

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Jéssica Cristina Campos Miranda Silva

**ESTUDO DAS PRESSÕES MÁXIMAS NO EVAPORADOR DE UMA BOMBA DE  
CALOR DE EXPANSÃO DIRETA À R744 ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR.**

Belo Horizonte  
2023

Jéssica Cristina Campos Miranda Silva

**ESTUDO DAS PRESSÕES MÁXIMAS NO EVAPORADOR DE UMA BOMBA DE CALOR DE EXPANSÃO DIRETA À R744 ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR.**

Dissertação 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: Willian Moreira Duarte

Coorientador: Tiago de Freitas Paulino

S586e

Silva, Jéssica Cristina Campos Miranda.

Estudo das pressões máximas no evaporador de uma bomba de calor de expansão direta R744 assistida por energia solar [recurso eletrônico] / Jéssica Cristina Campos Miranda Silva. - 2023.

1 recurso online (82 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Willian Moreira Duarte.

Coorientador: Tiago de Freitas Paulino.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 78-82.

Bibliografia: f. 71-77.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Energia - Consumo - Teses.  
3. Sustentabilidade - Teses. 4. Evaporadores - Teses. 5. Energia solar -  
Teses. 6. Modelos matemáticos - Teses. 7. Bombas de calor - Teses.  
8. Dióxido de carbono - Teses. 9. Efeito estufa (Atmosfera) - Teses.  
I. Duarte, Willian Moreira. II. Paulino, Tiago de Freitas. III. Universidade  
Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



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

### FOLHA DE APROVAÇÃO

## **“ESTUDO DAS PRESSÕES MÁXIMAS NO EVAPORADOR DE UMA BOMBA DE CALOR DE EXPANSÃO DIRETA A R744 ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR”**

**JÉSSICA CRISTINA CAMPOS MIRANDA SILVA**

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. Willian Moreira Duarte (Orientador–Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Tiago de Freitas Paulino (Co-orientador – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET), Dr. Rafael Augusto Magalhães Ferreira (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Cleisson Henrique de Paula (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET), 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 03 de agosto de 2023. Por:



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 08/08/2023, às 10:56, 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 **Tiago de Freitas Paulino, Usuário Externo**, em 08/08/2023, às 11:17, 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 **Cleisson Henrique de Paula, Usuário Externo**, em 09/08/2023, às 23:32, 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 **Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Professor do Magistério Superior**, em 11/08/2023, às 12:12, 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](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **2510411** e o código CRC **9BABD216**.

---

*A Deus, por ser inspiração.*

## **AGRADECIMENTOS**

A todos aqueles que direta ou indiretamente, colaboraram na preparação deste trabalho e em particular:

Agradeço à Deus pelo dom da vida, por me guiar e estar sempre presente nas minhas decisões e escolhas.

Agradeço ao meu marido William Silva pela paciência, apoio e motivação para que eu persistisse nos estudos. Obrigada por ser leal e companheiro em meio a bons e maus momentos.

Agradeço ao meu orientador William Duarte e coorientador Thiago Paulino, por toda a orientação, suporte e conhecimento que compartilharam comigo durante o período em que trabalhamos juntos. Suas orientações foram fundamentais para que eu pudesse entender melhor os conceitos teóricos e as metodologias que foram necessárias para realizar as etapas do projeto.

Agradeço aos colegas do GREA, aos colegas dessa caminhada pelos cafezinhos e momentos de desabafos.

Agradeço à CAPES, FAPEMIG e CNPq pelo apoio financeiro.

A todos  
Meus sinceros agradecimentos

*“O importante é não parar de questionar. A curiosidade tem sua própria razão de existir.”*

Albert Einstein (1955)



## Resumo

A utilização de bombas de calor para aquecer água em vez de aquecedores elétricos é uma forma de reduzir o consumo de energia e conseqüentemente as emissões de gases do efeito estufa. Nesse contexto, o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub> ou R744) como fluido refrigerante tem chamado a atenção de diversos pesquisadores da área de refrigeração. Vários trabalhos na literatura avaliaram o desempenho da bomba de calor, desempenho econômico, desempenho energético, desempenho exerético, influência da geometria no evaporador solar, mas não foram encontrados trabalhos que apresentassem o comportamento da pressão no evaporador de uma bomba de calor à R744 no ciclo transcrito. Nesse contexto, este trabalho apresenta um modelo matemático para o evaporador da bomba de calor (DX-SAHP) que avalia o comportamento da pressão no evaporador quando este não está operando, mas exposto ao sol, e os impactos dessas pressões na integridade estrutural dos componentes, considerando uma quantidade de massa de R744 aprisionada dentro do evaporador variando entre 8% e 12%. Os dados meteorológicos para resolução do modelo matemático foram retirados do site do INMET estudando dados de Belo Horizonte desde 2012 e nas outras quatro regiões do Brasil, com foco no ano de 2022. A pressão máxima do R744 para 12% de massa dentro do evaporador foi de cerca de 12,2 MPa enquanto a pressão máxima de trabalho no evaporador recomendada pelo fabricante do tubo é de 13,2MPa.

**Palavras-chave:** Modelo numérico, DX-SAHP, pressão no evaporador, Bomba de calor solar assistida, R744 (CO<sub>2</sub>).

## Abstract

The use of heat pumps to heat water instead of electric heaters is a way to reduce energy consumption and consequently greenhouse gas emissions. In this context, carbon dioxide (CO<sub>2</sub> or R744) as a refrigerant has drawn the attention of several researchers in the field of refrigeration. Several works in the literature evaluated the performance of the heat pump, economic performance, energy performance, exergy performance, influence of the geometry in the solar evaporator, but no works were found that presented the behavior of the pressure in the evaporator of a heat pump at R744 in the cycle transcritical. In this context, this work presents a mathematical model for the heat pump evaporator (DX-SAHP) that evaluates the behavior of the pressure in the evaporator when it is not operating, but exposed to the sun, and the impacts of these pressures on the structural integrity of the components, considering a mass amount of R744 trapped inside the evaporator varying between 8% and 12%. The meteorological data for solving the mathematical model were taken from the INMET website, studying data from Belo Horizonte since 2012 and in the other four regions of Brazil, focusing on the year 2022. The maximum pressure of R744 for 12% of mass inside the evaporator was of about 12.2 MPa while the maximum working pressure in the evaporator recommended by the tube manufacturer is 13.2 MPa.

**Keywords:** Numeric model, DX-SAHP, pressure in the evaporator, Solar Assisted Heat Pump, R744 (CO<sub>2</sub>).

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 3-1- DIAGRAMA DE MOLLIER PARA O CICLO TRANSCRÍTICO DO R744 .....	27
FIGURA 3-2- UM INVÓLUCRO RETANGULAR INCLINADO COM SUPERFÍCIES ISOTÉRMICAS. ....	29
FIGURA 3-3- CURVA DE EBULIÇÃO TÍPICA PARA ÁGUA A 1 ATM DE PRESSÃO .....	36
FIGURA 4-1- REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UMA DX-SAHP OPERANDO À R744 .....	41
FIGURA 4-2- FOTOS DA MONTAGEM DO RESFRIADOR DE GÁS.....	42
FIGURA 4-3- FOTO DO EVAPORADOR/COLETOR SOLAR .....	44
FIGURA 4-4- FLUXOGRAMA PARA CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO INTERNO.....	49
FIGURA 4-5- FLUXOGRAMA USADO PARA RESOLVER AS EQUAÇÕES DO MODELO .....	51
FIGURA 4-6- ESQUEMA DE VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA .....	52
FIGURA 4-7- IRRADIÂNCIA SOLAR MÉDIA VERSUS TEMPERATURA AMBIENTE EM 2022, BELO HORIZONTE - MG .....	54
FIGURA 4-8- IRRADIÂNCIA SOLAR MÉDIA VERSUS TEMPERATURA AMBIENTE EM 2022, ALTO PARAÍSO - GO .....	54
FIGURA 4-9- IRRADIÂNCIA SOLAR MÉDIA VERSUS TEMPERATURA AMBIENTE EM 2022, PARANÁ – TO.....	55
FIGURA 4-10- IRRADIÂNCIA SOLAR MÉDIA VERSUS TEMPERATURA AMBIENTE EM 2022, SÃO GONÇALO - PB.....	55
FIGURA 4-11- IRRADIÂNCIA SOLAR MÉDIA VERSUS TEMPERATURA AMBIENTE EM 2022, MARINGÁ - PR.....	56
FIGURA 5-1- TESTE DE MALHA .....	57
FIGURA 5-2- PRESSÃO NO EVAPORADOR EM BELO HORIZONTE 2022 .....	58
FIGURA 5-3- GRÁFICO COMPARATIVO ENTRE OS VALORES DA PRESSÃO, TEMPERATURA E IRRADIÂNCIA MÁXIMA DE CADA MÊS .....	59
FIGURA 5-4- VALORES DA PRESSÃO NO EVAPORADOR EM JANEIRO E MARÇO.....	59
FIGURA 5-5- TEMPERATURA MÁXIMA EM MARÇO.....	60
FIGURA 5-6- IRRADIÂNCIA SOLAR EM 14 DE JANEIRO DE 2022.....	61
FIGURA 5-7- VARIAÇÃO DA PRESSÃO DO FLUIDO AO LONGO DO DIA PARA DIFERENTES MASSAS DE R744 NO EVAPORADOR .....	61
FIGURA 5-8- VALORES DAS PRESSÕES MÁXIMAS NO EVAPORADOR DE 2012 - 2022 .....	62
FIGURA 5-9- PRESSÃO MÁXIMA EM PARANÁ - TO, 2022 .....	63
FIGURA 5-10- PRESSÃO MÁXIMA NO EVAPORADOR EM SÃO GONÇALO - PB, 2022.....	63

FIGURA 5-11- VELOCIDADE MÉDIA DOS VENTOS EM SÃO GONÇALO - PB, 2022 .....	64
FIGURA 5-12- PRESSÃO MÁXIMA NO EVAPORADOR EM ALTO PARAÍSO DE GOIÁS – GO, 2022 .....	64
FIGURA 5-13- PRESSÃO MÁXIMA EM MARINGÁ - PR, 2022 .....	65
FIGURA 5-14- VELOCIDADE MÉDIA DOS VENTOS EM MARINGÁ - PR, 2022.....	65
FIGURA 5-15- PRESSÕES MÁXIMAS E MÍNIMAS NO EVAPORADOR NAS CINCO REGIÕES DO BRASIL.....	66

## LISTA DE TABELAS

TABELA 3-1 - ESTUDOS SOBRE O DESEMPENHO ENERGÉTICO DE DX-SAHP.....	25
TABELA 3-2- SÍNTESE DE ESTUDOS EXPERIMENTAIS E SUAS PRINCIPAIS CONCLUSÕES.....	30
TABELA 4-1- DADOS DO RESFRIADOR DE GÁS.....	43
TABELA 4-2- DADOS DO COMPRESSOR .....	43
TABELA 4-3- DADOS DO EVAPORADOR .....	45
TABELA 4-4- DADOS NOMINAIS DA BOMBA DE ÁGUA.....	47

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHP	Bomba de calor a ar, do inglês, <i>air source heat pump</i>
CFC	Clorofluorcarbono
CO <sub>2</sub> /R-744	Dióxido de carbono
COP	Coeficiente de desempenho, do inglês, <i>coefficient of performance</i>
DHW	Água quente doméstica, do inglês, <i>Domestic hot water</i>
DX-SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta, do inglês, <i>direct expansion solar assisted heat pump</i>
HFC	Hidrofluorcarbono
IX- SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar de expansão indireta, do inglês, <i>indirect expansion solar assisted heat pump</i>
PVC	Policloreto de polivinila, do inglês, <i>polyvinyl chloride</i>
PVT	Coletor solar híbrido térmico fotovoltaico
R-12	Refrigerante diclorodifluormetano ou Freon-12
R-22	Refrigerante clorodifluormetano ou 22 Freon
R-290	Refrigerante propano
R-134a	Refrigerante, conhecido como HFC-134a
R407C	Mistura refrigerante (23% de R32, 25% de R125 e 52% de R134a)
R410A	Mistura refrigerante (50% de R125, 50% de R32)
R1234yf	Refrigerante 2,3,3,3-Tetrafluoropropene
SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar, do inglês, <i>solar assisted heat pump</i>
SH	Aquecedor de ambiente
SI	Sistema Internacional de Medidas
UTC	Coordenadas Universais de Tempo, do inglês, <i>Universal Time Coordinated</i>

## NOMENCLATURA

### Letras latinas

A	Área [m <sup>2</sup> ]
B	Parâmetro auxiliar [adimensional]
C	Condutância térmica da solda [W/K]
c	Calor específico [J/kgK]
D	Diâmetro [m]
E	Erro [%]
F	Fator de eficiência [adimensional]
g	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
Gr	Número de Grashof [adimensional]
h	Coeficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> K]
H	Altura [m]
I	Irradiância solar [W/m <sup>2</sup> ]
k	Condutividade térmica [W/mK]
L	Comprimento [m]
M	Massa molecular [kg/kmol]
m	Massa [kg]
n	Expoente auxiliar [adimensional]
Nu	Número de Nusselts [adimensional]
P	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl [adimensional]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [W]
$\dot{q}$	Fluxo de calor [W/m <sup>2</sup> ]
Ra	Número de Rayleigh [adimensional]
Re	Número de Reynolds [adimensional]
S	Fluxo de radiação líquida [W/m <sup>2</sup> ]

T	Temperatura [K]
t	Tempo [s]
u	Energia interna [kJ/kgK]
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]
V	Velocidade [m/s]
W	Distância entre os tubos [m]
<i>i</i>	Entalpia específica [J/kg]

### Letras gregas

$\alpha$	Absortância solar [adimensional]
$\beta$	Coeficiente de dilatação térmica [1/K]
$\delta$	Espessura aleta [m]
$\varepsilon$	Emissividade [adimensional]
$\eta$	Eficiência da aleta [adimensional]
$\theta$	Ângulo [°]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Ns/m <sup>2</sup> ]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial [N/m]
$\sigma'$	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]

### Subscritos

$\infty$	Propriedades na corrente livre
a	Ar
céu	Céu
cr	Crítico(a)
cu	Cobre



dp	Ponto de orvalho
e	Evaporador
f	Fluido
i	Interno
l	Líquido
L	Perdas
lv	Vaporização
o	externo
p	Pressão constante
s	Superfície
sat	Saturação
tol	Tolerado
tot	Total
v	Vapor
vert	Vertical
wd	Vento

## SUMÁRIO

1. <b>INTRODUÇÃO</b> .....	19
2. <b>OBJETIVOS</b> .....	21
3. <b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	22
3.1 Bombas de calor assistidas por energia solar .....	22
3.2 Bombas de calor a R744 e o ciclo transcrito .....	26
3.3 Escoamento interno .....	28
3.3.1 Convecção natural sem mudança de fase .....	28
3.3.2 Escoamento supercrítico .....	30
3.3.3 Ebulição .....	35
3.3.4 Condensação .....	37
3.4 Escoamento externo .....	39
3.4.1 Convecção natural .....	39
3.4.2 Convecção forçada .....	40
3.4.3 Convecção combinada .....	40
4. <b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	41
4.1 Dispositivo experimental .....	41
4.1.1 Resfriador de gás .....	42
4.1.2 Compressor .....	43
4.1.3 Dispositivo de expansão .....	44
4.1.4 Evaporador solar .....	44
4.1.5 Filtro secador .....	46
4.1.6 Separador de líquido e separador de óleo .....	46
4.1.7 Bomba de Água .....	46
4.2 Modelo matemático .....	47
4.3 Dados climáticos .....	52
5. <b>ANÁLISE E RESULTADOS</b> .....	57
5.1 Teste de malha .....	57
5.2 Resultados de Belo Horizonte .....	58
5.3 Dados de diferentes regiões do Brasil .....	62
5.3.1 Região Norte .....	62
5.3.2 Região Nordeste .....	63
5.3.4 Região Centro Oeste .....	64
5.3.5 Região Sul .....	65

5.4 Considerações finais.....	66
<b>6. CONCLUSÕES</b> .....	<b>68</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>70</b>
<b>APÊNDICE 1 – Modelo matemático da DX-SAHP</b> .....	<b>77</b>

## 1. INTRODUÇÃO

No Brasil o setor energético é um dos mais importantes do país. O crescimento populacional e industrial atrelado à má gestão de recursos naturais tem sido um impulsionador na pesquisa de novas formas de gerar energia que sejam alternativas, onere menos o meio ambiente e formas de transformação de energia que possuam um melhor aproveitamento.

De acordo com pesquisas realizadas pela Empresa de Pesquisas Energéticas (EPE, 2021), no Brasil o uso de energias renováveis vem crescendo gradualmente, somente a energia solar teve um aumento de 61,5%, entre 2019 e 2020, o que corresponde a um total de 4,2% das energias renováveis utilizadas. Apesar do aumento da utilização da energia solar como fonte de energia residencial, ela ainda está muito atrás de outras fontes de energias como derivados da cana, eólica e biodiesel, que em 2020 atingiram um percentual de 48,4% da oferta interna de energia elétrica.

Um das alternativas encontradas na literatura para gerar energia com um menor impacto ambiental são as bombas de calor que geram energia térmica integrada a energias disponíveis no meio ambiente, como a solar ou geotérmica. Pesquisas têm sido feitas no sentido de melhorar o desempenho das bombas de calor, Buker e Riffat (2016) apresentaram diferentes configurações e performance energética para a bomba de calor assistida por energia solar (SAHP), Rabelo *et al.* (2019) e Chatuverdi *et al.* (2014) apresentaram em seus trabalhos uma análise da performance econômica de uma bomba de calor, Cervantes *et al.* (2002) e Paradeshi *et al.* (2018) fizeram um estudo da performance exergética, Buker *et al.* (2016) e Li *et al.* (2006) fizeram uma análise da influência da geometria do evaporador solar no desempenho de uma bomba de calor.

Nos últimos anos, tem havido um crescente interesse em desenvolver sistemas de bombas de calor utilizando R744 como fluido de trabalho, devido às suas propriedades termodinâmicas favoráveis e ao seu baixo impacto ambiental. Dessa forma, o presente trabalho visa à realização do estudo das pressões máximas geradas pelo evaporador e quais os principais impactos que poderão ser causados no evaporador de uma bomba de calor assistida com energia solar de expansão direta de pequeno porte, ao usar o gás R744 como fluido refrigerante, operando no ciclo transcrito.

Deve-se ressaltar que o trabalho em questão está dividido em sete capítulos, sendo este o primeiro onde abordou-se a problemática do trabalho. Já o segundo capítulo expõe os objetivos do trabalho. O terceiro capítulo apresenta uma revisão bibliográfica da literatura relacionados ao tema proposto e um estudo sobre os principais fenômenos que ocorrem especialmente no evaporador da bomba de calor. O quarto capítulo descreve os materiais e métodos utilizados para execução da simulação do modelo matemático. O quinto capítulo apresenta a discussão dos resultados obtidos. O sexto capítulo apresenta as principais conclusões do trabalho. Por fim, no sétimo capítulo apresenta-se as referências bibliográficas utilizadas para o desenvolvimento deste trabalho.

## 2. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo principal desenvolver um modelo matemático para estudo das pressões no evaporador de uma bomba de calor de expansão direta assistida com energia solar a CO<sub>2</sub> operando um ciclo transcrito.

Como objetivos específicos têm-se:

- Elaborar uma simulação para análise das pressões máxima no evaporador levando em consideração a intensidade da radiação diária, temperatura a cada hora do dia e a quantidade de massa acumulada no evaporador quando este não está operando.
- Analisar a temperatura do fluido ao longo do dia e correlações matemáticas para cálculo do coeficiente convectivo em diferentes tipos de escoamento.
- Analisar, através do modelo matemático, a pressão no evaporador ao longo dos últimos 10 anos em Belo Horizonte
- Analisar, através do modelo matemático, a pressão no evaporador, utilizando os dados disponíveis no INMET durante o ano de 2022, considerando outras regiões do Brasil, a saber: sul, centro-oeste, nordeste e norte.

### **3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Neste capítulo serão apresentadas comparações entre os diferentes os tipos de bombas de calor assistida a energia solar e alguns trabalhos que usam diferentes tipos de gases refrigerantes para a bomba de calor (DX-SAHP). Apresenta juntamente, um conjunto de correlações matemáticas para cálculo do coeficiente convectivo usadas para quantificar a transferência de calor na bomba de calor. Existem diversas correlações para determinação do coeficiente convectivo para diferentes tipos de escoamento e geometrias, como o objetivo do trabalho não é analisar cada correlação, serão apresentadas somente as que apresentam relevância para a análise da proposta do presente trabalho. Para modelar o evaporador solar de uma DX-SAHP é necessário considerar as correlações para convecção natural interna em dutos circulares e convecção forçada ou natural externa em placas inclinadas. O R744 é o fluido de referência na avaliação da convecção interna, o fluido ar atmosférico onde há convecção externa.

#### **3.1 Bombas de calor assistidas por energia solar**

O ciclo ideal da bomba de calor é um processo termodinâmico em que o calor é transferido de uma fonte fria para uma fonte quente, através do trabalho realizado pelo compressor. Esse processo começa no evaporador, onde o fluido refrigerante, geralmente um gás, está em contato com a fonte fria, que normalmente é o ar ambiente ou a água. Nesse processo, o fluido recebe calor da fonte fria, passando do estado líquido para o estado de vapor. Esse processo ocorre a uma temperatura constante e com uma perda de pressão muito baixa de tal forma que o processo pode também ser considerado isobárico. Em seguida, o fluido passa pelo compressor, onde recebe trabalho do meio externo, aumentando sua pressão e temperatura e passando do estado de vapor saturado para o vapor superaquecido. Esse processo é adiabático e reversível, ou seja, este é um processo de entropia constante (processo isentrópico). Depois disso, o fluido refrigerante passa pelo condensador, onde é resfriado, liberando calor para o meio externo, que pode ser o ar ambiente ou a água. Nesse processo, o fluido é condensado a uma temperatura constante e passa do estado de vapor superaquecido para o estado líquido saturado. Esse processo libera energia térmica para o meio externo, gerando aquecimento no ambiente. Por fim, o fluido passa pela válvula de expansão, onde ocorre uma perda de pressão, e o fluido volta ao

evaporador em uma mistura de estado líquido e vapor. Nesse processo, o fluido passa do estado líquido saturado para o estado de vapor, absorvendo calor da fonte fria e completando o ciclo da bomba de calor.

De acordo com Buker *et al.* (2016) os primeiros estudos que esclarecem o funcionamento de uma DX-SAHP partiram dos autores Sporn *et al.* (1955) e Jordan *et al.* (1954); a partir de então diversos outros estudos foram publicados para contribuir com o avanço dessa tecnologia. Uma bomba de calor assistida por energia solar é composta basicamente de seis elementos: coletor-evaporador (combinado em tipos de série direta), compressor, tanque de troca de calor de armazenamento, condensador, fluido refrigerante e válvulas de expansão térmica. O sistema de funcionamento de uma bomba de calor assistida por energia solar parte do princípio de absorver o calor transferido pela energia solar no evaporador, essa energia absorvida é transmitida como forma de calor no condensador que por sua vez transfere para o tanque de armazenamento. O gás refrigerante sofre compressão e expansão durante o processo, fazendo com que ele receba e libere energia em uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta (DX-SAHP).

Neste contexto, uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão indireta (IX-SAHP) absorve radiação solar, porém o refrigerante que é comprimido pelo compressor não escoa pelo coletor solar, há um fluido secundário que circula com o evaporador pelo coletor solar e troca calor (Chyng *et al.*, 2003). Uma bomba de calor é considerada de expansão direta quando o gás refrigerante absorve o calor diretamente no evaporador, fazendo o coletor solar ter a mesma função do evaporador. As bombas de calor de expansão direta (DX-SAHP) são geralmente mais eficientes em ambientes com temperaturas mais elevadas, como em regiões de clima quente ou durante o verão. Elas também podem ser mais econômicas, pois requerem um trocador de calor a menos, o que reduz o custo do sistema. No entanto, as bombas de calor de expansão direta têm uma limitação na quantidade de energia que podem fornecer, o que pode ser um problema em ambientes com temperaturas mais baixas (Buker *et al.* 2016).

Por outro lado, as bombas de calor de expansão indireta (IX-SAHP) são mais adequadas para ambientes com temperaturas mais baixas, como em regiões de clima frio ou durante o inverno. Elas são capazes de fornecer uma quantidade maior de



energia e podem ser mais estáveis em termos de desempenho termodinâmico em diferentes condições climáticas. No entanto, elas podem apresentar um custo elevado devido ao uso de um trocador de calor a mais, e podem apresentar uma menor eficiência em ambientes mais quentes (Buker *et al.* 2016).

Na literatura encontram-se diversas estruturas de bomba de calor, Buker e Riffat (2016) apresentam vários tipos de bombas de calor fazendo uma comparação entre elas. Dentre as bombas que foram propostas, os autores selecionaram três tipos que demonstraram melhor desempenho para aquecimento de água a baixas temperaturas: bomba de calor de expansão direta DX-SAHP; bomba de calor de expansão indireta (IX-SAHP), com associação em paralelo, pois o coletor está em paralelo com a bomba de calor, e bomba de calor de expansão indireta (IX-SAHP), com associação em série, o coletor solar está em série com a bomba de calor.

Nas IX-SAHP com associação em paralelo, a água que fica armazenada no tanque é bombeada para o coletor solar, este por sua vez recebe calor através da radiação solar. Em dias em que a intensidade da radiação solar é baixa, pode-se usar uma bomba de calor a ar para aquecer o tanque de água.

Nas IX-SAHP com associação em série, o coletor aquece o fluido, passa pelo evaporador que retira calor da água e o condensador produz água quente, a vantagem desse sistema é que caso não tenha o coletor solar a temperatura de evaporação será baixa, pois precisa-se retirar calor do ambiente, favorecendo então o COP da bomba de calor. Ao utilizar um coletor solar, a temperatura de evaporação aumenta, o que acaba por diminuir o COP da bomba de calor, uma vez que a bomba de calor precisa trabalhar com uma diferença menor de temperatura para fornecer calor à água.

As características do gás refrigerante impactam não apenas no desempenho da bomba de calor, mas também nas consequências que acarretam para o meio ambiente. Desde que estabelecido pelo protocolo de Montreal, 1996, que estabelece a diminuição mundial de emissão de gases CFCs, a substituição de gases que prejudicam a camada de ozônio vem sendo realizada. Uma das opções viáveis para a substituição do fluido refrigerante é o R744 que, além de ser abundante na natureza, apresenta uma propriedade pontual em relação a outros refrigerantes por possuir uma temperatura de saturação baixa (Islam *et al.*, 2012).

a Tabela 3-1 é apresentado uma comparação entre diferentes estudos sobre o desempenho energético de DX-SAHP, sendo possível notar que poucos trabalhos utilizaram o R744 como gás refrigerante. Quatro tipos diferentes de evaporadores ou coletores foram apresentados nesses estudos: placa plana descoberta (UFP), placa plana coberta (CBFP), tubo em U de tubo evacuado (ETUP) e coletores solares híbridos térmicos fotovoltaicos (PV-T). Os resultados almejavam dois objetivos: produzir água quente doméstica (DWH) e/ou aquecimento ambiente (SH).

Tabela 3-1 - Estudos sobre o desempenho energético de DX-SAHP

Autores	Tipo de coletor	Área do coletor (m <sup>2</sup> )	Gás refrigerante	COP	Estudo		Tipo de aquecimento	Localização	Tamanho do tanque (L)	Temp. água (°C)
					Teórico	Experimental				
Chaturvedi and Shen (1984)	UFP	3.4	R12	2.0 - 3.0	✓	✓	DHW	Norfolk (USA)	-	-
Chaturvedi <i>et al.</i> (1998)	UFP	3.5	R12	2.5–4.5	✓	✓	SH	Norfolk (USA)	-	-
Ito <i>et al.</i> (1999)	UFP	3.2	R22	2.0–8.0	✓	✓	DHW	Japan	-	30–60
Torres-Reyes and Gortari (2001)	UFP	4.5	R22	5.6–4.4	✓	✓	SH	Guanajuato (MX)	-	-
Hawllader <i>et al.</i> (2001)	UFP	3.0	R134a	4.0–9.0	✓	✓	DHW	Singapore	250	55
Chyng <i>et al.</i> (2003)	UFP	1.9	R134a	1.7–2.5	✓	✓	DHW	Taiwan	-	52–56
Kuang <i>et al.</i> (2003)	UFP	2.0	R22	4.0–6.0	X	✓	DHW	Shanghai (CN)	150	50
Ito <i>et al.</i> (2005)	PVT	1.9	R22	4.5–6.5	✓	✓	SH, DHW	Japan	-	30–60
Kuang and Wang (2006)	UFP	10.5	R22	2.6–3.3	✓	✓	SH, DHW	Shanghai (CN)	150	50
Li <i>et al.</i> (2007)	UFP	4.2	R22	5.21	✓	✓	DHW	Shanghai (CN)	150	50
Xu <i>et al.</i> (2009)	PVT	2.3	R22	4.9–5.1	✓	X	DHW	Nanjing (CN)	150	50
Chow <i>et al.</i> (2010)	UFP	12	R134a	6.5–10.0	✓	X	DHW	Hong Kong (CN)	150	50
Kong <i>et al.</i> (2011)	UFP	4.2	R22	5.2–6.6	✓	X	DHW	Shanghai (CN)	150	50
Moreno-Rodríguez <i>et al.</i> (2012)	UFP	5.6	R134a	1.7–2.9	✓	✓	DHW	Madri (ES)	300	51
Fernández- Seara <i>et al.</i> (2012)	UFP	1.6	R134a	2.0–4.0	X	✓	DHW	-	300	55
Zhang <i>et al.</i> (2014)	UFP	4.2	R22	3.5–6.0	✓	X	DHW	-	150	50
Sun <i>et al.</i> (2015)	UFP	2.0	-	4.0–5.5	✓	X	DHW	Shanghai (CN)	150	55
Deng an Yu (2016)	CFP	2.5	R134a	3.9–6.2	✓	X	DHW	-	150	55
Kong <i>et al.</i> (2017)	UFP	4.2	R410a	5.2–6.6	✓	X	DHW	-	150	50

Mohamed <i>et al.</i> (2017)	UFP	4.2	R407c	5.2–6.6	✓	✓	SH, DHW	Noltingham (UK)	200	50
Diniz (2017)	UFP	1.6	R134a	2.1–2.9	X	✓	DHW	Belo Horizonte (BR)	200	45
Rabelo <i>et al.</i> (2018)	UFP	1.6	R744	3.5–5.5	X	✓	DHW	Belo Horizonte (BR)	200	45-80
Kong <i>et al.</i> (2018)	UFP	2.1	R134a	3.6–5.6	X	✓	DHW	Qingdao (CN)	200	60
Rabelo <i>et al.</i> (2019)	UFP	1.57	R744	2.58	X	✓	DHW	Belo Horizonte (BR)	200	25-60
Kong <i>et al.</i> (2020)	UFP	2.1	R290	2.12 - 4.43	X	✓	DHW	Qingdao (CN)	200	37.7-54.9
Duarte <i>et al.</i> (2021)	UFP	1.57	R744	3.2-5.4	X	✓	DHW	Belo Horizonte (BR)	200	40-80

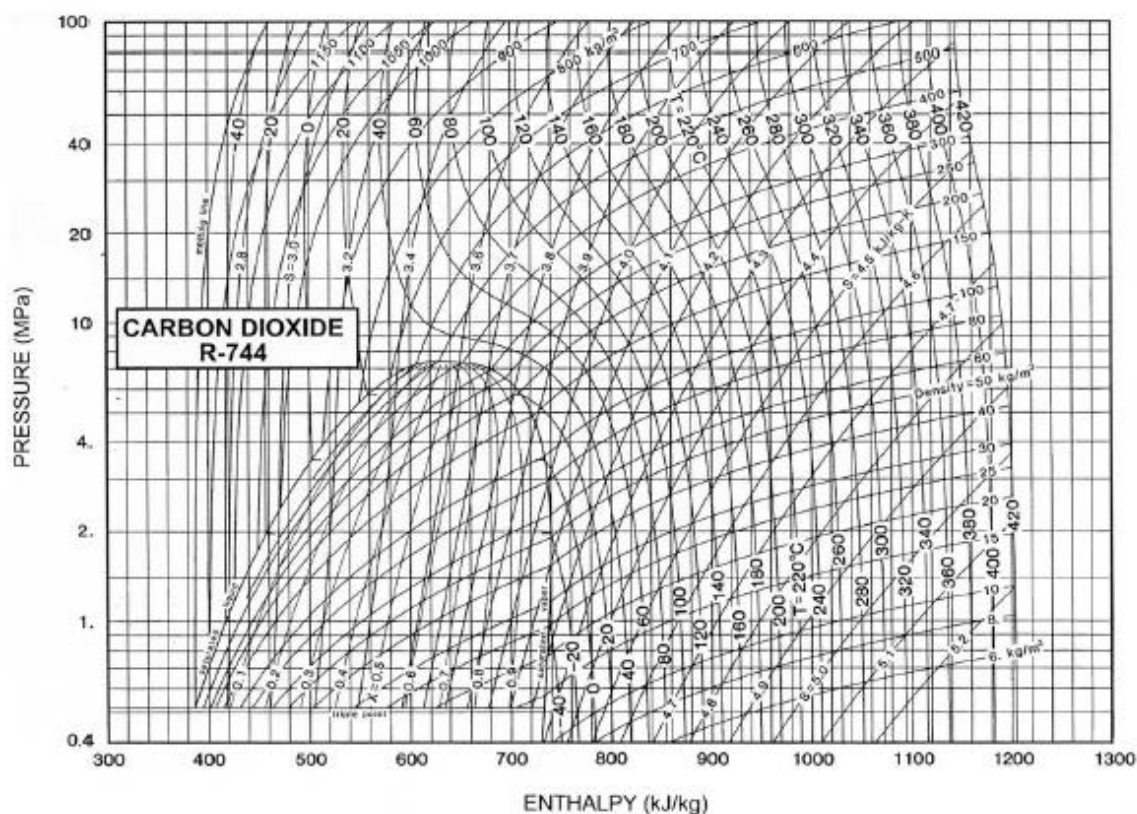
Fonte: Adaptado de Mohanraj *et al.* (2018)

Além dos trabalhos listados na Tabela 3-1 dos quais toda bomba de calor é analisada, há dois trabalhos onde a análise é apenas do coletor solar da DX-SAHP. Faria *et al.* (2016) apresentou um modelo dinâmico para o conjunto evaporador/coletor solar, compressor e válvula de expansão com validação experimental em uma DX-SAHP usando R744. O modelo é capaz de prever as variações no superaquecimento durante condições transiente e pode ser usado para projeto do controle da válvula de expansão. Scarpa e Tagliafico (2016) apresentaram um estudo no qual foi calculado a contribuição da radiação, da convecção e da condensação de vapor presente no ar úmido no calor absorvido pelo coletor solar em uma DX-SAHP operando com baixa radiação solar. Os autores viram que a condensação representa de 20 a 30% do calor absorvido pelo coletor solar.

### 3.2 Bombas de calor a R744 e o ciclo transcrito

Islam *et al.* (2012) apresenta um trabalho teórico usando o gás refrigerante R744 e ele observou um aumento do COP com a redução da velocidade do compressor. O R744 possui pressão de vapor consideravelmente maior do que outros gases, tornando sua capacidade de refrigeração de 3 a 10 vezes maior que gases CFCs. Em contrapartida o R744 possui baixa temperatura crítica de tal forma que em bombas de calor é comum que a pressão de alta fique acima da pressão crítica. O nome do ciclo que possui essa característica é o ciclo transcrito e o diagrama pressão versus entalpia é mostrado na Figura 3-1 (Kim *et al.*, 2004).

Figura 3-1- Diagrama de Mollier para o ciclo transcrito do R744



Fonte: Kim et al. (2004)

De Oliveira *et al.* (2016) apresentam um modelo dinâmico de uma bomba de calor para aquecimento de água residencial e chegam à conclusão de que o R744 possui capacidade volumétrica de refrigeração relativamente alta, cerca de cinco vezes maior do que R22. Rabelo *et al.*, (2019) discutem os efeitos na abertura da válvula de expansão em um sistema de bomba de calor DX-SAHP onde usam o R744 como gás refrigerante, neste trabalho eles chegam a conclusão que com o aumento da radiação térmica de  $48 \text{ W/m}^2$  para  $715 \text{ W/m}^2$ , o COP do sistema tem um aumento de 21%, também observaram alguns efeitos como: a alta pressão diminui, a baixa pressão aumenta, a temperatura de saída do compressor diminui, a vazão mássica aumenta e a diferença de entalpia no evaporador e no gás refrigerante diminui.

Na literatura consultada não foi encontrado nenhum trabalho que estuda as pressões atuantes em evaporadores de bomba de calor de expansão direta quando o compressor está desligado. O evaporador de uma bomba de calor exposta ao sol irá aquecer atingindo temperaturas elevadas acima da temperatura crítica do R744 o que pode levar ao rompimento de componentes. De fato, sistemas de refrigeração em

cascata nos quais R744 é utilizado no ciclo de baixa temperatura possuem válvulas de segurança que abrem caso a pressão do sistema apresente valores acima do projetado.

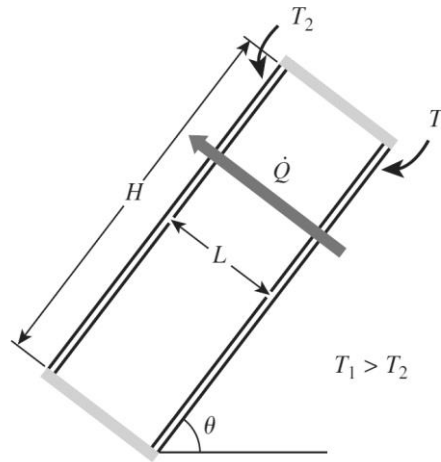
### 3.3 Escoamento interno

#### 3.3.1 Convecção natural sem mudança de fase

A convecção natural em tubos confinados ocorre devido às diferenças de temperatura entre o fluido e a parede do tubo. Nestes tubos, a circulação térmica é afetada pela geometria do tubo e pelas condições de contorno, como a temperatura da superfície do tubo e a velocidade do fluido. O aumento da temperatura na superfície do tubo causa um aumento na velocidade do fluido, o que aumenta a taxa de transferência de calor.

Na literatura consultada não foram encontrados trabalhos sobre convecção natural dentro de dutos inclinados, portanto foram consideradas correlações para cavidades retangulares. Para convecção natural em espaços confinados Hollands *et al.* (1976) apresenta a Eq. 3.1, para grandes razões de forma onde  $H/L > 12$  e ângulo de inclinação menores do que o ângulo crítico ( $\theta_{cr}$ ). Nessa equação  $H$ ,  $L$  e  $\theta$  são a altura a largura e a inclinação do espaço confinado como mostra a Figura 3-2. Os parâmetros adimensionais  $B_1$  e  $B_2$  devem ser sempre valores positivos e saturam em zero uma vez que se  $Ra \cos(\theta) < 1708$  não há advecção. Para  $H/L > 12$  o valor ângulo crítico ( $\theta_{cr}$ ) é  $70^\circ$  e este ângulo indica a mudança no escoamento do padrão tipicamente encontrado em espaços horizontais para o padrão encontrado em espaços verticais.

Figura 3-2- Um invólucro retangular inclinado com superfícies isotérmicas.



Fonte: Çengel e Ghajar (2015), pag. 554.

$$\overline{Nu} = 1 + B_1 + 1,44B_2 \left[ 1 - \frac{1708(\text{sen}(1,8\theta))^{1,6}}{Ra \cos(\theta)} \right] \quad (3.1)$$

$$B_1 = \left[ \left( \frac{Ra \cos(\theta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (3.2)$$

$$B_2 = \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos(\theta)} \right] \quad (3.3)$$

Para valores de inclinação acima do crítico, Incropera, De Witt e Bergman (2008) e Çengel e Ghajar (2015) recomendam a Eq. 3.4 para  $\theta_{cr} < \theta < 90^\circ$  e a Eq. 3.5 para  $90^\circ < \theta < 180^\circ$ . Nessas equações,  $\overline{Nu}_{vert}$  é o número de Nusselt para um corpo vertical que pode ser calculado pela correlação de Shewen, Hollands e Raithby (1996) descrita na Eq. 3.6 e que foi testada para  $H/L > 40$ .

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_{vert} (\text{sen}\theta)^{1/4} \quad (3.4)$$

$$\overline{Nu} = 1 + [\overline{Nu}_{vert} - 1] \text{sen}\theta \quad (3.5)$$

$$\overline{Nu}_{vert} = \left[ 1 + \left[ \frac{0,0665Ra^{1/3}}{1 + (9000/Ra)^{1,4}} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

Nas equações supramencionadas  $Ra$  é o número de Rayleigh que é dado por:

$$Ra = \frac{g\beta|\Delta T|L^3}{\nu^2} Pr \quad (3.7)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica,  $Pr$  é o número de Prandtl,  $\Delta T$  é a diferença de temperatura,  $L$  é a distância entre as superfícies quente e fria e  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

### 3.3.2 Escoamento supercrítico

Diversos pesquisadores têm realizado investigações experimentais para determinar as propriedades de transferência de calor do R744, algumas dessas investigações estão apresentadas na Tabela 3-2.

Tabela 3-2- Síntese de estudos experimentais e suas principais conclusões

Referência	Geometria Faixa de temperatura Pressão	Principais conclusões
Neumann e Hahne (1980)	Três fios de platina de 0,05, 0,1 e 0,3 mm de diâmetro e uma tira de platina de 0,0125 mm de espessura e 5 mm de altura. Todos os elementos tinham 67 mm de comprimento.  10 – 50 °C  74 – 90 bar	- Para fios finos, um fator de correção introduzido na correlação produz um desvio de 10%. - Ebulição não ocorre em fios de platina até temperaturas de 600 °C
Walisch <i>et al.</i> (1996)	10 mm diâmetro interno do tubo, horizontal, vertical e inclinado  30 – 180 °C  1 – 500 bar	- A transferência de calor é afetada por grande variação de densidade e capacidade térmica para cada geometria estudada - A influência da densidade no número de Nusselt depende de Reynolds
Pitla <i>et al.</i> (2002)	Tubo horizontal, diâmetro de 6,35 mm  20 – 124 °C  94 – 134 bar	- Pico no coeficiente de transferência de calor na região pseudocrítica - Nova correlação foi desenvolvida

Oh e Son (2002)	<p>Tubo horizontal (diâmetro 4,55 e 7,75 mm)</p> <p>30 – 100 °C</p> <p>75 – 100 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Menor diâmetro do tubo interno mostrou maior coeficiente de transferência de calor</li> <li>- Comparação com correlações anteriores mostrando significativos desvios</li> <li>- Nova correlação foi desenvolvida</li> </ul>
Lee <i>et al.</i> (2002)	<p>Micro tubo com diâmetro interno de 4,6 mm</p> <p>17 – 100 °C</p> <p>80 – 100 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- O coeficiente de transferência de calor de resfriamento do micro tubo aumentou de 12 a 39% a mais do que o do tubo liso</li> <li>- Comparação com correlações anteriores mostrando significativos desvios</li> <li>- Nova correlação foi desenvolvida</li> </ul>
Jiang <i>et al.</i> (2004)	<p>Tubo vertical, diâmetro interno 4 mm, com poros médios (diâmetro da partícula de 0,2-0,28 mm), escoamento ascendente</p> <p>30 – 70 °C</p> <p>95 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Quando a temperatura de entrada é maior que a temperatura pseudocrítica, o coeficiente de transferência de calor é menor do que no caso em que a temperatura de entrada é menor que a pseudocrítica</li> <li>- Em pressões supercríticas, o coeficiente de transferência de calor nem sempre é maior para vazões de massa maiores</li> <li>- Os coeficientes de transferência de calor em tubos porosos com baixos fluxos de calor são muito menores do que aqueles com fluxos de calor mais altos, o que difere da transferência de calor em mini tubos vazios</li> <li>- Em condições de fluxo de calor reduzido, o coeficiente de transferência de calor no tubo poroso é três vezes maior do que no tubo vazio</li> </ul>
Huai <i>et al.</i> (2005)	<p>Mini canais multiportas. 10 canais circulares com diâmetro interno de 1,31 mm</p> <p>22 – 53 °C</p> <p>75 – 100 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A queda de pressão aumenta drasticamente com o aumento da temperatura na região próxima à temperatura pseudocrítica</li> <li>- O coeficiente de transferência de calor aprimorado e deteriorado também foi medido perto da região crítica</li> <li>- Uma nova correlação foi desenvolvida</li> </ul>
Yoon <i>et al.</i> (2006)	<p>Tubo horizontal, diâmetro de 7,73 mm</p> <p>30 – 65 °C</p> <p>75 – 88 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- O coeficiente de transferência de calor aumenta perto da região crítica</li> <li>- O incremento de pressão perto da temperatura pseudocrítica, diminui o coeficiente de transferência de calor</li> <li>- Comparação com correlações anteriores mostrando significativos desvios</li> <li>- Duas novas correlações foram desenvolvidas</li> </ul>
Jiant <i>et al.</i> (2006)	<p>Tubo vertical, diâmetro de 0,27 mm, escoamento ascendente e descendente</p> <p>96 - 550 kW/m<sup>2</sup></p> <p>86 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Para números de Reynolds superiores a <math>4 \times 10^3</math>, os efeitos de empuxo e aceleração do fluxo são significativos tanto em fluxos de calor baixos como altos e fluxos ascendentes e descendentes</li> <li>- O modelo de turbulência k- <math>\epsilon</math> fornece os melhores resultados quando o número de Reynolds é relativamente alto e o fluxo de calor não é muito alto</li> </ul>



Jiang <i>et al.</i> (2006)	Tubo vertical, diâmetro interno 4 mm, com poros médios (diâmetro da partícula de 0,2-0,28 mm), escoamento ascendente  30 – 70 °C  95 bar	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A resistência ao fluxo supercrítico em um tubo poroso é maior do que o previsto pelas correlações encontrada na literatura</li> <li>- São apresentadas duas novas correlações para prever o fator de atrito no fluxo ascendente e descendente</li> <li>- A variação da capacidade de calor e flutuabilidade influencia a transferência de calor por convecção</li> <li>- Em meios porosos</li> </ul>
Liao e Zhao (2007)	Tubo mini/micro circular (diâmetros 0,5, 0,7, 1,1, 1,4, 1,55 e 2,16 mm)  20 – 110 °C  74 - 120 bar	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Reynolds de <math>1 \times 10^5</math>, efeito de flutuabilidade ainda era significativo, mesmo que o fluido estivesse em movimento forçado</li> <li>- Comparação com correlações anteriores mostrando significativos desvios</li> <li>- Nova correlação foi desenvolvida</li> </ul>
Dand e Hihara (2007)	Tubo horizontal (diâmetro de 1, 2, 4 e 6 mm)  30 – 70 °C  80 – 100 bar	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A queda de pressão e o coeficiente de transferência de calor aumentam com o fluxo de massa</li> <li>- Nova correlação foi desenvolvida</li> </ul>
Yun <i>et al.</i> (2007)	Mini canais quadrados multiportas. 10 canais circulares com diâmetro hidráulico de 1 mm  20 – 25 kW/m <sup>2</sup>  84 – 104 bar	<ul style="list-style-type: none"> <li>- O efeito do óleo no coeficiente de transferência de calor de R744 foi testado na configuração de mini canais</li> <li>- Degradação significativa dos coeficientes médios de transferência de calor foram observados (20,4% com concentração de óleo 4% em peso)</li> <li>- A taxa de degradação do coeficiente de transferência de calor aumenta</li> <li>- Com aumento do fluxo de massa</li> </ul>
Jiang <i>et al.</i> (2008)	Tubo vertical, diâmetro de 2 mm, escoamento ascendente e descendente  4,5 – 13,7 kW/m <sup>2</sup>  88 – 120 bar	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A distribuição de velocidade através dos tubos desenvolve-se em forma de M ao aumentar o fluxo de calor, devido à variação das propriedades físicas e flutuabilidade</li> <li>- Para fluxo ascendente, a transição entre fluxo laminar e turbulento é identificada e a transferência de calor é aprimorada pela forte flutuabilidade. Uma clara dependência do fluxo de calor é observada no coeficiente de transferência de calor</li> <li>- Para o fluxo descendente, a flutuabilidade aumentou os coeficientes de transferência de calor ao longo de todo o tubo, enquanto para o fluxo ascendente, a flutuabilidade aumentou os coeficientes de transferência de calor apenas na parte final do tubo</li> </ul>

<p>Jiang <i>et al.</i> (2008)</p>	<p>Tubo vertical, diâmetro interno 4 mm, com poros médios (diâmetro da partícula de 0,2-0,28 mm), escoamento ascendente</p> <p>30 – 70 °C</p> <p>95 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Caso a temperatura de entrada seja superior à temperatura pseudocrítica, o coeficiente de transferência de calor local diminui uniformemente através do tubo vertical poroso</li> <li>- Caso a temperatura de entrada esteja abaixo da temperatura pseudocrítica, o coeficiente de transferência de calor local tem um valor máximo quando a temperatura do fluido está próxima do ponto crítico</li> <li>- A condutividade térmica efetiva desempenha um papel importante no coeficiente de transferência de calor por convecção</li> </ul>
<p>Simões <i>et al.</i> (2008)</p>	<p>Misturador estático Kenics, diâmetro de 4,623 mm, 21 elementos de mistura helicoidal com comprimento para diâmetro razão de 1,7</p> <p>10 – 50 °C</p> <p>80 – 120 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- O misturador estático forneceu fluxos de calor uma ordem de grandeza superiores aos obtidos em trocadores de calor tubo a tubo</li> <li>- Foi desenvolvida uma correlação do número de Nusselt.</li> </ul>
<p>Kim <i>et al.</i> (2008)</p>	<p>Canal anular vertical, com diâmetro interno de 8 mm e externo de 10 mm. Escoamento ascendente</p> <p>Acima de 150 kW/m<sup>2</sup></p> <p>77 – 82 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Em baixo fluxo de massa, uma deterioração da transferência de calor é encontrada quando o fluxo de calor é superior a 50 kW/m<sup>2</sup></li> <li>- Em maior fluxo de massa, a deterioração da transferência de calor é menor e ocorre em maior fluxo de calor (150 kW/m<sup>2</sup>)</li> <li>- Foi desenvolvida uma correlação do número de Nusselt</li> </ul>
<p>Mokry <i>et al.</i> (2009)</p>	<p>Tubo vertical, diâmetro de 8 mm, escoamento ascendente</p> <p>20 – 150 °C</p> <p>76 – 88 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A transferência de calor deteriorada foi observada na região de entrada e perto do meio da seção de teste</li> <li>- Nova correlação foi desenvolvida</li> </ul>
<p>Cho <i>et al.</i> (2009)</p>	<p>Canal anular vertical, com diâmetro interno de 8 mm e externo de 10 mm</p> <p>50 – 130 kW/m<sup>2</sup></p> <p>81,2 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- O coeficiente de transferência de calor previsto para o anular</li> <li>- O canal é maior que o do tubo</li> <li>- Três modelos diferentes de turbulência foram comparados com dados experimentais. Os modelos SST k-ε e ABD (baixos Reynolds Abd) são melhores do que o modelo RNG k-ε para o caso anular</li> </ul>
<p>Bruch <i>et al.</i> (2009)</p>	<p>Tubo vertical, diâmetro interno de 6 mm. Escoamento ascendente e descendente (formato U)</p> <p>15 – 70 °C</p> <p>75 – 120 bar</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- O coeficiente de transferência de calor é máximo para uma temperatura a granel próxima à temperatura pseudocrítica</li> <li>- Um aumento do fluxo de massa no fluxo ascendente leva a um aumento de calor coeficiente de transferência</li> <li>- Em fluxos descendentes, há um valor limite da vazão mássica abaixo da qual uma redução leva a um aumento da transferência de calor coeficiente</li> <li>- Correlações específicas foram desenvolvidas para fluxos ascendentes e descendentes, com precisão de 15% e 30%, respectivamente</li> </ul>

Son e Park (2010)	Tubo horizontal, diâmetro de 9,53 mm  25 – 100 °C  75 – 100 bar	- A queda de pressão durante o processo de resfriamento diminui à medida que a pressão de entrada aumenta - Comparação com correlações anteriores mostrando significativos desvios - Nova correlação foi desenvolvida
Jiang <i>et al.</i> (2010)	Micro tubo vertical, diâmetro 0,0992 mm, escoamento ascendente e descendente  165 – 731 kW/m <sup>2</sup>  88 bar	- As diferenças dos números de Nusselt entre o ascendente e o os fluxos descendentes foram pequenos, o que indica que o a fluabilidade tem pouco efeito na transferência de calor em micro tubos - A transferência de calor local aumenta continuamente em baixos fluxos de calor - Em fluxos de calor mais altos, uma não linearidade é observada no coeficiente de transferência de calor
Li <i>et al.</i> (2010)	Tubo vertical, diâmetro 2 mm, fluxo ascendente e descendente  25 – 40 °C  78 – 95 bar	- Uma deterioração e recuperação da transferência de calor local é encontrada para fluxos ascendentes e descendentes para alto número de Reynolds (Re > 9000) e altos fluxos de calor - Comparação com correlações anteriores mostrando desvios significativos, especialmente quando a fluabilidade é significativa - Nova correlação foi desenvolvida
Kim e Kim (2010)	Tubo vertical, diâmetro 4,5 mm, escoamento ascendente  29 – 115 °C  75-103 bar	- A temperatura da parede é fortemente influenciada pelo fluxo de calor da parede e massa fluxo - O efeito da aceleração do fluxo e da fluabilidade no número de Nusselt é quantificado - Nova correlação foi desenvolvida e comparada com experimentos dados da literatura
Tokanai <i>et al.</i> (2010)	Tubulação circular de circuito fechado, diâmetro interno de 1,76, 4,35 ou 10,1 mm.  50 – 80 °C  80 – 110 bar	- Uma correlação empírica foi proposta para descrever o coeficiente de transferência de calor do R744 em um sistema de circulação por convecção natural.
Niu <i>et al.</i> (2011) e Zhang <i>et al.</i> (2011)	Tubo horizontal, diâmetro de 18,4 mm  30 – 100 °C  78 – 104 bar	- Foram realizados testes para investigar as características do R744 em um coletor solar em um sistema de ciclo Rankine alimentado por energia solar (SRCS) - Além da variação da transferência de calor em torno do ponto crítico, foi medido que a transferência de calor pode ser melhorada significativamente, aumentando a taxa de fluxo de massa, reduzindo o fluxo de calor de entrada e a pressão de entrada

Kim e Kim (2011)	Tubo vertical, diâmetro 4,5 mm, escoamento ascendente  29 – 115 °C  75-103 bar	-Aceleração do fluxo e variação do calor específico na fronteira camada influencia drasticamente a transferência de calor - Um modelo de transferência de calor de duas camadas (subcamada viscosa e camada amortecedora) foi desenvolvido para quantificar a transferência de calor de fluidos supercríticos - O modelo de duas camadas desenvolvido fornece uma precisão de $\pm 30\%$
Chen <i>et al.</i> (2013)	Tubulação circular de circuito fechado, diâmetro interno de 8 mm.  20 – 80 °C  60 – 150 bar	- A temperatura da parede de aquecimento tem um efeito maior no número de Reynolds no tubo de resfriamento
Archana <i>et al.</i> (2015)	Circuito circular natural fechado, diâmetro interno de 13,88 mm.  25 – 40 °C  85 – 95 bar	- 1D baseado em correlação empírica e 2D baseado em CFD, modelos numéricos foram comparados com dados experimentais - A precisão do modelo 2D é superior, pois é responsável pelos efeitos do fluxo em desenvolvimento
Tanimizu e Sadr (2016)	Tubo horizontal, diâmetro de 8,7 mm  16 – 64 kW/m <sup>2</sup>  75 – 90 bar	- A distribuição da temperatura da parede mostra uma variação não uniforme - Devido à alteração severa da propriedade do fluido - Aumento e deterioração do coeficiente de transferência de calor foram detectados perto da temperatura pseudocrítica

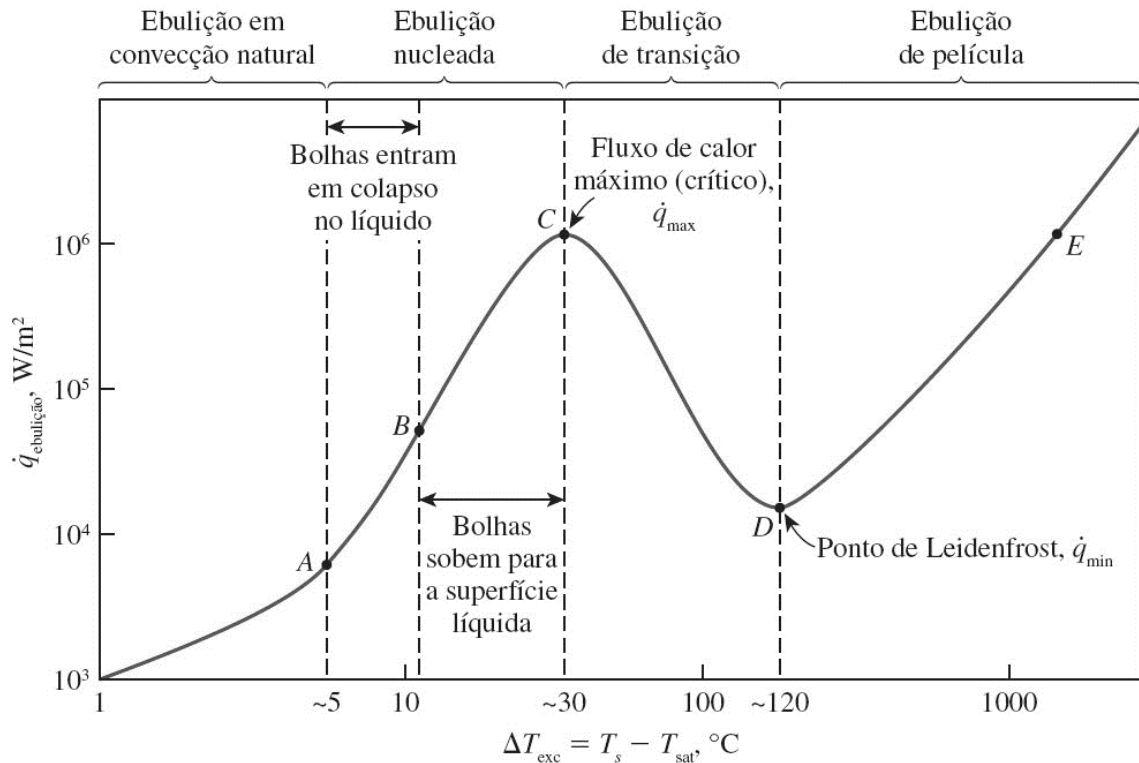
Fonte: Adaptado de Cabeza *et al.* (2017)

Diante dos trabalhos apresentados na Tabela 3-2 conclui-se que não foram encontradas correlações para o R744 em estado supercrítico em espaço confinado, sendo assim fez-se necessário uma análise adequada da geometria, comportamento do escoamento, o perfil de velocidade e a distribuição de temperatura do evaporador estudado.

### 3.3.3 Ebulição

Uma das configurações mais comuns de ebulição é conhecida como ebulição em piscina, ela acontece quando a temperatura da superfície é superior à temperatura de saturação do fluido. A Figura 3-3 mostra os regimes de ebulição em piscina em função da diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da superfície.

Figura 3-3- Curva de ebulição típica para água a 1 atm de pressão



Fonte: Çengel e Ghajar (2015), pag. 602.

Uma das principais correlações usadas para determinar o fluxo de calor em ebulição nucleada foi desenvolvida por Rohsenow (1952):

$$\dot{q} = \mu_l i_{lv} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{c_{p,l}(T_s - T_{sat})}{Bi_{lv} Pr_l^n} \right]^3 \quad (3.8)$$

no qual  $\dot{q}$ ,  $\mu$ ,  $i$ ,  $\rho$ ,  $\sigma$ ,  $c_p$ ,  $T_s$ ,  $T_{sat}$  são o fluxo de calor, a viscosidade dinâmica, a entalpia específica, a massa específica, a tensão superficial, o calor específico a pressão constante, a temperatura da superfície e a temperatura de saturação, respectivamente. O subscrito  $l$  indica propriedades do líquido,  $v$  propriedades do vapor e  $lv$  a diferença entre as propriedades do vapor e do líquido. As constantes  $B$  e  $n$  são determinadas experimentalmente e dependem da relação entre superfície e fluido, levando em conta também, as especificidades da superfície, sendo a superfície uma das responsáveis por aumentar a eficiência deste modo de transferência de calor. A correlação de Rohsenow (1952), apesar de ser uma correlação clássica para calcular o fluxo de calor em ebulição, não pode ser utilizada no presente trabalho, uma vez que os valores de  $B$  e  $n$  para a combinação cobre e R744 não foram encontrados

em tabelas. Desse modo, a correlação usada será a correlação de Cooper (1984) para calcular o coeficiente convectivo ( $h$ ) via Eq. 3.9.

$$h = 55\dot{q}^{0,67} \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{(0,12-0,2\log R)} \left[-\log\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)\right]^{-0,055} M^{-1/2} \quad (3.9)$$

Na equação anterior  $\dot{q}$  indica o fluxo de calor,  $P$  indica a pressão,  $P_{cr}$  indica a pressão crítica,  $M$  a massa molecular e  $R$  a rugosidade da superfície. Para o presente trabalho alguns parâmetros podem influenciar na ebulição em piscina, os principais a serem considerados serão as condições da superfície do tubo e região com condição de sub resfriada. As condições do tubo que podem influenciar na ebulição é a influência da rugosidade no tubo que pode aumentar a eficiência da transferência de calor no regime de ebulição, essas cavidades retêm o vapor, permitindo o crescimento de bolhas maiores e, conseqüentemente, uma transferência de calor mais eficiente.

A condição sub-resfriada ocorre quando a temperatura do líquido está abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão em que ele se encontra. Nessa condição, o líquido está em um estado estável, mas ainda está suscetível à ebulição se ocorrer alguma perturbação, como aumento da temperatura ou redução da pressão. Quando a perturbação ocorre, o líquido sub-resfriado entra em ebulição, passando do estado líquido para o vapor.

### 3.3.4 Condensação

A condensação é um fenômeno que ocorre quando a temperatura do vapor é reduzida abaixo da sua temperatura de saturação. Existem dois tipos diferentes de condensação: condensação de filmes e condensação em gotas. A condensação em filme se caracteriza pela formação de uma película na superfície de condensação que dificulta a transferência de calor, já a condensação em gotas se caracteriza pela formação de gotas de tamanhos diversos na superfície de condensação, essas gotas acabam por escorrer devido à ação da gravidade, assim essa parte limpa fica exposta a transferência de calor. A maior dificuldade está em manter a condensação em gotas,

uma vez que após certo tempo a condensação em gotas passa a dar lugar a condensação de películas.

Na literatura específica não foi encontrado trabalhos sobre condensação em filme dentro de duto inclinado, portanto serão consideradas correlações para placas como recomenda Çengel e Gharar (2015) desde que o diâmetro do duto seja muito maior que a espessura do filme. Correlações para esse tipo de escoamento dependem do tipo de escoamento: laminar ou turbulento. O escoamento laminar é caracterizado por um movimento suave e ordenado do fluido, no qual as partículas do fluido se movem em camadas paralelas, sem se cruzar. Esse tipo de escoamento ocorre em baixas velocidades e em fluidos com alta viscosidade. Já o escoamento turbulento é caracterizado por um movimento caótico e desordenado do fluido, no qual as partículas do fluido se misturam, se cruzam e formam vórtices. Esse tipo de escoamento ocorre em velocidades mais altas e em fluidos com baixa viscosidade.

Para determinar o tipo de escoamento as equações sugeridas por Incropera, De Witt e Bergmam (2008) podem ser usadas:

$$Re = 3,78 \left[ \frac{k_l L (T_{sat} - T_s)}{\mu_l i'_{lv} (v_l^2 / g)^{1/3}} \right]^{3/4} \quad Re \lesssim 30 \quad (3.10)$$

$$Re = \left[ \frac{3,70 k_l L (T_{sat} - T_s)}{\mu_l i'_{lv} (v_l^2 / g)^{1/3}} + 4,8 \right]^{0,82} \quad 30 \lesssim Re \lesssim 1800 \quad (3.11)$$

$$Re = \left[ \frac{0,069 k_l L (T_{sat} - T_s)}{\mu_l i'_{lv} (v_l^2 / g)^{1/3}} Pr_l^{0,5} - 151 Pr_l^{0,5} + 253 \right]^{4/3} \quad Re \gtrsim 1800 \quad (3.12)$$

onde  $k$  é condutividade térmica,  $i'_{lv}$  é o calor latente modificado que é determinado por  $i'_{lv} = i_{lv} + 0,68 C_{p,l} (T_{sat} - T_s)$ . As Eq. 3.10 a 3.12 indicam o escoamento laminar, laminar com ondulações e turbulento, respectivamente. Uma vez determinado o tipo de escoamento, é possível determinar o coeficiente de transferência de calor por condensação pela seguinte equação:

$$h = \frac{Re \mu_l i'_{lv}}{4L (T_{sat} - T_s)} \quad (3.13)$$

### 3.4 Escoamento externo

A transferência de calor do lado externo na placa do evaporador se dá através da radiação, convecção forçada, natural ou convecção combinada. O processo de transferência de calor na placa do evaporador é fundamental para o desempenho da bomba de calor, pois afeta a eficiência energética do sistema e sua capacidade de remover o calor do ambiente.

#### 3.4.1 Convecção natural

A magnitude da transferência de calor por convecção natural está relacionada com a quantidade de vazão do fluido, uma vez que quanto maior a vazão maior é a transferência de calor. Porém, na convecção natural não há uma forma de controlar a quantidade de vazão, assim sendo, a convecção natural é determinada pelo equilíbrio termodinâmico entre o atrito e a flutuação. O efeito da convecção natural é definido em função número de Grashof (Çengel e Ghajar, 2015):

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (3.14)$$

Quando a placa está submetida a um fluxo externo, esta está sujeita a ambos os tipos de convecção, natural e forçada, sendo assim a razão entre o número de Grashof e o número de Reynolds irá determinar a importância associada a cada tipo de transferência de calor. Se  $Gr/Re^2$  é maior do que 1, então as forças inerciais tendem a zero e a convecção natural será de maior importância.

Para determinar no número de Nusselt e com isso o coeficiente convectivo por convecção natural em placas verticais, Churchill e Chu (1975) propõem a seguinte correlação para toda faixa de número de Rayleigh.

$$\overline{Nu} = \left[ 0,825 + \left( \frac{0,387Ra^{1/6}}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right) \right]^2 \quad (3.15)$$



### 3.4.2 Convecção forçada

A convecção forçada acontece quando o movimento do fluido é gerado por uma fonte externa. Para cálculo do coeficiente de transferência de calor na convecção forçada os autores: Rohsenow (1998) e Çengel e Ghajar (2015) sugerem o uso das correlações, sendo a Eq. 3.16 para regime laminar e a Eq. 3.17 para regime turbulento. Ambas as equações são validas para  $Pr \geq 0,6$  e número de Reynolds crítico para esse tipo de escoamento é  $5 \times 10^5$ .

$$\overline{Nu} = 0,664Re^{1/2}Pr^{2/3} \quad (3.16)$$

$$\overline{Nu} = (0,037Re^{4/5} - 871)Pr^{1/3} \quad (3.17)$$

### 3.4.3 Convecção combinada

Um dos primeiros estudos de convecção forçada através dos ventos foi feito por McAdams (1954), utilizando uma placa de cobre de  $0,5 \text{ m}^2$  de área, com ventos a velocidades inferiores a  $5 \text{ m/s}$ . McAdams (1954) utilizou um túnel de vento para obter os resultados experimentais e obteve a seguinte equação:

$$h = 5,7 + 3,8V_{wd} \quad (3.18)$$

Posteriormente, Kumar and Mullick (2010) utilizando um coletor solar de  $0,9 \text{ m}^2$  não esmaltado, horizontal, para velocidade do vento entre 0 e  $1,2 \text{ m/s}$ , com a intensidade da radiação solar em torno de  $960 \text{ W/m}^2$  determinaram uma equação para o coeficiente convectivo dado pela Eq. 3.19:

$$h = 6,90 \pm 0,05 + (3,87 \pm 0,13)V_{wd} \quad (3.19)$$

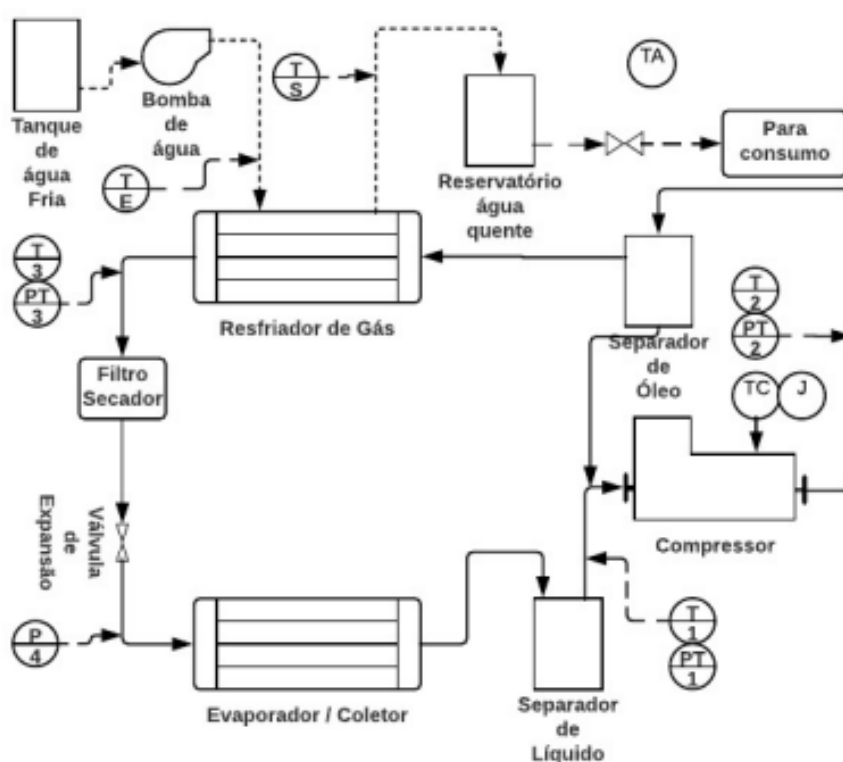
## 4. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo o objetivo principal é apresentar uma descrição detalhada dos principais componentes relevantes para elaboração do modelo do evaporador da bomba de calor assistida com energia solar de expansão direta utilizando como gás refrigerante o R744. Serão ainda apresentadas nesta sessão as correlações da metodologia para cálculo da pressão máxima no evaporador. Sendo Belo Horizonte/MG a cidade referência para cálculo da pressão máxima, somente nesta serão analisados dados ao longo de 10 anos, ou seja, de 2012 a 2022.

### 4.1 Dispositivo experimental

A seguir é apresentada uma imagem (Figura 4-1) esquemática dos componentes do dispositivo experimental utilizado neste trabalho. Os números 1, 2, 3 e 4 são a posição do ciclo de R744 e as letras E e S são a entrada e saída de água no gas cooler, respectivamente.

Figura 4-1- Representação esquemática de uma DX-SAHP operando à R744



#### 4.1.1 Resfriador de gás

O resfriador de gás é um trocador de calor que remove a energia térmica do R744, transferindo-a para o meio externo, geralmente o ambiente. O objetivo é resfriar o R744 até uma temperatura próxima à do fluido secundário que será aquecido. Ao reduzir a temperatura do R744 para um valor próximo à temperatura de entrada do fluido secundário, é possível operar em contracorrente, ou seja, o fluido secundário entra em contato com o R744 mais frio. Isso resulta em uma transferência de calor mais eficiente, permitindo um aumento no Coeficiente de Desempenho (COP) do sistema.

O resfriador de gás descrito, projetado como um trocador de calor de tubo concêntrico em contracorrente. A configuração em contracorrente é preferida em relação à configuração em corrente paralela porque permite uma maior diferença de temperatura média entre os fluidos e, conseqüentemente, uma maior transferência de calor. Além disso, a forma espiral do tubo interno permite um aumento da área de transferência de calor em relação a um tubo reto.

O tanque de PVC no qual o tubo está enrolado em forma de espiral é utilizado para garantir que o fluido refrigerante percorra todo o comprimento do tubo antes de sair do resfriador de gás, conforme apresentado na Figura 4-2. Isso é importante para garantir que o fluido refrigerante seja resfriado adequadamente antes de entrar no condensador. Na Tabela 4-1 pode-se encontrar os principais parâmetros deste dispositivo térmico.

Figura 4-2- Fotos da montagem do resfriador de gás



Fonte: Ruas (2019)

Tabela 4-1- Dados do resfriador de gás

Característica	Valor
Número de passes	Um
Material das tubulações	Cobre
Fluido primário	R744
Fluido secundário	H <sub>2</sub> O
Diâmetro interno tubo que conduz o R744	4,66 mm
Diâmetro externo tubo que conduz o R744	6,34 mm
Diâmetro interno tubo que conduz água	10,52 mm
Diâmetro externo tubo que conduz água	12,5 mm
Comprimento do tubo resfriador de gás	24,3m
Área de transferência de calor interna	0,4580 m <sup>2</sup>
Área de transferência de calor externa	0,9160 m <sup>2</sup>

Fonte: Ruas (2019)

#### 4.1.2 Compressor

O compressor tem como função elevar a pressão do fluido refrigerante, como consequência sua temperatura é elevada e promove a sua circulação em todo o sistema. Este é responsável por manter o fluxo de fluido refrigerante no sistema, garantindo que o ciclo de refrigeração ou bomba de calor possa ocorrer continuamente. Dessa forma, o compressor é um componente crítico na eficiência e operação do sistema. O compressor utilizado no protótipo é da marca SANDEN, modelo SRCaDB. O compressor hermético apresenta as características de acordo com a Tabela 4-2.

Tabela 4-2- Dados do compressor

Característica	Valor
Tensão	110 - 127 V
Frequência nominal	60 Hz
Pressão de entrada	35 bar
Pressão de descarga	100 bar
Volume de câmara	1,75 cm <sup>3</sup>
Capacidade de refrigeração	900 W

Fonte: Ruas (2019)

#### 4.1.3 Dispositivo de expansão

Os dispositivos de expansão têm como função o estrangulamento de um fluido refrigerante, resultando em uma queda abrupta de pressão e um maior controle sobre a quantidade de fluido a entrar no evaporador. Este processo de queda de pressão é tão rápido que a transferência de calor do fluido para o meio é mínima, sendo considerado adiabático. Além disso, o fluido não realiza trabalho, portanto, todo o processo é isentálpico. O dispositivo de expansão deste estudo é uma válvula tipo agulha com diâmetro de orifício de 1,6 mm fabricada pela SWAGELOK modelo SS-31R54 que pode operar em alta pressão e baixa vazão.

#### 4.1.4 Evaporador solar

O evaporador solar é geralmente composto por uma série de tubos absorvedores que são expostos à radiação solar, conforme mostra a Figura 4-3. Esses tubos são revestidos por uma camada seletiva de absorção, que absorve a radiação solar e converte-a em calor. Ele recebe um fluido refrigerante frio, de baixa pressão vindo do dispositivo de expansão e, através da absorção de calor, vaporiza-o em seu interior, possibilitando que a mistura de líquido e vapor na entrada esteja no estado de vapor superaquecido na saída.

Figura 4-3- Foto do evaporador/coletor solar



Fonte: Ruas (2019)

Duffie e Beckman (2013) apresentam técnicas para determinar o ângulo ótimo para os evaporadores solares para maximizar a captação de radiação solar ao longo do ano. Eles recomendam um ângulo de inclinação igual à latitude local acrescida de 10 graus para otimizar a captação de radiação solar. No caso de Belo Horizonte, que está localizado no hemisfério sul e tem uma latitude de aproximadamente 20 graus, o ângulo de inclinação recomendado para o evaporador solar seria de 30 graus. Isso ajudaria a minimizar o ângulo de incidência do feixe de radiação na superfície do evaporador e maximizar a quantidade de radiação solar capturada ao longo do ano.

Além disso, alguns evaporadores solares são projetados para acompanhar o movimento do sol e ajustar sua posição de acordo com a posição atual do sol para maximizar a captação de radiação solar. Isso pode ser feito por meio de sensores solares e motores controlados por computador que ajustam a posição do evaporador ao longo do dia e da estação do ano. Essas estratégias podem ajudar a maximizar a eficiência e a produção de água quente dos sistemas de aquecimento solar de água, o que é uma opção sustentável e de baixo consumo energético para aquecimento de água doméstica. Na Tabela 4-3 pode-se encontrar os principais parâmetros deste dispositivo.

Tabela 4-3- Dados do evaporador

Característica	Valor
Material dos tubos e aletas	Cobre
Diâmetro externo do tubo	$D_o = 6,34mm$
Diâmetro interno do tubo	$D_i = 4,66mm$
Comprimento do tubo	$L = 16,3 m$
Distância entre tubos	$W = 0,1 m$
Espessura aleta	$\delta = 0,5 mm$
Área placa	$A = 1,57 m^2$
Condutividade do cobre	$k = 401 W/mK$
Emissividade	$\varepsilon = 0,95$

Fonte: Ruas (2019)

#### 4.1.5 Filtro secador

Os filtros secadores são componentes importantes em sistemas de refrigeração e ar-condicionado, pois ajudam a remover a umidade e outras partículas sólidas do sistema, protegendo os componentes contra danos e garantindo o bom funcionamento do sistema. O filtro secador Danfoss, utilizado no presente trabalho, é constituído de um envoltório metálico que contém uma tela de malha fina com elementos filtrantes cheios de material altamente higroscópico, como a sílica gel. Esses elementos filtrantes absorvem a umidade presente no sistema, ajudando a evitar a formação de gelo, corrosão e outros problemas.

É importante que os filtros secadores sejam instalados corretamente e trocados regularmente para garantir o bom funcionamento do sistema de refrigeração ou ar-condicionado. A escolha do tipo de filtro secador adequado também depende do tipo de refrigerante utilizado no sistema e das condições de operação do sistema.

#### 4.1.6 Separador de líquido e separador de óleo

O separador de líquido é o componente responsável por evitar a entrada do fluido na fase líquida no compressor, preservando, assim, sua integridade. O separador de óleo é responsável por retornar o óleo que sai juntamente com o fluido para o compressor, após a compressão. O separador de líquido do sistema é de aço com diâmetro de 9 cm e altura 21,5 cm. O separador de óleo hermético, próprio para operar em ciclos transcrito de refrigeração a R744 é da marca TEMPRITE, modelo 131 com diâmetro de 7,3 cm e 16,5 cm de altura com capacidade de operação até 160 bar.

#### 4.1.7 Bomba de Água

A bomba de água utilizada no trabalho é do modelo 100-000-21, fabricante SHURflo, esta é utilizada para bombear a água em contracorrente no tanque, isto é, no resfriador de gás. Os principais parâmetros desta bomba podem ser verificados na Tabela 4-4.

Tabela 4-4- Dados nominais da bomba de água

Modelo	100-000-21
Vazão	1,0 L/min
Pressão	0,7 bar
Tensão (DC)	12 V
Corrente máxima	2,4 A

Ruas (2019)

## 4.2 Modelo matemático

Duffie e Beckman (2013) apresentam a seguinte equação para avaliar a transferência líquida de calor em um coletor solar:

$$\dot{Q}_o = AF[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (4.1)$$

onde  $\dot{Q}_o$  é a taxa líquida de transferência de calor,  $A$  é a área do evaporador,  $F$  é o fator de eficiência,  $S$  é a radiação líquida absorvida,  $U_L$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $T_f$  é a temperatura do R744,  $T_a$  é a temperatura do ar. A radiação líquida absorvida é avaliada por Kong *et al.* (2017):

$$S = \alpha I - \varepsilon \sigma'(\bar{T}_f^4 - T_{c\acute{e}u}^4) \quad (4.2)$$

onde  $\alpha$  é a absorptância solar,  $I$  é a irradiância solar,  $\varepsilon$  é a emissividade,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $T_{c\acute{e}u}$  é a temperatura do céu. A temperatura do céu foi estimada pelo método proposto por Glih *et al.* (2011) (Eq. 4.3) usando a correlação de Angstrom para a emissividade do céu (Eq. 4.4) que é função da temperatura do ponto de orvalho ( $T_{dp}$ ).



$$T_{c\acute{e}u} = (\varepsilon_{c\acute{e}u} T_a^4)^{1/4} \quad (4.3)$$

$$\varepsilon_{c\acute{e}u} = 0,734 + 0,0061(T_{dp} - 273,15) \quad (4.4)$$

O fator de efici\ecancia \e dado por Duffie e Beckman (2013)

$$F = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L [D_0 + \eta(W - D_0)]} + \frac{1}{C} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right]} \quad (4.5)$$

onde  $U_L$  \e o coeficiente global de transfer\ecancia de calor,  $W$  \e a dist\ancia entre os tubos,  $D_0$  \e o tubo externo di\ametro,  $D_i$  \e o di\ametro interno do tubo,  $\eta$  \e a efici\ecancia da aleta,  $C$  \e a condut\ancia t\ermica da solda e  $h_f$  \e o coeficiente de transfer\ecancia de calor por convec\c\~ao entre a parede do tubo e o fluido.

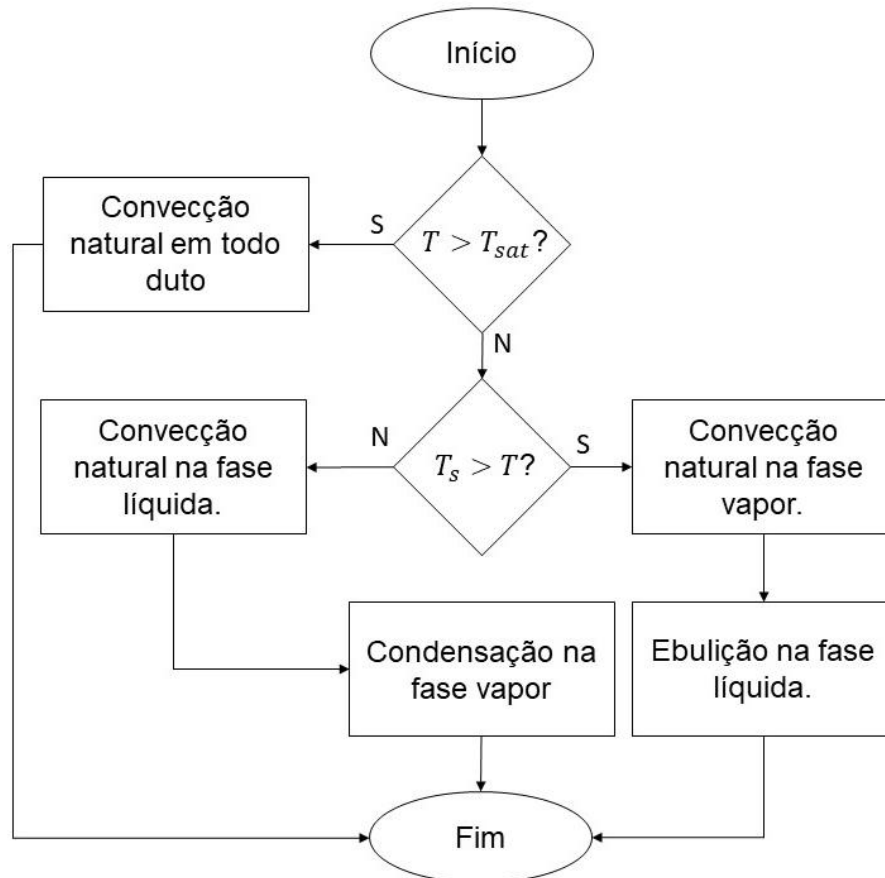
O coeficiente de transfer\ecancia de calor convec\c\~ao ( $h_f$ ) \e determinado usando o fluxograma da Figura 4-4. Para convec\c\~ao natural s\~ao usadas as equa\c\~oes descritas no t\opic o 3.3 com um \angulo de 150\textdegree, para ebuli\c\~ao a correla\c\~ao de Cooper (1984) e para condensaa\c\~ao as equa\c\~oes descritas na se\c\~ao 3.3.4. Para os casos em que h\aa mudan\c\~a de fase o valor de  $h_f$  \e determinado fazendo-se a m\ecdia ponderada entre as duas fases considerando o comprimento como peso. A temperatura da superf\ecie \e dada por:

$$T_s = \frac{\dot{Q}_o}{\pi D_i h_f L_e} + T_f \quad (4.6)$$

O fluxograma a seguir, como mostra na Figura 4-4, indica que quando a temperatura do fluido \e maior do que a temperatura de satura\c\~ao, o R744 poder\aa estar no estado superaquecido ou no estado supercr\ecitico, em ambos os casos h\aa apenas uma fase, portanto, a transfer\ecancia de calor se dar\aa por convec\c\~ao natural em espa\c\~o confinado. Quando a temperatura da superf\ecie \e maior do que a temperatura do flu\ecido, indica condi\c\~oes em que o fluido est\aa sendo aquecido, a radia\c\~ao solar juntamente com a temperatura ambiente proporcionam o aquecimento do fluido, neste caso h\aa ebuli\c\~ao

na região onde o estado é líquido e convecção natural onde o R744 está no estado de vapor. Caso contrário, se a temperatura da superfície é menor do que a temperatura ambiente, o gás está sendo resfriado pela parede do evaporador então haverá condensação onde a fase está no estado de vapor, onde o estado está líquido ocorrerá convecção natural.

Figura 4-4- Fluxograma para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção interno.



No presente trabalho a resistência térmica da solda foi negligenciada conforme sugerido por Deng e Yu (2016). A eficiência da aleta é dada por:

$$\eta = \frac{\tanh[(W - D_0)/2\sqrt{U_L/(k\delta)}]}{(w - D_0)/2\sqrt{U_L/(k\delta)}} \quad (4.7)$$

onde  $\delta$  é a espessura da aleta e  $k$  é a condutividade térmica. Para avaliar  $U_L$ , a transferência de calor por convecção induzida pelo vento calculado pela Eq. 3.19 (Kumar e Mullick, 2010). A partir do balanço de energia, a transferência líquida de calor é igual à taxa de variação da energia armazenada no sistema:

$$\dot{Q}_i = \left( mc \frac{\partial T}{\partial t} \right)_{cu} + \left( m \frac{\partial u}{\partial t} \right)_f \quad (4.8)$$

onde  $m$  é a massa,  $c$  é o calor específico,  $t$  é o tempo e  $u$  é a energia interna específica. O subscrito  $cu$  e  $f$  refere-se a propriedades do cobre e do R744, respectivamente. A energia interna específica do R744 pode ser obtida usando a biblioteca CoolProp (Bell *et al.*, 2014) usando temperatura e densidade como entrada. A densidade do R744 é dada por:

$$\rho_f = \frac{m_f}{L_e \pi D_i^2 / 4} \quad (4.9)$$

onde  $L_e$  é o comprimento do tubo do evaporador. A massa do cobre é dada por:

$$m_{cu} = [(D_0^2 - D_i^2) \pi L_e / 4 + A \delta] \rho_{cu} \quad (4.10)$$

A equação 4.8 é um sistema de equações diferenciais que pode ser reduzido a um sistema de equações algébricas usando o método de Euler descrito por Chapra e Canale (2016) no qual as derivadas temporais são aproximadas por:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T - T^0}{\Delta t} \quad (4.11)$$

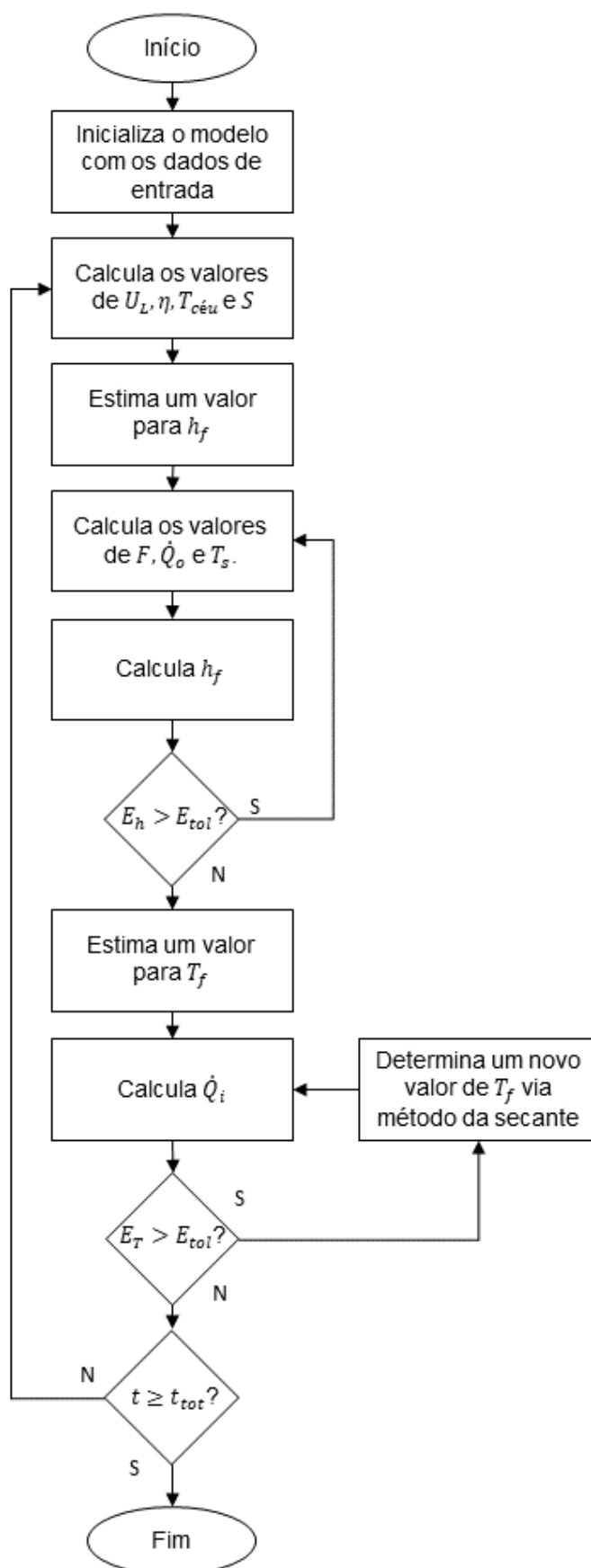
$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{u - u^0}{\Delta t} \quad (4.12)$$

onde o sobrescrito 0 indica o valor no instante anterior ou na iteração anterior. Para resolver o sistema de equações o fluxograma apresentado na Figura 4-5. O método da secante é descrito por Chapra e Canale (2016) em detalhes. Na Figura 4-5,  $E_{tol}$  é o erro tolerado (0,01%),  $t_{tot}$  é o intervalo de tempo a ser simulado e os erros  $E_T$  e  $E_h$  são dados por:

$$E_T = \left| \frac{\dot{Q}_i - \dot{Q}_o}{\dot{Q}_o} \right| \times 100 \quad (4.13)$$

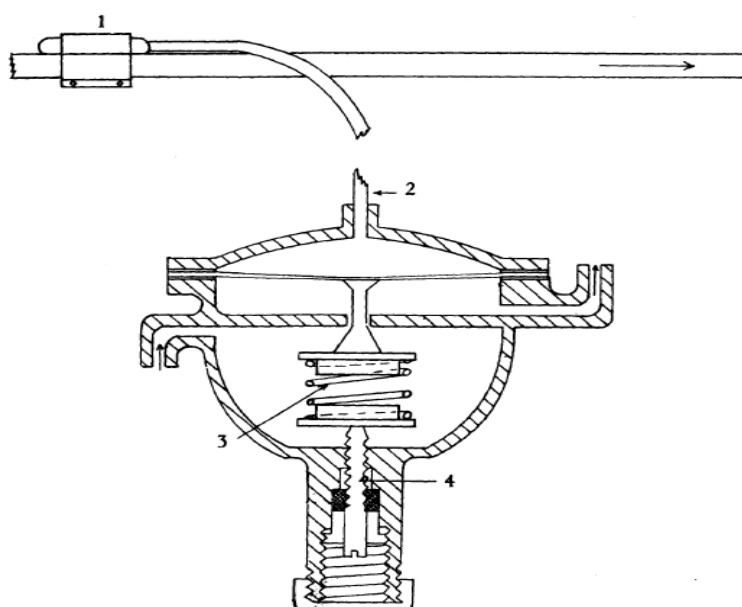
$$E_h = \left| \frac{h_f^0 - h_f}{h_f} \right| \times 100 \quad (4.14)$$

Figura 4-5- Fluxograma usado para resolver as equações do modelo



Quando um sistema de geração com válvula de expansão automática é desligado a válvula tende para um dos limites superior ou inferior e fecha a passagem refrigerante como pode ser visto na Figura 4-6, de forma que uma parte do fluido permanece preso dentro do tubo do evaporador. Humia *et al.* (2021) estudou a distribuição de massa na bomba de calor objeto deste trabalho. A massa presente no evaporado oscila entre 8 e 12% da massa total e esse valor varia com a intensidade de solar radiação. Portanto, no presente trabalho a porcentagem de massa de fluido a ser considerada será de 10%. A massa total de R744 na bomba de calor é 645g.

Figura 4-6- Esquema de válvula de expansão termostática



Fonte: Eric *et al.* (2009, pág. 10:6)

### 4.3 Dados climáticos

Para determinar a máxima pressão que o evaporador da bomba de calor será exposto são necessários dados climáticos tais como temperatura ambiente, irradiação solar e velocidade do vento. Os dados meteorológicos do trabalho foram retirados do site do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia). Os valores de temperatura ambiente versus irradiação solar são mostrados da Figura 4-7 à Figura 4-11 durante o ano de 2022 das cinco diferentes regiões do Brasil. Para cada região foi selecionada uma cidade, a saber: (a) para a região Sudeste, Belo Horizonte/ MG; (b) para a região Sul,

Maringá/ PR; (c) para a região Centro Oeste, Alto Paraíso de Goiás / GO; (d) para a região Norte, Paranã/ TO; (e) para a região Nordeste, São Gonçalo/ PB.

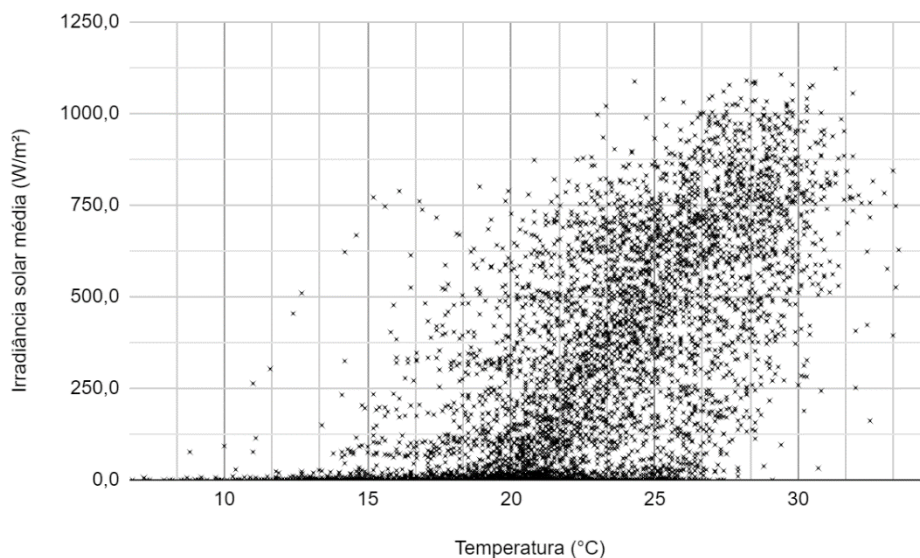
As cidades escolhidas foram baseadas em dados quanto a quantidade de irradiação solar global elas recebiam. É importante ressaltar que os dados meteorológicos retirados do INMET para algumas regiões apresentaram algumas falhas, ou seja, em alguns dias não foi possível a obtenção de dados para a simulação.

Os dados gerados Figura 4-7 à Figura 4-11, apresentam valores onde cada ponto no gráfico representa um valor de irradiância médio em um intervalo de tempo de uma hora. Além disso, com base nas figuras Figura 4-7 à Figura 4-11, é possível perceber que existe uma relação positiva entre a temperatura e a irradiância solar, ou seja, quando a irradiância solar aumenta, a temperatura também tende a aumentar. No entanto, como mencionado, essa relação não é perfeita e há variações nos dados que não seguem essa tendência.

É importante lembrar que a relação entre essas duas variáveis não necessariamente implica uma relação causal. Nesse caso, a irradiação pode ser um fator que contribui para o aumento da temperatura, mas também podem existir outros fatores que influenciam a temperatura, como a umidade do ar, a pressão atmosférica, entre outros.

O INMET disponibiliza dados com intervalo de tempo de uma hora para suas estações automáticas, porém o modelo precisa de dados com intervalo de tempo menor. Portanto, foi feita uma interpolação cúbica utilizando as funções em Python elaboradas por Virtanen *et al.* (2020).

Figura 4-7- Irradiância solar média versus temperatura ambiente em 2022, Belo Horizonte - MG



Estando o Brasil em uma região de zona tropical há pouca percepção nas mudanças de estação. A região Norte e Nordeste possuem os maiores valores médios de temperatura, porém são regiões onde a intensidade de ventos é maior. A mudança de estação ocorre principalmente em termos de quantidade de chuva e umidade, em vez de grandes variações de temperatura.

Já a região sul do Brasil possui um clima mais diversificado em comparação com as regiões tropicais do país. Com temperaturas elevadas no verão e muito baixas no inverno.

Figura 4-8- Irradiância solar média versus temperatura ambiente em 2022, Alto Paraíso - GO

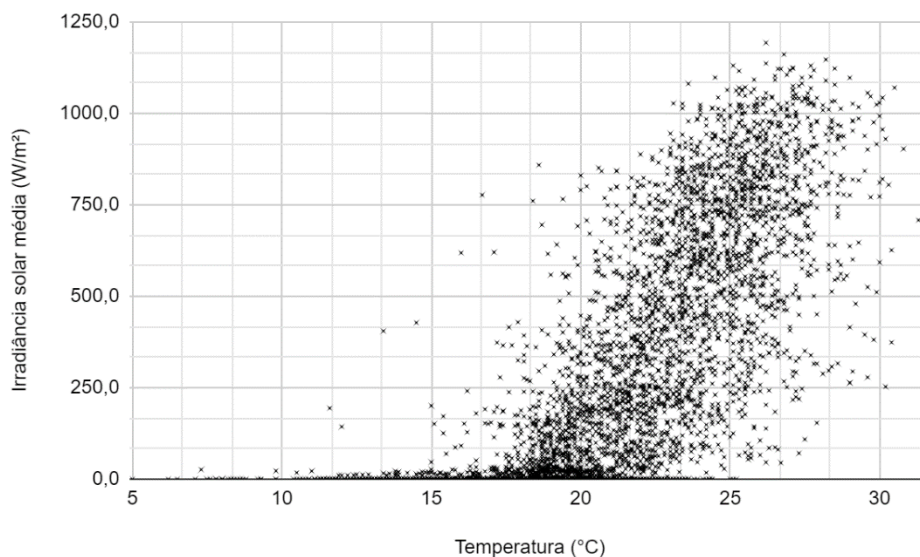


Figura 4-9- Irradiância solar média versus temperatura ambiente em 2022, Paranã – TO

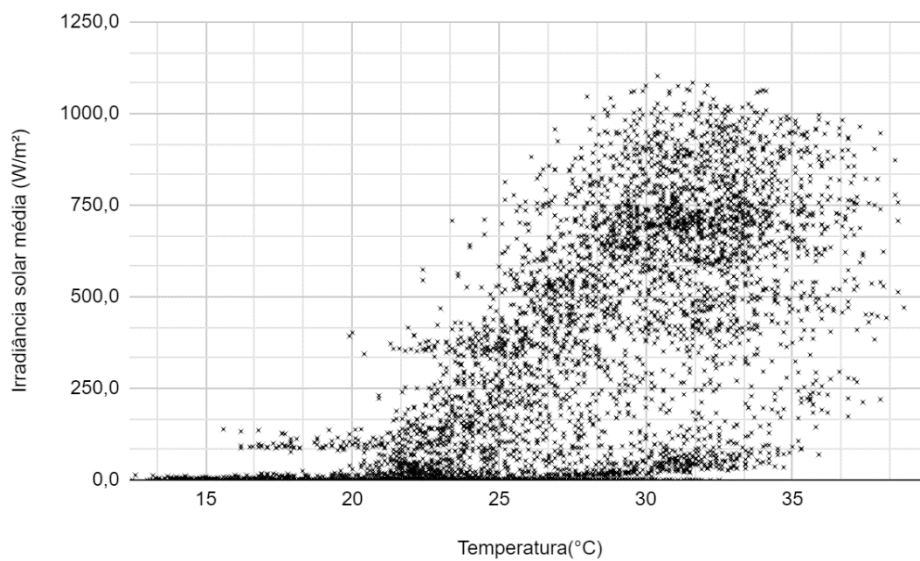


Figura 4-10- Irradiância solar média versus temperatura ambiente em 2022, São Gonçalo - PB

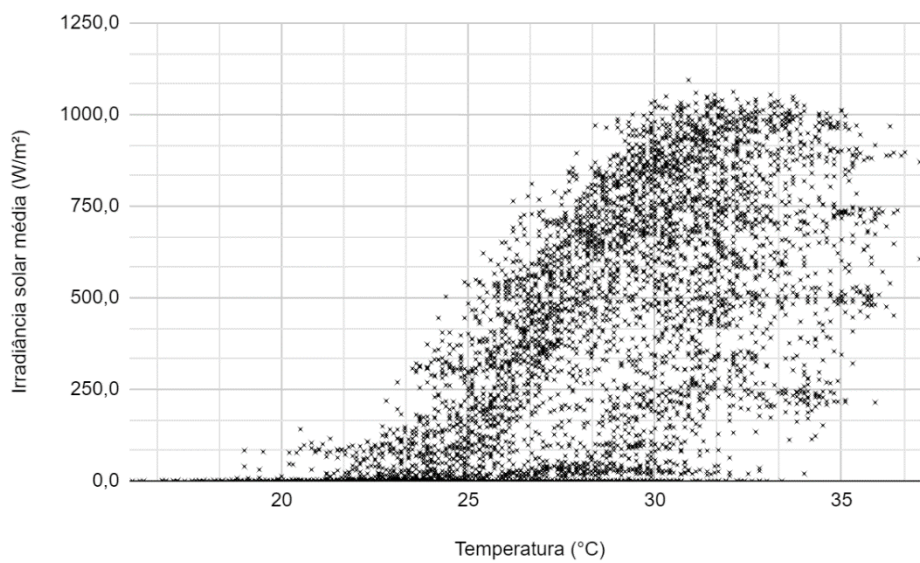
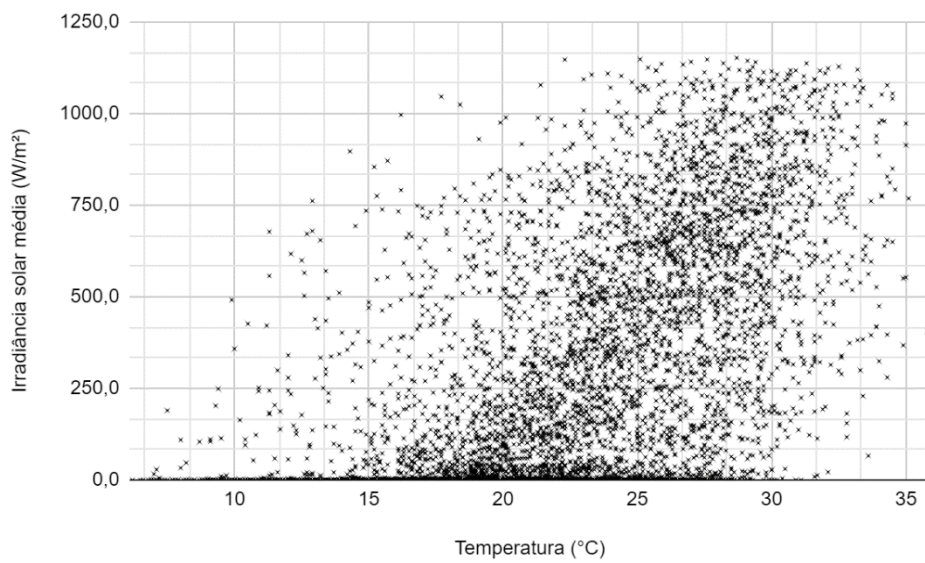




Figura 4-11- Irradiância solar média versus temperatura ambiente em 2022, Maringá - PR

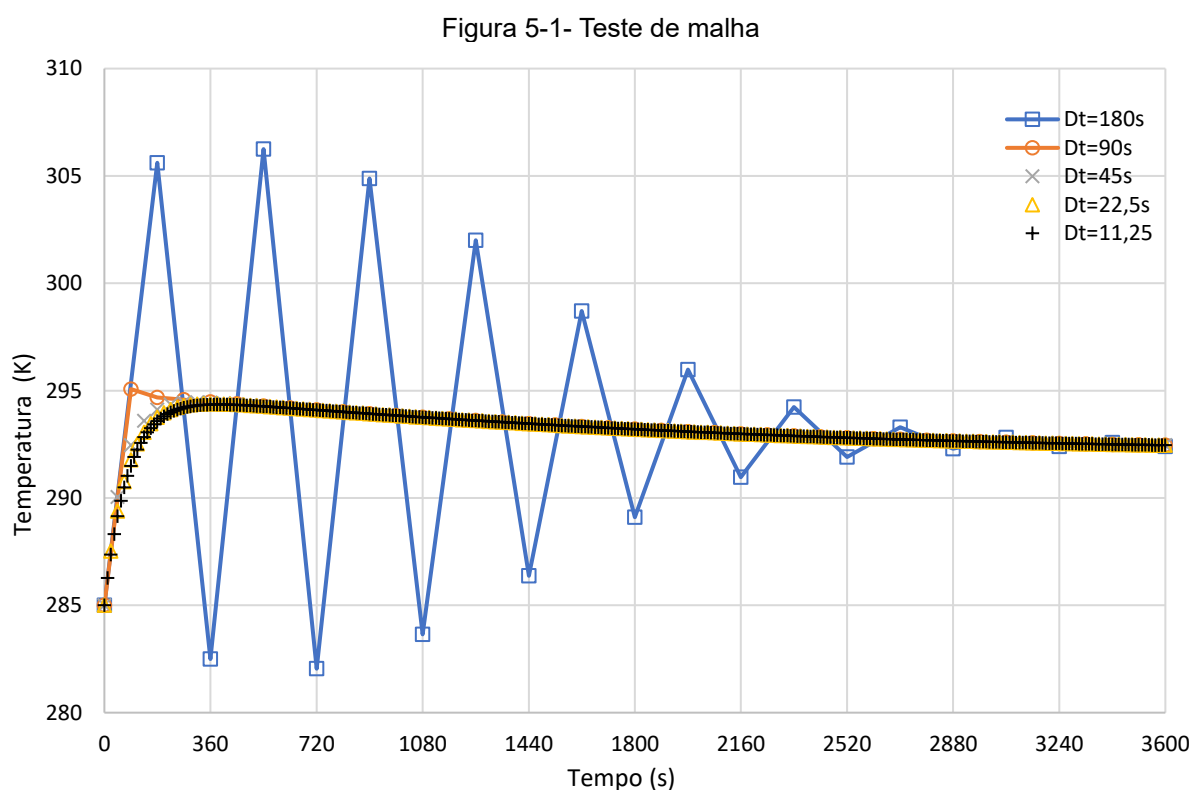


## 5. ANÁLISE E RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados das simulações e inicialmente, será apresentado o teste de malha realizado para estabelecer o intervalo de tempo a ser considerado na simulação. Em seguida serão analisados os resultados obtidos como o modelo para diferentes cidades brasileiras, para Belo Horizonte a análise será feita também para diferentes anos.

### 5.1 Teste de malha

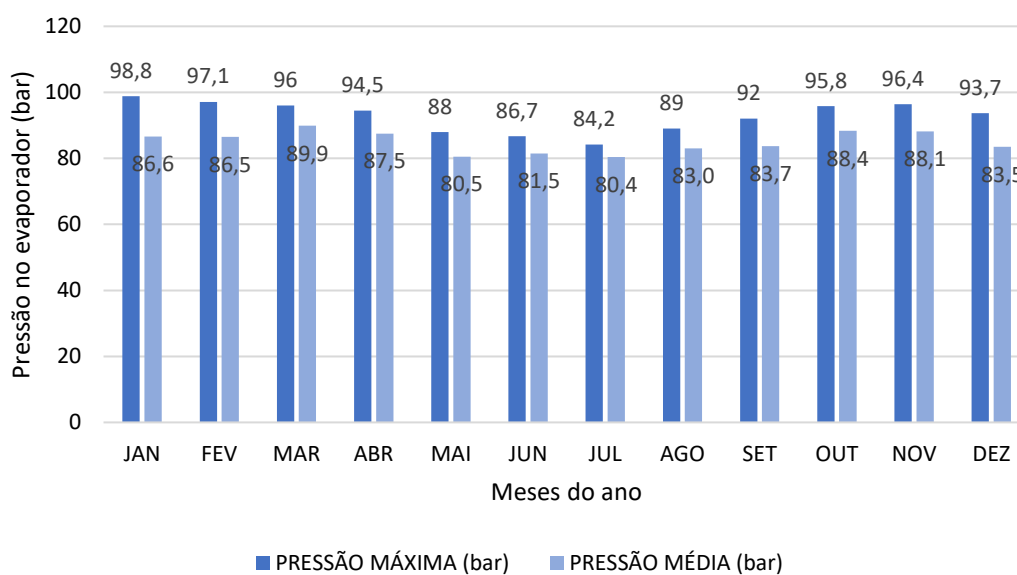
Na Figura 5-1 é apresentado o teste de malha para diferentes valores de  $\Delta t$  durante um tempo de simulação total de uma hora. Comparando as simulações, à medida que o valor de  $\Delta t$  reduz o resultado converge para uma única curva. Para os resultados com 22,5 s e 11,5 s não há variações significativas no resultado. De fato, a variação média absoluta entre a temperatura das últimas duas simulações,  $\Delta t = 22,5s$  e  $\Delta t = 11,5s$ , foi de 0,017 °C, valor muito inferior à incerteza dos termômetros utilizados em estações meteorologias. Para as demais simulações será usado o valor de  $\Delta t = 22,5s$ .



## 5.2 Resultados de Belo Horizonte

Inicialmente considerou-se o ano de 2022 e os dados disponibilizados pelo INMET para a estação meteorológica da Pampulha em Belo Horizonte, MG. Os resultados encontrados foram analisados e o maior valor para pressão no evaporador dentro de cada mês foi plotado no gráfico, conforme apresenta a Figura 5-2. Os valores da pressão no evaporador para a cidade de Belo Horizonte apresentaram números significativos. Isso se deve ao fato de a cidade estar localizada aproximadamente a 19° de latitude sul, o que a coloca em uma região com um bom potencial de irradiação solar ao longo do ano, sendo também uma região montanhosa, a densidade atmosférica é menor, o que pode resultar em uma maior quantidade de irradiação solar. É importante ressaltar que os dados simulados foram para o evaporador que não está operando e está continuamente exposto ao Sol.

Figura 5-2- Pressão no evaporador em Belo Horizonte 2022



Durante o mês de março de 2022, foi apresentado o mês com maiores valores de radiação solar durante o ano. Apesar de, demonstrado na Figura 5-3, em janeiro ser o mês com o maior valor da pressão anual, março foi o mês com a maior média de pressões do evaporador, em quem a maior parte do mês apresentou pressões acima de 80 bar, sendo a pressão máxima de 96 bar, como apresenta na Figura 5-4. É importante ressaltar que durante o período simulado, as maiores temperaturas não necessariamente foram os horários com maiores valores da irradiação solar, por

exemplo, o dia 31 de março foi o dia com maior temperatura (32,5°C), mas o dia que ocorreu a maior valor da pressão foi o dia 19 de março com temperatura de 30,5°C às 18hs (UTC), conforme mostra a Figura 5-5. Isso acontece, pois, a intensidade da radiação depende de uma série de fatores, como por exemplo, a posição do Sol no céu, a nebulosidade e a concentração de gases na atmosfera.

Figura 5-3- Gráfico comparativo entre os valores da pressão, temperatura e irradiância máxima de cada mês

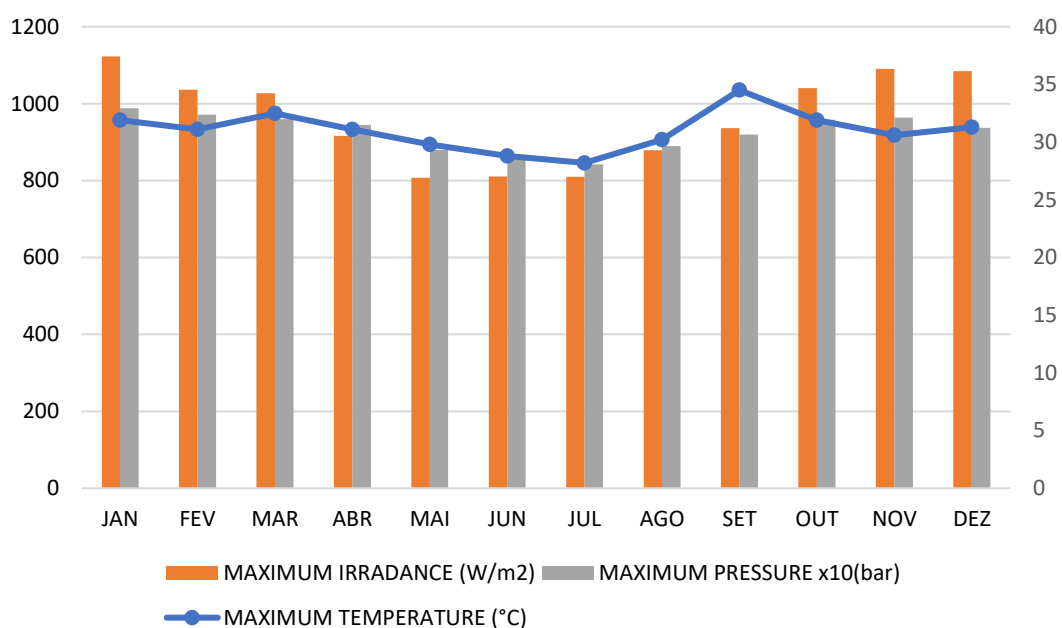


Figura 5-4- Valores da pressão no evaporador em janeiro e março

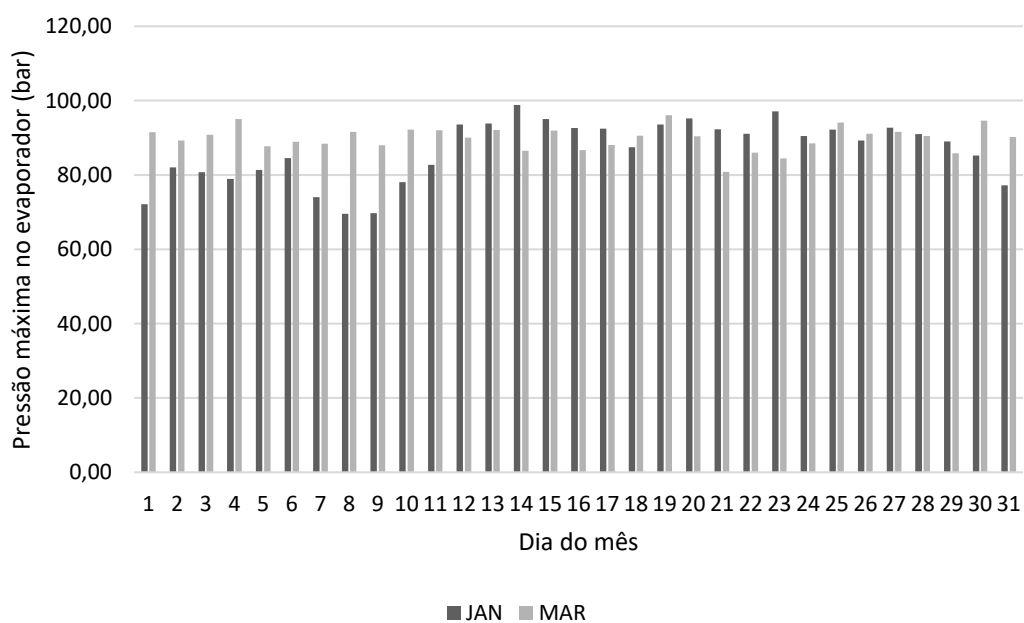
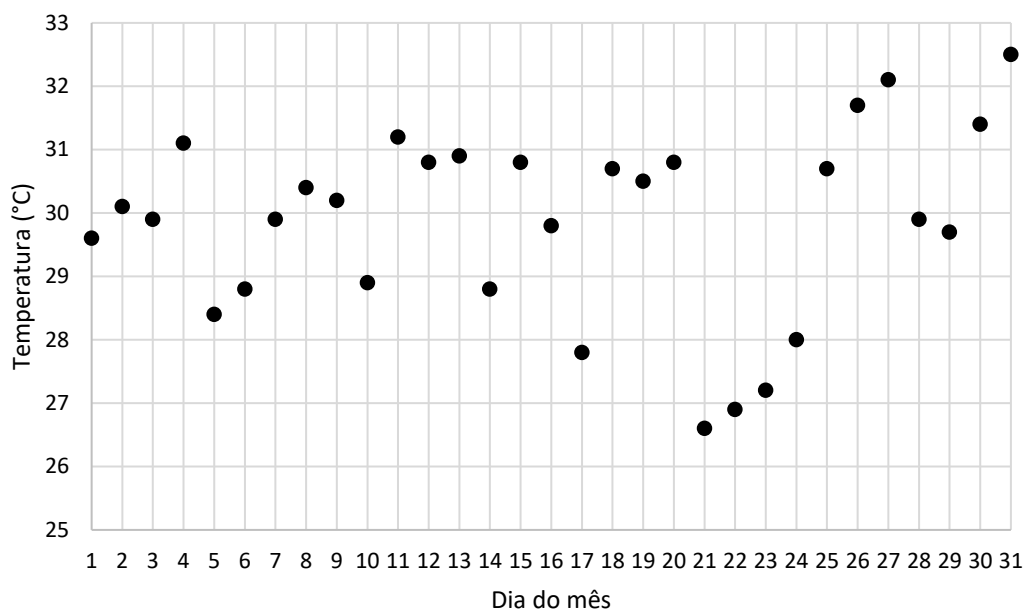


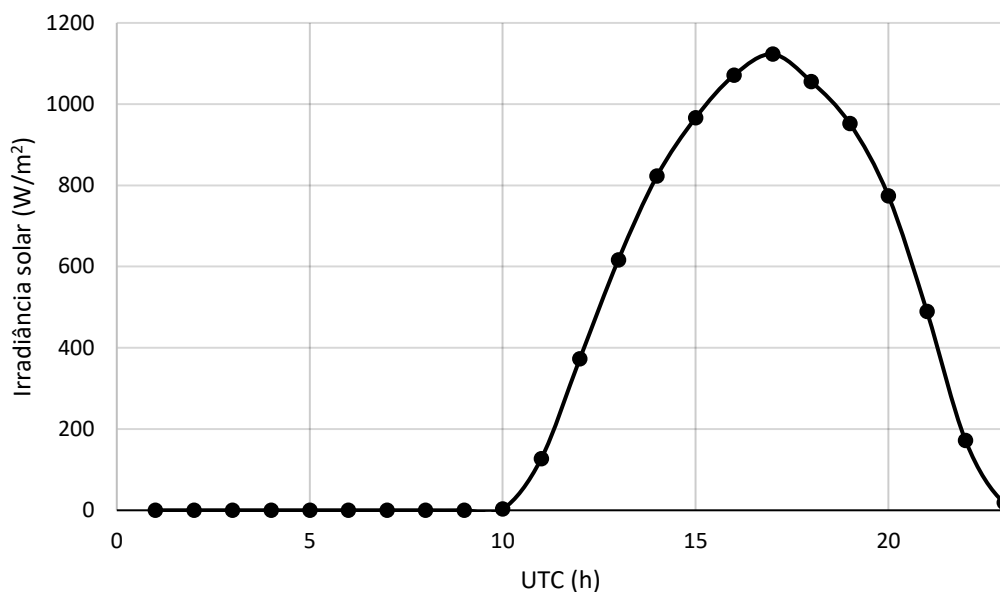
Figura 5-5- Temperatura máxima em março



Conforme visto anteriormente, o valor da quantidade de massa de R744 dentro do evaporador influencia no valor da pressão máxima que este suporta. Diante disso, foi feito um estudo a partir do dia com maior valor da pressão, (14 de janeiro, no presente estudo) para analisar os resultados da influência da massa no comportamento da pressão dentro do evaporador.

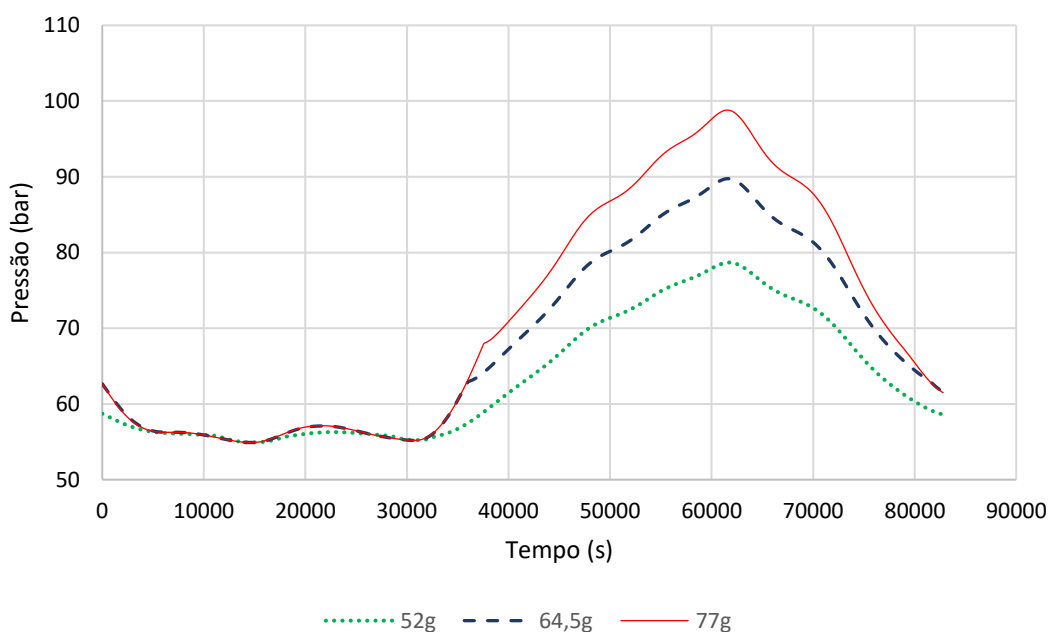
Utilizando o tempo de interação de 22,5s é possível gerar resultados da quantidade de radiação solar que atinge a placa durante um dia de simulação. A intensidade da radiação começa em  $0 \text{ W/m}^2$ , que é o período da noite, nesse horário a temperatura da placa estava em torno de  $24^\circ\text{C}$ . A partir das 9h (UTC), quando o sol começa incidir sobre a placa, a intensidade da radiação aumenta gradativamente até um valor máximo de aproximadamente  $1122,92 \text{ W/m}^2$ , que ocorreu por volta das 16 horas (UTC). Na Figura 5-6 é possível notar que a variação da irradiância solar ao longo do dia é gradativa, assim como a diminuição da intensidade da radiação.

Figura 5-6- Irradiância solar em 14 de janeiro de 2022.



Na Figura 5-7 é possível perceber que uma maior porcentagem de gás refrigerante R744 presente no tubo (77g), gera uma maior pressão ao longo do dia, aproximadamente 25% maior se comparado com a menor porcentagem de massa (52g). Neste dia o valor máximo da temperatura foi de 31,9°C, sendo o ponto de maior pressão.

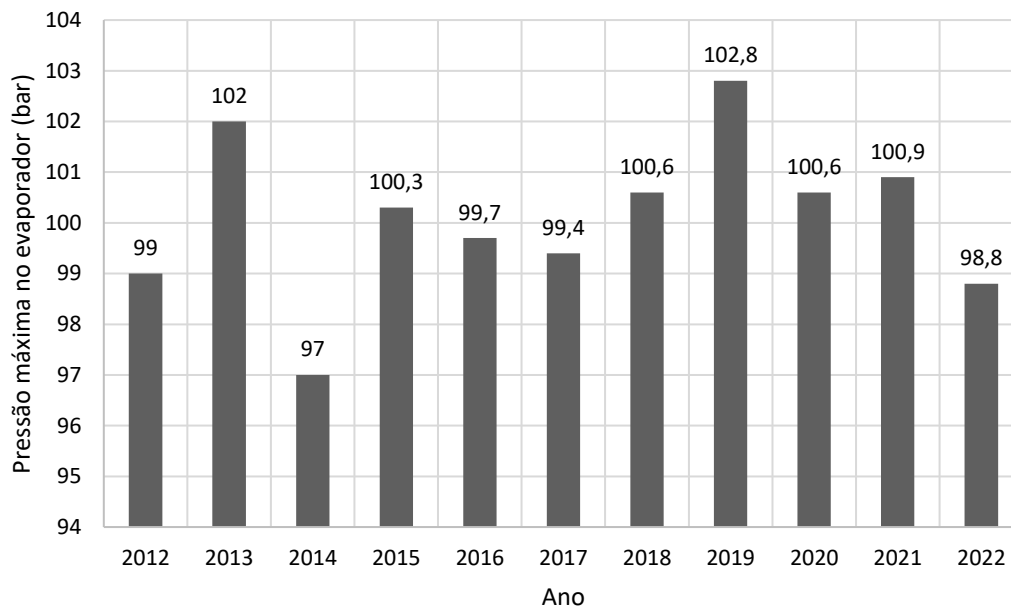
Figura 5-7- Variação da pressão do fluido ao longo do dia para diferentes massas de R744 no evaporador



Na Figura 5-8 foram classificados os valores máximos da pressão no evaporador de cada um dos anos para a cidade de Belo Horizonte/MG, durante o período de 2012 a

2022, considerando o valor de 72g a quantidade de massa de R744 contido dentro do evaporador.

Figura 5-8- Valores das pressões máximas no evaporador de 2012 - 2022



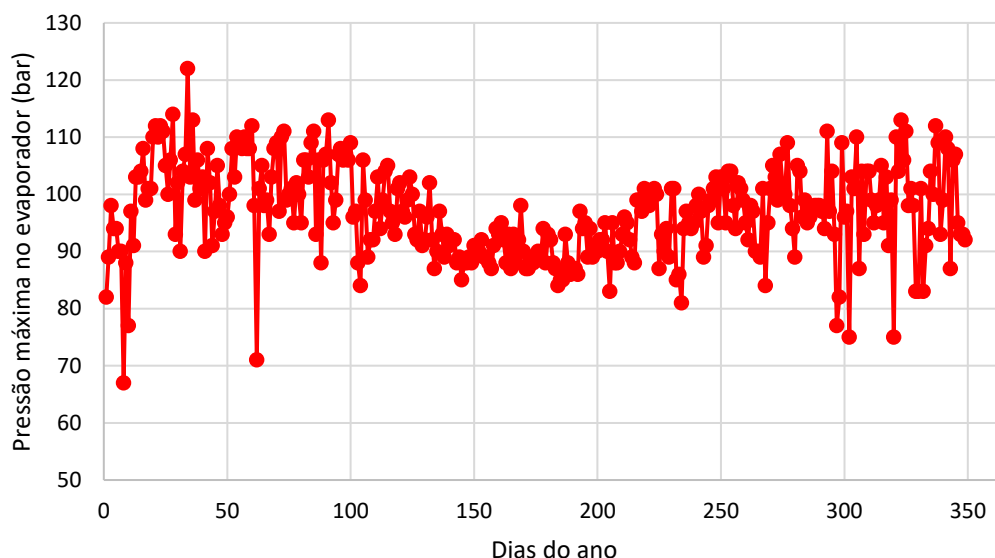
O R744 apesar de ser um gás com potencial de aquecimento global baixo, disponibilidade alta, com baixo impacto ambiental e possuir um bom desempenho em baixas temperaturas, é um refrigerante com alta pressão de operação, o que significa que o sistema de bomba de calor com R744 requer componentes específicos e mais resistentes para suportar a pressão. Mesmo apresentando um alto valor de pressão, ainda assim o valor máximo da pressão ao longo dos 10 anos de simulação não chegou ao valor máximo fornecido pela fabricante do evaporador, 132,0 bar.

### 5.3 Dados de diferentes regiões do Brasil

#### 5.3.1 Região Norte

A cidade da região norte do Brasil simulada foi Paranã –TO, Figura 5-9. Os dados simulados apresentaram valores de pressão acima de 60,0 bar. A cidade apresenta altos valores de temperatura ambiente e altos valores de irradiância solar média. O valor máximo da pressão no evaporador para esta cidade foi de 122,0 bar e o valor mínimo da pressão no evaporador foi de 67,0 bar.

Figura 5-9- Pressão máxima em Paranã - TO, 2022



### 5.3.2 Região Nordeste

A cidade do Nordeste simulada foi a cidade de São Gonçalo – PB, Figura 5-10. Os dados simulados apresentam valores acima de 70,0 bar, sendo o valor máximo de 111,0 bar e o valor mínimo de 75,0 bar. Apesar da cidade estar situada em uma região com ventos intensos, visto na Figura 5-11, considerando uma média global. A grande quantidade de ventos acaba por prejudicar a troca de calor entre o evaporador e o ambiente, pois causa um leve resfriamento na placa. Apesar desse fato, a cidade recebe uma alta incidência de radiação solar anualmente, resultando em um elevado valor da pressão no evaporador solar.

Figura 5-10- Pressão máxima no evaporador em São Gonçalo - PB, 2022

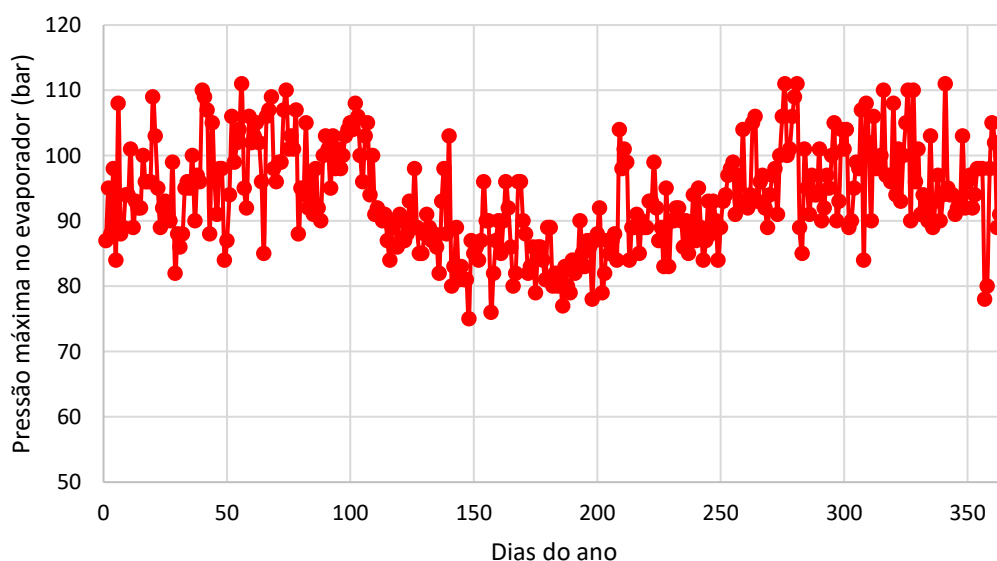
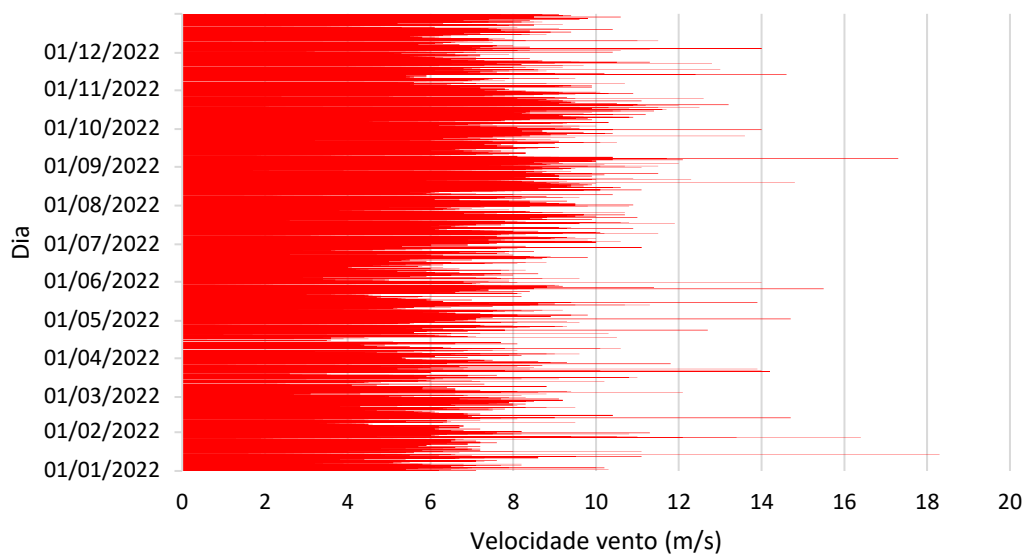




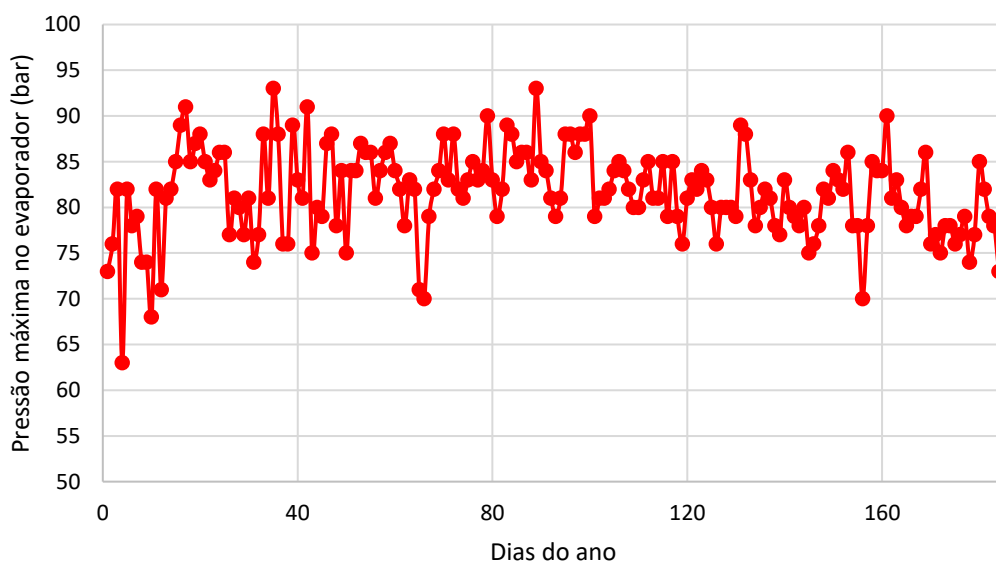
Figura 5-11- Velocidade média dos ventos em São Gonçalo - PB, 2022



### 5.3.4 Região Centro Oeste

A cidade do Centro oeste simulada foi a cidade de Alto Paraíso de Goiás – GO, Figura 5-12. Os dados simulados apresentam valores acima de 60,0 bar, sendo o valor máximo de 93,0 bar e o valor mínimo de 63,0 bar. É importante ressaltar que devido à falta de dados apresentados pelo INMET, não foi possível simular todos os dias do ano de 2022, foi possível a simulação de aproximadamente metade do ano de 2022.

Figura 5-12- Pressão máxima no evaporador em Alto Paraíso de Goiás – GO, 2022



### 5.3.5 Região Sul

Na Figura 5-13 pode-se observar os dados obtidos da cidade de Maringá – PR. Percebe-se que a pressão máxima obtida foi de acima de 105,0 bar (109,0 bar) e a pressão mínima foi de 51,0 bar. A cidade de Maringá – PR está localizada em uma região com estações bem definidas, ventos suaves a moderados, visto na Figura 5-14, e apesar das estações bem definidas, possui uma alta incidência solar anual.

Figura 5-13- Pressão máxima em Maringá - PR, 2022

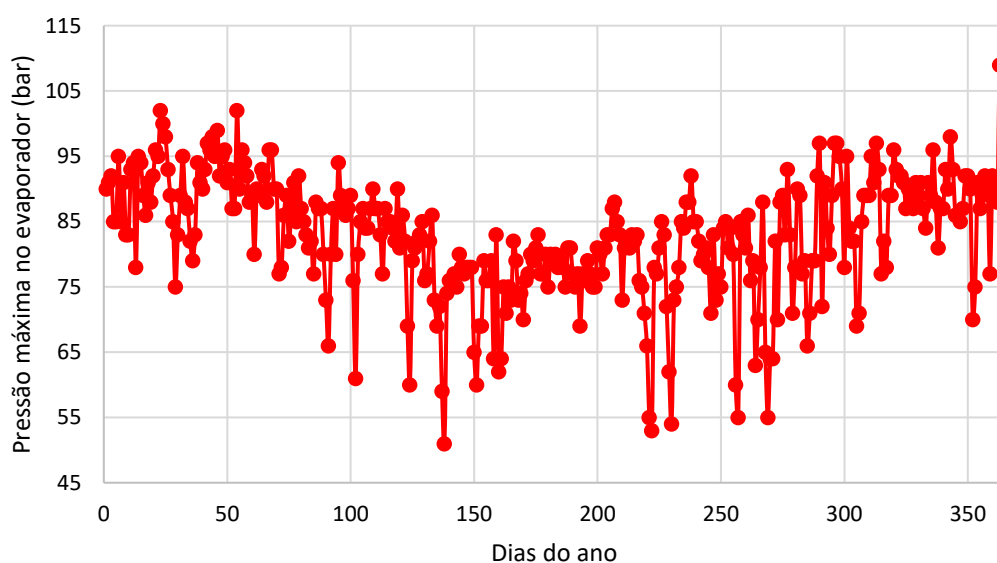
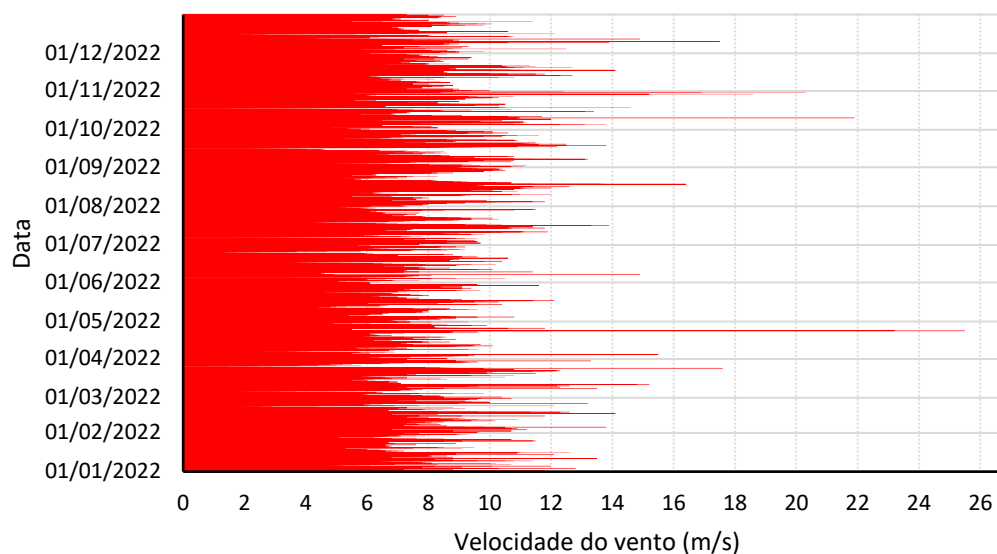
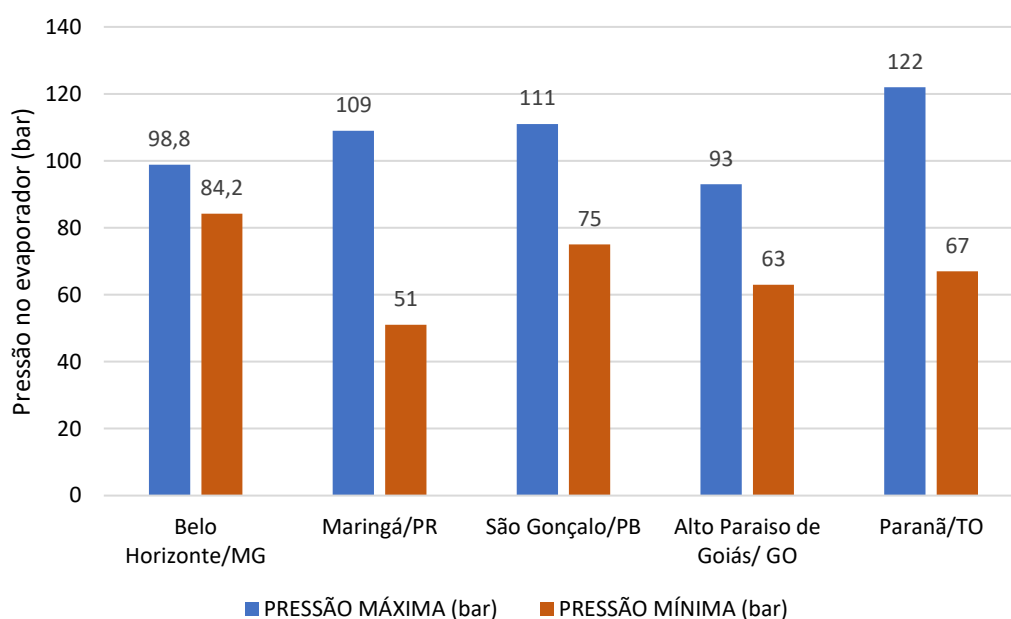


Figura 5-14- Velocidade média dos ventos em Maringá - PR, 2022



A Figura 5-15 apresenta o resultado das pressões máximas e mínimas no evaporador considerando as cinco regiões do Brasil. É possível perceber que a menor diferença entre a pressão máxima e mínima aconteceu em Belo Horizonte/MG. Sendo a maior diferença entre a máxima e mínima em Paranã/TO onde ocorreu o maior valor da pressão no evaporado durante o ano de 2022.

Figura 5-15- Pressões máximas e mínimas no evaporador nas cinco regiões do Brasil



#### 5.4 Considerações finais

Os resultados apresentados neste capítulo enfatizam a importância da carga de refrigerante na pressão máxima do evaporador da DX-SAHP operando com R744. O aumento da carga de refrigerante pode levar a um aumento significativo na pressão máxima do evaporador, o que pode causar danos ao sistema. É crucial que um procedimento adequado de desligamento seja realizado para minimizar a quantidade de massa de refrigerante retida no evaporador e reduzir a probabilidade de danos no sistema. Isso pode ser feito por meio de técnicas de controle de pressão, como o uso de válvulas de expansão, para liberar o refrigerante de forma controlada e segura. É importante lembrar que o uso de R744 como refrigerante apresenta desafios técnicos e requer cuidados especiais para garantir seu desempenho eficiente e seguro em sistemas de bomba de calor.

Todas as cidades estão localizadas em regiões tropicais ou subtropicais, portanto, recebem alta irradiância solar durante todo o ano. Porém, cidades mais próximas à linha do equador, como Paranã/TO, Alto Paraíso de Goiás/GO e São Gonçalo/PB, tendem a receber irradiação solar ainda mais intensa.

Compreender a influência da irradiância solar nas diferentes regiões do Brasil é muito relevante, levando em consideração a variação do número de horas de luz solar disponível ao longo das estações do ano. Essa variação é especialmente notável no sul do Brasil, onde as mudanças sazonais podem afetar significativamente a quantidade de radiação solar recebida. Ao analisar o comportamento da pressão no evaporador em diferentes regiões, é importante considerar fatores como temperatura, intensidade do vento, quantidade de irradiação solar e valor da massa no evaporador.

Rabelo *et al.* (2021) apresentam 88 diferentes resultados experimentais da bomba de calor DX-SAHP quando está operando, durante algumas horas do dia, com valor médio de 42,7 bar para Belo Horizonte/MG. O valor encontrado pelos autores é cerca de 43% menor do que o valor apresentado neste trabalho para a mesma cidade, Belo Horizonte, no ano de 2022, porém para este último a bomba de calor DX-SAHP não está operando e exposta ao Sol e ao ambiente continuamente.

## 6. CONCLUSÕES

Acerca da simulação do modelo matemático para cálculo das pressões máximas no evaporador levando em consideração a intensidade de radiação diária, temperatura a cada hora do dia e quantidade de massa acumulada no evaporador, foi capaz de prever o valor da pressão do fluido no evaporador da bomba de calor DX-SAHP à R744 quando o equipamento estava desligado. O valor máximo de pressão que o fluido atinge quando a bomba está desligada no ano de 2022 foi de 98,8 bar, na cidade de Belo Horizonte/MG, esse valor representa aproximadamente 74,8% do valor máximo de pressão total aceitável para o evaporador, de acordo com os padrões do fabricante

Sobre a temperatura do fluido ao longo do dia para cálculo do coeficiente convectivo foi possível obter os resultados através de interações no modelo a fim de estudar qual correlação mais adequada a depender do estado do fluido, se aquecendo ou resfriando.

Com respeito a análise da pressão máxima no evaporador considerando outras regiões do Brasil e, considerando o maior valor dentre as regiões do Brasil analisadas, foi de 122,0 bar para a cidade de Paranã/TO, esse valor representa cerca de 92% do valor máximo de pressão total aceitável que o fluido pode atingir dentro dos padrões do fabricante para o evaporador. Para as demais regiões esse valor correspondeu a 71,5% para a cidade de Alto Paraíso de Goiás/GO, 85% para a cidade de São Gonçalo/PB, 83,8% para a cidade de Maringá/PR.

Apesar do valor da pressão máxima estudada no evaporador estar abaixo do valor máximo da pressão que o fabricante recomenda, este estudo visou mostrar como essa pressão pode influenciar no desempenho da bomba de calor. Sendo assim, com valores de pressão baixo, é possível considerar o uso de materiais que suportem essas pressões mais baixas. Isso pode levar a uma redução nos custos de fabricação e materiais, desde que sejam atendidos os requisitos de segurança e os limites operacionais adequados. No entanto, é importante ressaltar que a escolha dos materiais deve ser cuidadosa e considerar outros fatores além da pressão, como a compatibilidade química, resistência mecânica e durabilidade ao longo do tempo.

Uma opção sustentável e de baixo consumo energético para o aquecimento de águas domésticas é a bomba de calor de R744 assistida por energia solar de expansão direta, conforme referido ao longo deste estudo. É importante que o procedimento de desligamento da bomba de calor de R744 assistida por energia solar de expansão direta seja feito corretamente, a fim de minimizar a retenção de massa no evaporador e reduzir a probabilidade de danos no sistema. Isso pode ser feito por meio de um procedimento de desligamento que permita a liberação controlada de refrigerante do sistema, de forma gradual e segura através de válvulas de expansão ou outras técnicas de controle de pressão para liberar o refrigerante do sistema de forma gradual e segura.

Além disso, é importante que a carga de refrigerante seja monitorada regularmente e ajustada conforme necessário para garantir que a pressão máxima do sistema permaneça dentro dos limites seguros. O excesso de carga de refrigerante pode levar a pressões excessivas no sistema e possíveis falhas no equipamento.

Por fim, a manutenção regular e a inspeção do sistema também são importantes para garantir que a bomba de calor a R744 assistida por energia solar de expansão direta opere de maneira segura e eficiente, reduzindo assim o consumo de energia e o impacto ambiental.

Além disso, é importante lembrar que o valor máximo de pressão pode ser reduzido ainda mais se a quantidade de massa de R744 dentro do evaporador for reduzida. Isso pode ser alcançado por meio de um procedimento adequado de desligamento da bomba de calor e por meio de ajustes na carga de refrigerante do sistema.

Os seguintes temas de trabalhos futuros são sugeridos como continuidade do presente trabalho: (i) simulação do modelo matemático utilizando diferentes tipos de gases refrigerante, (ii) validação experimental do modelo matemático utilizado neste trabalho, (iii) avaliação da fadiga da tubulação do evaporador, fazendo uma simulação comparativa em determinado período com a bomba ligada e desligada.

## REFERÊNCIAS

- ALVAREZ, Carlos E. C. Projeto de um controlador para o ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> com evaporador solar. Dissertação (Mestrado), UFMG, 2015.
- ARCHANA, V.; VAIDYA, A. M.; VIJAYAN, P. K. Numerical modeling of supercritical CO<sub>2</sub> natural circulation loop. *Nuclear engineering and design*, v. 293, p. 330-345, 2015.
- BELL, I. H.; Wronski, J.; Quoilin, S.; Lemort, V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & engineering chemistry research*, v. 53, n. 6, p. 2498-2508, 2014.
- BRUCH, Arnaud; BONTEMPS, André; COLASSON, Stéphane. Experimental investigation of heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled vertical tube. *International journal of heat and mass transfer*, v. 52, n. 11-12, p. 2589-2598, 2009.
- BUKER, M.S. and Riffat, S.B. "Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 55, pp. 399–413, 2016.
- CABEZA, Luisa F. *et al.* Supercritical CO<sub>2</sub> as heat transfer fluid: A review. *Applied thermal engineering*, v. 125, p. 799-810, 2017.
- ÇENGEL, Yunus A.; Ghajar, Afshin J. *Transferência de Calor e Massa*. AMGH editora, 2015.
- CHAPRA, Steven C.; Canale, Raymond P. *Métodos Numéricos para Engenharia-7ª Edição*. McGraw Hill Brasil, 2016.
- CHATURVEDI, S.K. and Shen, J.Y., "Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump". *Solar Energy*, Vol. 33, No. 2, pp. 155 – 162, 1984.
- CHATURVEDI, S.K., Chen, D. and Kheireddine, A., "Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump". *Energy Conversion and Management*, Vol. 39, No. 3, pp. 181 – 191. 1998.
- CHEN, Lin; DENG, Bi-Li; ZHANG, Xin-Rong. Experimental investigation of CO<sub>2</sub> thermosyphon flow and heat transfer in the supercritical region. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 64, p. 202-211, 2013.
- CHO, Bong-Hyun; KIM, Young-In; BAE, Yoon-Yeong. prediction of a heat transfer to CO<sub>2</sub> flowing in an upward path at a supercritical pressure. *Nuclear Engineering and Technology*, v. 41, n. 7, p. 907-920, 2009.

CHOW, T.T., Pei, G., Fong, K., Lin, Z., Chan, A. and He, M., “Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical hong kong”. *Applied Energy*, Vol. 87, No. 2, pp. 643–649. 2010.

CHURCHILL, Stuart W.; Chu, Humbert HS. Correlações de equações para convecção livre laminar e turbulenta de um cilindro horizontal. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 18, nº 9, pág. 1049-1053, 1975.

CHYNG, J., Lee, C. and Huang, B.. “Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater”. *Solar Energy*, Vol. 74, No. 1, pp. 33–44. 2003

COLLIER, John G.; Thome, John R. Convective boiling and condensation. Clarendon Press, 1994, p. 16. conditions. *Solar Energy*, Elsevier, v. 84, n. 6, p. 956–963, 2010.

COOPER, M. G. Saturation and Nucleate Pool Boiling: A Simple Correlation,” *Inst. Chem. Eng. Syrup. Ser. (86/2)*: 785, 1984.

DANG, C., & Hihara, E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement. *International journal of refrigeration*, 27(7), 736-747. 2004.

DENG, W. and Yu, J., “Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 120, pp. 378 – 387. 2016.

DINIZ, H.A.G. Estudo comparativo da eficiência energética de uma bomba de calor assistida por energia solar operando com condensadores por imersão e coaxial. Master’s thesis, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brazil. do Brasil, G.F., 2021.

DUARTE, Willian Moreira. Numeric model of a direct expansion solar assisted heat pump water heater operating with low GWP refrigerants (R1234yf, R290, R600a and R744) for replacement of R134a. 2018.

DUARTE, W.M., Rabelo, S.N., Paulino, T.F., Pabón, J.J. and Machado, L., “Experimental performance analysis of a co2 direct-expansion solar assisted heat pump water heater”. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 125, pp. 52–63. 2021.

DUFFIE, J. A.; Beckman, W. A. Solar engineering of thermal processes. New Jersey:John Wiley & Sons, 2013.

Empresa de Pesquisa Energética (EPE). Rio de Janeiro. 2017.

ERIC, Granryd *et al.* Refrigerating Engineering. Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology KTH, Stockholm, 2009.

FARIA, R.; Nunes, O.; Koury, R.; Machado, L. “Dynamic modeling study for a solar evaporator with expansion valve assembly of a transcritical CO2 heat pump”. *International Journal of Refrigeration*, v. 64, p. 203-213, 2016.



FERNÁNDEZ-SEARA, J., neuro, C.P., Dopazo, J.A., Fernandes, F. and Sousa, P.X., "Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions". *Energy Conversion and Management*, Vol. 59, pp. 1 – 8, 2012.

GLIAH, O., Kruczek, B., Etemad, S.G. and Thibault, J., "The effective sky temperature: an enigmatic concept". *Heat and mass transfer*, Vol. 47, No. 9, pp. 1171–1180, 2011.

GNIELINSKI, Volker. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. NASA STI/recon technical report A, v. 41, n. 1, p. 8-16, 1975.

HAWLADER, M., Chou, S. and Ullah, M., "The performance of a solar assisted heat pump water heating system". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 10, pp. 1049 – 1065, 2001.

HUAI, X. L.; KOYAMA, Shigeru; ZHAO, T. S. An experimental study of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide in multi-port mini channels under cooling conditions. *Chemical engineering science*, v. 60, n. 12, p. 3337-3345, 2005.

HUAI, X.; KOYAMA, S. Heat transfer characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> flow in small-channeled structures. *Experimental Heat Transfer*, v. 20, n. 1, p. 19-33, 2007.

HUMIA, G. M., Duarte, W. M., Pabon, J. J. G., de Freitas Paulino, T., & Machado, L. Experimental study and simulation model of a direct expansion solar assisted heat pump to CO<sub>2</sub> for water heating: Inventory, coefficient of performance and total equivalent warming impact. *Solar Energy*, v. 230, p. 278-297, 2021

INCROPERA, F., De Witt, D. and Bergman, T., "Fundamentos de transferência de calor e de massa, tradução da 6 ed". Rio de Janeiro, Brasil. LTC, 2008.

ISLAM, M.R., Sumathy, K., Gong, J. and Khan, S.U., "Performance study on solar assisted heat pump water heater using co<sub>2</sub> in a transcritical cycle". In *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*. Citeseer, 2012.

ITO, S., Miura, N. and Takano, Y., "Studies of heat pumps using direct expansion type solar collectors". *Journal of solar energy engineering*, Vol. 127, No. 1, pp. 60–64, 2005.

ITO, S.; Miura, N.; Wang, K. Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors. *Solar Energy*, v. 65, n. 3, p. 189-196, 1999.

J.D. Jackson, Consideration of the heat transfer peroperties of supercritical

JIANG, Pei-Xue *et al.* Experimental and numerical investigation of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in a vertical tube at low Reynolds numbers. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 47, n. 8, p. 998-1011, 2008.

JIANG, Pei-Xue *et al.* Experimental and numerical study of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in vertical porous tubes. *International journal of heat and mass transfer*, v. 51, n. 25-26, p. 6283-6293, 2008.

JIANG, Pei-Xue *et al.* Experimental investigation of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at super-critical pressures in vertical mini-tubes and in porous media. *Applied Thermal Engineering*, v. 24, n. 8-9, p. 1255-1270, 2004.

JIANG, Pei-Xue *et al.* Experimental investigation of flow resistance and convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in a vertical porous tube. *The Journal of supercritical fluids*, v. 38, n. 3, p. 339-346, 2006.

JIANG, Peixue; ZHANG, Yu; SHI, Runfu. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at super-critical pressures in a vertical mini tube. In: *International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*. 2006. p. 583-590.

JORDAN, R. and Threlkeld, J., "Design and economics of solar energy heat pump system". *Heat., Piping Air Cond.;*(United States), Vol. 26, 1954.

KIM, Dong Eok; KIM, Moo Hwan. Experimental study of the effects of flow acceleration and buoyancy on heat transfer in a supercritical fluid flow in a circular tube. *Nuclear Engineering and Design*, v. 240, n. 10, p. 3336-3349, 2010.

KIM, Dong Eok; KIM, Moo Hwan. Two layer heat transfer model for supercritical fluid flow in a vertical tube. *The Journal of Supercritical Fluids*, v. 58, n. 1, p. 15-25, 2011.

KIM, Hwan Yeol *et al.* Experimental investigations on heat transfer to CO<sub>2</sub> flowing upward in a narrow annulus at supercritical pressures. *Nuclear Engineering and Technology*, v. 40, n. 2, p. 155-162, 2008.

KIM, M.H., Pettersen, J. and Bullard, C.W., "Fundamental process and system design issues in co<sub>2</sub> vapor compression systems". *Progress in energy and combustion science*, Vol. 30, No. 2, pp. 119–174, 2004.

KONG, X., Li, Y., Lin, L. and Yang, Y., "Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 76, pp. 136–146, 2017.

KONG, X., Sun, P., Dong, S., Jiang, K. and Li, Y., "Experimental performance analysis of a direct expansion solarassisted heat pump water heater with R134a in summer". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 91, pp. 12 – 19, 2018.

KONG, X., Yang, Y., Zhang, M., Li, Y. and Li, J., "Experimental investigation on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using r290 with micro-channel heat transfer technology during the winter period". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 113, pp. 38–48, 2020.

KONG, X., Zhang, D., Li, Y. and Yang, Q., "Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater". *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6830–6838, 2011.

KUANG, Y., Sumathy, K. and Wang, R., "Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system". *International journal of energy research*, Vol. 27, No. 5, pp. 531–548, 2003.

KUANG, Y.; Wang, R., "Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system". *Solar Energy*, Vol. 80, No. 7, pp. 795 – 803, 2006.

KUMAR, Suresh; Mullick, S. C. "Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions". *Solar Energy*, v. 84, n. 6, p. 956-963, 2010.

LI, Y., Wang, R., Wu, J. and Xu, Y. "Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater". *Energy*, Vol. 32, No. 8, pp. 1361 – 1374, 2007.

LI, Zhi-Hui *et al.* Experimental investigation of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in a vertical circular tube. *Experimental thermal and fluid science*, v. 34, n. 8, p. 1162-1171, 2010.

LIAO, S. M.; ZHAO, T. S. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels. *J. Heat Transfer*, v. 124, n. 3, p. 413-420, 2002.

McAdams, W. H. *Heat transmission*. London, 1954.

MOHAMED, E., Riffat, S. and Omer, S., "Low-temperature solar-plate-assisted heat pump: A developed design for domestic applications in cold climate". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 81, pp. 134 – 150, 2017.

MOHANRAJ, M. *et al.* Research and developments on solar assisted compression heat pump systems—A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications). *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 83, p. 90-123, 2018.

NEUMANN, Rodolfo J.; HAHNE, Erich WP. Transferência de calor por convecção livre para dióxido de carbono supercrítico. *Jornal Internacional de Transferência de Calor e Massa*, v. 23, nº 12, pág. 1643-1652, 1980.

NIU, Xiao-Dong *et al.* Experimental study of heat transfer characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> fluid in collectors of solar Rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, n. 6-7, p. 1279-1285, 2011.

OH, Hoo-Kyu; SON, Chang-Hyo. New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO<sub>2</sub> in horizontal macro-tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 34, n. 8, p. 1230-1241, 2010.

P. Jiang, R. Xu, Z. Li, C. Zhao, Influence of flow acceleration on convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures and air in a vertical micro tube, in: *Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference*, Washington, 2010.

P. W. Dittus, and L. M. K. Boelter, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type," *Univ. Calif. Pub. Eng.*, (2/13): 443-461, 1930; reprinted in *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, (12): 3-22, 1985.

PITLA, Srinivas S.; GROLL, Eckhard A.; RAMADHYANI, Satish. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO<sub>2</sub>. *International journal of refrigeration*, v. 25, n. 7, p. 887-895, 2002.

RABELO, S.N., de F. Paulino, T., Duarte, W.M., Sawalha, S. and Machado, L. "Experimental analysis of the influence of water mass flow rate on the performance of a CO<sub>2</sub> direct-expansion solar assisted heat pump". *International Journal of Chemical, Molecular, Nuclear, Materials and Metallurgical Engineering*, Vol. 12, No. 7, pp. 327 – 331, 2018.

RABELO, S.N., Paulino, T.F., Machado, L. and Duarte, W.M. "Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump". *Solar Energy*, Vol. 188, pp. 164–174, 2019

ROHSENOW, W. M. "A method of correlating heat-transfer data for surface boiling of liquids." *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* 74.6. 969-975, 1952.

ROHSENOW, W. M. "Boiling. Annual Review of Fluid Mechanics". *Annual Reviews* 4139 El Camino Way. PO Box 10139, Palo Alto, CA 94303-0139, USA, v. 3, n. 1, p. 211–236, 1971.

ROHSENOW, W. M.; Hartnett, J. P.; Cho, Y. I., *et al.* *Handbook of heat transfer*. New York: McGraw-Hill. v. 3, p. 4.1–99, 1998.

RUAS, Sabrina N. R. Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial. Tese (Doutorado), UFMG, 2019.

S. Mokry, I.L. Piro, B. Duffey, Experimental heat transfer to supercritical CO<sub>2</sub> Shewen, E.; Hollands, K. G. T.; Raithby, G. D. Heat transfer by natural convection across a vertical air cavity of large aspect ratio. 1996.

Shina, October 21–25, 2002.

SIEDER, E. N., & Tate, G. E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, 28(12), p.1429-1435, 1936.

SIMOES, Pedro C. *et al.* Static mixers as heat exchangers in supercritical fluid extraction processes. *The journal of supercritical fluids*, v. 43, n. 3, p. 477-483, 2008.

SON, Chang-Hyo; PARK, Seung-Jun. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 4, p. 539-546, 2006.

SPORN, P. and Ambrose, E. "The heat pump and solar energy". In *Proceedings of the world symposium on applied solar energy*. pp. 1–5, 1955.

SUN, X., Dai, Y., Novakovic, V., Wu, J. and Wang, R. "Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water". Energy Procedia, Vol. 70, pp. 394 – 401, 2015. symposium, 2009.

TANIMIZU, Katsuyoshi; SADR, Reza. Experimental investigation of buoyancy effects on convection heat transfer of supercritical CO<sub>2</sub> flow in a horizontal tube. Heat and Mass Transfer, v. 52, p. 713-726, 2016.

TOKANAI, Hideki *et al.* Heat transfer of supercritical CO<sub>2</sub> flow in natural convection circulation system. Heat transfer engineering, v. 31, n. 9, p. 750-756, 2010.

TORRES-REYES, E. and Gortari, J.C., 2001. "Optimal performance of an irreversible solar-assisted heat pump". Exergy, An International Journal, Vol. 1, No. 2, pp. 107 – 111.version). 5. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.

VIRTANEN, Pauli *et al.* SciPy 1.0: fundamental algorithms for scientific computing in Python. Nature methods, v. 17, n. 3, p. 261-272, 2020.

WALISCH, T., *et al.* "The heat transfer to supercritical carbon dioxide in tubes with mixed convection." Process Technology Proceedings. Vol. 12. Elsevier, 1996.

XU, G., Deng, S., Zhang, X., Yang, L. and Zhang, Y. "Simulation of a photovoltaic/thermal heat pump system having a modified collector/evaporator". Solar Energy, Vol. 83, No. 11, pp. 1967 – 1976, 2009.

YUN, R.; Kim, Y.; Kim, M. S.; Choi, Y. "Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO<sub>2</sub> in a horizontal smooth tube." International Journal of Heat and Mass Transfer 46.13. 2353-2361, 2003.

YUN, Rin; HWANG, Yunho; RADERMACHER, Reinhard. Convective gas cooling heat transfer and pressure drop characteristics of supercritical CO<sub>2</sub>/oil mixture in a minichannel tube. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 50, n. 23-24, p. 4796-4804, 2007.

ZHANG, D., Wu, Q., Li, J. and Kong, X. "Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system". Applied Thermal Engineering, Vol. 73, No. 1, pp. 522 – 528, 2014.

ZHANG, Xin-Rong; YAMAGUCHI, Hiroshi. An experimental investigation on characteristics of supercritical CO<sub>2</sub>-based solar Rankine system. International journal of energy research, v. 35, n. 13, p. 1168-1178, 2011.

## APÊNDICE 1 – Modelo matemático da DX-SAHP

```

def Hollands(fluido,T,rho,T_s,D,Tau):
    g=9.78
    mu=PropsSI("V","D",rho,"T",T,fluido)      #viscosidade do fluido
    nu=mu/rho
    cp=PropsSI("C","D",rho,"T",T,fluido)      #cp do fluido
    k=PropsSI("L","D",rho,"T",T,fluido)      #cp do fluido
    alpha=k/(cp*rho)
    beta=PropsSI("ISOBARIC_EXPANSION_COEFFICIENT","D",rho,"T",T,fluido)
    Ra=g*beta*abs(T-T_s)*D**3/(alpha*nu)
    if (Ra/cos(Tau))<1708:
        Nu=1
    else:
        Nuv=(1+(0.0665*Ra**(1/3)/(1+(9000/Ra)**(1.4))**2))**0.5
        Nu=1+(Nuv-1)*sin(Tau)
    return Nu*k/D

from ht.boiling_nucleic import Cooper
def HTC(fluido,T,rho,T_s,m,VT):
    g=9.78 #Aceleração da gravidade
    x=PropsSI("Q","D",rho,"T",T,fluido)
    if x>0 and x<1:
        rhoL=PropsSI("D","Q",0,"T",T,fluido)
        VL=(m-x*m)/rhoL
        VV=VT-VL
    if T_s>T and x>0 and x<1:
        MW=PropsSI("M",fluido)*1000
        Pc=PropsSI("PCRIT",fluido)
        P=PropsSI("P","Q",0,"T",T,fluido)      #Pressão
        h2=Cooper(P, Pc, MW, Te=(T_s-T), Rp=1.5e-06)
        rhov=PropsSI("V","Q",1,"T",T,fluido)
        h1=Hollands(fluido,T,rhov,T_s,Di,Tau)  #Corr. conv natural espaço
    confinado
        p2=VL
        p1=VV
    elif T_s<T and x>0 and x<1:
        vl=1/PropsSI("D","Q",0,"T",T,fluido)  #
        k_l=PropsSI("L","Q",0,"T",T,fluido)  #condutividade do líquido
        hfg=PropsSI("H","Q",1,"T",T,fluido)-PropsSI("H","Q",0,"T",T,fluido)
    #Latente de vaporização
        mul=PropsSI("V","Q",0,"T",T,fluido)  #viscosidade do líquido
        cpl=PropsSI("C","Q",0,"T",T,fluido)  #cp do líquido
        Prl=PropsSI("PRANDTL","Q",0,"T",T,fluido)  #cp do líquido
        h_fg=hfg+0.68*cpl*(T-T_s) #Calor latente modificado
        Re1=3.78*((k_l*H*(T-T_s))/(mul*h_fg*(vl**2/g)**(1/3)))**(3/4)
        Re2=((3.7*k_l*H*(T-T_s))/(mul*h_fg*(vl**2/g)**(1/3))+4.8)**(0.82)
        if Re1<=30:

```

```

    Re=Re1
elif Re2>30 and Re2<1800:
    Re=Re2
else:
    Re=((0.069*k_l*H*(T-T_s))/(mul*h_fg*(v1**2/g)**(1/3))*Pr1**0.5-
151*Pr1**0.5+253)**(4/3)
    h2=(Re*mul*h_fg)/(4*H*(T-T_s)) #Condensação
    h1=Hollands(fluido,T,rhol,T_s,Di,Tau) #Corr. conv natural espaço
confinado
    p2=VV
    p1=VL
else:
    h2=0
    h1=Hollands(fluido,T,rho,T_s,Di,Tau)
    p2=0
    p1=VT
return (h1*p1+h2*p2)/(p1+p2)

```

## Dados climáticos

```

from math import isnan
from scipy import interpolate
import matplotlib.pyplot as plt
from google.colab import drive
drive.mount('/content/drive')
import pandas as pd
df = pd.read_csv('drive/MyDrive/Colab Notebooks/DADOS.csv')
N=len(df)
I=[0]*N
tempo=[0]*N
Ta=[0]*N
Tdp=[0]*N
uw=[0]*N
for i in range(N):
    if isnan(df.C6[i]):
        I[i]=0.0
    else:
        I[i]=df.C6[i]/3.6
    tempo[i]=i*3600
    if isnan(df.C7[i]):
        Ta[i]=Ta[i-1]
    else:
        Ta[i]=df.C7[i]+273.15
    if isnan(df.C8[i]):
        Tdp[i]=Tdp[i-1]
    else:
        Tdp[i]=df.C8[i]+273.15
    if isnan(df.C18[i]):

```

```

    uw[i]=uw[i-1]
else:
    uw[i]=df.C18[i]

FTA = interpolate.interpld(tempo, Ta, kind='cubic')
FTDP = interpolate.interpld(tempo, Tdp, kind='cubic')
FI = interpolate.interpld(tempo, I, kind='cubic')
FUW = interpolate.interpld(tempo, uw, kind='cubic')
Res={'tempo': tempo, 'uw':uw, 'Ta':Ta, 'Tdp':Tdp, 'I':I }

```

## Modelo matemático

```

import time
D=6.34E-3 #Diametro externo
Di=4.66E-3 #Diametro interno
Le=16.3 #Comprimento do tubo
A=1.57 #Area do evaporador
delta=0.5E-3 #Espessura da aleta
kc=401 #Condutivida do cobre (Incropera 6ed)
rhoc=8933 #Condutivida do cobre (Incropera 6ed)
Cpc=383 #Capacidade calorifica (Incropera 6ed)
W=0.1 #Distância entre tubos
H=1.57 #Comprimento da placa
alpha=0.95 #Absortividade solar
epsilon=0.95 #Emissividade
sigma=5.67E-8
Tau=(180-30)/180*pi #Angulo da placa em relação a vertical (rad)
#####
#####
mc=((D**2-Di**2)*pi/4*Le+A*delta)*rhoc #Massa de Cobre
mf=645E-3*0.1 #Massa de CO2
Vte=Di**2*pi/4*Le #Volume interno do tubo do evaporador
rhof=mf/(Vte) #Volume especifico do fluido
Pc=PropsSI("R744","Pcrit") #Pressão do CO2
MW=44.01 #Massa molecular do CO2
dt=22.5 #Intervalo de tempo
TS=3600*23 #Tempo total de simulacao
N=int(TS/dt+1)
uf=[0.0]*N #Energia interna especifica do CO2
Tf=[0.0]*N #Temperatura do CO2
Pf=[0.0]*N #Pressão do CO2
hf=[0.0]*N
t=[0]*N
Tf[0]=297
Pf[0]=PropsSI("P","D",rhof,"T",Tf[0],"R744")
uf[0]=PropsSI("U","D",rhof,"T",Tf[0],"R744")
Tt=[0]*20
ET=[0]*20
DIA=1

```



```

start=time.time()
PMD=[0]*366 #Pressão máxima do dia
for i in range(1,N):
    hw=6.9+3.87*FUW(t[i-1]) #Coeficiente do ar (Kumar e Mullick 2010)
    UL=hw*2 #Coeficiente global de transf. de calor
    m=sqrt(UL/kc*delta) #Parametro da aleta
    Fa=tanh(m*(W-D)/2)/(m*(W-D)/2) #Fator de eficiencia da aleta
    eceu=0.734+0.0061*(FTDP(t[i-1])-273.15)
    Tceu=(eceu*FTA(t[i-1])**4)**0.25 #Temperatura do ceu
    S=FI(t[i-1])*alpha-epsilon*sigma*(Tf[i-1]**4-Tceu**4) #Radiação solar
    liq.
    hfi=100 #Estimativa inicial para hfi
    erroh=100
    while erroh>0.5:
        Fc=1/UL/(W*(1/(UL*(D+(W-D)*Fa))+1/(pi*Di*hfi))) #Fator de
        eficiencia do coletor
        Qu=A*Fc*(S-UL*(Tf[i-1]-FTA(t[i-1]))) #Calor absorvido pelo
        evaporador
        T_s=Qu/(hfi*pi*Di*Le)+Tf[i-1]
        hold=hfi
        hfi=HTC('R744',Tf[i-1],rhof,T_s,mf,Vte)
        erroh=(hold-hfi)/hfi*100
    erro_T=100
    j=0
    while erro_T>0.01 and j<20:
        Tt[0]=Tf[i-1]+5
        Tt[1]=Tf[i-1]-5
        Qi=mc*Cpc*(Tt[j]-Tf[i-
1])/dt+mf*(PropsSI("U","D",rhof,"T",Tt[j],"R744")-uf[i-1])/dt
        ET[j]=(Qi-Qu)/Qu*100
        erro_T=abs(ET[j]) #Atualiza erro
        j=j+1
        if j>=2:
            Tt[j]=Tt[j-1]-(Tt[j-1]-Tt[j-2])/(ET[j-1]-ET[j-2])*ET[j-1]
            if Tt[j]<200:
                Tt[j]=200
        #print("Qu=",Qu,', Qi=',Qi)
        Tf[i]=Tt[j]
        Pf[i]=PropsSI("P","D",rhof,"T",Tf[i],"R744")
        hf[i]=hfi
        PMD[DIA]=max(Pf[i],PMD[DIA])
        uf[i]=PropsSI("U","D",rhof,"T",Tf[i],"R744")
        t[i]=t[i-1]+dt
        if (t[i]%(24*3600))==0:
            print("Simulação do dia", DIA, "completo em", int(time.time()-
start),"s", ", P_max=", int(PMD[DIA]/1e5), "bars")
            start=time.time()
            DIA=DIA+1
DAYRES={'PMD':PMD}

```

```
df_DR = pandas.DataFrame(data=DAYRES)
df_DR.to_csv('drive/MyDrive/Colab Notebooks/day_DADOS2012.csv') #Nome
do arquivo
RES={'t':t, 'P':Pf,}
df_DR = pandas.DataFrame(data=RES)
df_DR.to_csv('drive/MyDrive/Colab Notebooks/Ins_DADOS2012') #Nome do
arquivo
```