - T_{evp}) \quad \text{Eq. 3.3b}$$

Nessas equações, h_{ar} é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural, S_p e T_p são a superfície e a temperatura das paredes internas do mini bar (já definidas antes) e T_{ar} é a temperatura do ar dentro do refrigerador. S_{evp} e T_{evp} são a superfície e a temperatura da parede do evaporador (já definidas antes) O coeficiente de transferência de calor convectivo foi determinado pela clássica expressão por meio da definição do Número de Nusselt (Eq. 3.4):

$$h_{ar} = \frac{Nu_{ar} K_{ar}}{L} \quad \text{Eq. 3.4}$$

Nessa equação, Nu_{ar} e K_{ar} são o número de Nusselt e a condutividade térmica do ar e L é um comprimento característico da superfície (para as laterais: L = altura da parede; para o piso e teto: L = razão entre a área e perímetro da superfície; para a superfície aletada do evaporador, o comprimento característico é o espaçamento entre as aletas Y). O número de Nusselt é um adimensional, cujo valor para convecção natural pode ser calculado em função do número de Rayleigh (Ra_{ar}). Esse é outro adimensional, cujo valor é dado pela clássica expressão (Eq. 3.5):

$$Ra_{ar} = \frac{g \beta_{ar} \Delta T_{ar} L^3}{\alpha_{ar} \nu_{ar}} \quad \text{Eq. 3.5}$$

Nessa equação, g é a aceleração da gravidade, ΔT_{ar} é a diferença entre as temperaturas da parede e o ar interno e β_{ar} , α_{ar} e ν_{ar} são o coeficiente de expansão térmica, a difusividade térmica e a viscosidade cinemática do ar. O número de Nusselt pode ser obtido por uma das correlações indicadas na Tabela 3.1. O número de Prandtl do ar (Pr_{ar}). Todas as outras propriedades do ar devem ser avaliadas na temperatura de filme (média aritmética entre a temperatura da parede e do ar).

Tabela 3.1 - Correlações para calcular o número de Nusselt para convecção natural.

Paredes	Faixas	Equação 3.6	Referência
Laterais	$Ra_{ar} < 10^9$	$Nu_{ar} = 0,68 + 0,67 Ra_{ar}^{1/4} \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ar}} \right)^{9/16} \right]$ (a)	Welty <i>et al</i> (2015)
	$Ra_{ar} > 10^9$	$Nu_{ar} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_{ar}^{1/16}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ar}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$ (b)	
Piso/Teto	$Ra_{ar} < 10^9$	<i>Piso:</i> $Nu_{ar} = 0,54 Ra_{ar}^{1/4}$ <i>Teto:</i> $Nu_{ar} = 0,27 Ra_{ar}^{1/4}$ (c)	
Aletas*	$Ra_{ar} < 10^9$	$Nu_{ar} = \left(\frac{576}{(Ra_s Y/L)^2} + \frac{2,873}{(Ra_s Y/L)^{0,5}} \right)^{-0,5}$ (d)	Çengel (2009)

*Na última expressão, Y/L é a razão o espaçamento entre as aletas e o comprimento delas.

Fonte: Autor.

Sobre as taxas de calor no resistor da bomba de bolhas e no aquecedor elétrico dentro do mini bar, ambas foram obtidas medindo-se diretamente a tensão e a corrente elétrica nesses dispositivos. Assim, de posse desses valores e calculando-se as taxas de calor por radiação por convecção pelas equações anteriormente discutidas, o COP do mini bar foi obtido para diferentes taxas de calor impostas no aquecedor elétrico. Um programa EES² foi escrito para ajudar nesses cálculos (Apêndice B). Os resultados e as correspondentes discussões acham-se no próximo capítulo.

3.3 Refrigerador solar

² EES (*Engineering Equation Solver*) é um programa da empresa *F-Chart Software* para resolver numérica e simultaneamente milhares de equações algébricas e diferenciais não lineares. O Programa é dotado de uma vasta biblioteca com propriedades termodinâmicas e de transporte de diversas substâncias compressíveis e incompressíveis. Maiores informações em: <https://fchartsoftware.com>

Para o mini bar operar com energia solar, o resistor da bomba de bolhas foi substituído por um trocador de calor a óleo térmico a ser aquecido com a ajuda de um coletor solar cilíndrico parabólico. A seguir, são apresentadas um modelo matemático do trocador de calor da bomba de bolhas, a perda de pressão do óleo nesse equipamento e a metodologia experimental usada para comprovar a operacionalidade do refrigerador operando com óleo térmico.

3.3.1 Modelo Matemático

O trocador de calor tubular mostrado na Figura 3.9a foi projetado e construído para substituir o resistor elétrico da bomba de bolhas. Nesse equipamento, a solução rica de $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ preenche o tubo interno da bomba de bolhas (escoamento ascendente) e a solução rica ocupa o espaço anular entre esse tubo e o tubo externo (escoamento descendente). O óleo ocupa o espaço anular entre o tubo envelope e o tubo externo da bomba de bolhas (escoamento descendente). Para garantir a demanda de energia do sistema, a vazão e a temperatura do óleo foram ajustadas com a ajuda de um modelo do trocador de calor. As variáveis de entrada e saída do modelo são mostradas na Figura 3.9b, incluindo os seguintes dados geométricos do sistema: comprimento $L = 10$ cm do trocador de calor (igual ao comprimento do resistor elétrico), diâmetro $d_{bb} = 15$ mm do tubo externo da bomba de bolhas e diâmetro $d_{env} = 20$ mm do tubo envelope. Esse último diâmetro foi escolhido com vistas a combinar uma boa troca de calor com uma menor perda de pressão do óleo no espaço anular do trocador de calor.

Além dos dados geométricos citados, as outras variáveis de entrada do modelo são a taxa de transferência de calor \dot{Q}_{bb} do óleo para a parede externa da bomba de bolhas, a temperatura T_{bb} dessa parede e a diferença ΔT_o entre a temperaturas T_{o1} de entrada e a temperatura T_{o2} de saída óleo no trocador de calor. O valor $\dot{Q}_{bb} = 80$ W foi tirado da placa do fabricante do mini bar. A temperatura $T_{bb} = 160^\circ\text{C}$ foi adotada com base nos testes experimentais (maiores detalhes sobre os resultados são apresentados no próximo capítulo). A diferença de temperatura ΔT_o foi fixada em 5°C para garantir uma distribuição de calor mais uniforme e similar ao fluxo de calor fornecido para a bomba de bolhas dotada com o resistor elétrico.

As variáveis de saída do modelo são a vazão mássica \dot{m}_o e as temperaturas de entrada T_{o1} e de saída T_{o2} do óleo, bem como a perda de pressão ΔP_o desse fluido no trocador de calor. O tipo de óleo também é uma saída do modelo. Diferentes óleos foram testados até encontrar um fluido que, na temperatura mais baixa possível, pudesse transferir calor a uma taxa de 80 W

para o sistema. Também foi importante verificar se o óleo selecionado permaneceria líquido sob as condições de operação do sistema. Por isso, outra variável de saída do modelo é a pressão de saturação P_{vap} do óleo na temperatura mais alta do óleo, isto é, na temperatura T_{o1} .

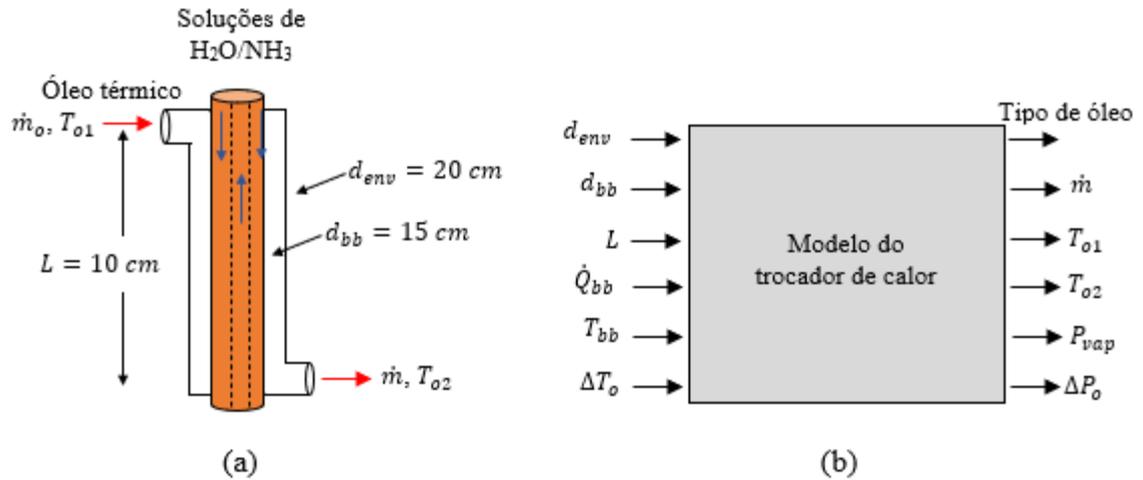


Figura 3.9 - (a) Esquema do trocador de calor. (b) Variáveis de entrada e de saída do modelo do trocador de calor.

Fonte: Autor

Sobre as equações do modelo, a taxa de transferência de calor \dot{Q}_{bb} no trocador de calor pode ser calculada a partir das Equações 3.7 e 3.8. Na primeira equação, \dot{m}_o e C_{po} são a vazão mássica (já definida antes) e o calor específico do óleo e T_{o1} e T_{o2} são as temperaturas de entrada e de saída do óleo no trocador de calor (também já definidas antes). Na segunda equação, h_o é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o óleo e a parede do gerador de vapor. Ainda na segunda equação, o primeiro termo entre parênteses representa a superfície de troca de calor, e que é função do diâmetro d_{bb} e do comprimento L do trocador de calor (já definidos antes). No segundo termo entre parênteses, T_o é a temperatura média do óleo (média aritmética entre as temperaturas de entrada T_{o1} e de saída T_{o2} do óleo no trocador de calor) e T_{bb} é a temperatura da parede da bomba de bolhas (já definida antes).

$$\dot{Q}_{bb} = \dot{m}_o C_{po} (T_{o1} - T_{o2}) \quad \text{Eq. 3.7}$$

$$\dot{Q}_{bb} = h_o (\pi d_{bb} L_{tc}) (T_o - T_{bb}) \quad \text{Eq. 3.8}$$

Além dos balanços de energia apresentados anteriormente (Equações 3.7 e 3.8), as Equações 3.9 e 3.10 são as outras duas equações do modelo (conceitos e termos já definidos antes). O modelo matemático do trocador de calor é formado pelas Equações de 3.7 a 3.10. Essas equações representam um sistema de quatro equações e quatro incógnitas: vazão mássica

\dot{m}_o , temperatura T_{o1} de entrada, temperatura T_{o2} de saída e temperatura média T_o do óleo no trocador de calor (variáveis de saída do modelo). Sobre o calor específico C_{po} e o coeficiente de transferência de calor h_o que aparecem nas Equações 3.7 e 3.8, ambos não são incógnitas diretas do sistema de equações (variáveis de saída do modelo) porque esses termos são, de fato, funções da temperatura do óleo (incógnita direta do sistema). A propósito, a seguir, é apresentada a rotina de cálculo do referido coeficiente de transferência de calor.

$$\Delta T_o = T_{o1} - T_{o2} \quad \text{Eq. 3.9}$$

$$T_o = \frac{T_{o1} + T_{o2}}{2} \quad \text{Eq. 3.10}$$

Em razão da elevada viscosidade e da baixa vazão de óleo (essa última decorre da baixa taxa de transferência de calor no trocador de calor), o número de Reynolds associado ao fluxo de óleo é da ordem de 10^2 , de modo que o escoamento é laminar. Além disso, a secção transversal do espaço anular do trocador de calor é relativamente grande para evitar o bloqueio de óleo. Por conseguinte, o efeito da convecção forçada no processo de transferência de calor é insignificante. Por isso, o modelo de trocador de calor foi desenvolvido considerando que a transferência de calor entre o óleo e a parede da bomba de bolhas ocorre exclusivamente por convecção livre. Ante ao exposto, o coeficiente h_o foi calculado com base na Equação 3.11 (Welty *et al* (2020)).

$$h_o = \frac{K_o}{L} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/16}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_o} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Eq. 3.11}$$

Na primeira equação, L é o comprimento do trocador de calor (tratado como uma parede vertical), K_o é a condutividade térmica do óleo, Ra_o é o número de Rayleigh e Pr_o é o número de Prandtl do óleo.

3.3.2 Perda de pressão

A perda de pressão do óleo ao longo do circuito de consumo de energia também foi estimada. A Figura 2.2 (Capítulo 2) mostra esse circuito, composto pelos seguintes elementos:

trocador de calor da bomba de bolhas, reservatório de óleo, bomba de engrenagens e tubulações de conexão.

A perda de pressão ΔP_{rt} do óleo ao longo dos trechos retilíneos (tubulações e trocador de calor) foi estimada pela Equação 3.12, enquanto a Equação 3.13 foi usado para estimar a perda de pressão ΔP_{ext} nas extremidades (entradas e saídas) do reservatório de óleo e do trocador de calor. Na primeira equação, f é o fator de atrito para um fluxo laminar, dado pela razão entre 64 e o número de Reynolds do óleo, L e d são os comprimentos e diâmetros das tubulações e do trocador de calor e G_o e ρ_o são a velocidade mássica (razão entre a vazão mássica e a área da seção de passagem) e a massa específica do óleo. Na equação segunda equação, K_{ent} é um coeficiente associado à perda de pressão em uma expansão repentina (por exemplo, entrada do reservatório de óleo) ou em uma contração (por exemplo, saída do reservatório) e V_o é a velocidade média do óleo na seção transversal do tubo à montante da expansão ou à jusante da contração. Embora o fator K_{ent} varie de 0 a 1, dependendo da razão entre as áreas das seções transversais envolvidas nas transições, o valor 1 foi adotado visando uma análise mais conservadora do problema. Tabelas e gráficos com valores específicos do fator K_{ent} são fornecidos por Pritchard (2011). As equações de perda de pressão do óleo foram incorporadas no programa EES do modelo do trocador de calor. No próximo capítulo, os resultados obtidos acham-se apresentados, discutidos e explorados.

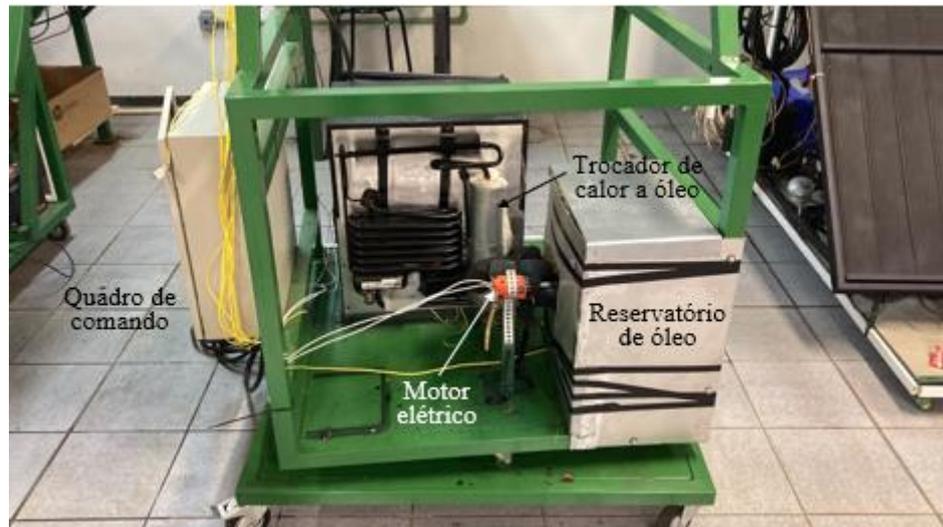
$$\Delta P_{rt} = f \frac{L}{d} \frac{G_o^2}{2\rho_o} \quad \text{Eq. 3.12}$$

$$\Delta P_{ext} = K_{ent} \frac{V_o^2}{2} \quad \text{Eq. 3.13}$$

3.3.3 Operacionalidade do sistema

A Figura 3.10 mostra o circuito hidráulico que foi montado para testar a operacionalidade do mini bar usando o trocador de calor a óleo quente como fonte de energia. Depois de projetado com base na modelagem descrita anteriormente, o trocador de calor foi instalado em torno da bomba de bolhas do refrigerador. Além do trocador de calor, o circuito hidráulico contém os seguintes outros elementos ligados em série: bomba de engrenagem, reservatório de óleo e tubulações de ligações. Os componentes periféricos são os seguintes: um resistor elétrico imerso no reservatório de óleo e alimentado pela tensão de 127 V da rede elétrica do laboratório; uma parafusadeira elétrica; uma bomba de engrenagem acionada pela parafusadeira; uma fonte

de tensão para alimentar o motor da parafusadeira. Quatro termopares foram ligados a um fieldlogger para medir as temperaturas do óleo na entrada (T_{o1}) e saída (T_{o2}) do trocador de calor, a temperatura do óleo no reservatório (T_{o3}) e a temperatura do ar interno do mini bar (T_{int}). O fieldlogger também foi usado para controlar a temperatura do óleo no reservatório por meio de ajustes na tensão elétrica de alimentação do resistor elétrico.



A

Figura 3.11 mostra uma foto do aparato experimental com os componentes básicos do circuito de óleo. Nessa foto, não é possível visualizar o resistor elétrico e a bomba de engrenagem porque ambos estão ocultos dentro do reservatório de óleo. A fonte de tensão e o fieldlogger não aparecem na imagem porque a fonte não estava ligada na montagem quando a foto foi produzida e o fieldlogger está oculto dentro do quadro de comando do sistema.

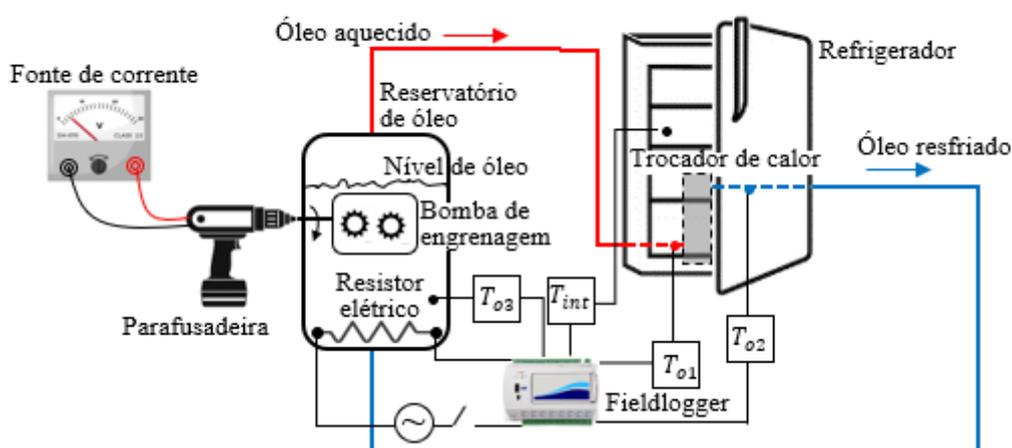


Figura 3.10 - Circuito de óleo e fornecimento de energia para o refrigerador.
Fonte: Autor.

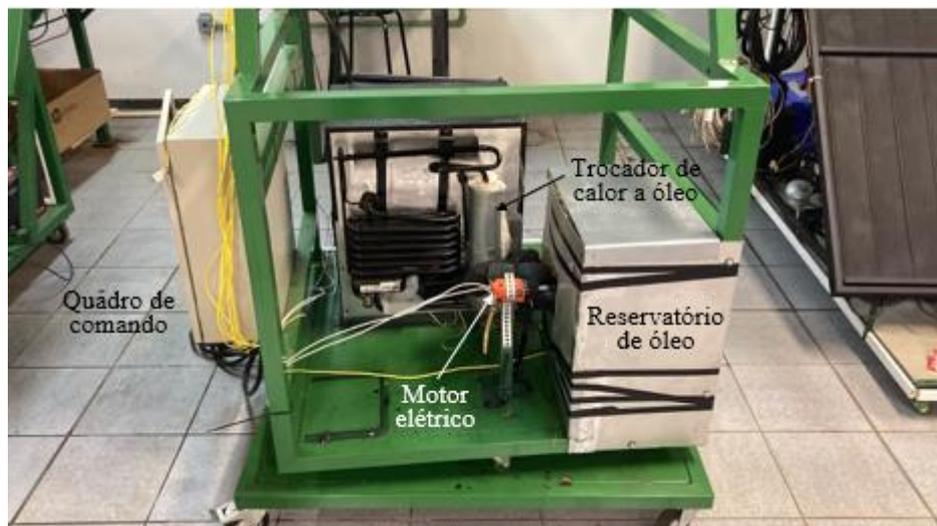


Figura 3.11 - Foto do circuito de óleo do refrigerador.

Fonte: Autor.

Nos testes de operacionalidade do sistema, a temperatura do óleo na entrada do trocador de calor foi ajustada com base nos níveis de temperaturas obtidos experimentalmente no resistor elétrico da bomba de bolhas e na parede desse componente (operação padrão do mini bar). Por sua vez, a vazão e a temperatura de saída do óleo no trocador de calor foram ajustadas a partir de resultados gerados com a ajuda do modelo do trocador de calor. Sobre a medição da vazão, essa não obtida com precisão, pois o circuito de óleo não foi instrumentado com um medidor para operação a quente (óleo em torno de 200°C). Não obstante, essa vazão foi estimada a partir de medições conduzidas para escoamentos a frio. Nessas circunstâncias, a vazão de óleo foi determinada registrando-se a tensão de alimentação da bomba de engrenagem, o volume de óleo coletado em um pequeno béquer e o tempo gasto nessa coleta. Por fim, testes para escoamentos a quente do óleo foram realizados para demonstrar a operacionalidade do mini bar com o trocador de calor a óleo (operação alternativa do refrigerador). Os correspondentes resultados acham-se apresentados no próximo capítulo.

Sobre o óleo térmico, foi usado o *PolyTherm 300s* do fabricante PolyChem. Trata-se de um fluido térmico sintético para sistemas fechados, de aquecimento indireto, indicado para operar no estado líquido à pressão atmosférica e na faixa de temperatura entre -25°C e 300°C.

3.4 Incertezas

3.4.1 Incertezas das medições

Os termopares usados nos testes experimentais foram do tipo T, encapsulados e bainhas de 10 cm por 1,5 mm. Todos os pares termopar/fieldlogger foram calibrados nos laboratórios do CEMTEC, resultando uma incerteza de $\pm 0,5^\circ\text{C}$ para cada termopar. Sobre as medições das

tensões e correntes elétricas, essas foram registradas em um fieldlogger e com a ajuda de um resistor de *shunt* divisor de tensão e de um resistor de precisão para converter uma corrente em tensão elétrica. As incertezas das tensões e correntes foram consideradas iguais a $\pm 3\%$ dos valores medidos em razão das incertezas apenas das resistências dos referidos resistores elétricos.

3.4.2 Incertezas dos cálculos

Para avaliar o desempenho energético do mini bar, várias grandezas foram calculadas a partir de medições diretas de outras grandezas. No caso das áreas das superfícies de troca de calor (por exemplo: lateral do mini bar), a maior incerteza não se deveu às medições das dimensões lineares (por exemplo: base e altura da lateral), mas à planicidade imperfeita dessas superfícies (por exemplo: irregularidades das superfícies e aletas do evaporador (Figura 3.12)). De fato, essas irregularidades afetam os cálculos das áreas, como também dos correspondentes fatores de formas. Para levar em conta esses efeitos, foram adotadas incertezas de $\pm 3\%$ para as áreas e fatores de forma.



Figura 3.12 - Irregularidades na lateral e piso do mini bar.

Fonte: Autor.

Sobre o cálculo das incertezas das grandezas envolvidas na determinação do desempenho energético do mini bar (\dot{Q}_{rad} , \dot{Q}_{conv} , COP , etc), foi usada a Equação 3.14.

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2} \quad \text{Eq. 3.14}$$

Nessa expressão, y é variável dependente, isto é, a grandeza a ser calculada (por exemplo: \dot{Q}_{rad} ; \dot{Q}_{conv} ; COP ; etc...) e x_1, x_2, \dots, x_n são as independentes (por exemplo,

temperaturas, tensões elétricas, etc). O termo Δy é a incerteza a ser calculada da variável dependente e os termos $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ são as incertezas das medições diretas das variáveis independentes. Essas últimas incertezas foram definidas na subseção anterior.

3.5 Fechamento

Este capítulo contém os fundamentos de base para a realização dos testes experimentais e do modelo do mini bar a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ por absorção/difusão. No próximo capítulo, são apresentados os resultados obtidos com esses testes e com as simulações computacionais, bem como as respectivas discussões e análises.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Introdução

Este capítulo explora os resultados experimentais e teóricos referentes ao mini bar por absorção/adsorção pesquisado neste trabalho de mestrado. Para isso, o capítulo acha-se dividido em duas partes básicas: testes experimentais do refrigerador operando no modo elétrico; refrigerador operando com óleo térmico, com destaques para o modelo do trocador de calor e para a operacionalidade do sistema.

4.2 Refrigerador elétrico

4.2.1 Evoluções de temperaturas

A Figura 4.1 mostra as evoluções de temperaturas do minibar. Os termopares T1 e T2 fornecem, nessa ordem, as temperaturas do resistor elétrico e da parede da bomba de bolhas em uma posição diametralmente oposta à posição central do resistor. Os termopares T3 e T4 fornecem as temperaturas na parede da bomba de bolhas um pouco acima do topo do resistor elétrico. A quinta medição é a temperatura do ar dentro do refrigerador. A Figura 4.1a mostra as evoluções dessas temperaturas nos primeiros 30 minutos de operação do minibar, e a Figura 4.1b, de 30 a 400 minutos.

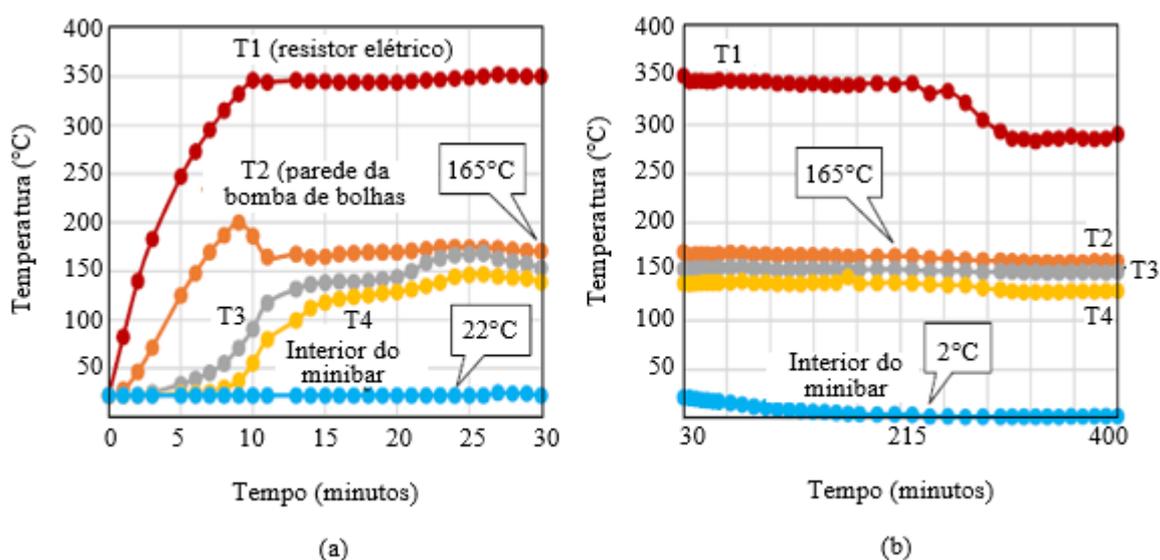


Figura 4.1 - Evoluções das temperaturas do resistor elétrico (T1), da parede da bomba de bolhas (T2, T3 e T4) e do ar dentro do refrigerador.

Fonte: Autor

A Figura 4.1 mostra que temperatura da parede da bomba de bolhas permaneceu em torno de 165°C durante a operação do refrigerador em regime permanente, conforme apresentado abaixo. Esse valor é consistente, considerando os dados do fabricante do minibar: pressão de operação de 35 bar e massas de amônia e água iguais a 100 g e 180 g,

respectivamente, implicando uma concentração global de amônia de 36%. Sob essa pressão, e de acordo com propriedades termodinâmicas geradas no EES, uma solução pobre de amônia/água com concentração de 30% apresenta temperatura de equilíbrio próxima de 160°C. Portanto, a temperatura da parede externa do gerador um pouco acima de 160°C permite a transferência de calor dessa parede para a solução pobre no espaço externo anular dentro da bomba de bolhas. Apesar da pequena diferença de temperatura entre a parede e a solução, uma taxa de transferência de calor de 80 W é garantida pelo o alto coeficiente convectivo interno resultante da ebulição da amônia e da água.

Após ligar o resistor elétrico, a exceção da temperatura do ar dentro do minibar, as demais temperaturas mudaram rapidamente, aumentando de valores durante os primeiros 30 minutos de operação do refrigerador, quando as leituras dos termopares T1, T2, T3 e T4 estabilizaram-se, aproximadamente, em 350°C, 165°C, 150°C e 140°C, respectivamente. Somente a partir desse momento, a temperatura do ar dentro do refrigerador começou a mudar, diminuindo de 22°C para 2°C no instante 250 minutos. Até aquele momento, os valores das demais temperaturas permaneceram quase que inalterados. Após isso, o resistor elétrico foi automaticamente desligado pela ação do termostato interno do refrigerador, provocando, por conseguinte, a queda na temperatura indicada pelo termopar T1, seguida por pequenas reduções nas temperaturas indicadas pelos termopares T2, T3 e T4, bem como por um pequeno aumento da temperatura do ar dentro do minibar. Por volta de 400 minutos, o resistor elétrico foi automaticamente religado. A partir de então, embora não mostrado na Figura 4, os termopares instalados na parede da bomba de bolhas indicaram discretas variações de temperaturas quando o resistor era desligado ou religado. Em outras palavras, não obstante o longo período de tempo para o minibar iniciar a produção de frio em seu interior (30 minutos), o aparelho apresentou, na sequência, uma operação muito estável. Haja vista que, após essa estabilização, a temperatura do ar no interior do refrigerador manteve-se praticamente constante, em torno de 2°C, a despeito de o resistor elétrico ser ligado ou desligado. O mesmo comportamento foi percebido para as temperaturas na parede da bomba de bolhas.

4.2.2 Coeficiente de performance

As Tabela 4.1 e Tabela 4.2 apresentam grandezas e suas incertezas de testes experimentais conduzidos para a determinação do coeficiente de performance (*COP*) do mini bar. Na primeira tabela são listadas medições das seguintes temperaturas: temperatura do ar no interior do mini bar (T_{int}); temperaturas nas laterais (T_{p1} e T_{p2}), fundo (T_{p3}), piso (T_{p4}) e teto

(T_{p5}) do mini bar; temperatura na parede do evaporador (T_{p6}). Na segunda tabela, a última coluna apresenta o valor do COP calculado pela Equação 2.2, enquanto as primeiras colunas apresentam as seguintes taxas de transferências de calor: taxa fornecida à bomba de bolhas (\dot{Q}_{bb} fornecida pelo resistor elétrico); taxa fornecida como carga térmica ao mini bar (\dot{Q}_{elet} fornecida pelo aquecedor elétrico); taxa por convecção e radiação (\dot{Q}_{con} e \dot{Q}_{rad} são cargas térmicas adicionais). Sobre a taxa \dot{Q}_{elet} , ao ser imposto um valor igual ou maior do que 4 W, a temperatura interna do refrigerador atingiu valores muito altos. Por isso, foram realizados apenas três testes, sendo a referida taxa limitada ao valor de 3,8 W (Teste 3).

Tabela 4.1 – Medições dos testes de determinação do COP do refrigerador elétrico.

Parte 1

Teste	T_{int} (°C)	T_{p1} (°C)	T_{p2} (°C)	T_{p3} (°C)	T_{p4} (°C)	T_{p5} (°C)	T_{p6} (°C)
1	$6,5 \pm 0,5$	$9,1 \pm 0,5$	$8,5 \pm 0,5$	$9,8 \pm 0,5$	$7,1 \pm 0,5$	$9,4 \pm 0,5$	$-1,9 \pm 0,5$
2	$7,4 \pm 0,5$	$10,5 \pm 0,5$	$11,0 \pm 0,5$	$11,5 \pm 0,5$	$8,8 \pm 0,5$	$10,9 \pm 0,5$	$-0,5 \pm 0,5$
2	$10,9 \pm 0,5$	$12,3 \pm 0,5$	$12,3 \pm 0,5$	$13,0 \pm 0,5$	$11,4 \pm 0,5$	$11,8 \pm 0,5$	$0,3 \pm 0,5$

Fonte: Autor.

Parte 2

Tabela 4.2 – Resultados dos testes do COP do refrigerador elétrico

Teste	\dot{Q}_{bb} (W)	\dot{Q}_{elet} (W)	\dot{Q}_{con} (W)	\dot{Q}_{rad} (W)	COP
1	$80,5 \pm 3,4$	$0,20 \pm 0,01$	$9,30 \pm 1,00$	$1,77 \pm 0,07$	$0,14 \pm 0,01$
2	$79,2 \pm 3,4$	$1,60 \pm 0,05$	$11,33 \pm 1,17$	$1,87 \pm 0,07$	$0,18 \pm 0,02$
3	$80,5 \pm 3,4$	$3,80 \pm 0,09$	$9,14 \pm 0,85$	$2,01 \pm 0,08$	$0,19 \pm 0,01$

Fonte: Autor.

Nestas tabelas, cada grandeza acha-se acompanhada pela respectiva incerteza. Os valores da grandeza e da sua incerteza são apresentados nas correspondentes colunas da esquerda e direita, respetivamente. Todas as temperaturas foram medidas diretamente, de modo que as suas incertezas decorreram da incerteza do instrumento usado na medição (termopar/fieldlogger). As taxas \dot{Q}_{bb} e \dot{Q}_{elet} foram calculadas a partir das medições de tensões e correntes elétrica e, por conseguinte, as suas incertezas decorreram das incertezas desses sinais elétricos e das incertezas expandidas dos cálculos. As taxas \dot{Q}_{con} e \dot{Q}_{rad} foram calculadas a partir de equações apresentadas no Capítulo 3. Essas Equações foram alimentadas com valores de temperaturas das superfícies de troca de calor e com as respectivas áreas dessas superfícies. A Equação 3.3 foi também alimentada com valores do coeficiente de transferência de calor por convecção livre, fornecidos por correlações específicas (Equações 3.6a-3.6d). A Equação 3.2 foi também alimentada com os valores das emissividades das paredes internas do mini bar e da parede do evaporador: $\varepsilon_p = 0,9 \pm 3\%$ e $\varepsilon_{evp} = 0,8 \pm 3\%$. Esses valores foram determinados com apoio do CEMTEC e a partir do registro termográfico mostrado na Figura 4.2. Por fim, a

Equação 3.2 foi ainda alimentada com os fatores de forma apresentados na Tabela 4.3, cujos valores foram calculados a partir de um programa escrito em Python (Apêndice C).

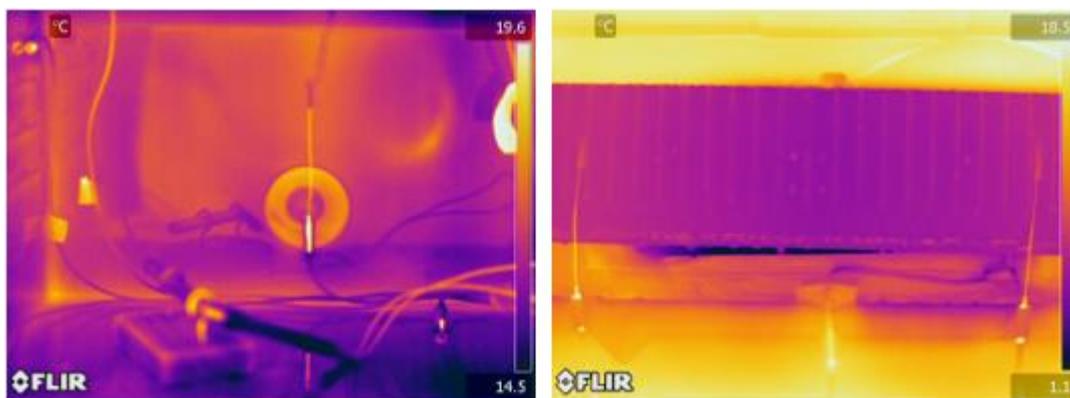


Figura 4.2 - Registros termográficos para determinação das emissividades das paredes internas do mini bar e das paredes do evaporador.

Fonte: CEMTEC - UFMG.

Tabela 4.3 - Fatores de forma das superfícies internas para o evaporador do mini bar.

Superfícies	Fator de forma	Áreas (m ²)
Piso	0,011 ± 3%	0,1247
Laterais	0,037 ± 3%	0,1421
Teto	0,111 ± 3%	0,1247
Porta	0,052 ± 3%	0,2107

Fonte: Autor.

Sobre as três fontes de carga térmica do refrigerador, segundo os valores apresentados na Tabela 4.2, a maior parcela derivou da taxa de transferência de calor por convecção, essa representando 61% da carga térmica total para o caso em que a carga do aquecedor elétrico foi máxima (Teste 3). Nesse caso, a carga térmica do aquecedor elétrico veio em segundo lugar (25% da carga total) e a carga de radiação térmica na posição final (14% da carga total). Ante a tais números, conclui-se que a carga convectiva representa um desafio para a proposta deste trabalho: armazenagem de vacinas no mini bar assistido por energia solar. A ideia é levar o mini bar para regiões remotas do Brasil, sem eletrificação e de clima mais quente. Nessas circunstâncias, os ganhos de carga térmica por convecção e radiação tendem a ser ainda mais expressivos do que aqueles apresentados na Tabela 4.2, uma vez que esses experimentos foram realizados com o refrigerador dentro do laboratório. Exposto ao sol e a ventos, haverá um aumento da taxa de transferência de calor do meio ambiente para o interior do refrigerador. Uma forma de combater essa carga térmica seria recobrir a porta e as paredes externa do refrigerador com uma manta térmica. A parte de trás não pode ser recoberta com essa manta

porque, nesta região, há três componentes do refrigerador (absorvedor, retificador e condensador) que transferem calor para o meio ambiente. De fato, uma pequena parcela dessa energia adentra o refrigerador, implicando uma temperatura interna maior na parede do fundo do refrigerador do que nas outras paredes (Tabela 4.1: T_{p5} é a maior do que as temperaturas nas outras paredes).

Sobre o coeficiente de performance do mini bar na última coluna da Tabela 4.2, os valores são baixos. Além de isso já ser esperado para um refrigerador por absorção/adsorção, os valores são da mesma ordem de grandeza daqueles divulgados por outros pesquisadores (exceção para o trabalho de Çetiner, 2024). A título de comparação, a Tabela 4.4 apresenta o valor médio do *COP* do mini bar usado na presente pesquisa e os coeficientes médios apresentados em outros trabalhos apresentados na literatura. A baixa performance energética do mini bar é outro desafio do uso do mini bar solar para armazenamento de vacinas. Isso reforça a ideia de recobrir as partes externas do refrigerador com uma manta térmica para inibir os ganhos de calor por convecção e radiação provenientes do meio ambiente.

Tabela 4.4 - Coeficientes de performance de refrigeradores por absorção/adsorção.

Trabalhos	Capacidade de refrigeração (W)	<i>COP</i>
Presente trabalho	16	0,14-0,19
Uppal, Norton e Probert (1986)	21	0,22
Jakob <i>et al</i> (2005)	2.500	0,5
Chaouachi e Gabsi (2007)	300	0,14
Wang (2012)*	1.900	0,16
Potgieter (2013)	231	0,4
Najjaran <i>et al</i> (2018)	100	0,12-0,26
Ozabaz (2018)	20-30	0,23-0,37
Schmid <i>et al</i> (2019)	226	0,11
Mousavi <i>et al</i> (2022)	11.000	0,13
Çetiner (2024)	Pequena geladeira	0.398

*Fluidos do trabalho de Wang: $\text{LiNO}_3/\text{NH}_3/\text{He}$. Demais trabalhos: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$.

Fonte: Autor.

4.3 Refrigerador a óleo térmico

4.3.1 Dimensionamento do trocador de calor

O modelo do trocador de calor a óleo térmico foi usado basicamente para auxiliar o projeto desse componente, sendo essa etapa constituída pelo dimensionamento desse componente e pela seleção do óleo térmico. Um código no EES para auxiliar o cálculo encontra-se no Apêndice A. Após ser projetado, o trocador de calor foi construído e testado como fonte de energia do mini bar em substituição ao resistor elétrico da bomba de bolhas. Sobre

o dimensionamento do trocador de calor, apenas o diâmetro interno e o comprimento do espaço anular estavam definidos: 15 mm (diâmetro da parede externa da bomba de bolhas) e 10 cm (comprimento do resistor elétrico). Por outro lado, o diâmetro interno do tubo envelope de 15 mm foi escolhido com base em resultados gerados pelo modelo do trocador de calor.

Sobre a seleção do óleo térmico do trocador de calor, sete fluidos do banco de dados EES foram testados: *Therminol* 55, 59, 66, 72, LT, VP1 e XP. A Tabela 4.5 apresenta as propriedades físicas desses óleos à temperatura de 200°C: massa específica (ρ_o), viscosidade dinâmica (μ_o), calor específico ($C_{p,o}$), condutividade térmica (K_o), número de Prandtl (Pr_o), coeficiente de expansão térmica (β_o) e pressão de vapor ($P_{vap,o}$).

Por outro lado, a Figura 4.3 mostra a variação dos números de Reynolds desses óleos em função do diâmetro do envelope do tubo. Todas as curvas mostradas na figura obtidas para uma vazão mássica de óleo calculada pela Equação 3.7, e considerando uma taxa de transferência de calor na bomba de bolhas de 80 W (dado pelo fabricante do mini bar) e uma diferença de temperatura do óleo através do trocador de calor fixada em 5°C para todos os sete óleos. As propriedades físicas dos óleos (viscosidade e calor específico) foram consideradas para a temperatura de 200°C.

Tabela 4.5 - Propriedades físicas a 200°C de óleos térmicos do banco de dados do EES.

Propriedades físicas	Therminol						
	55	59	66	72	LT	VP1	XP
ρ_o (kg/m ³)	748	839	885	916	706	913	761
μ_o (10 ⁻⁵ N.s/m ²)	74,7	47,6	85,9	49	19,1	39,5	83,9
$C_{p,o}$ [kJ/(kg.°C)]	2,55	2,28	2,20	2,04	2,45	2,05	2,60
K_o [kW/(m.°C)]	107	104	106	118	88,6	114	113
Pr_o	17,7	10,4	17,9	8,47	5,28	7,10	19,3
β_o (10 ⁻⁴ °C ⁻¹)	9,73	9,75	8,22	9,83	14,2	9,87	9,56
$P_{vap,o}$ (kPa)	2,21	13,4	2,28	31,9	167	24,0	1,76

Fonte: Autor.

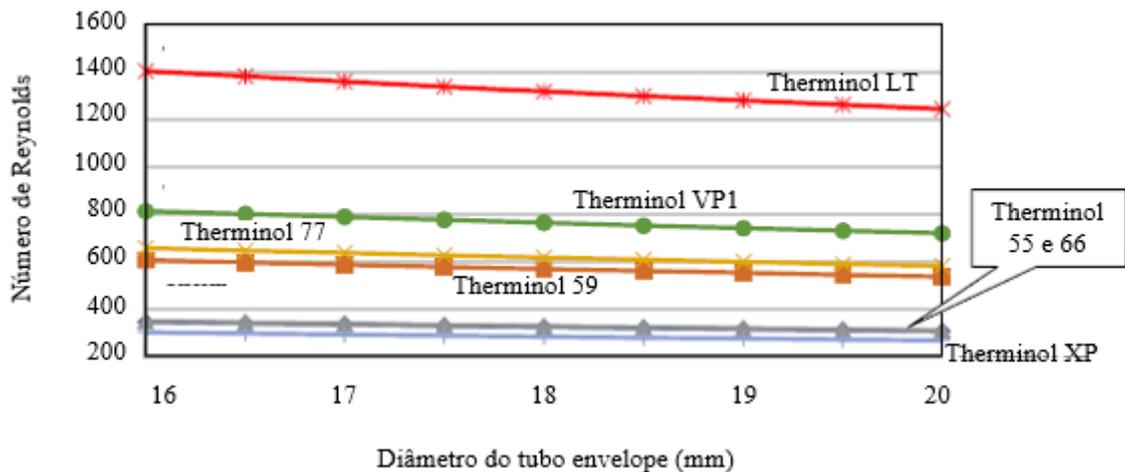


Figura 4.3 - Número de Reynolds em função do diâmetro do tubo envelope do trocador de calor
Fonte: Autor.

Da análise da Figura 4.3, observa-se que todos os óleos apresentam baixo valor do número de Reynolds, de modo que o efeito da convecção forçada na transferência de calor do óleo para a parede do gerador de vapor não é significativo. Além disso, a partir desta figura, conclui-se também que o efeito do diâmetro do tubo envelope no número de Reynolds é pequeno. Somente um valor deste diâmetro ligeiramente maior do que 10 mm (diâmetro da bomba de bolhas) poderia proporcionar um número de Reynolds suficientemente alto para produzir uma troca de calor por convecção forçada significativa. No entanto, a área da seção transversal do trocador de calor seria muito pequena, implicando bloqueio no fluxo de óleo. Assim, o diâmetro do tubo envelope do trocador de calor foi fixado em 15 mm para as simulações com o modelo apresentadas a seguir.

4.3.2 Seleção do óleo térmico

O modelo matemático também foi usado para ajudar na seleção do óleo térmico do trocador de calor. A melhor escolha deve contemplar um fluido com um maior coeficiente de transferência de calor, portanto um fluido que proporcione uma menor temperatura de operação do óleo no circuito de consumo de energia (trocador de calor, bomba de óleo e reservatório de óleo). Ademais, também é importante que o circuito de geração de energia (tubo focal do coletor solar e reservatório de óleo) opere com menores temperatura, sob o risco de o óleo quente armazenado no reservatório perder calor para o meio ambiente a taxas muito elevadas. Isso exigiria um coletor solar com tubo evacuado e um reservatório de óleo com isolamento de grande espessura. Nessas circunstâncias, o custo de fabricação do sistema seria muito elevado.

Pela análise da Figura 4.3, o *Therminol* LT é o óleo que proporciona o maior número de Reynolds, em torno de 1300. Porém, conforme discutido anteriormente, este valor não é suficiente para promover um efeito significativo de convecção forçada. Ademais, da Tabela 4.4, constata-se que esse óleo possui alta pressão de vapor, acima da pressão atmosférica, de modo que esse fluido tenderia a formar vapor na sucção da bomba de engrenagens, causando cavitação nesse dispositivo. Assim, o *Therminol* LT só poderia ser usado para operações em temperaturas mais baixas, incompatíveis com a temperatura de 165°C, mínima para garantir a transferência de calor do óleo para as paredes da bomba de bolhas, conforme discutido anteriormente. Por outro lado, os óleos *therminol* 55, 59, 77, VP1 e XP são selecionáveis, pois suas pressões de vapor são baixas. Entre esses fluidos selecionáveis, e de simulações realizadas com o modelo, o *Therminol* VP1 destacou-se como aquele de maior coeficiente de troca de calor. Embora o coeficiente de expansão térmica tenha certa influência na transferência de calor, os seis óleos selecionáveis têm valor semelhante para essa propriedade. De fato, o *Therminol* VP1 tem o maior coeficiente de transferência de calor principalmente porque ele apresenta a maior massa específica e a menor viscosidade dinâmica entre os óleos selecionáveis. Essa combinação impacta muito positivamente a transferência de calor. Embora a condutividade térmica tenha uma pequena influência sobre o coeficiente de troca de calor, outro ponto favorável ao *Therminol* VP1 é o fato de ele ser o melhor condutor entre os óleos selecionáveis. Sobre a influência do número de Prandtl, um maior valor desse adimensional favorece a troca de calor. Esse quesito é desfavorável ao *therminol* VP1, pois os outros selecionáveis possuem o número de Prandtl maior.

Para confirmar o *Therminol* VP1 como o óleo térmico mais indicado para ser utilizado no sistema, o modelo do trocador de calor foi rodado com auxílio do *software* EES para as seguintes variáveis de entrada: $\dot{Q}_{bb} = 80$ W, $\Delta T_o = 5^\circ\text{C}$ e $T_{p,bb} = 165^\circ\text{C}$. Além disso, foram utilizados os seguintes dados geométricos: $L = 10$ cm, $d = 10$ mm e $D = 15$ mm (comprimento e diâmetros do trocador de calor). A Tabela 4.6 apresenta os resultados obtido para todos os óleos selecionáveis, cujos valores nas quatro primeiras colunas são a vazão mássica (\dot{m}_o) e as temperaturas de entrada e saída do óleo (T_{01} e T_{02}) no trocador de calor e o coeficiente de transferência de calor (h_o) entre o óleo e a parede da bomba de bolhas. A pressão de vapor ($P_{vap,o}$) e a pressão de perda ΔP_o do óleo ao longo do sistema são apresentadas nas duas últimas colunas. Como esperado, o *Therminol* VP1 foi o fluido que transferiu calor para a bomba de bolhas com o menor nível de por apresentar o maior coeficiente de transferência de calor de todos. Não obstante, o *Therminol* 72 também operou a uma temperatura mais baixa. Ambos

apresentam pressões de evaporação mais altas, mas esses valores são apenas um terço da pressão atmosférica em torno da qual o óleo é bombeado. Portanto, não há risco de ocorrência de cavitação na bomba de óleo.

Com base nas simulações realizadas com o modelo do trocador de calor, foi possível achar um óleo térmico no mercado nacional similar ao *Therminol* VP1. O óleo selecionado foi *PolyTherm* 300s da empresa PolyChem. A Tabela 4.7 apresenta algumas propriedades físicas desse óleo e os correspondentes valores para o *Therminol* VP1. Os dois óleos apresentam viscosidades similares e massas específicas e pressões de vapor próximas. Além disso, as seguintes outras propriedades do *PolyTherm* 300s são favoráveis ao seu uso no trocador de calor da bomba de bolhas: ponto de fulgor acima de 200°C; temperatura de autoignição de 340°C; temperatura máxima de operação de 300°C. Sobre o calor específico do *PolyTherm* 300s, o valor, segundo o fabricante, seria em torno de 2 kJ/(kg.°C) a 200°C. O conhecimento desse valor essencial para a sequência das pesquisas sobre o refrigerador solar para armazenagem de vacinas. No final deste capítulo é apresentada a concepção de uma montagem para a obtenção desse valor.

Tabela 4.6 - Resultados obtidos a partir de simulações realizadas com os óleos selecionáveis.

Óleo	\dot{m}_0 [g/s]	T_{o1} [°C]	T_{o2} [°C]	h_o [W/(m ² .°C)]	P_{vap} [kPa]	ΔP_o (kPa)
Therminol 55	6,15	219,0	214,0	329,5	3,38	3,90
Therminol 59	6,90	215,1	210,1	356,7	17,3	2,54
Therminol 66	7,09	220,8	215,8	318,4	3,55	4,32
Therminol 72	7,75	211,3	206,3	387,6	35,5	2,83
Therminol VP1	7,75	209,7	204,7	402,6	27,5	2,23
Therminol XP	6,00	220,2	215,2	322,2	2,84	4,16

Fonte: Autor.

Tabela 4.7 - Propriedades do óleo térmico PolyTherm 300s.

Propriedades	<i>PolyTherm</i> 300s	<i>Therminol</i> VP1
Viscosidade a 100°C (N.s/m ²)	0,0035	0,0010
Massa específica a 20°C (kg/m ³)	860	1065
Pressão de vapor a 200°C (kPa)	Abaixo de 36	24
Calor específico [kJ/(kg.°C)]	Não fornecido	2,05

Fonte: Autor.

4.3.3 Perda de pressão

Sobre a Tabela 4.6, resta explicar o cálculo sobre a perda de pressão dos óleos selecionáveis no sistema (última coluna da tabela). Desta tabela, observa-se que todos os óleos

apresentam uma perda de pressão entre 2,2 kPa e 4,2 kPa. Para o *Therminol* VP1 (óleo selecionado), e considerando uma pressão de descarga da bomba de óleo de 90 kPa (valor aproximado da pressão atmosférica em Belo Horizonte, no local dos testes), a pressão de sucção da bomba ficará em torno de 85 kPa, valor muito superior à pressão de vapor do referido óleo. De fato, o mesmo se observa para os outros óleos selecionáveis. Portanto, não há risco de que esses óleos causem cavitação na bomba. Por fim, da primeira coluna da Tabela 4.6, observa-se que a vazão mássica do *Therminol* VP1 imposta pela bomba de engrenagem é 7,75 g/s, implicando uma vazão volumétrica de 0,51 litro/minuto. Sendo assim, e sabendo-se que a vazão do óleo deve ser variável dentro de uma pequena faixa para ajustar a temperatura de armazenamento das vacinas no interior do refrigerador, é recomendável que a bomba de engrenagens seja acionada por um inversor de frequência capaz de modular a vazão volumétrica entre 0 e 1 litro/minuto. O conhecimento da vazão do óleo (\dot{m}_o) e do seu calor específico ($C_{p,o}$) em alta temperatura (faixa: 150°C-250°C) são essenciais para análises mais aprofundadas sobre o balanço de energia no refrigerador solar a óleo térmico. Esse balanço depende da Equação 3.7, na qual a taxa de capacidade térmica do óleo (produto $\dot{m}_o.C_{p,o}$) é o primeiro termo no lado direito da equação. No final deste capítulo, é apresentada a concepção da montagem para determinação da referida taxa de capacidade térmica.

4.3.3 Operacionalidade do refrigerador

Para verificar a operacionalidade do mini bar com o trocador de calor a óleo térmico, dois testes foram realizados: (i) partida do refrigerador com o resistor elétrico como fonte de energia da bomba de bolhas; (ii) partida do refrigerador usando como fonte de energia o trocador de calor a óleo.

A Figura 4.4 é referente ao primeiro teste, realizado entre 15h00 do dia 20/08/2023 até às 21h00 do mesmo dia. O gráfico mostra as evoluções das temperaturas do ar ambiente e do ar dentro do mini bar. No gráfico, também é mostrada a taxa de transferência de calor imposta pelo resistor elétrico à bomba de bolhas do mini bar. Esse resistor foi alimentado em tensão elétrica a partir de 15h15. Inicialmente, a taxa de calor foi de 78 W, usando-se a fonte de tensão mostrada na Figura 3.8. Após poucos minutos, esse valor foi ajustado para 80 W, que é a potência nominal do resistor elétrico indicada pelo fabricante do mini bar. A taxa de calor na bomba de bolhas variou um pouco ao longo do teste em razão de variações da tensão da rede elétrica do laboratório.

Sobre a produção de frio dentro do mini bar, essa principiou em torno de 15h15, ou seja, 15 minutos aproximadamente depois da partida do mini bar (resistor elétrico ligado). A partir desse instante, a temperatura interna do ar decresceu a uma taxa aproximada de $8,5^{\circ}\text{C}$ por hora, atingindo a temperatura de 10°C às 17h00, ou seja, cerca de 100 minutos após a partida do mini bar. Na sequência, a taxa de decrescimento da temperatura interna foi em torno de apenas $1,5^{\circ}\text{C}$ por hora. Por isso, a temperatura interna estabilizou em um $4,5^{\circ}\text{C}$ apenas às 21:00, ou seja, quase 6 horas após o refrigerador ser ligado. Essa evolução da temperatura do ar no mini bar foi totalmente concordante com a seguinte informação tirada do manual do fabricante: “A refrigeração precisa de cerca de 6 horas à temperatura ambiente normal para atingir a temperatura de 6°C no compartimento de armazenagem”. Por outro lado, o tempo de apenas 15 minutos para que a refrigeração fosse iniciada foi discordante da seguinte informação tirada do manual do fabricante: “Para ligar o refrigerador, ligue o plugue na tomada e energize o aparelho. As aletas de refrigeração devem mostrar sinais de refrigeração após cerca de 3 horas”.

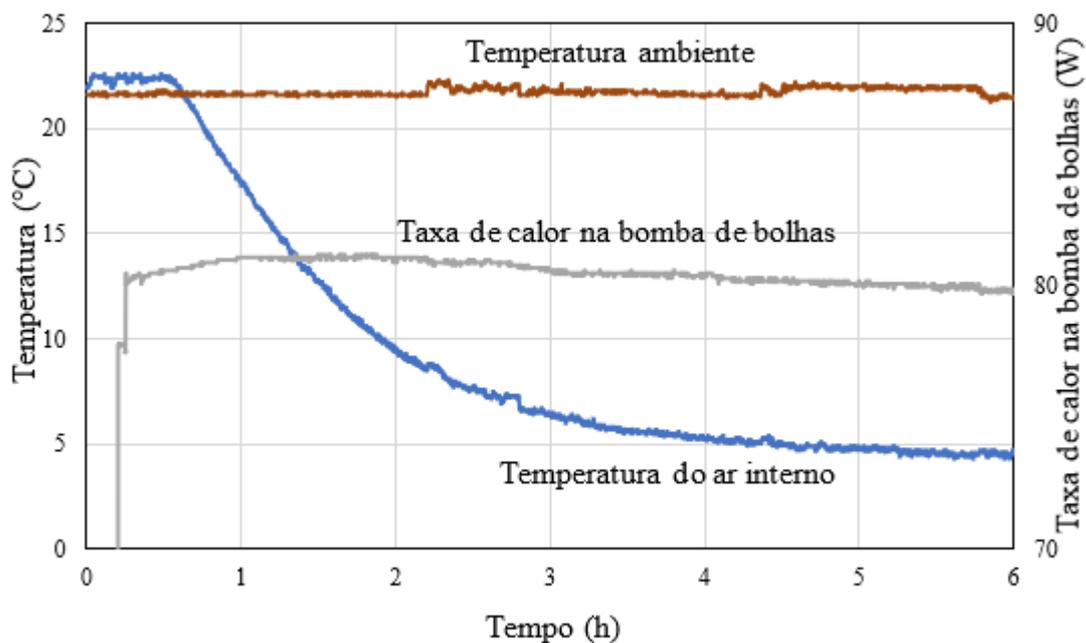


Figura 4.4 - Resposta do mini bar com resistor elétrico.
Fonte: Autor.

A Figura 4.5 mostra um gráfico com os resultados do segundo teste (refrigerador a óleo térmico), realizado entre 16h00 às 22h00 do dia 29/09/2023. Como no primeiro teste, este gráfico mostra as evoluções das temperaturas do ar ambiente e do ar dentro do mini bar. Além disso, na Figura 4.6, o gráfico mostra as variações das temperaturas de entrada e de saída do

óleo no trocador de calor. Conforme explicado com ajuda da Figura 3.8, o aquecimento desse óleo foi feito por meio de um conjunto resistor elétrico/controlador (fieldlogger). Esse controlador atuou no sentido de controlar a temperatura do óleo apenas depois que essa atingiu o valor de aproximadamente 220°C.

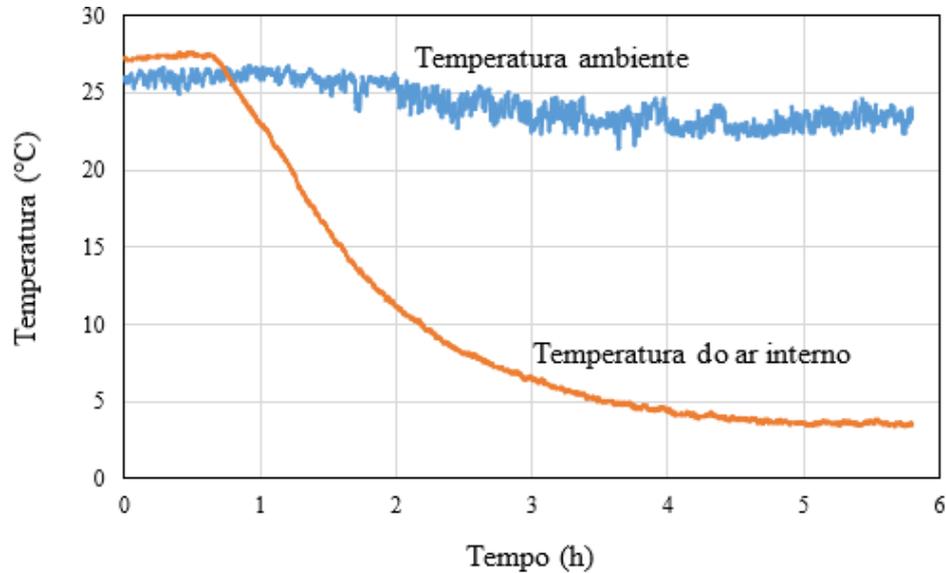


Figura 4.5 - Resposta do mini bar com trocador de óleo térmico
Fonte: Autor.

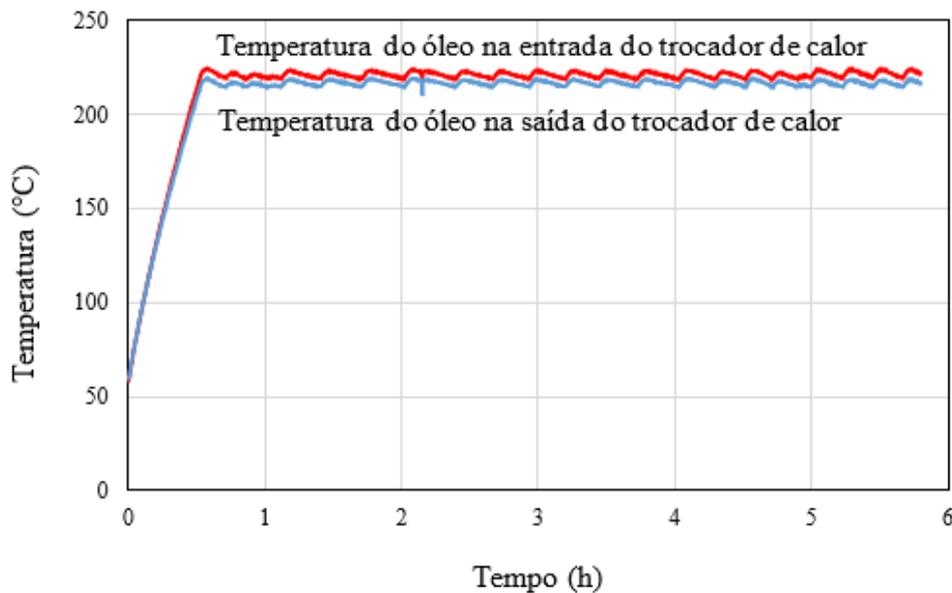


Figura 4.6 - Variações da temperatura do óleo na entrada e saída do trocador de calor da bomba de bolhas.
Fonte: Autor.

A temperatura de 220°C do óleo na entrada do trocador de calor é um pouco superior ao valor de 210°C previsto pelas simulações com o modelo do trocador de calor (resultados na Subseção 4.3.2). Dois motivos justificam essa diferença: (ii) as simulações com o modelo foram feitas para o fluido *Therminol* VP1, enquanto o teste experimental aqui discutido foi conduzido

com o fluido *PolyTherm 300s*; (ii) a vazão mássica do *Therminol VP1* usada no modelo foi de 7,75 g/s, enquanto não foi possível registrar a vazão do *PolyTherm 300s*. Por outro lado, a tensão elétrica aplicada no motor da parafusadeira de acionamento da bomba de engrenagem do circuito de óleo (Figura 3.8) foi ajustada com vistas a garantir uma diferença de temperaturas do óleo de 5°C entre a entrada e a saída do trocador de calor, isto é, a mesma imposta nas simulações com o modelo. Não obstante a falta de um conhecimento preciso sobre a vazão do óleo e, portanto, sobre a taxa de transferência de calor do óleo para a bomba de bolhas, essa taxa foi em torno de 80 W. Essa conclusão pode ser tirada com segurança, porque a resposta da temperatura do ar no refrigerador a óleo térmico (Figura 4.5) foi muito similar àquela observada no refrigerador com o resistor elétrico (Figura 4.4). São realmente notáveis as várias semelhanças entre essas duas respostas: (i) temperaturas finais de refrigeração muito próximas; tempos próximos para atingimento de plena refrigeração; evolução exponencial das duas respostas muito parecidas e com ganhos e constantes de tempo próximos. A Tabela 4.8 apresenta números que detalham melhor os comportamentos similares das respostas dos dois refrigeradores e que, portanto, confirmam a operacionalidade do refrigerador por absorção/adsorção a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2$ operando com um trocador de calor a óleo como fonte de energia para a bomba de bolhas do sistema.

Tabela 4.8 - Comparativo das respostas dos refrigeradores com resistor elétrico e com trocador de calor a óleo térmico.

Refrigerador	T_{int} e T_{amb}	Sinais de refrigeração	Plena refrigeração	³ Ganho	⁴ Constante de tempo
com resistor	4,5°C e 22°C	¹ Após 15 min	Após 6 horas	0,22 °C/W	75 min
a óleo térmico	3,5°C e 24°C	² Após 15 min	Após 6 horas	0,23 °C/W	80 min

¹Tempo após o resistor ser ligado.

²Tempo após o óleo passar a temperatura de operação.

³Considerando um degrau na energia de zero a 80 W nos dois refrigeradores.

⁴Tempo transcorrido para a resposta da temperatura interna alcançar 67% do seu valor final.

Fonte: Autor.

4.4 Taxa de capacidade térmica do óleo

Três grandezas físicas importantes do óleo *PolyTherm* não foram determinadas neste trabalho: viscosidade (μ_o), calor específico ($C_{p,o}$) e vazão do óleo (\dot{m}_o). A dificuldade para medir essas grandezas deveu-se sobretudo ao fato de que, para os propósitos desta pesquisa, é necessário conhecer esses valores em altas temperaturas. A viscosidade do óleo quente é

necessária para calcular os coeficientes de troca de calor por convecção e as perdas de pressão do fluido no trocador de calor. A vazão e o calor específico do óleo quente também são importantes para os referidos cálculos, como também para a realização de balanços de energia.

4.5 Fechamento

Neste capítulo, os resultados da pesquisa são apresentados e discutidos, bem como são tiradas importantes conclusões sobre este estudo. No próximo capítulo, são apresentadas selecionadas as principais conclusões do trabalho.

5. CONCLUSÕES

Tendo por base o objetivo geral deste trabalho (operação de um mini bar por difusão/absorção a óleo térmico) e os objetivos específicos (dimensionamento do trocador de calor, produção de um banco de dados e comprovação da operacionalidade do frigobar a óleo térmico), os seguintes pontos foram selecionados como sendo as conclusões mais relevantes desta pesquisa:

- i) A carga térmica dividiu-se em duas partes: carga térmica útil (por exemplo, o calor gerado pelas vacinas dentro do refrigerador) e carga térmica não útil devido ao calor por convecção e radiação do exterior para o evaporador. A carga térmica não útil foi expressiva, sendo a carga do calor de convecção cerca de 60% da carga térmica total. Por isso, recomenda-se que as paredes do mini bar sejam isoladas com uma manta térmica refletiva (a exceção da parte de trás do mini bar).
- ii) A operacionalidade do mini bar a óleo térmico foi confirmada, pois as respostas do mini bar com resistor elétrico e do mini bar a óleo térmico foram praticamente similares: mesma duração para alcance de plena refrigeração (cerca de 6 horas); mesma duração para o aparecimento de sinais de refrigeração (cerca de 15 minutos); temperaturas finais do ar interno praticamente iguais (com resistor 4,5°C; com óleo 3,5°C); curvas de resfriamentos do ar com ganhos e constantes de tempo praticamente iguais (com resistor 0,22 °C/W e 75 minutos; com óleo 0,23°C/W e 80 minutos).
- iii) O modelo do trocador de calor a óleo térmico revelou-se confiável, pois, usado como ferramenta de apoio para o projeto do trocador de calor e para a seleção do óleo, possibilitou uma montagem de muito sucesso.

Quanto a trabalhos futuros, os seguintes temas podem ser elencados para a sequência da presente pesquisa (alguns estão em pleno curso):

- i) Determinações experimentais de propriedades do óleo, tais como a viscosidade e o calor específico do óleo em altas temperaturas.
- ii) Concepção, projeto e construção do sistema de controle da temperatura interna do ar no mini bar em função da vazão de óleo.
- iii) Modelagem do circuito de geração de energia e do circuito de consumo de energia para a fonte de energia com o trocador de calor a óleo associada a um coletor solar. Modelagens do conjunto ou de partes do conjunto (tanque de óleo térmico; coletor solar, etc).

- iv) Projeto e construção do coletor solar para produção de óleo quente para ser usado como fonte de energia do mini bar para armazenamento de vacinas.

REFERÊNCIAS

ABDULATEEF, J.M.; SOPIAN, K.; ALGHOUL, M.A., **Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions**. International Journal of Mechanical and Materials Engineering, 2008 Vol. 3, No.1, p. 17-24.

ACUÑA A.; VELÁZQUEZ N.; SAUCEDA D.; ROSALES P.; SUASTEGUI A.; Ortiz A. **Influence of a compound parabolic concentrator in the performance of a solar diffusion absorption cooling system**. Applied Thermal Engineering Vol. 102 (2016) p. 1374–1383.

AHMET AKTAŞ, YAĞMUR KIRÇIÇEK. **Solar System Characteristics, Advantages, and Disadvantages**. Solar Hybrid Systems - Design and Application, 2021, p. 1-24.

ALQAISY S. J.; HMOOD K. S.; Apostol M. H. K. A. V.; POP H. DOURI J. A. AND BADESCU V.. **Experimental COP evaluation of a 65-litre household refrigerator running with R600a** E3S Web of Conferences 2021.

BECHARA, N.; NACER, K. M. S.; TILDA, A.; AZIZ, N.; BARBAR, Z. **Photovoltaic Panels Life Span Increase by Control**. Predictive Modelling for Energy Management and Power Systems Engineering, 2021, p. 27-62.

BISULANDU, B-J. R. M.; MANSOURI, R. AND ILINCA, A. **Diffusion Absorption Refrigeration Systems: An Overview of Thermal Mechanisms and Models**. Energies 2023, 16, 3610.

CUMA, Ç. **Thermal Analysis of Operating a Solar-Powered Diffusion Absorption Refrigerator with a Parabolic Collector**. Case Studies in Thermal Engineering. Volume 53, January 2024, 103893.

CHAOUACHI, B.; AND GABSI, S. **Design and Simulation of an Absorption Diffusion Solar Refrigeration Unit**. American Journal of Applied Sciences 4 (2): p. 85-88, 2007, ISSN 1546-9239.

CHAVES, F.D. **Estudo Experimental e Desenvolvimento de um modelo de simulação de um refrigerador por absorção de pressão total única.** p. 154 Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática;** tradução Luiz Felipe Mendes de Moura; revisão técnica Kamal A. R. Ismail. --São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

EZZINE, N. B. GARMA; R. A. AND BELLAGI, A. **A numerical investigation of a diffusion-absorption refrigeration cycle based on R124-DMAC mixture for solar cooling.** Energy 35 (2010) p. 1874–1883.

FREEMAN J.; NAJJARAN A.; EDWARDS R.; REID M.; HALL R.; RAMOS A.; MARKIDES C. N.. **Testing and simulation of a solar diffusion-absorption refrigeration system for low-cost solar cooling in India.** IEA SHC International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry 2017.

JAKOB, U.; EICKER U.; TAKI, A. H., COOK M. J. **Development of a Solar Powered Diffusion Absorption Cooling Machine.** 1st International Conference Solar Air-Conditioning. Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Staffelstein, Germany. October 2005.

KISHAN P. S.; ONKAR S.. **Thermodynamic Investigation of Solar Energy-Driven Diffusion Absorption Refrigeration Cycle.** Advances in Fluid and Thermal Engineering p. 459–478. 2019.

LINGESWARAN K., HEMALATHA C. **Experimental studies on solar powered diffusion absorption refrigerator.** Middle East Journal of Scientific Research. January, 2014. Vol. 20 (7): p. 876-880.

MENDES, R.T., MACHADO, L., CORTEZ, M.F.B., CHAVES, P.A.D., CANÇADO, K.N. AND CHAVES F.D. **Modeling and Analysis of Bubble Pump Parameters for Solar-Powered Diffusion Absorption Refrigerator for Vaccine Storage.** 26° ABCM International Congress of Mechanical Engineering. November 2021.

MOUSAVIA S. A., MEHRPOOYAA, M., DELPISHEH, M.. **Development and life cycle assessment of a novel solar-based cogeneration configuration comprised of diffusion-absorption refrigeration and organic Rankine cycle in remote areas.** Process Safety and Environmental Protection Vol. 159, March 2022, p. 1019-1038.

OZBAZ, E., **Experimental Study of Diffusion Absorption Refrigeration Systems Using Solar Energy.** Journal of Polytechnic, 2018; 21 (2) p. 291-297 ISSN: 2147-9429.

POTGIETER, M.C. **The evaluation of a solar-driven aqua-ammonia diffusion absorption heating and cooling cycle.** North-West University Potchefstroom Campus 2013.

SANTOS *ET AL.* Ministério da Saúde. Secretaria de Vigilância em Saúde. Departamento de Vigilância das Doenças Transmissíveis. **Manual de Rede de Frio do Programa Nacional de Imunizações** / Ministério da Saúde, Secretaria de Vigilância em Saúde, Departamento de Vigilância das Doenças Transmissíveis. – 5. ed. – Brasília: Ministério da Saúde, 2017. 136 p. : il. ISBN 978-85-334-2534-7.

SCHMID, F., BIERLING, B., SPINDLER, K.. **Development of a solar-driven diffusion absorption chiller.** Solar Energy Vol. 177 (2019) p. 483–493.

TIBA, C. E FRAIDENRAICH, N.,. **Atlas Solarimétrico do Brasil: Banco de Dados Terrestres**, Ed. Universitária da UFPE, Recife 2000.

UPPAL, AH., NORTON, B., PROBERT, SD., 1986. **A low cost solar-energy stimulated absorption refrigerator for vaccine storage.** Appl Energy, Vol. 25, p. 167-74.

WANG, H. **A new style solar-driven diffusion absorption refrigerator and its operating characteristics.** Energy Procedia 18 (2012) p. 681-692.

WELTY J.R., RORRER G.L, FOSTER., D.G., **Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer**, Sixth Edit. United States of America: John Wiley & Sons, 2015.

APÊNDICE A – MODELO TROCADOR DE CALOR BOMBA DE BOLHAS

\$Load Incompressible

"Dimensionamento do trocador de calor na bomba de bolhas"

"Dados"

$P_{elet}=80$ "Potência de alimentação em W"

$Tp_{ext}=200$ "Temperatura da parede do tubo externo em °C"

$D_{ext}=15/1000$ "Diâmetro do tubo externo em m"

$D_{env}=18/1000$ "Diâmetro do tubo envelope (m)"

$L=20/100$ "Comprimento do trocador de calor em m"

$g=9,78$ "Aceleração da gravidade em BH em m/s²"

Oleo\$='Therminol_72'

"Cálculos do lado do óleo"

$To_2=To_1-20$ "Temperatura de saída do óleo térmico em °C"

$To_m=(To_1+To_2)/2$ "Temperatura média do óleo em °C"

$To_f=(To_m+Tp_{ext})/2$

$Cp_o=specheat(Oleo\$; T=To_f)*1000$ "Calor específico do óleo em J/(kg.K)"

$K_o=conductivity(Oleo\$; T=To_f)$

$\rho_o=density(Oleo\$; T=To_f)$

$\mu_o=viscosity(Oleo\$; T=To_f)$

$\nu_o=\mu_o/\rho_o$

$m_{dot}_o=P_{elet}/(Cp_o*(To_1-To_2))$ "Vazão de óleo em kg/s"

$D_{hid}_o=D_{env}-D_{ext}$ "Diâmetro hidráulico do escoamento de óleo em m"

$A_o=\pi*(D_{env}^2-D_{ext}^2)/4$ "Área de passagem do óleo em m²"

$G_o=m_{dot}_o/A_o$ "Velocidade mássica do óleo em (kg/s)/m²"

$Re_o=G_o*D_{hid}_o/\mu_o$ "Número de Reynolds do óleo"

$\beta_o=((1/density(Oleo\$; T=To_f+5))-(1/density(Oleo\$; T=To_f-0,5)))/(1/density(Oleo\$; T=To_f-5)*10)$

$Gr_o=(g*\beta_o*(To_m-Tp_{ext})*L^3)/\nu_o^2$ "Número de Grashof"

$Pr_o=\mu_o*Cp_o/K_o$

$Ra_o=Gr_o*Pr_o$

$R_{conv}=Gr_o/Re_o^2$

$R_{diam}=D_{ext}/D_{env}$ "Razão entre diâmetros do espaço anular de óleo"

$Nusselt_{o_N}=0,68+(0,670*Ra_o^{(1/4)})/((1+(0,492/Pr_o)^{(9/16)}))^{(4/9)}$ "Correlação de Churchill e Chu"

$h_{o_N}=Nusselt_{o_N}*K_o/L$ "Coeficiente de transferência de calor óleo/parede externa por convecção natural (W/m².K)"

$Tp_{ext}=To_m-P_{elet}/(h_{o_N}*(\pi*D_{ext}*L))$ "Temperatura da parede externa (°C)"

$P_v=p_{sat}(Therminol_59; T=To_1)$ "Pressão de vaporização do óleo na temperatura de entrada no trocador de calor em kPa"

APÊNDICE B – MODELO COP DO REFRIGERADOR ORIGINAL

"Teste COP refrigerador para 0,2 watt"

"Incertezas: termopares 0,5°C, área 3%, fator de forma 3%, corrente e voltagem 3%"

P_ext=101,3 "pressão ambiente no local em kPa"

e_p=0,8 "emissividade do material das paredes"

e_evap=0,87 "emissividade do material da evaporadora"

ddp=13,2 "Diferença de potencial em V"

i=6,1 "Corrente elétrica em A"

Pot=ddp*i "potência fornecida ao refrigerador"

Q_res=0,2 "Potência da resistência elétrica no interior do refrigerador em watts"

T_ext=26,7 "Temperatura do ar ambiente em °C"

T_int=6,5 "Temperatura do ar interno em °C"

T_evap_e=-1,8 "Temperatura do lado esquerdo da evaporadora em °C"

T_evap_d=-2 "Temperatura do LD evap °C"

T_evap=(T_evap_e+T_evap_d)/2 "em °C"

"Temperaturas das paredes em °C:"

T_piso=7,1 "em °C"

T_porta=8,1 "em °C"

T_teto=9,4 "em °C"

T_fundo=9,8 "em °C"

T_esq=9,1 "em °C"

T_dir=8,5 "em °C"

"Dimensões"

h_evap=0,095 "altura da evaporadora em metros"

l_evap=0,39 "largura da evaporadora em metros"

h=0,49 "altura do refrigerador em metros"

c=0,43 "comprimento do refrigerador em metros"

p=0,29 "comprimento do refrigerador em metros"

A_piso=0,1247 "c.p área do piso em m²"

A_teto=A_piso "área do teto em m²"

A_porta=0,2107 "h.p área da porta em m²"

A_lateral=0,1421 "h.c área lateral em m²"

A_fundo=0,16985 "(h-h_evap).c área da parede do fundo em m²"

A_evap=0,03705 "h_evap.l_evap área de evaporadora em m²"

P_int=(P_ext/(T_ext+273,15))*(T_int+273,15) "Calculo da pressão interna"

"Radiação Paredes->Evaporador"

"Os fatores de forma foram calculados numericamente em programa específico"

F_piso=0,011

F_porta=0,052

F_teto=0,111

F_lateral=0,037

Q_rad_piso=(sigma#*((T_piso+273,15)^4-(T_evap+273,15)^4))/((1-e_p)/(A_piso*e_p)+1/(A_piso*F_piso)+(1-e_evap)/(A_evap*e_evap))

Q_rad_porta=(sigma#*((T_porta+273,15)^4-(T_evap+273,15)^4))/((1-e_p)/(A_porta*e_p)+1/(A_porta*F_porta)+(1-e_evap)/(A_evap*e_evap))

Q_rad_teto=(sigma#*((T_teto+273,15)^4-(T_evap+273,15)^4))/((1-e_p)/(A_teto*e_p)+1/(A_teto*F_teto)+(1-e_evap)/(A_evap*e_evap))

$$Q_{\text{rad_Lesq}} = (\sigma \cdot ((T_{\text{esq}} + 273,15)^4 - (T_{\text{evap}} + 273,15)^4)) / ((1 - e_p) / (A_{\text{lateral}} \cdot e_p) + 1 / (A_{\text{lateral}} \cdot F_{\text{lateral}}) + (1 - e_{\text{evap}}) / (A_{\text{evap}} \cdot e_{\text{evap}}))$$

$$Q_{\text{rad_Ldir}} = (\sigma \cdot ((T_{\text{dir}} + 273,15)^4 - (T_{\text{evap}} + 273,15)^4)) / ((1 - e_p) / (A_{\text{lateral}} \cdot e_p) + 1 / (A_{\text{lateral}} \cdot F_{\text{lateral}}) + (1 - e_{\text{evap}}) / (A_{\text{evap}} \cdot e_{\text{evap}}))$$

$$Q_{\text{rad}} = Q_{\text{rad_piso}} + Q_{\text{rad_porta}} + Q_{\text{rad_teto}} + Q_{\text{rad_Lesq}} + Q_{\text{rad_Ldir}}$$

"Transferência de calor por convecção"

"Cálculo do calor convecção piso/teto"

$$L_{\text{eq_piso}} = (A_{\text{piso}} / (2 \cdot c + 2 \cdot p)) \text{ "Comprimento equivalente piso"}$$

$$L_{\text{eq_teto}} = L_{\text{eq_piso}} \text{ "Comprimento equivalente teto"}$$

$$Ra_{\text{piso}} = (9,81 \cdot B_{\text{piso}} \cdot (T_{\text{piso}} - T_{\text{int}}) \cdot (L_{\text{eq_piso}}^3) / v_{\text{piso}}^2) \cdot Pr_{\text{piso}}$$

$$Ra_{\text{teto}} = (9,81 \cdot B_{\text{teto}} \cdot (T_{\text{teto}} - T_{\text{int}}) \cdot (L_{\text{eq_teto}}^3) / v_{\text{teto}}^2) \cdot Pr_{\text{teto}}$$

$$T_{\text{filme_piso}} = (T_{\text{piso}} + T_{\text{int}}) / 2 \text{ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"}$$

$$T_{\text{filme_teto}} = (T_{\text{teto}} + T_{\text{int}}) / 2 \text{ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"}$$

$$B_{\text{piso}} = \text{volexpcoef}(Air; T = T_{\text{filme_piso}}) \text{ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"}$$

$$B_{\text{teto}} = \text{volexpcoef}(Air; T = T_{\text{filme_teto}}) \text{ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"}$$

$$v_{\text{piso}} = \text{kinematicviscosity}(Air; T = T_{\text{filme_piso}}; P = P_{\text{int}}) \text{ "viscosidade cinemática do ar"}$$

$$v_{\text{teto}} = \text{kinematicviscosity}(Air; T = T_{\text{filme_teto}}; P = P_{\text{int}}) \text{ "viscosidade cinemática do ar"}$$

$$Pr_{\text{piso}} = \text{prandtl}(Air; T = T_{\text{filme_piso}}) \text{ "Número de Prandtl do ar"}$$

$$Pr_{\text{teto}} = \text{prandtl}(Air; T = T_{\text{filme_teto}}) \text{ "Número de Prandtl do ar"}$$

$$k_{\text{piso}} = \text{conductivity}(Air; T = T_{\text{filme_piso}}) \text{ "Condutividade térmica do ar"}$$

$$k_{\text{teto}} = \text{conductivity}(Air; T = T_{\text{filme_teto}}) \text{ "Condutividade térmica do ar"}$$

$$Nusselt_{\text{piso}} = 0,54 \cdot Ra_{\text{piso}}^{1/4} \text{ "Nusselt para superfície quente para cima (piso)"}$$

$$Nusselt_{\text{teto}} = 0,27 \cdot Ra_{\text{teto}}^{1/4} \text{ "Nusselt para superfície quente para baixo (teto)"}$$

$$h_{\text{piso}} = Nusselt_{\text{piso}} \cdot k_{\text{piso}} / L_{\text{eq_piso}}$$

$$h_{\text{teto}} = Nusselt_{\text{teto}} \cdot k_{\text{teto}} / L_{\text{eq_teto}}$$

$$Q_{\text{conv_piso}} = h_{\text{piso}} \cdot A_{\text{piso}} \cdot (T_{\text{piso}} - T_{\text{int}}) \text{ "Taxa de transferencia de calor piso em watts"}$$

$$Q_{\text{conv_teto}} = h_{\text{teto}} \cdot A_{\text{teto}} \cdot (T_{\text{teto}} - T_{\text{int}}) \text{ "Taxa de transferencia de calor teto em watts"}$$

"Direita"

$$T_{\text{filme_dir}} = (T_{\text{dir}} + T_{\text{int}}) / 2 \text{ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"}$$

$$B_{\text{dir}} = \text{volexpcoef}(Air; T = T_{\text{filme_dir}}) \text{ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"}$$

$$v_{\text{dir}} = \text{kinematicviscosity}(Air; T = T_{\text{filme_dir}}; P = P_{\text{int}}) \text{ "viscosidade cinemática do ar"}$$

$$Pr_{\text{dir}} = \text{prandtl}(Air; T = T_{\text{filme_dir}}) \text{ "Número de Prandtl do ar"}$$

$$k_{\text{dir}} = \text{conductivity}(Air; T = T_{\text{filme_dir}}) \text{ "Condutividade térmica do ar"}$$

$$L_{\text{ref_dir}} = h \text{ "Comprimento de referência (porta/esquerda/direita/fundo)"}$$

$$Ra_{\text{dir}} = (9,81 \cdot B_{\text{dir}} \cdot (\text{abs}(T_{\text{dir}} - T_{\text{int}})) \cdot (L_{\text{ref_dir}}^3) / v_{\text{dir}}^2) \cdot Pr_{\text{dir}} \text{ "Caso Ra for menor ou igual a } 10^9 \text{ usar a primeira equação (Churchil), e usar a segunda equação caso maior que } 10^9 \text{"}$$

$$Nusselt_{0_dir} = (0,825 + (0,387 \cdot Ra_{\text{dir}}^{1/6})) / ((1 + (0,492 / Pr_{\text{dir}})^{9/16})^{8/27})^2$$

$$Nusselt_{1_dir} = 0,68 + 0,67 \cdot (Ra_{\text{dir}}^{1/4}) \cdot (1 + (0,492 / Pr_{\text{dir}})^{9/16})^{-4/9}$$

$$h_{\text{ref_dir}} = Nusselt_{0_dir} \cdot k_{\text{dir}} / L_{\text{ref_dir}}$$

$$Q_{\text{conv_dir}} = h_{\text{ref_dir}} \cdot A_{\text{lateral}} \cdot (\text{abs}(T_{\text{dir}} - T_{\text{int}})) \text{ "Taxa de transferencia de calor da referência (porta/esquerda/direita/fundo)"}$$

"Esquerda"

$$T_{\text{filme_esq}} = (T_{\text{esq}} + T_{\text{int}}) / 2 \text{ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"}$$

$$B_{\text{esq}} = \text{volexpcoef}(Air; T = T_{\text{filme_esq}}) \text{ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"}$$

$$v_{\text{esq}} = \text{kinematicviscosity}(Air; T = T_{\text{filme_esq}}; P = P_{\text{int}}) \text{ "viscosidade cinemática do ar"}$$

$$Pr_{\text{esq}} = \text{prandtl}(Air; T = T_{\text{filme_esq}}) \text{ "Número de Prandtl do ar"}$$

$$k_{\text{esq}} = \text{conductivity}(Air; T = T_{\text{filme_esq}}) \text{ "Condutividade térmica do ar"}$$

$$L_{\text{ref_esq}} = h \text{ "Comprimento de referência (porta/esquerda/direita/fundo)"}$$

$Ra_{esq}=(9,81*B_{esq}*(abs(T_{esq}-T_{int}))*(L_{ref_esq}^3)/v_{esq}^2)*Pr_{esq}$ "Caso Ra for menor ou igual a 10^9 usar a primeira equação (Churchil), e usar a segunda equação caso maior que 10^9 "

$Nusselt_{0_esq}=(0,825+(0,387*Ra_{esq}^{(1/6)})/((1+(0,492/Pr_{esq})^{(9/16)})^{(8/27)}))^2$

$Nusselt_{1_esq}=0,68+0,67*(Ra_{esq}^{(1/4)})*(1+(0,492/Pr_{esq})^{(9/16)})^{(-4/9)}$

$h_{ref_esq}=Nusselt_{0_esq}*k_{esq}/L_{ref_esq}$

$Q_{conv_esq}=h_{ref_esq}*A_{lateral}*(abs(T_{esq}-T_{int}))$ "Taxa de transferencia de calor da referência (porta/esquerda/direita/fundo)"

"Porta"

$T_{filme_porta}=(T_{porta}+T_{int})/2$ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"

$B_{porta}=volexpcoef(Air;T=T_{filme_porta})$ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"

$v_{porta}=kinematicviscosity(Air;T=T_{filme_porta};P=P_{int})$ "viscosidade cinemática do ar"

$Pr_{porta}=prandtl(Air;T=T_{filme_porta})$ "Número de Prandtl do ar"

$k_{porta}=conductivity(Air;T=T_{filme_porta})$ "Condutividade térmica do ar"

$L_{ref_porta}=h$ "Comprimento de referência (porta/esquerda/direita/fundo)"

$Ra_{porta}=(9,81*B_{porta}*(abs(T_{porta}-T_{int}))*(L_{ref_porta}^3)/v_{porta}^2)*Pr_{porta}$ "Caso Ra for menor ou igual a 10^9 usar a primeira equação (Churchil), e usar a segunda equação caso maior que 10^9 "

$Nusselt_{0_porta}=(0,825+(0,387*Ra_{porta}^{(1/6)})/((1+(0,492/Pr_{porta})^{(9/16)})^{(8/27)}))^2$

$Nusselt_{1_porta}=0,68+0,67*(Ra_{porta}^{(1/4)})*(1+(0,492/Pr_{porta})^{(9/16)})^{(-4/9)}$

$h_{ref_porta}=Nusselt_{0_porta}*k_{porta}/L_{ref_porta}$

$Q_{conv_porta}=h_{ref_porta}*A_{porta}*(abs(T_{porta}-T_{int}))$ "Taxa de transferencia de calor da referência (porta/esquerda/direita/fundo)"

"Fundo"

$T_{filme_fundo}=(T_{fundo}+T_{int})/2$ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"

$B_{fundo}=volexpcoef(Air;T=T_{filme_fundo})$ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"

$v_{fundo}=kinematicviscosity(Air;T=T_{filme_fundo};P=P_{int})$ "viscosidade cinemática do ar"

$Pr_{fundo}=prandtl(Air;T=T_{filme_fundo})$ "Número de Prandtl do ar"

$k_{fundo}=conductivity(Air;T=T_{filme_fundo})$ "Condutividade térmica do ar"

$L_{ref_fundo}=h-h_{evp}$ "Comprimento de referência (porta/esquerda/direita/fundo)"

$Ra_{fundo}=(9,81*B_{fundo}*(abs(T_{fundo}-T_{int}))*(L_{ref_fundo}^3)/v_{fundo}^2)*Pr_{fundo}$ "Caso Ra for menor ou igual a 10^9 usar a primeira equação (Churchil), e usar a segunda equação caso maior que 10^9 "

$Nusselt_{0_fundo}=(0,825+(0,387*Ra_{fundo}^{(1/6)})/((1+(0,492/Pr_{fundo})^{(9/16)})^{(8/27)}))^2$

$Nusselt_{1_fundo}=0,68+0,67*(Ra_{fundo}^{(1/4)})*(1+(0,492/Pr_{fundo})^{(9/16)})^{(-4/9)}$

$h_{ref_fundo}=Nusselt_{0_fundo}*k_{fundo}/L_{ref_fundo}$

$Q_{conv_fundo}=h_{ref_fundo}*A_{fundo}*(abs(T_{fundo}-T_{int}))$ "Taxa de transferencia de calor da referência (porta/esquerda/direita/fundo)"

"Evaporador"

$T_{filme_evap}=(T_{evap}+T_{int})/2$ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"

$B_{evap}=volexpcoef(Air;T=T_{filme_evap})$ "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"

$v_{evap}=kinematicviscosity(Air;T=T_{filme_evap};P=P_{int})$ "viscosidade cinemática do ar"

$Pr_{evap}=prandtl(Air;T=T_{filme_evap})$ "Número de Prandtl do ar"

$k_{evap}=conductivity(Air;T=T_{filme_evap})$ "Condutividade térmica do ar"

$L_{ref_evap}=h_{evp}$ "Comprimento de referência (porta/esquerda/direita/fundo)"

$Ra_{evap}=(9,81*B_{evap}*(abs(T_{evap}-T_{int}))*(L_{ref_evap}^3)/v_{evap}^2)*Pr_{evap}$ "Caso Ra for menor ou igual a 10^9 usar a primeira equação (Churchil), e usar a segunda equação caso maior que 10^9 "

$$\text{Nusselt}_{0_evap} = (0,825 + (0,387 * \text{Ra}_{evap}^{1/6}) / ((1 + (0,492 / \text{Pr}_{evap})^{9/16})^{8/27}))^2$$

$$\text{Nusselt}_{1_evap} = 0,68 + 0,67 * (\text{Ra}_{evap}^{1/4}) * (1 + (0,492 / \text{Pr}_{evap})^{9/16})^{-4/9}$$

$$h_{ref_evap} = \text{Nusselt}_{0_evap} * k_{evap} / L_{ref_evap}$$

$$Q_{conv_evap} = h_{ref_evap} * A_{evap} * (\text{abs}(T_{evap} - T_{int}))$$
 "Taxa de transferência de calor da evaporadora"

$$S = 14,7 / 1000$$
 "espaço entre aletas em metros"

$$L_s = (75,45 + (95,75 - 75,45) / 2) / 1000$$
 "Altura equivalente da aleta em metros"

$$H_s = 22,45 / 1000$$
 "largura da aleta em metros"

$$A_{aleta} = L_s * H_s$$
 "Área da aleta"

$$T_s = T_{evap}$$
 "Temperatura da aleta em °C"

$$T_{filme_s} = (T_s + T_{int}) / 2$$
 "Temperatura de filme para cálculo das propriedades do ar"

$$B_s = \text{volexpcoef}(Air; T = T_{filme_s})$$
 "Coeficiente de expansão volumétrica do fluido"

$$v_s = \text{kinematicviscosity}(Air; T = T_{filme_s}; P = P_{int})$$
 "viscosidade cinemática do ar"

$$\text{Pr}_s = \text{prandtl}(Air; T = T_{filme_s})$$
 "Número de Prandtl do ar"

$$k_s = \text{conductivity}(Air; T = T_{filme_s})$$
 "Condutividade térmica do ar"

$$\text{Ra}_s = (9,81 * B_s * (\text{abs}(T_s - T_{int})) * S^3) * \text{Pr}_s / v_s^2$$

$$\text{Nusselt}_s = ((576 / (\text{Ra}_s * S / L_s)^2 + 2,873 / (\text{Ra}_s * S / L_s)^{0,5}))^{-0,5}$$
 "Cálculo de Nusselt sendo que $\text{Nu} = hS/k$ "

$$h_{aleta} = \text{Nusselt}_s * k_s / S$$
 "Coeficiente convectivo em $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ "

$$Q_s = h_{aleta} * (2 * 26 * A_{aleta}) * \text{abs}(T_s - T_{int})$$
 "Taxa da transferência de calor das aletas em watts"

" Cálculo total do calor por convecção"

$$Q_{conv} = Q_{conv_pisso} + Q_{conv_teto} + Q_{conv_dir} + Q_{conv_esq} + Q_{conv_porta} + Q_{conv_fun} + Q_{conv_evap} + Q_s$$

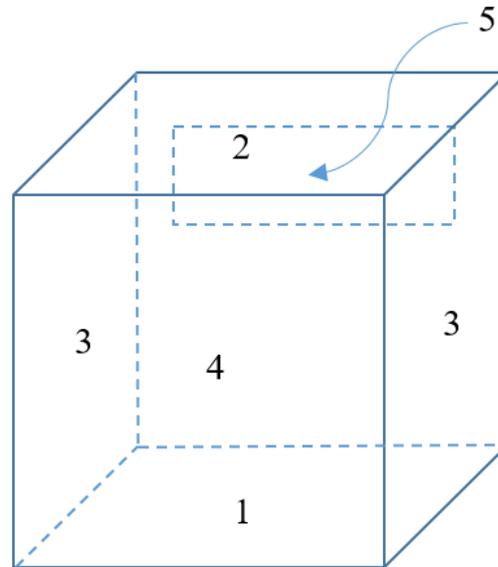
"COP"

$$Q_{total} = (Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{res})$$

$$\text{COP} = Q_{total} / \text{Pot}$$

APÊNDICE C - FATOR DE FORMA

No cálculo do calor por radiação interno do refrigerador foram definidos os fatores de forma F1-5; F2-5; F3-5 e F4-5 conforme Figura E1 abaixo, sendo 1 – Piso; 2 – Teto; 3 – Paredes Laterais; 4 – Porta e 5 – Evaporador. As dimensões utilizadas foram as descritas no Cap. 3.



- **F1-5 (Piso-Evaporador)**

Cálculo feito numericamente via Python conforme código abaixo:

```
import pyvista as pv
import pyviewfactor as pvf
#CALCULO FATOR DE FORMA Piso-EVAP
# Definição da evaporadora.
pointa = [0.024, 0.394, 0]
pointb = [0.406, 0.394, 0]
pointc = [0.406, 0.490, 0]
pointd = [0.024, 0.490, 0]
evap = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Definição do Piso.
pointa = [0.430, 0, 0.290]
pointb = [0.430, 0, 0]
pointc = [0, 0, 0]
pointd = [0, 0, 0.290]
Piso = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Verifica Visibilidade
if pvf.get_visibility(evap , Piso):
    F = pvf.compute_viewfactor(evap , Piso)
    print("Fator de forma = ", F)
else:
    print("Not facing each other")
Fator de forma = 0.011493373619999997
```

- **F2-5 (Teto-Evaporador)**

O cálculo numérico nesse caso via Python convergia para 0. Portanto o cálculo foi feito reduzindo em 0,00001m de altura para facilitar o cálculo numérico.

```
import pyvista as pv
import pyviewfactor as pvf
#CALCULO FATOR DE FORMA Teto-EVAP
# Definição da evaporadora.
pointa = [0.024, 0.394, 0]
pointb = [0.406, 0.394, 0]
pointc = [0.406, 0.48999, 0]
pointd = [0.024, 0.48999, 0]
evap = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Definição da Teto.
pointa = [0, 0.490, 0]
pointb = [0.430, 0.490, 0]
pointc = [0.430, 0.490, 0.290]
pointd = [0, 0.490, 0.290]
Teto = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Verifica Visibilidade
if pvf.get_visibility(evap , Teto):
    F = pvf.compute_viewfactor(evap , Teto)
    print("Fator de forma = ", F)
else:
    print("Not facing each other")
Fator de forma = 0.11064955398000001
```

- **F3-5 (Lateral-Evaporador)**

Cálculo feito numericamente via Python conforme código abaixo:

```
import pyvista as pv
import pyviewfactor as pvf

#CALCULO FATOR DE FORMA LATERAL-EVAP
# Definição da evaporadora.
pointa = [0.024, 0.394, 0]
pointb = [0.406, 0.394, 0]
pointc = [0.406, 0.490, 0]
pointd = [0.024, 0.490, 0]
evap = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Definição da Lateral.
pointa = [0.430, 0, 0.290]
pointb = [0.430, 0.490, 0.290]
pointc = [0.430, 0.490, 0]
pointd = [0.430, 0, 0]
Lateral = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
```

```

# Verifica Visibilidade
if pvf.get_visibility(evap , Lateral):
    F = pvf.compute_viewfactor(evap , Lateral)
    print("Fator de forma = ", F)
else:
    print("Not facing each other")
Fator de forma = 0.03707846084000001

```

- **F4-5 (Porta-Evaporador)**

Cálculo feito numericamente via Python conforme código abaixo:

```

import pyvista as pv
import pyviewfactor as pvf
#CALCULO FATOR DE FORMA PORTA-EVAP
# Definição da evaporadora.
pointa = [0.024, 0.394, 0]
pointb = [0.406, 0.394, 0]
pointc = [0.406, 0.490, 0]
pointd = [0.024, 0.490, 0]
evap = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Definição da Porta.
pointa = [0, 0, 0.290]
pointb = [0, 0.490, 0.290]
pointc = [0.430, 0.490, 0.290]
pointd = [0.430, 0, 0.290]
Porta = pv.Rectangle([pointa, pointb, pointc, pointd])
# Verifica Visibilidade
if pvf.get_visibility(evap , Porta):
    F = pvf.compute_viewfactor(evap , Porta)
    print("Fator de forma = ", F)
else:
    print("Not facing each other")
Fator de forma (Porta->Evap) = 0.051737866250000014

```