

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

Hélio Augusto Goulart Diniz

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELAGEM BASEADO NA ANÁLISE DOS 4E DE
UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR**

Belo Horizonte

2023

Hélio Augusto Goulart Diniz

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELAGEM BASEADO NA ANÁLISE DOS 4E DE
UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR**

Versão final

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica na área de concentração de Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Prof. Dr. Raphael Nunes de Oliveira

Coorientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte

2023

D585e

Diniz, Hélio Augusto Goulart.

Estudo experimental e modelagem baseado na análise dos 4E de uma bomba de calor assistida por energia solar [recurso eletrônico] / Hélio Augusto Goulart Diniz. - 2023.

1 recurso online (298 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira.
Coorientador: Luiz Machado.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais,
Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 229-298.

Bibliografia: f. 206-229.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Estudos experimentais - Teses.
3. Modelos matemáticos - Teses. 4. Termografia - Teses. I. Oliveira,
Raphael Nunes de. II. Machado, Luiz. 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 EXPERIMENTAL E MODELAGEM BASEADO NA ANÁLISE DOS 4ES DE UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR"

HÉLIO AUGUSTO GOULART DINIZ

Tese 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. Raphael Nunes de Oliveira (Orientador – Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Luiz Machado (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Antônio Augusto Torres Maia (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Tiago de Freitas Paulino (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET-MG) e Dr. Felipe Raul Ponce Arrieta (Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUC-Minas), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Doutor em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de "Energia e Sustentabilidade".

Tese aprovada no dia 24 de fevereiro de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 03/03/2023, às 16:26, 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 **Luiz Machado, Professor do Magistério Superior**, em 07/03/2023, às 11:42, 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 **Felipe Raul Ponce Arieta, Usuário Externo**, em 07/03/2023, às 13:36, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 07/03/2023, às 18:27, 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 08/03/2023, às 08:55, 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 **Antonio Augusto Torres Maia, Professor do Magistério Superior**, em 08/03/2023, às 21:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2100889** e o código CRC **13FBC561**.

PREFÁCIO

Esta Tese de Doutorado iniciou-se em 2018 como continuidade da pesquisa de Mestrado (2015-2017) relativa a um estudo experimental de uma DX-SAHP com R134a. Esta pesquisa de Doutorado foi realizada no Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GRE) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG) e resultou até a presente data em 4 artigos em periódicos (2 publicados e 2 sob revisão), além de 7 trabalhos de congressos internacionais. Os mesmos estão listados a seguir.

DINIZ, H. A. G.; OLIVEIRA, A. G.; PINHEIRO, S. M. S.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Direct expansion heat pump condensers mathematical modeling for the selection of a refrigerant with optimized environmental performance. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Online, 2020;***

DINIZ, H. A. G.; OLIVEIRA, A. G.; PINHEIRO, S. M. S.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Direct expansion heat pump evaporator mathematical modeling for the selection of a refrigerant with optimized environmental performance. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Online, 2020;***

DINIZ, H. A. G.; PAULINO, T. F.; PABON, J. J. G.; MAIA, A. A. T.; OLIVEIRA, R. N. ***Dynamic model of a transcritical CO₂ heat pump for residential water heating. Sustainability, vol. 13, 3464, 2021;***

DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; MAIA, A. A. T.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Development, experimental validation through infrared thermography and applications of a mathematical model of a direct-expansion solar-assisted heat pump with R290 based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses. Solar Energy, under review, 2023;***

DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; LUZ, A. P.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Energetic, exergetic, environmental and economic (4E) analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump with low GWP refrigerant. International Journal of Refrigeration, under review, 2023;***

DINIZ, H. A. G.; ROCHA, T. T. M.; RESENDE, S. I. M.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Mathematical modeling of capillary tubes of a direct-expansion heat pump charged with propane. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Online, 2020;***

NUNES, M. V. F.; LUZ, A. P.; DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; OLIVEIRA, R. N. ***Estudo da viabilidade econômica de uma bomba de calor a propano para aquecimento de água para uso residencial. XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021;***

OLIVEIRA, A. G.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Comparative study of a directed expansion solar assisted heat pump using capillary tubes***

and thermostatic expansion valve. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Online, 2020;

OLIVEIRA, A. G.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. ***Experimental validation and numerical simulation of a direct-expansion solar-assisted heat pump for heating water. XLI Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering - CILAMCE. Foz do Iguaçu, 2020;***

RESENDE, S. I. M.; DINIZ, H. A. G.; BRAGA, I. F. C. M.; FARIA, R. N.; OLIVEIRA, R. N. ***Modeling a direct-expansion solar assisted heat pump condenser with emphasis on convective heat transfer coefficients. 19th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Bento Gonçalves, 2022;***

ROCHA, T. T. M.; RESENDE, S. I. M.; DINIZ, H. A. G.; RODRIGUES FILHO, F. A.; OLIVEIRA, R. N. ***Assessment of a simpler friction factor in an algebraic solution for adiabatic coiled capillary tubes. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, vol. 28, n° 4, 2020.***

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela minha vida e saúde proporcionada para o contínuo progresso nos estudos, e nas realizações profissionais e pessoais. Agradeço também à minha família, em especial aos meus pais, Selma e Hélio, e à minha irmã, Andréia, pelo apoio incondicional, e à Amanda, pelo amor e companheirismo.

A minha profunda gratidão, admiração e respeito ao Prof. Dr. Ricardo Koury pelo acolhimento no universo da pesquisa em 2015 ao me integrar ao GREA da Escola de Engenharia da UFMG, orientando-me no Mestrado e incentivando-me na docência e, sobretudo, na continuidade dos estudos por meio do Doutorado. Gratidão ao meu Orientador, Prof. Dr. Raphael Nunes, pela receptividade neste trabalho e pela sua prontidão em me orientar, essenciais para o contínuo progresso desta pesquisa. Ao meu Coorientador, Prof. Dr. Luiz Machado, pelos ensinamentos e ajuda constante, fundamentais para a realização deste trabalho. Ao Prof. Dr. Antônio Maia e ao Laboratório de Automação e Controle (LAC) da Escola de Engenharia da UFMG, pelo suporte durante a calibração de sensores eletrônicos. Aos técnicos do Departamento de Manutenção e Operação da Infraestrutura (DEMAI) da UFMG e ao Adalberto Silva pelos serviços prestados durante a montagem do protótipo. Aos docentes e discentes do Centro Multiusuário de Termografia Científica (CEMTEC) e do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da Escola de Engenharia da UFMG, pela prestatividade durante os estudos termográficos e calibração de instrumentos de medição. Por fim, aos docentes Dr. Tiago Paulino e Dr. Willian Duarte, e aos discentes André Gonçalves, Arthur Luz, Sara Resende, Gabriel Silvério, Marcelo Dias e João Saraiva pelo suporte no projeto, fabricação e instrumentalização do protótipo, e pela ajuda na realização dos estudos experimentais.

Meus agradecimentos à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), e aos projetos das empresas Vallourec e Tuma Industrial, parceiras do GREA, pelo suporte financeiro direto e indireto à realização desta pesquisa. Finalmente, agradeço à UFMG, especialmente, ao Departamento de Engenharia Mecânica (DEMEC), ao Programa de Pós-Graduação da Engenharia Mecânica (PPGMEC) e ao grupo de pesquisa GREA pelas oportunidades concedidas, por mais de uma década, ao meu crescimento profissional e acadêmico.

"Mestre não é quem sempre ensina, mas quem de repente aprende."

Guimarães Rosa.

"Eu colocaria meu dinheiro no sol e na energia solar. Que fonte de energia! Espero que não tenhamos que esperar até que o petróleo e o carvão acabem para fazer isso."

Thomas Edison.

"Eu tentei 99 vezes e falhei, mas na centésima tentativa eu consegui, nunca desista de seus objetivos mesmo que esses pareçam impossíveis, a próxima tentativa pode ser a vitoriosa."

Albert Einstein.

"No que diz respeito ao desempenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem-feita ou não faz."

Ayrton Senna.

RESUMO

Modelos matemáticos são cada vez mais explorados pela comunidade científica em estudos de equipamentos térmicos para avaliar a viabilidade da substituição de fluidos frigoríficos tradicionais por refrigerantes ecológicos baseado nas análises dos 4E (energética, exergética, ambiental e econômica). O presente trabalho de doutorado tem por objetivo desenvolver e validar um modelo matemático baseado nas análises dos 4E e realizar um estudo experimental de uma bomba de calor assistida por energia solar com expansão direta (DX-SAHP) para aquecimento de água residencial operando com um fluido ecológico selecionado dentre dez candidatos (R152a, R744, R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), R170, R290, R600, R1270 e R600a). A análise ambiental é baseada no impacto do aquecimento total equivalente (TEWI) e a análise econômica é baseada no *payback*. Além disso, o modelo matemático do sistema foi validado pela técnica de termografia infravermelha. O estudo experimental foi desenvolvido na cidade de Belo Horizonte por meio de um protótipo projetado e construído com o intuito de realizar as análises dos 4E do sistema operando *indoor* e *outdoor* para diferentes temperaturas finais de aquecimento da água. Após a validação do modelo desenvolvido, investiga-se por meio de simulações a influência de parâmetros ambientais e geométricos sobre o desempenho sistema. O estudo experimental revelou que o desempenho energético e a eficiência exergética do sistema ao operar na condição *outdoor* foram, em média, 29,8 e 17,4%, respectivamente, maiores em relação à condição *indoor*. Além disso, operar o sistema na condição *indoor* foi, em média, responsável por 10,7% a mais de emissão de CO₂ e resultou também em um tempo de retorno do sistema, em média, 9,30% maior quando comparado com a condição *outdoor*. Identifica-se, por meio das simulações do modelo, que a irradiância solar é o parâmetro ambiental que mais contribui para o aumento do desempenho energético (69,3% em média) e da eficiência exergética (8,72% em média). Além disso, o aumento da temperatura ambiente contribui mais para a redução de emissões de gás de efeito estufa (88,6% em média), mas promove o maior tempo de retorno para o sistema.

Palavras-chave: DX-SAHP, análises dos 4E, refrigerantes ecológicos, modelo matemático, estudo experimental, termografia infravermelha, TEWI, *payback*.

ABSTRACT

Mathematical models are increasingly explored by the scientific community in studies of thermal equipment to assess the feasibility of replacing traditional refrigerant fluids with ecological refrigerants based on 4E analysis (energetic, exergetic, environmental and economic). This doctoral work aims to develop and validate a mathematical model based on the analysis of the 4E and to carry out an experimental study of a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump (DX-SAHP) for residential water heating operating with a fluid selected from ten candidates (R152a, R744, R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), R170, R290, R600, R1270 and R600a). The environmental analysis is based on the total equivalent warming impact (TEWI) and the economic analysis is based on the payback. In addition, the mathematical model of the system was validated using the infrared thermography technique. The experimental study was developed in the city of Belo Horizonte through a prototype designed and built in order to carry out the 4E analyzes of the indoor and outdoor operating system for different final water heating temperatures. After validating the developed model, the influence of environmental and geometric parameters on the system performance is investigated through simulations. The experimental study revealed that the energy performance and exergy efficiency of the system when operating in the outdoor condition were, on average, 29.8 and 17.4%, respectively, higher compared to the indoor condition. In addition, operating the system in the indoor condition was, on average, responsible for 10.7% more CO₂ emissions and also resulted in a payback time for the system, on average, 9.30% higher when compared to the condition billboard. It is identified, through model simulations, that solar irradiance is the environmental parameter that most contributes to the increase in energy performance (69.3% on average) and exergy efficiency (8.72% on average). In addition, the increase in ambient temperature contributes the most to the reduction of greenhouse gas emissions (88.6% on average), but promotes the longest payback time for the system.

Keywords: DX-SAHP, 4E analysis, ecological refrigerants, mathematical model, experimental study, infrared thermography, TEWI, payback.

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas		Unidades
$a_{0,1,2}$	Coeficientes do polinômio de Wang e Toubert	W/m ² .K
A	Área	m ²
$B_{1,2,\dots,6,7}$	Coeficientes dos polinômios das eficiências do compressor	-
Bo	Número de ebulição	-
B_{gw}	Fator da correlação de Gungor e Winterton	-
C	Constante presente no fator de correção de Lockhart e Martinelli	-
C_{fixo}	Custo fixo	R\$
C_o	Parâmetro da correlação de Rouhani e Axelsson	-
c_p	Calor específico a pressão constante	J/kg.K
$C_{serviço}$	Custo de serviço	R\$
$C_{variável}$	Custo variável	R\$
COP	Coeficiente de desempenho energético	-
d	Diâmetro do tubo ou diâmetro do tubo interno	m
D	Diâmetro do tubo externo	m
E_{anual}	Consumo anual de energia elétrica pelo sistema	kWh/ano
$\dot{E}x$	Taxa de exergia	W
f	Fator de atrito	-
F	Eficiência da aleta	-
F'	Fator de eficiência do coletor	-
F_{chen}	Fator de aumento do efeito convectivo	-
Fr	Número de Froude	-
G	Vazão mássica por área	kg/s.m ²
Gr	Número de Grashof	-
h	Coeficiente convectivo local de troca de calor	W/m ² .K
\bar{h}	Coeficiente convectivo médio de troca de calor	W/m ² .K
\bar{h}_m	Coeficiente médio de transferência de massa	kg/N.s
i	Entalpia específica	J/kg
i_{lv}	Calor latente específico de vaporização	J/kg
I	Irradiância solar	W/m ²
I'	Investimento inicial	R\$
k	Condutividade térmica	W/m.K

L	Comprimento	m
L_{taxa}	Taxa anual de refrigerante emitido	%/ano
L_{tempo}	Vida do sistema	ano
m	Massa	kg
M	Coefficiente da aleta	1/m
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
n	Número de pontos analisados	-
N	Número de divisões	-
N_{rot}	Rotação do compressor	rps
Nu	Número de Nusselt	-
P	Pressão	bar
P'	Tempo de retorno (<i>payback</i>)	ano
$P_{ótima}$	Pressão ótima de fluidos transcíticos	bar
Pe	Perímetro	m
Pr	Número de Prandtl	-
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
$\dot{Q}_{condensador}$	Capacidade de aquecimento	kW
$\dot{Q}_{evaporador}$	Capacidade de refrigeração	kW
Ra	Número de Rayleigh	-
Re	Número de Reynolds	-
R_a	Rugosidade: média aritmética	μm
R_p	Rugosidade: altura máxima de pico	μm
R_z	Altura máxima do perfil de rugosidade	μm
R^2	Coefficiente de determinação	-
s	Entropia específica	J/kg.K
S_{anual}	Valor anual economizado	R\$/ano
S_{chen}	Fator de supressão da ebulição nucleada	-
S_{irr}	Diferença de fluxo de calor de irradiações	W/m ²
T	Temperatura	°C
T'	Taxa de inflação anual	%
T'_{bdc}	Tarifa de eletricidade sobre a bomba de calor	R\$/kWh
T'_{ele}	Tarifa de eletricidade sobre o chuveiro elétrico	R\$/kWh
t	Tempo	s
t_{oper}	Tempo de operação diário	h/dia
$TEWI$	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>	kg-CO ₂

u_Y	Incerteza padrão combinada	-
u_X	Incerteza padrão	-
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m ² .K
U_{evap}	Coefficiente de perda total do coletor	W/m ² .K
V	Volume	m ³
\dot{V}	Vazão volumétrica	m ³ /s
V_{desl}	Volume deslocado pelo compressor (deslocamento)	m ³
w	Largura	m
\dot{W}	Taxa de trabalho	W
x	Título de vapor	-
X_1, X_2, \dots, X_i	Variáveis	-
Y	Parâmetro	-

Letras Gregas

Unidades

α	Difusividade térmica	m ² /s
α_{TEWI}	Taxa de recuperação de vida do refrigerante	%
α_{vazio}	Fração de vazio	-
β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica	1/K
β_{TEWI}	Fator de emissão de dióxido de carbono	kg-CO ₂ /kWh
δ	Espessura	m
Δ	Varição	-
ε	Emissividade	-
η	Eficiência	%
θ	Ângulo de inclinação do evaporador com a vertical	°
λ	Absortividade	-
μ	Viscosidade dinâmica	N.s/m ²
ν	Volume específico	m ³ /kg
ξ	Eficiência do condensador	%
ρ	Massa específica	kg/m ³
σ	Tensão superficial	N/m
ν	Viscosidade cinemática	m ² /s
ϕ	Umidade relativa	%
ϕ_{lo}^2	Fator de correção de Lockhart e Martinelli	-
χ	Parâmetro de Lockhart e Martinelli	-

Outras

∇ Velocidade

Unidades

m/s

Subscritos

0 Referência para o estado morto
1 Entrada do compressor
2 Saída do compressor
3 Entrada do dispositivo de expansão
4 Entrada do evaporador
1' Fronteira entre a evaporação e o superaquecimento do fluido refrigerante
2' Fronteira entre dessuperaquecimento e condensação do fluido refrigerante
3' Fronteira entre condensação e subresfriamento do fluido refrigerante
4' Região de transição entre o regime monofásico e bifásico no capilar
a Água
amb Ambiente
al Aleta
atm Atmosférica
b Base
bif Bifásico
cc Condensador coaxial
cd Estado bifásico de condensação
ci Condensador por imersão
co Condensação de vapor d'água
col Coletor
comp Compressor
cond Condensador
conv Convecção
crit Crítico
de Dispositivo de expansão
des Dessuperaquecimento
disp Disponível
eb Estado bifásico de Ebulição
ele Elétrico
ent Entrada
evap Evaporador

exer	Exergética
exp	Experimental
ext	Externo
f	Fluido frigorífico
for	Forçado
glob	Global
i	i-ésimo
irr	Irradiação
isen	Isentrópica
j	j-ésimo
int	Interno
l	Líquido saturado
m	Valor médio
ml	Média logarítmica
mon	Monofásico
nat	Natural
o	Orvalho
par	Parede
pl	Placa
pred	Predito
rc	Resfriador coaxial
ri	Resfriador por imersão
red	Reduzida
resf	Resfriador
sa	Superaquecimento
sai	Saída
sat	Saturação
sen	Sensível
sr	Subresfriamento
tc	Tubo capilar
tr	Transversal
trans	Transição
tub	Tubulação
v	Vapor saturado
vol	Volumétrica

viz	Vizinhança
X	Variável
Y	Parâmetro

Constantes

g	Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
R_{a_v}	Constante de gás do vapor de água	461,5 J/kg.K
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzmann	5,67 x 10 ⁻⁸ W/m ² .K ⁴

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1: Matriz energética mundial.	35
Figura 2.2: Matriz energética nacional.	35
Figura 2.3: Matriz de energia elétrica nacional.	36
Figura 2.4: Consumo de energia elétrica no setor residencial nacional.	37
Figura 2.5: Tipos de formas de aquecimento de água residencial.	37
Figura 2.6: Exemplo de ASHP ou WSHP para aquecimento de água.	43
Figura 2.7: Exemplo de SAHP em série para aquecimento de água.	44
Figura 2.8: Exemplo de SAHP em paralelo para aquecimento de água.	44
Figura 2.9: Exemplo de DX-SAPH.	45
Figura 2.10: Fluidos refrigerantes aplicados em DX-SAHP presentes na literatura.	49
Figura 2.11: Tipos de modelos matemáticos.	60
Figura 2.12: Variação do TEWI com a irradiação solar analisados no trabalho de Duarte <i>et al.</i> (2019).	64
Figura 2.13: Comportamento do TEWI com alguns parâmetros no trabalho de Duarte <i>et al.</i> (2019).	64
Figura 2.14: Comportamento do COP com a variação da velocidade do vento no trabalho de Duarte <i>et al.</i> (2019).	64
Figura 2.15: Comportamento do COP e da eficiência do coletor com a variação da temperatura ambiente, irradiação solar e área do coletor no trabalho de Rabelo <i>et al.</i> (2019b).	65
Figura 2.16: Comportamento do tempo de retorno do sistema com a variação da temperatura ambiente, irradiação solar e área do coletor no trabalho de Rabelo <i>et al.</i> (2019b).	65
Figura 2.17: Comportamento do tempo de retorno do sistema, COP e eficiência do coletor com a variação da velocidade do vento e área do coletor no trabalho de Rabelo <i>et al.</i> (2019b).	66
Figura 2.18: Resultados das simulações de Chow <i>et al.</i> (2010).	69
Figura 2.19: Resultados da ASHPWH de Yamaguchi <i>et al.</i> (2011).	70
Figura 2.20: Configurações dos evaporadores das DX-SAHP de Cerit e Erbay (2013).	71
Figura 2.21: Resultados da DX-SAHP de Scarpa e Tagliafico (2016).	72
Figura 2.22: Resultados da BDC de Deng e Yu (2016).	73
Figura 2.23: Tipos de condensadores analisados no trabalho de Ghoubali, Byrne e Bazantay (2017).	73
Figura 3.1: Diagrama da DX-SAHP.	79

Figura 3.2: Diagrama simplificado da DX-SAHP operando com evaporador solar e condensador coaxial.	80
Figura 3.3: Reservatório térmico.	82
Figura 3.4: Trocador de calor coaxial.	84
Figura 3.5: Esquema do condensador por imersão.	86
Figura 3.6: Aleta segmentada em dez trechos.	90
Figura 3.7: Seção transversal da aleta.	90
Figura 3.8: Diagrama de bloco de funcionamento geral do modelo matemático.	105
Figura 3.9: Lógica de funcionamento do modelo matemático.	107
Figura 3.10: DX-SAHP em ambiente <i>outdoor</i> com detalhe do evaporador solar.	122
Figura 3.11: Termopares e transdutores de pressão aplicados.	123
Figura 3.12: Manômetros aplicados.	124
Figura 3.13: Piranômetro e medidores de vazão volumétrica.	126
Figura 3.14: Termo-higroanemômetro, Wattímetro e balança de precisão.	126
Figura 3.15: Interface do programa LABVIEW criada para o registro dos dados experimentais.	126
Figura 4.1: Comprimentos dos trocadores de calor.	131
Figura 4.2: Massa nos trocadores de calor.	132
Figura 4.3: TEWI total e massa de refrigerante total relativo aos trocadores de calor.	133
Figura 4.4: TEWI total e massa de refrigerante total no sistema.	136
Figura 4.5: TEWI total do sistema e COP.	137
Figura 4.6: Compressor adotado.	140
Figura 4.7: Projeto do condensador coaxial.	142
Figura 4.8: Configuração da serpentina do evaporador solar.	143
Figura 4.9: Conjunto serpentina e placa do evaporador solar.	143
Figura 4.10: Seção transversal do evaporador solar.	143
Figura 4.11: Projeto dos capilares.	144
Figura 4.12: Estrutura da bancada experimental.	145
Figura 4.13: Reservatório térmico e condensador coaxial.	145
Figura 4.14: Plataforma horizontal com os componentes do sistema.	146
Figura 4.15: DX-SAHP - Lado do quadro de comandos.	146
Figura 4.16: DX-SAHP - Lado oposto ao quadro de comandos.	147
Figura 4.17: Plataforma horizontal com detalhe da instrumentação.	147
Figura 4.18: Projeto gráfico da DX-SAHP.	148

Figura 4.19: Análise do termograma do evaporador para a vazão de água de 0,970 L/min. .	150
Figura 4.20: Distribuição de temperaturas no tubo do evaporador para a vazão de água de 0,970 L/min.	150
Figura 4.21: Variação de temperaturas durante o superaquecimento do refrigerante.	151
Figura 4.22: Termogramas do evaporador com foco na transição de fases.	152
Figura 4.23: Comprimentos das regiões no evaporador.	153
Figura 4.24: Comprimento do evaporador segundo o modelo matemático.	154
Figura 4.25: Comparação entre o COP predito e o COP experimental.	155
Figura 4.26: Influência da irradiância solar sobre o COP e a eficiência exergética.	157
Figura 4.27: Influência da irradiância solar sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.	158
Figura 4.28: Influência da irradiância solar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	160
Figura 4.29: Influência da temperatura do ar sobre o COP e a eficiência exergética.	161
Figura 4.30: Influência da temperatura ambiente sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.	162
Figura 4.31: Influência da temperatura do ar ambiente sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	163
Figura 4.32: Influência da velocidade do vento sobre o COP e a eficiência exergética.	164
Figura 4.33: Influência da velocidade do vento sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.	165
Figura 4.34: Influência da velocidade do vento sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	166
Figura 4.35: Influência da umidade relativa do ar sobre o COP e a eficiência exergética.	167
Figura 4.36: Influência da umidade relativa do ar sobre o COP e a eficiência exergética para irradiância solar de 150 W/m ²	168
Figura 4.37: Influência da umidade relativa do ar sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.	169
Figura 4.38: Influência da umidade relativa do ar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	170
Figura 4.39: Influência da umidade relativa do ar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema para irradiância solar de 150 W/m ²	171
Figura 4.40: Influência do comprimento do condensador sobre o COP e a eficiência exergética.	172

Figura 4.41: Influência do comprimento do condensador sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.....	173
Figura 4.42: Influência do comprimento do condensador sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	174
Figura 4.43: Influência da área do evaporador sobre o COP e a eficiência exergética.	175
Figura 4.44: Influência da área do evaporador sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.	178
Figura 4.45: Influência da área do evaporador sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	179
Figura 4.46: Influência da temperatura final da água sobre o COP e a eficiência exergética.	183
Figura 4.47: Influência da temperatura final da água sobre as taxas de transferência de calor do sistema e vazão mássica de refrigerante.	185
Figura 4.48: Influência da temperatura final da água sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes sistema.	186
Figura 4.49: Influência da temperatura final da água sobre as variações de entalpias do sistema e vazão mássica de refrigerante.	187
Figura 4.50: Influência da temperatura final da água sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.	188
Figura 4.51: Diagrama pressão em função da entalpia específica para cinco condições do sistema em ambiente <i>indoor</i>	189
Figura 4.52: Diagrama pressão em função da entalpia específica para 5 condições do sistema em ambiente <i>outdoor</i>	190
Figura 4.53: Diagrama pressão em função da entalpia específica para as 2 condições extremas do sistema em ambiente <i>indoor</i> e <i>outdoor</i>	190
Figura 4.54: Influência da temperatura final da água sobre as pressões absolutas do refrigerante e sobre a temperatura do coletor.	192
Figura 4.55: Influência da temperatura final da água sobre as temperaturas do refrigerante.	193
Figura 4.56: Influência da temperatura final da água sobre as temperaturas de evaporação, de condensação e da descarga do compressor.	194
Figura 4.57: Influência da temperatura final da água sobre as taxas de calor trocadas com o evaporador.	195
Figura 4.58: Influência da temperatura final da água sobre a vazão mássica de condensado no evaporador.	197

Figura 4.59: Influência da temperatura final da água sobre os rendimentos do coletor e do compressor.....	198
Figura 4.60: Influência da temperatura final da água sobre o grau de superaquecimento e subresfriamento.	199
Figura 4.61: Influência da vazão volumétrica da água sobre a variação de sua temperatura e tempo de enchimento do reservatório térmico.	200

APÊNDICES

Figura B.1: Esquema de um sistema de compressão de vapor.....	235
Figura B.2: Diagrama do ciclo de compressão de vapor.....	236
Figura E.1: Diagrama simplificado da DX-SAHP operando com evaporador solar e condensador por imersão.....	246
Figura E.2: Diagrama simplificado da ASHP operando com evaporador de tubos aletados e condensador coaxial.	246
Figura E.3: Diagrama simplificado da ASHP operando com evaporador de tubos aletados e condensador por imersão.....	247
Figura F.1: Ciclo de refrigeração do R290.....	249
Figura F.2: Variação das temperaturas dos fluidos ao longo do condensador coaxial.....	255
Figura H.1: Bandeja utilizada para a coleta de condensado.....	270
Figura I.1: Variação da pressão ao longo do tubo capilar.	275
Figura L.1: Massa de refrigerante acumulada ao longo do condensador coaxial.....	283
Figura L.2: Coeficiente local de transferência de calor na região bifásica do condensador coaxial.....	284
Figura L.3: Projeto do condensador por imersão.	285
Figura L.4: Massa de refrigerante acumulada ao longo do condensador por imersão.	286
Figura L.5: Condensador por imersão instalado no interior do reservatório.....	286
Figura L.6: Massa de refrigerante acumulada ao longo do evaporador solar.....	287
Figura L.7: Coeficiente local de transferência de calor na região bifásica do evaporador solar.	287
Figura L.8: Face anterior do evaporador solar.	288
Figura L.9: Face posterior do evaporador solar.....	288
Figura L.10: Evaporador convencional e eletro ventilador.	289
Figura L.11: Válvula termostática da DX-SAHP.....	293

Figura L.12: Acessórios de refrigeração.....	293
Figura L.13: Sistema de acionamento dos tubos capilares.....	294
Figura L.14: Esquema dos comprimentos dos trechos do sistema.....	295
Figura M.1: Superaquecimento e temperatura do coletor.....	297

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Propriedades e características de alguns fluidos refrigerantes.	39
Tabela 2.2: Toxicidade e inflamabilidade dos fluidos refrigerantes.	40
Tabela 2.3: Nomenclaturas dos principais tipos de bombas de calor.	46
Tabela 3.1: Identificação dos termopares, manômetros e transdutores de pressão.	80
Tabela 3.2: Dados do reservatório térmico.	81
Tabela 3.3: Parâmetros para dimensionamento dos condensadores.	84
Tabela 3.4: Parâmetros para o dimensionamento do evaporador solar.	90
Tabela 3.5: Valores e referências para os parâmetros de TEWI.	100
Tabela 3.6: Valores e referências para o cálculo do <i>payback</i>	103
Tabela 3.7: Parâmetros do evaporador solar para o modelo matemático.	114
Tabela 3.8: Parâmetros para dimensionamento dos condensadores.	116
Tabela 3.9: Incerteza de medição dos instrumentos utilizados.	127
Tabela 4.1: Comprimento e massa de refrigerante nos trocadores.	131
Tabela 4.2: Massa total e TEWI total para os trocadores de calor.	133
Tabela 4.3: Massa de refrigerante no sistema.	135
Tabela 4.4: Massa total e TEWI total para o sistema.	135
Tabela 4.5: Características do compressor.	141
Tabela 4.6: Detalhes técnicos do condensador coaxial.	141
Tabela 4.7: Dados técnicos do evaporador solar.	142
Tabela 4.8: Dimensionamento dos capilares definitivos.	144
Tabela 4.9: Dados ambientais e operacionais dos testes aplicados para validação do modelo.	149
Tabela 4.10: Análise dos comprimentos das regiões no evaporador solar.	152
Tabela 4.11: Eficiências do compressor operando <i>outdoor</i>	156
Tabela 4.12: Dados dos testes do sistema operando <i>indoor</i>	181
Tabela 4.13: Dados dos testes do sistema operando <i>outdoor</i>	182

APÊNDICES

Tabela C.1: Vantagens e desvantagens dos modelos matemáticos.	237
Tabela D.1: Demais trabalhos sobre retrofit de fluidos em bombas de calor.	239
Tabela D.2: Síntese dos trabalhos sobre retrofit de fluidos em bombas de calor.	240

Tabela D.3: Demais trabalhos teóricos e experimentais em bombas de calor.	241
Tabela D.4: Síntese dos trabalhos teóricos e experimentais em bombas de calor.....	244
Tabela L.1: Dados construtivos do condensador por imersão.....	285
Tabela L.2: Dados técnicos do evaporador convencional e eletro ventilador.	289
Tabela L.3: Parâmetros para o projeto dos capilares preliminares.....	290
Tabela L.4: Parâmetros de rugosidade medidos.....	292
Tabela L.5: Dados técnicos da válvula de expansão termostática.....	292
Tabela L.6: Comprimentos das tubulações do sistema.....	295

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL: Agência Nacional de Energia Elétrica

ASHP: *Air Source Heat Pump*

ASHPWH: *Air Source Heat Pump Water Heater*

ASHRAE: *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

BDC: Bomba de Calor

BEN: Balanço Energético Nacional

CEMTEC: Centro Multiusuário de Termografia Científica

CFC: Clorofluorcarboneto

CO₂: Dióxido de Carbono

COP: *Coefficient of Performance*

CTM: Centro de Tecnologia da Mobilidade

DHW: *Domestic Hot Water*

DX-SAHP: *Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump*

DX-SAHPWH: *Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump Water Heater*

EES: *Engineering Equation Solver*

EPE: Empresa de Pesquisa Energética

ERPA: Erro Relativo Percentual Absoluto

ERP: Erro Relativo Percentual

FORTTRAN: *Formula Translation*

GREA: Grupo de Refrigeração e Aquecimento

GSHP: *Ground-Source Heat Pump*

GWP: *Global Warming Potential*

HC: Hidrocarboneto

HCFC: Hidroclorofluorcarbono

HFC: Hidrofluorcarboneto

HFO: Hidrofluorolefina

HPWH: *Heat Pump Water Heaters*

IBGE: Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IEA: *International Energy Agency*

IEC: *International Electrotechnical Commission*

IR: *Infrared*

IX-SAHP: *Indirect Expansion Solar Assisted Heat Pump*

IX-SAHPWH: *Indirect Expansion Solar Assisted Heat Pump Water Heater*

KWES: *Key World Energy Statistics*

LABVIEW: *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*

LAC: Laboratório de Automação e Controle

LCCP: *Life Cycle Climate Performance*

MATLAB: *Matrix Laboratory*

MARD: *Mean Absolute Relative Deviation*

MCT: Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovações

MRD: *Mean Relative Deviation*

ODP: *Ozone Depleting Potential*

PVT-SAHP: *Photovoltaic Thermal - Solar Assisted Heat Pump*

R1150: Etileno

R1270: Propileno

R170: Etano

R290: Propano

R50: Metano

R600: Butano

R600a: Isobutano

R717: Amônia

R744: Dióxido de carbono

R764: Dióxido de enxofre

REFPROP: *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*

SAHP: *Solar Assisted Heat Pump*

SAHPWH: *Solar Assisted Heat Pump water heater*

SGHSHP: *Solar-Geothermal Hybrid Source Heat Pump*

UFMG: Universidade Federal de Minas Gerais

UNEP: *United Nations Environment Programme*

TEWI: *Total Equivalent Warming Impact*

TIR: Taxa Interna de Retorno

VET: Válvula de Expansão Termostática

VEE: Válvula de Expansão Eletrônica

VIHP: *Vapor-Injection Heat Pump*

VBA: *Visual Basic for Applications*

WSHP: *Water Source Heat Pump*

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	28
1.1. Objetivos	32
1.2. Estrutura da tese	33
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	34
2.1. Análise do consumo de energia.....	34
2.2. Fluidos refrigerantes.....	37
2.3. Bombas de calor.....	40
2.3.1. Caracterização do sistema.....	40
2.3.2. Configurações presentes na literatura especializada.....	42
2.3.3. Refrigerantes frequentemente aplicados.....	47
2.4. Análise do desempenho energético	49
2.5. Métricas ambientais	50
2.6. Análise da eficiência exergética.....	52
2.7. Viabilidade financeira	54
2.8. Análises dos 4E.....	55
2.9. Modelos matemáticos.....	57
2.10. Estado da Arte	61
2.10.1. Substituição de refrigerantes tradicionais por ecológicos	61
2.10.2. Desenvolvimento de modelos matemáticos e estudos experimentais	68
2.11. Considerações finais.....	75
3. METODOLOGIA	76
3.1. Descrição do protótipo	76
3.2. Escolha do Software.....	81
3.3. Seleção do reservatório térmico	81
3.4. Condensadores	82

3.4.1. Projeto do condensador coaxial	83
3.4.2. Projeto do condensador por imersão.....	86
3.5. Evaporadores.....	86
3.5.1. Seleção do evaporador convencional.....	87
3.5.2. Projeto do evaporador solar	88
3.6. Dispositivos de expansão	91
3.6.1. Seleção da válvula de expansão termostática	92
3.6.2. Projeto dos tubos capilares	92
3.7. Compressor	94
3.7.1. Considerações gerais de operação da bomba de calor	94
3.7.2. Seleção do compressor	96
3.8. Determinação da massa de fluido refrigerante.....	96
3.9. Desempenho energético	98
3.10. Indicador ambiental.....	99
3.11. Eficiência exergética	101
3.12. Indicador financeiro	102
3.13. Integração dos 4E.....	104
3.14. Modelo matemático do sistema.....	104
3.14.1. Modelo do dispositivo de expansão.....	107
3.14.2. Modelo do compressor	108
3.14.3. Modelo do evaporador	110
3.14.4. Modelo dos condensadores	115
3.15. Metodologia para análise do evaporador solar por meio de termografia.....	119
3.16. Instrumentação aplicada.....	122
3.17. Incerteza de medição	127
3.18. Métricas aplicadas para a determinação de desvios	128
3.19. Considerações finais.....	129

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	130
4.1. Definição do refrigerante	130
4.2. Projeto e construção do sistema	140
4.2.1. Seleção do compressor	140
4.2.2. Projeto do condensador coaxial	141
4.2.3. Projeto do evaporador solar	142
4.2.4. Projeto dos tubos capilares	144
4.2.5. Projeto da bancada experimental	145
4.3. Validação do modelo.....	148
4.4. Simulações do desempenho da DX-SAHP a R290 em condição <i>outdoor</i> operando com o condensador coaxial	155
4.5. Estudo experimental comparativo da DX-SAHP em condições <i>outdoor</i> e <i>indoor</i> operando com o condensador coaxial.....	180
4.6. Considerações finais.....	201
5. CONCLUSÕES	202
REFERÊNCIAS	206
APÊNDICES	230
APÊNDICE A – Classes de fluidos refrigerantes	230
APÊNDICE B – Ciclos termodinâmicos aplicados a bombas de calor.....	235
APÊNDICE C – Síntese dos modelos matemáticos.....	237
APÊNDICE D – Complementos e síntese do estado da arte.....	238
APÊNDICE E – Demais configurações do protótipo.....	246
APÊNDICE F – Modelagem matemática do condensador coaxial.....	248
APÊNDICE G – Modelagem matemática do condensador por imersão.....	257
APÊNDICE H – Modelagem matemática do evaporador solar	260
APÊNDICE I – Modelagem matemática dos tubos capilares	274
APÊNDICE J – Modelo matemático do condensador por imersão	279
APÊNDICE K – Tipos de erros de medição	282

APÊNDICE L – Detalhes do projeto do sistema.....	283
APÊNDICE M – Análises termográficas adicionais.....	297

1. INTRODUÇÃO

O aumento da população mundial e a busca por maior conforto pela sociedade resultam em um crescente consumo energético. Os combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás natural), principais fontes atuais de energia segundo o relatório *Key World Energy Statistics* (KWES) realizado pela *International Energy Agency* (IEA) em 2021 (IEA, 2021), representam 77,8% da energia total demandada no mundo. Atualmente, estes combustíveis são responsáveis pela maior parcela dos recursos energéticos explorados e o seu uso contínuo contribui cada vez mais para o aquecimento do planeta. As mudanças climáticas globais e os desastres naturais das últimas décadas despertaram a preocupação da população e, principalmente, das agências de proteção do clima e meio ambiente para uma busca de alternativas sustentáveis de recursos energéticos.

No cenário nacional, segundo relatório do Balanço Energético Nacional (BEN) realizado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) em 2021 (EPE, 2021), 51,7% da energia produzida no país advém de combustíveis fósseis. Embora o Brasil possua uma matriz energética mais sustentável do que a média mundial, se faz necessário a migração do uso de fontes não renováveis para fontes renováveis em busca da preservação do meio ambiente e manutenção do clima. Isto ocorre na produção de energia elétrica, uma vez que 84,8% do total produzido no país em 2021 foi proveniente de fontes renováveis (EPE, 2021). Em vista da conjuntura atual, as tecnologias de aproveitamento de energia sustentável e o aumento da eficiência energética de processos, sistemas e equipamentos ganham espaço, tanto no cenário mundial quanto no nacional, sendo objetos de estudos da indústria e da comunidade acadêmica.

Segundo o relatório de Eficiência Energética e Geração Distribuída para os próximos dez anos (2015-2024) (EPE, 2016), a energia elétrica é atualmente a forma de energia predominantemente utilizada para o aquecimento de água para uso doméstico em mais de 60% dos domicílios brasileiros. Assim, há um grande potencial para a utilização de sistemas de aquecimento baseados em gás natural ou energia termo solar, tanto para suprir residências sem acesso à eletricidade, quanto para substituir o chuveiro elétrico. As previsões mostram que o uso do chuveiro elétrico está em queda e ocorre uma expressiva evolução no número de residências com aquecimento de água por aquecedor solar, evidenciando a evolução desse tipo de energia no cenário residencial brasileiro.

Ante ao exposto, justificam-se estudos de equipamentos que utilizem recursos sustentáveis, sobretudo a solar, com fins de aquecimento de água residencial. Porém, a instabilidade, intermitência e baixo fluxo de energia solar podem diminuir a confiabilidade e eficiência de um sistema solar térmico (KONG *et al.*, 2020a). Uma solução para esta situação

é a utilização da bomba de calor (BDC). Ela tem a função de bombear calor (energia térmica) de uma fonte a temperatura baixa (ambiente) para uma fonte a temperatura mais alta (água) por meio de um ciclo por compressão de vapor operando com um fluido frigorífico. O sistema demanda energia elétrica para o acionamento do compressor, porém esta energia representa apenas uma parcela da energia necessária para o aquecimento da água, tornando a BDC um sistema de aquecimento atrativo (DINIZ, 2017; DINIZ *et al.*, 2017b). Além disso, a BDC pode operar estrategicamente em horários distintos daqueles associados a alta demanda por energia elétrica, principalmente em horário noturno nas grandes cidades brasileiras, pagando-se, assim, tarifas menores de energia, além de se manter a água aquecida em um boiler com bom isolamento térmico (RODRÍGUEZ, 2015; DINIZ *et al.*, 2017a).

Atualmente, existe uma intensa busca pela comunidade científica em se obter aumento do desempenho energético das bombas de calor para aquecimento de água. Uma das formas mais relevantes e atuais em se alcançar este objetivo é a aplicação de um evaporador assistido por energia solar de forma direta (RABELO *et al.*, 2018b; PAULINO *et al.*, 2019; ROCHA *et al.*, 2020c). Este trocador de calor também aproveita, de forma eficaz, diversas formas de energias disponíveis no ambiente (calor sensível e latente do ar ambiente, irradiação térmica da vizinhança e irradiação solar), o que torna o sistema atrativo mesmo em dias nublados e chuvosos, ou em período noturno (RABELO *et al.*, 2019a; DINIZ *et al.*, 2021; ROCHA *et al.*, 2021). O sistema supracitado é conhecido na literatura como DX-SAHP (*Direct Expansion - Solar Assisted Heat Pump*). Ademais, este sistema opera com temperaturas de evaporação mais altas quando comparada com uma bomba de calor de fonte de ar, ou seja, não assistidas por energia solar, promovendo superioridade no desempenho energético (KONG *et al.*, 2020a).

Além da avaliação energética, por meio do coeficiente de desempenho (COP - *Coefficient of Performance*), a análise exérgica é de suma importância na estimativa do nível de desenvolvimento do sistema e qual parte dele pode ser aperfeiçoado. Ao se realizar a análise de exergia, obtém-se informações úteis sobre o sistema, como a distribuição de irreversibilidade pelos componentes, identificando sobre quais deles se deve intervir prioritariamente para aumentar a eficiência do sistema (SHIKALGAR, 2019). Além de oferecer amplas oportunidades de melhorias, a avaliação exérgica prova ser uma ferramenta poderosa na otimização de sistemas termodinâmicos complexos (AHAMED, SAIDUR e MASJUKI, 2011). Atualmente, o estudo exérgico é alvo de pesquisas em diversos sistemas de compressão de vapor (PAULA *et al.*, 2020a), inclusive bombas de calor (KARA, ULGEN e HEPBASLI, 2008; WU *et al.*, 2018).

Os sistemas de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor contribuem para o aquecimento global, tanto de forma direta, pela liberação de gases refrigerantes para a

atmosfera, quanto de forma indireta, relacionada com as emissões de dióxido de carbono e outros gases de efeito estufa provenientes do processo de geração de energia elétrica (ZHANG e MUEHLBAUER, 2012; MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2014b). Visando a preservação ambiental e o desenvolvimento sustentável, o indicador de desempenho ambiental conhecido como impacto do aquecimento total equivalente (TEWI - *Total Equivalent Warming Impact*) é um parâmetro eficaz e frequentemente aplicado em pesquisas atuais, pois abrange as duas parcelas supracitadas (ANTUNES e BANDARRA FILHO, 2016; PAULA *et al.*, 2020b).

Após uma avaliação técnica completa (análises energética, exergética e ambiental), necessita-se avaliar financeiramente a implementação do sistema, principalmente do tipo que envolva energia renovável, sendo importante saber quanto tempo levará para o investimento se pagar (BELLOS, TZIVANIDIS e TSIFIS, 2017; KANOĞLU, ÇENGEL e CIMBALA, 2020). A avaliação econômica, realizada por meio do *payback*, é amplamente explorada na literatura para diversos tipos de sistema, inclusive bombas de calor com assistência solar para aquecimento de água (DUARTE *et al.*, 2021a; JIANG *et al.*, 2022).

A avaliação técnica somada à avaliação financeira forma um conjunto conhecido na literatura como análises dos 4E (*energy, exergy, economic and environmental analyses*). Ela é uma metodologia completa e moderna aplicada em sistemas de refrigeração (JAIN, SACHDEVA e KACHHWAHA, 2015; XU *et al.*, 2017; BELLOS, TZIVANIDIS e TSIFIS, 2017). Porém, esta metodologia foi empregada em poucos trabalhos envolvendo bombas de calor (LI *et al.*, 2019; LIU, TIAN e LIN, 2021; CHEN *et al.*, 2022a; NIKITIN *et al.*, 2022), sobretudo, assistidas por energia solar (CHEN *et al.*, 2022b; JIANG *et al.* 2022; QU *et al.*, 2022). Portanto, a maior parte destes trabalhos são pesquisas recentes, evidenciando se tratar de um tema a ser aprofundado.

A produção e a aplicação de fluidos refrigerantes estão submetidas às regulamentações internacionais do protocolo de Montreal (UNEP, 1987), relativo ao controle de substâncias que causam a depleção da camada de ozônio, bem como do protocolo de Kyoto (GECR, 1997), referente à contenção do aquecimento global. No cenário atual, mais dois controles internacionais estão em fase de implementação, o regulamento do Parlamento Europeu e do Conselho da União Europeia (EUROPEAN COMMISSION, 2014), e a Emenda de Kigali (UNEP, 2016) ao protocolo de Montreal, relativos à substituição dos fluidos sintéticos tradicionais, sobretudo os hidrofluorcarbonetos (HFCs), por fluidos com baixo impacto ambiental. Estes últimos apresentam potencial de esgotamento da camada de ozônio (ODP - *Ozone Depleting Potential*) nulo e potencial de aquecimento global (GWP - *Global Warming Potential*) baixo (ABAS *et al.*, 2018; JU *et al.*, 2018a). Dentre as classes de fluidos que atendem a estes requisitos e que são explorados atualmente pela comunidade científica quanto a

aplicação em bombas de calor, destacam-se fluidos inorgânicos (PAULINO *et al.*, 2019; DINIZ *et al.*, 2021), hidrocarbonetos (HCs) (XIAO *et al.*, 2020; BAI *et al.*, 2020), HFCs (MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2014b) e hidrofluoroleofinas (HFOs) (JU *et al.*, 2017; NAWAZ *et al.*, 2017; DUARTE *et al.*, 2018).

Estudos teóricos que envolvem o desenvolvimento de modelos matemáticos devidamente validados de equipamentos e sistemas térmicos são cada vez mais explorados na literatura, permitindo a redução de tempo e custos na realização de novas pesquisas, a obtenção de resultados cuja determinação experimental pode ser onerosa e demorada, e o desenvolvimento de novos projetos. Uma atual aplicação destes modelos é utilizada para analisar a viabilidade da substituição de fluidos frigoríficos tradicionais por fluidos ecológicos, bem como seu impacto na eficiência energética do sistema (KOURY *et al.*, 2013; NUNES *et al.*, 2016a). Ademais, o método escolhido para a validação do modelo depende da disponibilidade de dados experimentais que podem ser obtidos por meio de trabalhos presentes na literatura de um sistema compatível ou obtido por meio de um protótipo avaliado pelo próprio pesquisador.

O presente trabalho enquadra-se em duas relevantes e atuais vertentes de pesquisa na área de sistemas e equipamentos térmicos presentes na literatura: investigação técnica e econômica da aplicação de refrigerantes de baixo impacto ambiental, por meio de modelos matemáticos, em bombas de calor para aquecimento de água; e o estudo experimental aprofundado do desempenho térmico do sistema supracitado. É proposto nesta pesquisa o desenvolvimento, validação e aplicação de um modelo matemático do sistema baseado nas análises dos 4E. A validação deste modelo é realizada aplicando a técnica de análise de termografia infravermelha em um trocador de calor do sistema. É oportuno explorar esta metodologia, pois a sua aplicação em bombas de calor é escassa na literatura (WU *et al.*, 2018; CHEN *et al.*, 2020) e inédita quando utilizada para validação de um modelo matemático de uma bomba de calor. Esta tese visa preencher uma lacuna na literatura especializada ao propor uma pesquisa que envolva a modelagem matemática de uma DX-SAHP explorando as análises dos 4E. Em todos os esforços empregados para execução da revisão bibliográfica, até o ano de 2022, não foi identificado nenhuma pesquisa no formato aqui apresentado. Ademais, este trabalho de doutorado também explora o estudo experimental aprofundado do sistema, aliado ao fato da bomba de calor operar com um fluido ecológico. Portanto, salienta-se mais um ineditismo deste trabalho por envolver, simultaneamente, o desenvolvimento de um modelo matemático baseado nas análises dos 4E e validado por técnica de termografia infravermelha, e um estudo experimental aprofundado de uma DX-SAHP, projetada e construída, para aquecimento de

água operando com um fluido ecológico, abrindo caminho para que este novo seguimento seja difundido e explorado pelos pesquisadores.

1.1. Objetivos

Esta tese de doutorado tem por objetivo geral avaliar a influência de parâmetros ambientais e geométricos sobre uma DX-SAHP de baixo custo para aquecimento de água com aplicação residencial operada a um fluido ecológico por meio de simulações computacionais e testes experimentais. Explora-se por meio desta pesquisa o ineditismo de desenvolver um modelo matemático do sistema baseado nas análises dos 4E, de validar o modelo desenvolvido por meio de termografia infravermelha e de avaliar a influência da umidade do ar sobre os desempenhos ambiental e econômico do sistema.

Os objetivos específicos do trabalho são:

- Selecionar, por meio da metodologia de análise energética e ambiental, um refrigerante ecológico dentre dez pré-selecionados, a citar R152a, R744 (dióxido de carbono), R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), R170 (etano), R290 (propano), R600 (butano), R1270 (propileno) e R600a (isobutano), que mais se adeque à proposta do sistema com relação ao baixo custo e viabilidade logística nacional;
- Desenvolver um modelo matemático em regime permanente baseado nas análises dos 4E (energética, exergética, econômica e ambiental) de uma DX-SAHP;
- Validar o modelo matemático desenvolvido via testes experimentais (por técnica termográfica) em um protótipo de uma DX-SAHP projetado e construído no Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG);
- Aplicar o modelo desenvolvido e devidamente validado sobre o sistema operando *outdoor*, investigando-se de forma comparativa a influência de parâmetros ambientais e geométricos (irradiância solar, temperatura ambiente, velocidade do vento, umidade relativa do ar, comprimento do condensador e área do evaporador) sobre as análises dos 4E para obtenção de água destinada ao consumo e destinada ao armazenamento;
- Realizar um estudo experimental comparativo da DX-SAHP operando *indoor* e *outdoor* na cidade de Belo Horizonte investigando a influência da temperatura final da água sobre as análises dos 4E.

1.2. Estrutura da tese

Essa tese está dividida em cinco capítulos. O primeiro capítulo, a presente introdução, trata de aspectos da matriz energética mundial e nacional, da tendência de utilização de bombas de calor como forma alternativa para aquecimento de água, as classes dos refrigerantes ambientalmente ecológicos, da importância de modelos matemáticos para análise de sistemas térmicos, e por fim, de uma metodologia completa de análise técnico-econômica aplicável em sistemas por compressão de vapor. O capítulo dois apresenta uma revisão bibliográfica sobre tópicos correlatos à pesquisa e traz também o estado da arte de trabalhos teóricos (modelagem) e experimentais de bomba de calor para aquecimento de água e a avaliação da substituição de fluidos frigoríficos no sistema em questão. O capítulo três apresenta os materiais e métodos utilizados na pesquisa, tais como: os projetos dos componentes da DX-SAHP, os procedimentos para as análises dos 4E, o modelo matemático do sistema e a metodologia adotada para a sua validação, e, por fim, a instrumentação aplicada no estudo experimental. O capítulo quatro apresenta os resultados, a citar: projeto da DX-SAHP, validação do modelo matemático, simulações por meio do modelo matemático desenvolvido e validado, e, finalmente, o estudo experimental do protótipo. O capítulo cinco apresenta as conclusões da pesquisa, enfatizando os principais resultados obtidos com as simulações do modelo matemático e com o estudo experimental da DX-SAHP. Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para embasamento científico desta tese e os apêndices com informações complementares.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

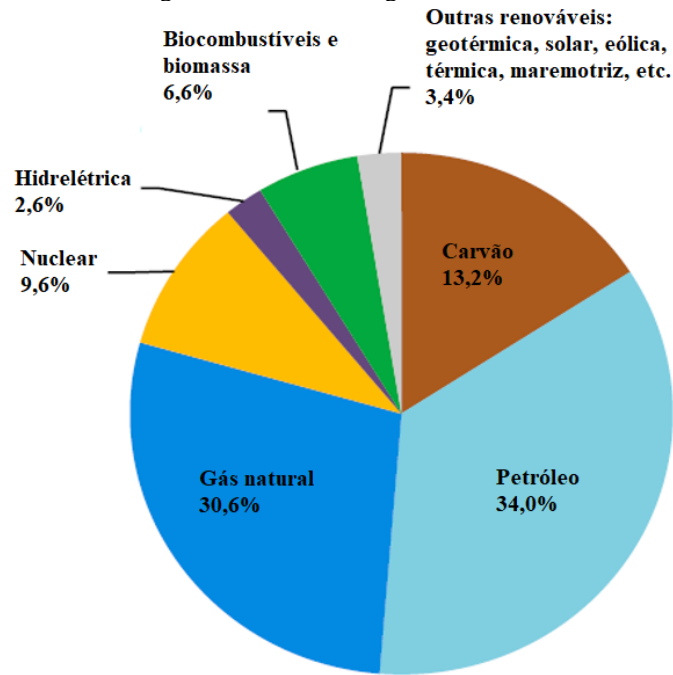
Neste capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica dos tópicos relacionados com o tema da pesquisa, são eles: análise do consumo de energia, evolução dos fluidos refrigerantes, tipos de BDC para aquecimento de água, as análises envolvidas na metodologia dos 4E e tipos de modelos matemáticos. Realiza-se também uma análise do estado da arte, com pesquisas desenvolvidas pela comunidade científica sobre bomba de calor para aquecimento de água, destacando trabalhos relevantes no que diz respeito aos estudos teóricos (modelagem) e experimentais, assim como pesquisas que tratam da substituição de refrigerantes por outros que proporcionam ganhos ao sistema.

2.1. Análise do consumo de energia

Segundo dados do relatório KWES de 2021 (IEA, 2021), o consumo mundial de energia é composto por 87,4% de fontes de energia não renováveis (petróleo, carvão, gás natural e nuclear), contra 12,6% de fontes de energia renováveis (biocombustíveis, biomassa, hidrelétrica, geotérmica, solar, eólica, térmica, maremotriz, dentre outras), como apresentado na Figura 2.1. Em consulta ao relatório KWES de 2019 (IEA, 2019), o percentual de uso das fontes não renováveis foi de 89,0%. Isto mostra que houve uma diminuição no consumo destas fontes, evidenciando o engajamento da sociedade moderna em se empenhar na pesquisa e uso de fontes renováveis para o desenvolvimento sustentável, com destaque especial à redução do aquecimento global. Esta vertente é atual e tem sido explorada por muitos pesquisadores (VIEIRA, J.; VIEIRA, M. e DINIZ, 2018c; MEYER *et al.*, 2018).

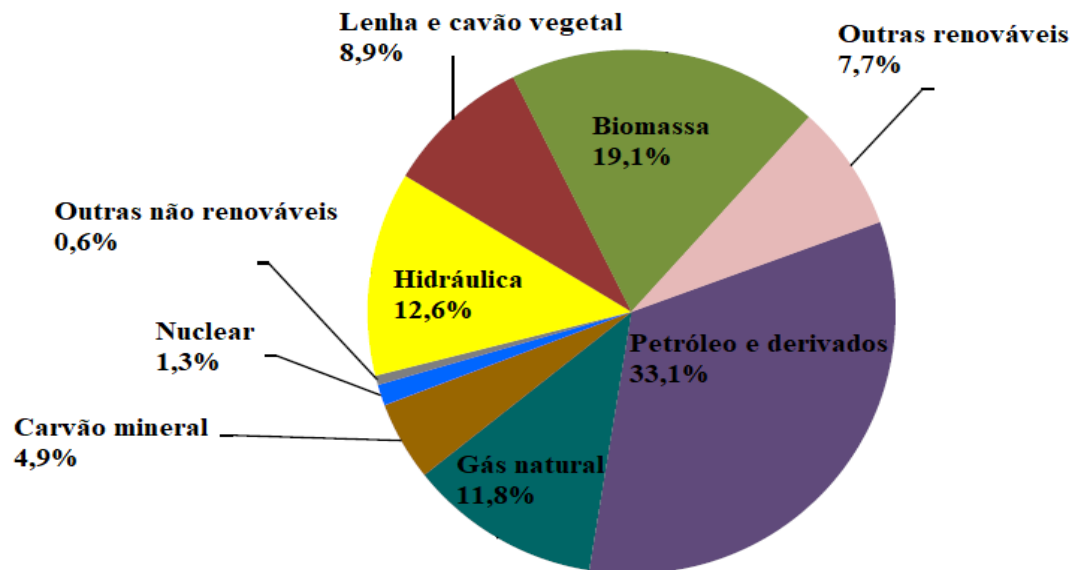
Conforme dados do relatório BEN de 2021 (EPE, 2021), o Brasil apresentou um consumo de energia proveniente de fontes renováveis de 48,3% (biomassa, hidráulica, lenha e carvão vegetal, dentre outras) contra 51,7% de fontes não renováveis (petróleo, gás natural, carvão mineral, nuclear, dentre outras) como apresentado na Figura 2.2. Em consulta ao relatório BEN de 2019 (EPE, 2019), o consumo de energia proveniente de fontes renováveis foi de 45,3%. Ou seja, o Brasil teve um discreto aumento no uso de fontes renováveis em sua matriz energética. Em vista destes dados, o cenário nacional, embora esteja lentamente rumo à sustentabilidade, ainda precisa ser melhorado na diversificação da matriz energética, priorizando fontes renováveis.

Figura 2.1: Matriz energética mundial.



Fonte: Adaptado de IEA (2021), p. 7.

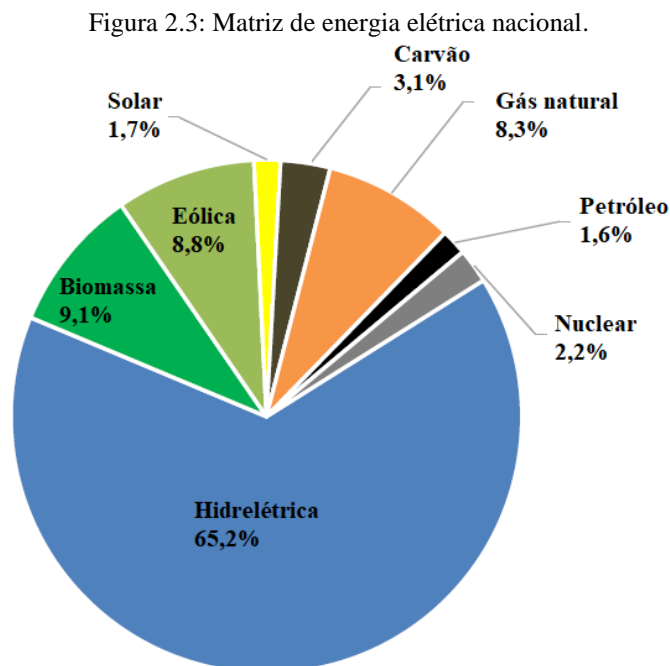
Figura 2.2: Matriz energética nacional.



Fonte: Adaptado de EPE (2021), p. 26.

Em análise dos dados do relatório BEN de 2021 (EPE, 2021) sobre a produção de energia elétrica brasileira, 84,8% do total da energia gerada é proveniente de fontes renováveis (hidrelétrica, biomassa, eólica e solar), na qual ampla parte é produzida por usinas hidrelétricas, contra 15,2% de fontes não renováveis (gás natural, carvão, nuclear e petróleo), como apresentado na Figura 2.3. Em consulta ao relatório BEN de 2019 (EPE, 2019), a produção de energia elétrica a partir de fontes renováveis foi de 83,3%. Isto mostra que o Brasil teve, nos

últimos anos, um ligeiro acréscimo no uso de fontes renováveis para produção de energia elétrica, mantendo-se alinhado na vertente de desenvolvimento sustentável.



Fonte: Adaptado de EPE (2021), p. 16.

Explorando-se o relatório de estudo de eficiência energética e geração distribuída para os anos de 2014 a 2024 realizado pela EPE (2016), 16,1% do consumo de energia elétrica das residências no Brasil em 2014 foi proveniente do uso de chuveiro elétrico. Está prevista a tendência de queda nos próximos anos e o percentual poderá chegar a 12,2% em 2024. As projeções apontam que o ar condicionado tende a ser o equipamento protagonista isolado no consumo de energia elétrica residencial em 2024, seguido de televisão, refrigerador e chuveiro, sendo que estes três últimos são próximos em questões percentuais, conforme a tabela apresentada na Figura 2.4. Este fato reforça a preocupação na adoção de fluidos frigoríficos ecológicos e a maximização da eficiência energética nos sistemas de refrigeração (especialmente ar-condicionado e refrigerador) e aquecimento (bombas de calor) para minimizar o problema de aquecimento global e reduzir a demanda por energia elétrica. Isto se justifica, pois, estes equipamentos estão com a aplicação crescente no país, seguindo a tendência natural da população na busca por mais conforto.

O relatório de estudo de eficiência energética e geração distribuída para os anos de 2014 a 2024 realizado pela EPE (2016) também mostra uma tendência de queda na utilização do chuveiro elétrico ao longo dos anos, de 66,3% em 2014 para 58,3% em 2024, conforme a tabela apresentada na Figura 2.5. Apresenta também o crescimento na adoção do sistema de aquecimento solar de 4,8% em 2014 para 11% em 2024, sendo este equipamento uma

possibilidade de solução sustentável para substituição do chuveiro elétrico. O uso de aquecedores de gás também apresenta aumento, de 3,5% em 2014 para 6,5% em 2024, entretanto não é uma solução ambientalmente ecológica.

Figura 2.4: Consumo de energia elétrica no setor residencial nacional.

Equipamento (GWh)	2014	2015	2019	2024
Ar condicionado	17.126	18.658	26.230	36.216
Refrigerador	22.396	22.609	23.329	24.685
Freezer	5.964	5.865	5.508	5.428
Lâmpadas	18.552	18.019	12.670	9.856
Chuveiro elétrico	21.324	21.671	22.708	23.979
Máquina de lavar roupas	2.914	2.999	3.385	3.729
Televisão	19.232	20.883	23.152	25.472
Outros	24.542	24.642	39.285	67.829
Total	132.050	135.346	156.267	197.194
	16,1%	16,0%	14,5%	12,2%

Fonte: Adaptado de EPE (2016), p. 48.

Figura 2.5: Tipos de formas de aquecimento de água residencial.

	2014	2015	2019	2024
Número de domicílios (%)				
Chuveiro elétrico	66,3%	65,6%	62,2%	58,3%
SAS	4,8%	5,4%	8,1%	11,0%
Gás natural	3,5%	3,8%	4,9%	6,5%
Outras fontes	4,7%	4,7%	4,8%	4,8%
Sem aquecimento de água	20,7%	20,4%	20,0%	19,4%
TOTAL	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%

Fonte: Adaptado de EPE (2016), p. 51. Nota: SAS é sistema de aquecimento solar.

Em vista deste cenário, a DX-SAHP aparece como uma alternativa atrativa para concorrer com o sistema de aquecimento solar no que diz respeito à confiabilidade, uma vez que é capaz de aquecer água independentemente das condições ambientais (como, por exemplo, dias nublados e chuvosos ou período noturno), podendo substituir o aquecedor a gás, por ser uma solução mais segura e menos poluidora.

2.2. Fluidos refrigerantes

A refrigeração surgiu no século XIX com a descoberta do ciclo de refrigeração, a utilização de fluido natural como refrigerante e o desenvolvimento de compressores para esta finalidade. Historicamente, Oliver Evans, em 1805, foi pioneiro na refrigeração usando éter. Jacob Perkin implementou sua primeira máquina de refrigeração em 1834. De 1830 a 1930,

éter, amônia, dióxido de carbono, dióxido de enxofre, água, tetracloreto de carbono, metanoato de metila e hidrocarbonetos puros foram os refrigerantes mais populares. A maioria desses refrigerantes eram tóxicos, inflamáveis, altamente reativos e propensos a acidentes (ABAS *et al.*, 2018). O século XX se destaca como o período em que a refrigeração e o aquecimento por compressão de vapor ganhou força e houve uma expressiva disseminação de suas aplicações por todo o mundo. Foi uma época de intensa pesquisa e desenvolvimento de fluidos frigoríficos, fundamentais para transportar calor em um sistema de refrigeração ou aquecimento. Os fluidos naturais foram os primeiros a serem aplicados, porém por complicações técnicas, a indústria passou a sintetizar refrigerantes. Atualmente, a indústria de refrigeração já está desenvolvendo a quarta geração de fluidos frigoríficos fluorados, conhecidos também por fluidos sintéticos ou por hidrocarbonetos halogenados, por possuírem cloro, flúor ou bromo em suas composições.

O APÊNDICE A apresenta uma descrição das classes de fluidos clorofluorcarbonetos (CFCs), hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), HFCs, HFOs, HCs, inorgânicos e misturas. As Tabela 2.1 e Tabela 2.2 apresentam as propriedades e características de alguns fluidos frigoríficos abordados nesta tese.

De acordo com Sarbu (2014), as propriedades de segurança dos refrigerantes, considerando a inflamabilidade e a toxicidade, são definidas pela norma ASHRAE 34 (ASHRAE, 2007). A classificação de toxicidade dos refrigerantes é atribuída às classes A ou B. Classe A indica refrigerantes para os quais a toxicidade não foi identificada em concentrações menores ou iguais a 400 ppm em volume e classe B representa refrigerantes com evidência de toxicidade em concentrações abaixo de 400 ppm em volume. Por inflamabilidade, os refrigerantes são divididos em três classes. A classe 1 indica refrigerantes que não mostram propagação de chama quando testados no ar (a 101 kPa e 21 °C). A classe 2 representa refrigerantes com um limite inferior de inflamabilidade superior a 0,10 kg/m³ e um calor de combustão inferior a 19.000 kJ/kg. A classe 3 indica refrigerantes altamente inflamáveis, conforme definido por um limite inferior de inflamabilidade menor ou igual a 0,10 kg/m³ ou calor de combustão maior ou igual a 19.000 kJ/kg. A nova classe de inflamabilidade 2L foi adicionada em 2010, denotando refrigerantes com velocidade de queima inferior a 10 cm/s.

Como pode ser confirmado na Tabela 2.2, os HCs como o R290 e R600a possuem classificação A3, ou seja, são altamente inflamáveis, embora possuam baixa toxicidade. Até o ano de 2019, a IEC (*International Electrotechnical Commission*) (IEC, 2019), uma organização internacional de padronização de tecnologias elétricas, eletrônicas e relacionadas, mantinha uma restrição relativa à carga máxima de fluido refrigerante permitido em equipamentos de refrigeração, por meio da norma de segurança 60335-2-89. Neste mesmo ano, a IEC aprovou uma emenda à referida norma, em meio à pressão de organizações ambientalistas e da indústria

de refrigeração e ar condicionado, aumentando o limite de carga de fluidos refrigerantes inflamáveis em sistemas de refrigeração comercial independentes. O limite passou de 150 gramas para 500 gramas, para fluidos altamente inflamáveis (A3) e de também 150 gramas para 1,2 kg para refrigerantes de baixa inflamabilidade (A2 e A2L). A decisão da IEC cria um cenário amistoso ao uso de gases como o propano e o isobutano, representando um forte incentivo para o desenvolvimento de novas tecnologias para de refrigeração e ar condicionado. Este ambiente de mudanças também é favorável ao desenvolvimento do seguimento de refrigeração e aquecimento no Brasil.

Tabela 2.1: Propriedades e características de alguns fluidos refrigerantes.

Fluido	Tempo na atmosfera (anos)	ODP	GWP	Temp. de ebulição a 1 atm (°C)	Temp. crítica (°C)	Pressão crítica (kPa)	Tox. e Inf. *Tabela 2.2
CFC							
R12	100	0,73	10800	-30	112	4136	A1
HCFC							
R22	12	0,034	1760	-41	96,1	4990	A1
HFC puro							
R134a	14	0	1300	-26	101,6	4059	A1
R152a	1,4	0	140	-24	113,3	4517	A2
R32	4,9	0	675	-52	78,1	5782	A2L
HFC mistura							
R404A	Indisponível	0	3940	-46,6	72	3729	A1
R407C	Indisponível	0	1620	-43,8	86	4630	A1
R410A	Indisponível	0	1920	-51,6	74,7	4903	A1
HFO puro							
R1234yf	0,029	0	1	-29,4	94,7	3382	A2L
R1234ze(E)	0,045	0	1	-19	109,4	3636	A2L
HFO mistura							
R1233zd(E)	0,071	0	1	18	165,6	3580	A1
Natural – Hidrocarboneto puro							
R170	12	0	5,5	-89	32,7	4872	A3
R290	0,034	0	5	-42	96,7	4251	A3
R600	0	0	4	0	152	3796	A3
R600a	0,016	0	20	-12	134,7	3629	A3
R1270	0,001	0	1,8	-48	91,1	4555	A3
Natural – Inorgânico							
R717	0	0	0	-33	132,3	11333	B2L
R744	0	0	1	-78	31	7377	A1

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017), p. 29.1-29.10.

Mediante ao exposto, o regulamento de 2014 do Parlamento Europeu e do Conselho da União Europeia, a Emenda de Kigali de 2016 e a mudança da norma da IEC de 2019, aliado à aplicação segura de refrigerantes inflamáveis como o propano e isobutano, é uma forte aposta para a implementação efetiva de uma política global de redução dos HFCs. Entretanto,

conforme aponta Nawaz *et al.* (2017b), o isobutano apresenta uma limitação quanto a baixa potência dos compressores no mercado, mas que quando extrapolado para valores de potência similares aos compressores para propano, apresentam resultados compatíveis.

Tabela 2.2: Toxicidade e inflamabilidade dos fluidos refrigerantes.

-	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Não inflamável	A1	B1
Baixa inflamabilidade	A2L	B2L
	A2	B2
Alta inflamabilidade	A3	B3

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017), p. 29.1-29.10.

2.3. Bombas de calor

Nesta seção são apresentadas as aplicações e as características do sistema, os refrigerantes frequentemente aplicados, as configurações típicas deste equipamento presentes na literatura especializada, as métricas para avaliar o desempenho ambiental e os tipos de modelos teóricos para descrever este tipo de sistema.

2.3.1. Caracterização do sistema

O aquecimento de água pelo chuveiro elétrico é um processo desvantajoso por dois principais motivos. O primeiro é que o rendimento deste equipamento já alcançou seu limite (próximo de 100%) e não pode ser melhorado do ponto de vista de eficiência energética. O segundo é que, embora pela 1ª Lei da Termodinâmica o equipamento tenha um aproveitamento energético ótimo, pela a 2ª Lei da Termodinâmica o chuveiro tem eficiência baixa, pois converte eletricidade (energia nobre e com custo de produção alto) em calor (energia abundante no ambiente), processo este que apresenta grandes irreversibilidades.

A utilização de bomba de calor para aquecimento de água é amplamente difundida em países da Europa, Japão, China, Austrália e Estados Unidos (ALVAREZ, 2015). É consideravelmente mais eficiente quando comparada aos sistemas baseados no efeito joule, uma vez que permitem a transferência de energia disponível no ambiente para água a ser aquecida. Além disso, pode operar assistida por um sistema de coletor solar térmico em condições de baixa disponibilidade de irradiação solar (REIS *et al.*, 2012).

Segundo Fonseca Júnior (2012), as bombas de calor possuem muitas aplicações, desde residências até segmentos industriais. Existem aplicações de aquecimento para baixa

temperatura (40 °C a 70 °C), como residências, e para altas temperaturas (superiores a 70 °C), como processos industriais. As indústrias químicas, alimentícias e de celulose utilizam largamente as bombas de calor nas quais o processo de aquecimento é requerido na forma de água quente, vapor ou ar quente. De acordo com Omojaro e Breitkopf (2013), as DX-SAPH podem atender as demandas de aquecimento de água em residências, hospitais, indústrias de produção, e estabelecimento de serviços, como hotéis e restaurantes. Este tipo de sistema registrou alto desempenho técnico e comercial quando comparados com outras formas de sistemas de bombas de calor com assistência solar.

Segundo Starke (2013), o Brasil é um dos países com maior número de piscinas no mundo, muitas delas aquecidas para assegurar uma condição de conforto térmico aos usuários de piscinas. Os sistemas comumente utilizados são os aquecedores elétricos, aquecedores a óleo ou a gás, aquecedores solares e bombas de calor. Os aquecedores a óleo ou a gás são os que apresentam os maiores impactos ambientais, baixo rendimento e alto custo de operação. Os aquecedores elétricos possuem rendimentos próximos de 100%, não sendo possível obter economia energética de forma expressiva. Os aquecedores solares possuem desvantagens, tais como a baixa eficiência na coleta de energia solar, a necessidade de ampla área de coletores para captação da irradiância e o desempenho insatisfatório em períodos de baixa incidência solar. Já as bombas de calor em geral proporcionam economia de energia elétrica superior a 50% em relação ao aquecedor elétrico.

A bomba de calor residencial para aquecimento de ar ou água é amplamente aplicada em países desenvolvidos, principalmente aqueles de clima frio, como opção mais econômica em relação aos demais métodos de aquecimento. O sistema proporciona significativa economia de energia em comparação a outros sistemas, como aqueles baseados, por exemplo, em resistência térmica ou queima de combustíveis. Entretanto, a bomba de calor não é usualmente aplicada em países em desenvolvimento, sobretudo aqueles com clima tropical. Pode-se citar o Brasil como exemplo, em que o sistema de aquecimento de ar é raramente observado e o sistema de aquecimento de água conhecido e amplamente difundido é o coletor solar térmico (DINIZ, 2017).

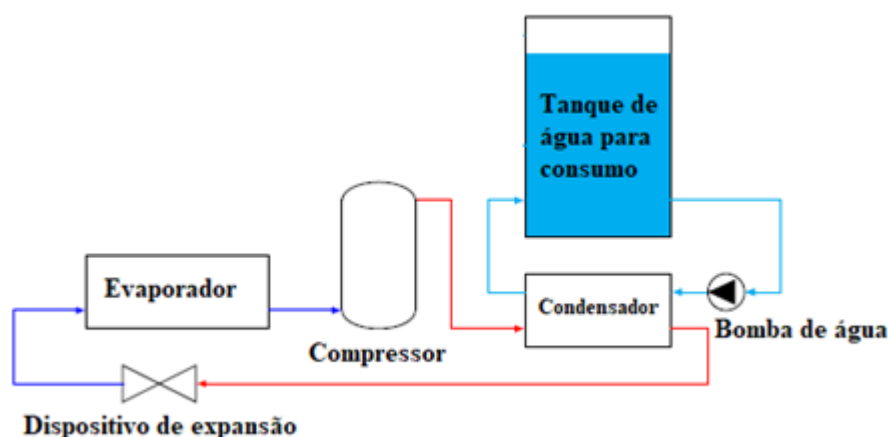
O ciclo mais utilizado em bombas de calor é o do tipo por compressão mecânica de vapor, pois proporciona baixo custo de fabricação, facilidade para projeto de seus componentes e baixa complexidade de implantação. Neste ciclo, o fluido de trabalho é submetido a um ciclo termodinâmico constituído por processos de evaporação, compressão, condensação (ciclo subcrítico) ou resfriamento (ciclo transcrito) e expansão (SANTOS *et al.*, 2016a; DINIZ *et al.*, 2018a). O APÊNDICE B apresenta em detalhes o ciclo em questão.

2.3.2. Configurações presentes na literatura especializada

Apresentam-se a seguir algumas das configurações de bombas de calor mais aplicadas para aquecimento de água com a finalidade de uso doméstico, ou seja, a temperaturas medianas (40-60 °C). Para este fim, aplica-se apenas um estágio de compressão, o que torna o ciclo de operação e o sistema simples. Entretanto, segundo Chen *et al.* (2022b), quando o objetivo é aquecer água para uso industrial partindo de temperaturas baixas (em torno de 20 °C) e alcançando temperaturas altas (a partir de 60 °C), ou até mesmo quando o objetivo é aquecer água para uso doméstico partindo de temperaturas baixas (em torno de 0 °C) e alcançando temperaturas altas, o ciclo com apenas um estágio de compressão mostra-se desvantajoso, sendo necessário aplicação de alguma técnica na bomba de calor para reduzir as perdas, sobretudo, por irreversibilidades na compressão. Atualmente, uma destas técnicas é a injeção de vapor, no qual o compressor é responsável por realizar a compressão em dois estágios, sendo o primeiro estágio sobre o refrigerante advindo da baixa pressão (após a passagem por um evaporador) e o segundo estágio sobre a mistura de uma parte do refrigerante oriundo da saída do condensador, sendo este direcionado ao compressor por meio de um ejetor de vapor, com o refrigerante na saída do primeiro estágio de compressão. Este sistema é conhecido como VIHP (*Vapor-Injection Heat Pump*), podendo ser assistido ou não assistido por energia solar. O ciclo de trabalho e o sistema são mais complexos quando comparado com o sistema que possui apenas um estágio de compressão. Trabalhos nesta temática são explorados atualmente na literatura, a citar: Fan *et al.* (2020), Peng *et al.* (2020), Wang *et al.* (2021), Lv, Yu e Yu (2021), Yao *et al.* (2021), Chen *et al.* (2022b) e Li *et al.* (2022).

A BDC para aquecimento de água sem assistência solar é conhecida na literatura internacional como ASHPWH (*Air Source Heat Pump Water Heater*). O termo genérico ASHP (*Air Source Heat Pump*) também é utilizado para identificar este sistema, porém ele também pode representar uma BDC para aquecimento de ambiente, sendo necessário então, certificar-se qual o fluido presente na fonte quente do sistema de compressão de vapor. Este sistema opera conforme a Figura 2.6, sendo que o evaporador troca calor apenas com o ar e o condensador troca calor com água (para uma ASHPWH). A comunidade científica também utiliza frequentemente o termo HPWH (*Heat Pump Water Heaters*) para designar uma bomba de calor de aquecimento de água, sem especificar se ela é ou não assistida por energia solar. Por sua vez, a água quente para fins domésticos é chamada na nomenclatura internacional de DHW (*Domestic Hot Water*). Ademais, quando a bomba de calor possui água como fonte fria, ou seja, o sistema é do tipo água-água, ela frequentemente é chamada na literatura como WSHP (*Water Source Heat Pump*).

Figura 2.6: Exemplo de ASHP ou WSHP para aquecimento de água.

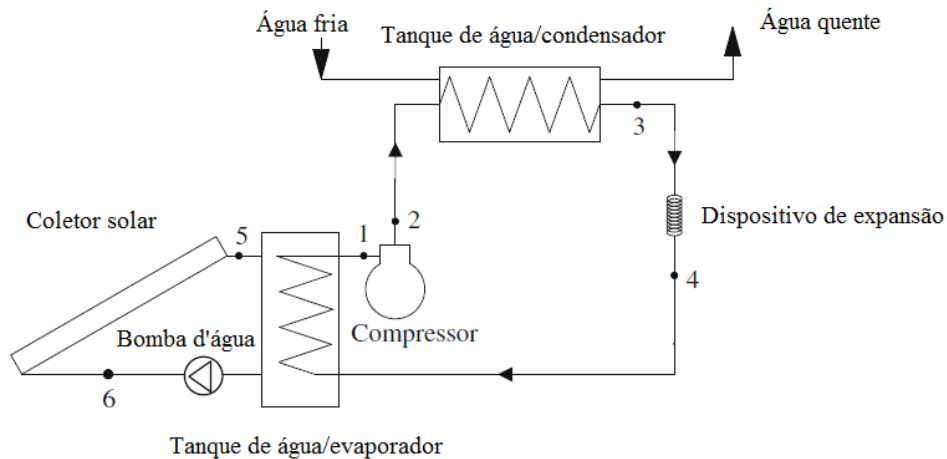


Fonte: Adaptado de Duarte (2018), p. 24.

Na literatura, a nomenclatura SAHPWH (*Solar Assisted Heat Pump Water Heater*) é utilizada para designar um sistema de aquecimento de água que é assistido por energia solar. A comunidade científica também utiliza o termo genérico SAHP (*Solar Assisted Heat Pump*) para identificar um sistema de aquecimento de água com assistência solar, porém ele também pode representar uma BDC para aquecimento de ambiente. Este sistema foi criado no intuito de ter um desempenho superior ao ASHP, uma vez que o aporte térmico do meio ambiente disponível para o aquecimento da água de consumo é notavelmente superior (DINIZ, 2017). Quando o sistema assistido por energia solar contém coletor solar térmico, o equipamento pode ser classificado como SAHP em série ou SAHP em paralelo, dependendo do tipo de associação feita pelo coletor solar com a bomba de calor. Quando o sistema não contém coletor solar térmico e contém evaporador assistido por energia solar, o equipamento é classificado genericamente como DX-SAHP ou DX-SAHPWH (*Direct Expansion - Solar Assisted Heat Pump Water Heater*) para o caso específico da água.

O tipo SAHP em série ocorre quando o circuito do coletor solar térmico está associado em série com o circuito da bomba de calor, por onde flui calor do coletor solar térmico para o evaporador, sendo que, por fim, o condensador da BDC é o responsável pelo aquecimento da água de consumo (CHOW *et al.*, 2010). Esta configuração tem por objetivo aumentar a temperatura da fonte fria, uma vez que o coletor solar fornece calor para o evaporador da BDC, resultando em elevação de seu COP. Ressalta-se que a recirculação de água no coletor solar térmico pode ocorrer basicamente por duas formas, ou por efeito termosifão (efeito natural devido a diferença de densidade) ou por efeito forçado (utiliza-se uma bomba de água). A Figura 2.7 apresenta um exemplo de SAHP em série no caso específico de aquecimento de água.

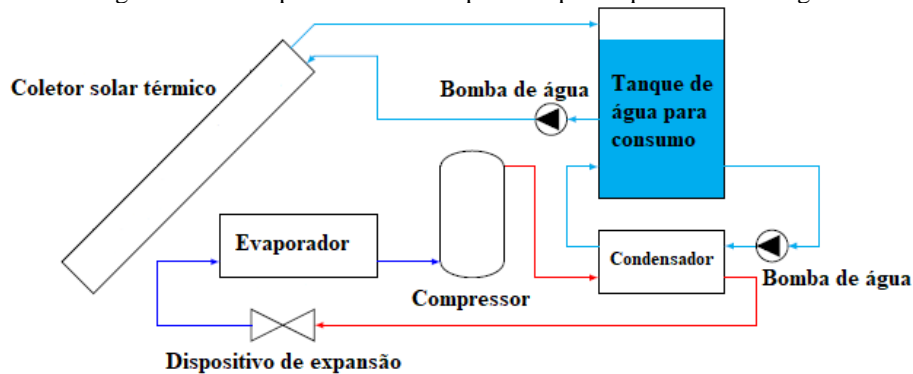
Figura 2.7: Exemplo de SAHP em série para aquecimento de água.



Fonte: Adaptado de Chow *et al.* (2010), p. 645.

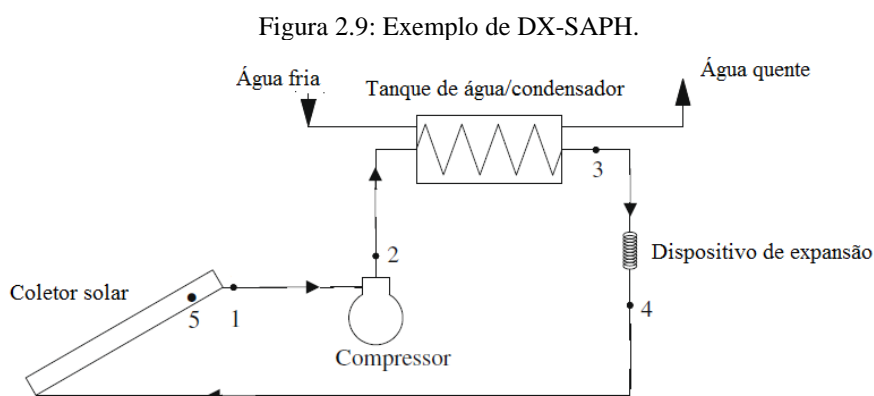
O tipo SAHP em paralelo ocorre quando o coletor solar térmico e o condensador da BDC trabalham em paralelo para o aquecimento da água de consumo (BUKER e RIFFAT, 2016). Sendo assim, prioritariamente utiliza-se o sistema de aquecimento solar e quando as condições ambientais não são favoráveis, a BDC trabalha em paralelo para complementar o trabalho e atender a demanda de aquecimento. Ademais, ambos podem ser acionados ao mesmo tempo, reduzindo o tempo necessário para aquecer a água de consumo. A Figura 2.8 apresenta um exemplo de SAHP em paralelo para o caso de aquecimento de água. A SAHP em série ou em paralelo também são conhecidas por expansão indireta, já que a energia necessária para o aquecimento da água não é totalmente proveniente da expansão direta do fluido refrigerante no evaporador. Desta forma, a nomenclatura SAHP pode ser encontrada genericamente como IX-SAHP (*Indirect Expansion - Solar Assisted Heat Pump*) ou IX-SAHPWH (*Indirect Expansion - Solar Assisted Heat Pump Water Heater*) no caso específico para aquecimento de água.

Figura 2.8: Exemplo de SAHP em paralelo para aquecimento de água.



Fonte: Adaptado de Duarte (2018), p. 24.

A DX-SAHP consiste no sistema de aquecimento de água utilizando apenas bomba de calor que possui o evaporador em formato de placa que é exposto à irradiação solar durante a operação. Esta configuração também é conhecida na literatura nacional por bomba de calor com evaporador solar, ou simplesmente, bomba de calor solar e caso ela seja utilizada fora da exposição à irradiação solar, ela se transforma em uma ASHP, apresentando uma perda na eficiência energética (DINIZ *et al.*, 2017a-c; DINIZ *et al.*, 2018b; DUARTE *et al.*, 2018; DINIZ *et al.*, 2021; DINIZ *et al.*, 2021j-l; LUZ *et al.*, 2021a; ROCHA *et al.*, 2021). Neste sistema, o fluido refrigerante passa pelo evaporador absorvendo calor do ambiente e da irradiação solar, sofrendo expansão. Este calor flui para o condensador por intermédio do compressor e aquece a água de consumo. Como o processo ocorre sem intermédio de um coletor solar térmico, o sistema é também conhecido como do tipo expansão direta. Além disso, o equipamento tem um custo e complexidade menores quando comparados com as IX-SAHPs (BUKER e RIFFAT, 2016; DUARTE, 2018). A Figura 2.9 apresenta um exemplo de DX-SAHP.



Fonte: Adaptado de Chow *et al.* (2010), p. 645.

Bombas de calor assistidas por energia solar ou dependentes de fonte de ar para prover aporte térmico ao evaporador possuem como principal desvantagem a necessidade de que a temperatura ambiente esteja acima da mínima temperatura na qual não ocorra congelamento da superfície externa do evaporador. Ou seja, para ambientes frios, como em regiões de elevadas latitudes, as quais pode ocorrer até incidência de neve, é típico encontrar a temperatura ambiente abaixo de zero grau Celsius, e, nestes casos, bombas de calor de fonte a ar ou solar não apresentam boa funcionalidade, pois o gelo formado sobre o evaporador reduz drasticamente a sua troca térmica com o meio externo. Desta forma, uma alternativa é a aplicação de bombas de calor geotérmicas, as quais utilizam água subterrânea naturalmente aquecida para trocar calor com o evaporador de forma direta, sistema conhecido como *Ground-Source Heat pump* (GSHP), conforme apresentado por Duarte *et al.* (2021a), ou indireta, sistema geotérmico que

pode ser associado a um coletor solar (*Solar-Geothermal Hybrid Source Heat Pump - SGHSHP*), conforme apresentado por Duarte *et al.* (2021a) e Carvalho, Duarte e Machado (2022), evitando o congelamento da superfície externa do evaporador.

Por fim, há uma tendência atual de se associar painéis fotovoltaicos com bombas de calor com assistência solar para produção de eletricidade no intuito de suprir a demanda energética do compressor ou fornecer energia à rede elétrica. Este sistema é conhecido como *Photovoltaic Thermal - Solar Assisted Heat Pump* (PVT-SAHP), conforme discutido por Carvalho, Duarte e Machado (2022). A Tabela 2.3 apresenta uma síntese dos principais tipos de bombas de calor discutidas.

Tabela 2.3: Nomenclaturas dos principais tipos de bombas de calor.

Nomenclatura	Fontes		Assistência Solar
	Fria	Quente	
<i>Air Source Heat Pump</i> (ASHP)	Ar	Ar ou Água	Não
<i>Air Source Heat Pump Water Heater</i> (ASHPWH)	Ar	Água	Não
<i>Direct Expansion - Solar Assisted Heat Pump</i> (DX-SAHP)	Ar	Ar ou Água	Sim
<i>Direct Expansion - Solar Assisted Heat Pump Water Heater</i> (DX-SAHPWH)	Ar	Água	Sim
<i>Ground-Source Heat Pump</i> (GSHP)	Água	Água	Não
<i>Heat Pump Water Heaters</i> (HPWH)	Ar ou Água	Água	Não ou Sim
<i>Indirect Expansion - Solar Assisted Heat Pump</i> (IX-SAHP)	Ar	Ar ou Água	Sim
<i>Indirect Expansion - Solar Assisted Heat Pump Water Heater</i> (IX-SAHPWH)	Ar	Água	Sim
<i>Photovoltaic Thermal - Solar Assisted Heat Pump</i> (PVT-SAHP)	Ar	Ar ou Água	Sim
<i>Solar Assisted Heat Pump</i> (SAHP) Em série ou em paralelo	Ar	Ar ou Água	Sim
<i>Solar Assisted Heat Pump Water Heater</i> (SAHPWH)	Ar	Água	Sim
<i>Solar-Geothermal Hybrid Source Heat Pump</i> (SGHSHP)	Ar ou Água	Água	Sim
<i>Vapor-Injection Heat Pump</i> (VIHP)	Ar	Ar ou Água	Não ou Sim
<i>Water Source Heat Pump</i> (WSHP)	Água	Água	Não

Ademais, a literatura apresenta algumas recomendações com relação a temperatura final da água apropriada para aplicação ao consumo direto e ao armazenamento. Para o consumo direto, Shao *et al.* (2004) recomenda que ela seja 45 °C. Entretanto, caso a bomba de calor seja utilizada para acumular água no reservatório térmico, a diretiva da ASHRAE (2000) recomenda que ela seja de pelo menos 60 °C para mitigar a proliferação da bactéria *legionella*. Segundo a Agência Senado (2009), a bactéria *legionella* ganhou este nome devido a sua descoberta quando houve o acometimento grave de idosos que participavam de uma convenção de legionários (veteranos de guerra) na cidade da Filadélfia em 1976, sendo que nesta ocasião 34 pessoas

morreram. Segundo G1 (2015), cinco mil pessoas morrem por ano no Brasil em decorrência das enfermidades provocadas por esta bactéria que se prolifera na água de caixas d'água, e de sistemas de ar condicionado e umidificação de ar, infectando o ser humano por via respiratória pela inalação de aerossóis de água contaminada. Atualmente, ainda há registro de mortes por decorrência desta bactéria, como no ano de 2022 na Argentina (NOTÍCIAS R7, 2022).

2.3.3. Refrigerantes frequentemente aplicados

Chata, Chaturvedi e Almogbel (2005) investigaram os efeitos de vários refrigerantes no desempenho térmico de uma bomba de calor solar. Na mesma faixa de temperatura do coletor- evaporador, os resultados deste estudo mostraram que os refrigerantes R12, R22 e R134a podem atingir valores de COP pelo menos 15% maiores do que aqueles que usam misturas de refrigerante (R404A, R407C e R410A). Os resultados também apontaram que o sistema com R12 produziu o maior valor de COP, seguido pelo R22 e R134a. No entanto, o R12 e o R22 foram banidos ou deixaram de ser produzidos para proteger a camada de ozônio. Levando em consideração o desempenho térmico do sistema, o R134a é o substituto mais apropriado para esses refrigerantes proibidos.

Segundo Willem, Lin e Lekov (2017), o R22 foi o refrigerante mais utilizado durante décadas para sistemas de bombas de calor até o início dos anos 2000. A partir de então, o R22 começou a ser banido pelo seu impacto na camada de ozônio e no aquecimento global. Como resultado, o R134a e R410A passaram a ser amplamente adotados como substitutos. De acordo com Willem, Lin e Lekov (2017), o R134a proporciona aumento de 25% no COP em comparação com o R22 e, por outro lado, o R410A proporciona COPs superiores ao R134a. Estes dois últimos apresentam limitações. O R134a possui capacidade limitada para aquecimento, custo elevado para adequação ao sistema para evitar vazamentos e custo elevado também para reciclagem. Já o R410A opera com alta pressão, podendo causar problemas de vibração e ruído. Segundo Shi *et al.* (2019), a aplicação do R410A em sistemas DX-SAHP aumentou nos últimos anos. O motivo pode ser a natureza do R410A como ODP nulo e queda da pressão de condensação, significativamente menor do que o R-134a na mesma taxa de vazão mássica.

Willem, Lin e Lekov (2017) também destacam que com a preocupação com os impactos ambientais, o CO₂ passou a ser investigado, principalmente no estado transcrito, o qual proporciona eficiência operacional superior aos demais refrigerantes. Porém, a aplicação deste fluido envolve superação de desafios, tais como o elevado custo de produção de equipamentos utilizados nesse sistema e o elevado requisito de pressão atuante nos componentes. Pode haver

também necessidade de componentes adicionais, como relatam Hu *et al.* (2014), pois, o CO₂ operando em baixas temperaturas ambientes, forma-se gelo na superfície do evaporador, afetando substancialmente o desempenho operacional e a eficiência energética. Portanto, realiza-se o degelo periódico utilizando um dispositivo específico, o que encarece o sistema, ou utilizando o gás quente do sistema para esse fim, aumentando a complexidade construtiva do sistema.

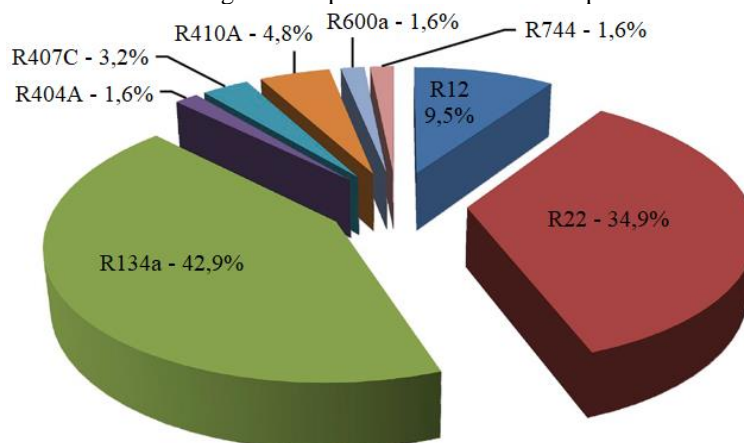
Nas últimas três décadas ocorreu uma significativa revolução na indústria de refrigeração e de bomba de calor. Inicialmente, a indústria procurou alternativas para a substituição dos CFCs e HCFCs na busca de obedecer aos protocolos de Montreal e Kyoto, juntamente com o desenvolvimento de equipamentos e componentes mais eficientes. Em consequência disso, nos últimos anos, surgiram inúmeros candidatos substitutos, a maioria no grupo dos HFCs, quer como substância pura, quer como misturas. Entretanto, a grande maioria ainda possui um elevado GWP. A busca por soluções em médio prazo tem levado a comunidade científica e industrial a um aumento no interesse pelos fluidos naturais como CO₂, amônia e alguns HCs, os quais são fluidos ecológicos (DUARTE, 2018; RUAS, 2019; PAULINO, 2019; ROCHA, 2020). A quarta geração de fluidos sintéticos, os HFOs, surgiram como uma alternativa mais sustentável, sobretudo aos HFCs, e muitos trabalhos estão sendo desenvolvidos atualmente analisando o impacto ambiental e energético da modernização dos fluidos nos sistemas térmicos.

Segundo Shi *et al.* (2019), o fluido de trabalho apropriado para bombas de calor com assistência solar deve ter altos valores de condutividade térmica, de temperatura crítica e de entalpia específica de evaporação para proporcionar um bom desempenho ao sistema, enquanto também deve ter baixos valores de ponto de congelamento, de viscosidade e de capacidade específica de volume. Enquanto isso, o refrigerante deve ser ecológico, de baixo custo e seguro. A Figura 2.10 apresenta uma análise dos refrigerantes usados em DX-SAHP, similar ao projeto desenvolvido nesta tese, em um vasto número de trabalhos publicados na literatura especializada. De acordo com Duarte *et al.* (2019), o refrigerante precisa ter baixa toxicidade e inflamabilidade, ser de fácil detecção em caso de vazamentos, ter alta estabilidade química no sistema, ter boa compatibilidade com materiais do sistema, e ser miscível no óleo lubrificante adotado.

De acordo com Shi *et al.* (2019), do ponto de vista de redução das emissões de gases de efeito estufa, a substituição do R22 e do R134a, aplicados em bombas de calor solares, por refrigerantes ecológicos, como hidrocarbonetos, amônia e dióxido de carbono, pode reduzir significativamente o potencial de aquecimento global direto causado por vazamentos e não recuperação de refrigerantes. Conclui-se que é imprescindível encontrar refrigerantes mais

adequados para este tipo de sistema, considerando requisitos como a redução das emissões de gases de efeito estufa, a segurança e o desempenho estável e satisfatório para o equipamento. Pela análise da Figura 2.10, percebe-se também a escassez de trabalhos na literatura especializada com aplicação de hidrocarbonetos puros em DX-SAHPs e que a grande parte dos fluidos aplicados hoje já estão em processo de extinção pelos tratados e acordos internacionais (R404A, R407A, R410A, R12, R134a e R22).

Figura 2.10: Fluidos refrigerantes aplicados em DX-SAHP presentes na literatura



Fonte: Adaptado de Shi *et al.* (2019), p. 355.

Segundo Kong *et al.* (2020a), no sistema DX-SAHP, o desempenho térmico depende em grande parte das propriedades termodinâmicas e químicas do refrigerante. Portanto, ao projetar este sistema é vital selecionar um tipo de refrigerante adequado. Com o aquecimento global, o uso de refrigerantes ecológicos tornou-se imprescindível. Como resultado, o refrigerante tradicional será amplamente substituído por refrigerantes naturais. Devido às excelentes características ambientais de ODP e de GWP, alguns refrigerantes hidrocarbonetos têm sido considerados como uma alternativa a longo prazo. Entre eles o R290, considerado uma das melhores alternativas de longo prazo para o R22 em aplicações de ar condicionado e bombas de calor.

2.4. Análise do desempenho energético

A avaliação do desempenho térmico da bomba de calor, também conhecida como eficiência energética, é realizada por meio da determinação do COP. Dentre os pesquisadores deste tipo de equipamento, há um esforço contínuo em busca da melhoria do desempenho energético. Uma das formas mais relevantes e atuais em se alcançar o aumento do COP em uma bomba de calor é na aplicação de um evaporador assistido por energia solar (LI *et al.*, 2007;

CHOW *et al.*, 2010; RODRÍGUEZ *et al.*, 2012; NUNES *et al.*, 2016b; RABELO *et al.*, 2018b; PAULINO *et al.*, 2019; KONG *et al.*, 2020a; DINIZ *et al.*, 2021). Uma DX-SAHP é normalmente mais eficiente energeticamente do que uma ASHP. Além disso, a DX-SAHP proporciona economia em relação a uma bomba de calor auxiliando um sistema de coletor solar, como a SAHP em série ou em paralelo, dentre outros sistemas correlatos. A DX-SAPH é mais eficiente e possui algumas vantagens, tais como número de componentes construtivos reduzido, vida útil do sistema prolongada e ausência de problemas de congelamento frequentes nos sistemas assistidos por coletores solar (LI e YANG, 2009; OMOJARO e BREITKOPF, 2013).

A combinação de coletor e evaporador formando uma única unidade e utilizando um fluido refrigerante melhora o desempenho de todo o sistema em comparação com os coletores tradicionais que usam o ar ou a água como fluido de trabalho (FARIA, 2013; DINIZ, 2017; DINIZ *et al.*, 2020c). O uso de evaporadores solares com bombas de calor é conveniente uma vez que, além da irradiação solar ou irradiação térmica ambiente, outras energias podem ser coletadas como, por exemplo, o calor sensível da atmosfera e o calor latente advindos de efeitos de condensação (DUARTE *et al.*, 2019; SANTOS *et al.*, 2021).

2.5. Métricas ambientais

Com base no expressivo crescimento do consumo energético e de fluidos refrigerantes no século XXI para sustentar as aplicações dos sistemas de refrigeração e aquecimento, surgiu a necessidade de se selecionar fluidos frigoríficos ecológicos, contribuindo assim, para a mitigação do aquecimento global.

Diferentes métricas ambientais são usadas para facilitar o processo de tomada de decisão de seleção de refrigerante com baixo potencial de aquecimento global. As três mais aplicadas na literatura são: potencial de aquecimento global (GWP), impacto total do aquecimento equivalente (TEWI) e desempenho climático do ciclo de vida (LCCP - *life cycle climate performance*) (MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2014b).

O GWP é a métrica ambiental mais usada. Este índice compara o impacto do aquecimento global de uma emissão de gás de efeito estufa em relação ao impacto da emissão de uma quantidade semelhante de CO₂. O impacto é estimado durante um horizonte de tempo. Um horizonte temporal de 100 anos é o mais adotado e normalmente assumido quando nenhuma informação sobre o horizonte temporal é fornecida. O GWP é uma métrica fácil de usar, sendo quanto menor o GWP, menor a contribuição de uma substância para o aquecimento global. O GWP é uma métrica útil para comparar diferentes refrigerantes. No entanto, pode superestimar os benefícios do refrigerante com baixo GWP para o ambiente, pois não leva em

consideração outros fatores que afetam esta avaliação (MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2014b).

Além do impacto direto do refrigerante (que é convenientemente estimado pelo GWP), qualquer sistema ou processo que exija entrada de energia afeta indiretamente o meio ambiente. Esse impacto é originado das emissões de CO₂ dos processos de produção de energia. Para indicar o impacto ambiental geral de um sistema de refrigeração ou de aquecimento durante sua operação, outro indicador ambiental, denominado TEWI, é usado. O TEWI é responsável pelo impacto do aquecimento global das emissões diretas e indiretas e calculado como uma soma de ambos: efeito direto do refrigerante liberado durante a vida útil do equipamento e o impacto indireto das emissões de CO₂ de combustíveis fósseis usados para gerar energia para operar o equipamento durante toda a sua vida, sendo esta última dependente do tipo de matriz energética do país. O efeito das emissões diretas é percebido de forma intensa e significativa na aplicação de fluidos de médio e alto GWP, como os fluidos sintéticos de 1^a, 2^a e 3^a gerações. Já para fluidos de baixo GWP, como a 4^a geração de fluidos sintéticos e os fluidos naturais e inorgânicos, as emissões diretas são desprezíveis quando comparada com as emissões indiretas. O TEWI é a métrica ambiental mais simples de usar que o LCCP e mais correto que o GWP na seleção de um refrigerante com baixo GWP ambientalmente ecológico. O TEWI é sensível ao desempenho energético de um sistema. Assim, a eficiência do sistema de compressão de vapor pode ser o parâmetro mais importante na estimativa do impacto de um sistema no ambiente (ZHANG e MUEHLBAUER, 2012; MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2014b).

De acordo com Barve e Cremaschi (2012), o HFO R1234yf atualmente está sendo usado no mercado europeu de automóveis como substituto do R134a. O impacto direto no ambiente desses dois refrigerantes pode ser medido com base em seu GWP, mas uma medida de suas contribuições indiretas sobre os efeitos de gases de efeito estufa ainda é uma questão em aberto. Ter um GWP baixo pode não ser suficiente para reduzir o impacto ambiental geral se o desempenho energético do sistema de bomba de calor for baixo. Além disso, um grande esforço de pesquisa e engenharia é necessária para o desenvolvimento de novos componentes adequados para trabalhar com esses refrigerantes com baixo GWP.

A métrica TEWI é mais indicativa que o GWP, mas não leva em consideração todas as emissões indiretas relevantes envolvidas no ciclo de vida do todo o sistema, como as relacionadas à fabricação e transporte dos componentes do sistema e do refrigerante utilizado. Portanto, outro indicador é usado para contabilizar todas as emissões relacionadas à operação do sistema de refrigeração ou aquecimento, incluindo o impacto ambiental das substâncias emitidas durante o processo de produção e transporte dos componentes do sistema e do refrigerante, além da reciclagem dos mesmos ao fim da vida útil do equipamento. Este indicador

é conhecido como desempenho climático do ciclo de vida (LCCP) e visa fornecer uma imagem holística do impacto ambiental de diferentes refrigerantes (CHOI *et al.*, 2017; YANG *et al.*, 2021). Na prática, o LCCP é mais complexo do que a métrica TEWI para ser calculado, e uma contribuição adicional do LCCP em comparação com o TEWI pode ser, em alguns casos, pouco expressivo e de difícil realização (ZHANG e MUEHLBAUER, 2012; MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2014a,b).

É possível encontrar na literatura pesquisas que aplicam estas métricas em bombas de calor, a citar o trabalho de Yang *et al.* (2021). Estes autores realizaram uma avaliação de LCCP sobre uma WSHP no intuito de encontrar um substituto para o R401A. Seis refrigerantes foram avaliados, a citar: HFC32, misturas binárias de HFC32 e HFO1234yf (com valores de GWP de 300, 200 e 150), e HFC32 e HFO1234ze(E) com valores de GWP de 300 e 200. Os dados experimentais de desempenho desses refrigerantes foram utilizados para avaliar o LCCP. Entre os refrigerantes selecionados, a mistura binária de HFC32/HFO1234ze(E) com GWP 300 apresentou o menor LCCP. Os refrigerantes de baixo GWP se tornariam mais competitivos do que o R410A quando a emissão de CO₂ proveniente da geração de energia puder ser reduzida pela otimização do sistema ou pelo uso de energia renovável.

Ademais, nesta tese adota-se a métrica TEWI baseando-se em resultados apresentados na literatura, a citar os trabalhos de Makhnatch e Khodabandeh (2014a,b). Makhnatch e Khodabandeh (2014b) encontram uma diferença percentual entre TEWI e LCCP inferior a 1%, em média, concluindo que não houve vantagem em se determinar o LCCP, principalmente pela dificuldade de se estimar os parâmetros envolvidos. Makhnatch e Khodabandeh (2014a) concluíram que emissões indiretas associadas ao uso da bomba de calor (calculadas no TEWI) foram dominantes na análise do ciclo de vida total, sendo que 98,5% de toda a quantidade de emissões são indiretamente originárias do consumo de energia elétrica durante a operação da bomba de calor. Ressalta-se que neste estudo os autores contabilizaram as emissões indiretas que ocorrem durante a produção e reciclagem dos materiais que constituem a BDC, assim como para a produção do refrigerante aplicado.

2.6. Análise da eficiência exergética

A Segunda Lei da Termodinâmica trata da qualidade da energia em contraponto à Primeira Lei que trata da quantidade de energia. A Segunda Lei diz respeito à degradação da energia durante um processo, à geração de entropia e às oportunidades perdidas de realizar trabalho, oferecendo assim a possibilidade de aperfeiçoamento do sistema. A análise de desempenho de componentes e sistemas por meio da Segunda Lei permite avaliar a exergia dos

mesmos. A exergia, também conhecida como disponibilidade ou energia disponível, é uma propriedade que permite determinar o potencial de trabalho útil de determinada quantidade de energia em um estado especificado (ÇENGEL e BOLES, 2013).

De acordo com Shikalgar (2019), a análise de exergia fornece algumas informações úteis sobre o sistema, como a distribuição de irreversibilidade pelos componentes. Esta análise ajuda a determinar sobre qual componente deve-se intervir prioritariamente para aumentar a eficiência do sistema. Segundo Ahamed, Saidur e Masjuki (2011), a análise da degradação na qualidade da energia oferece amplas oportunidades de melhorias, provando-se ser uma ferramenta poderosa na otimização de sistemas termodinâmicos complexos.

De acordo com Kara, Ulgen e Hepbasli (2008), os primeiros estudos sobre DX-SAHP aceitos pela comunidade científica ocorreram no final dos anos da década de 1970 e foram focados em análise energética do sistema. Estes autores desenvolveram um modelo matemático para analisar a eficiência exérgica de uma DX-SAHP a R22 e concluíram que a maior irreversibilidade do sistema ocorre no compressor, seguido pelo condensador, coletor solar, VET e bombas de circulação. Os trabalhos propostos por Tirandazi *et al.* (2011), Yataganbaba, Kilicarslan e Kurtbaş (2015) e Altinkaynak, Olgun e Şahin (2019) também analisaram a destruição de exergia para os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Paula *et al.* (2020a) desenvolveram um modelo de estado estacionário de um sistema de refrigeração por compressão de vapor água-água para comparar o desempenho ambiental, energético e exérgico do R290, R1234yf, R744 com o R134a. O compressor, seguido pelo dispositivo de expansão foram os componentes que promoveram as maiores ineficiências exérgicas ao sistema. O evaporador e o condensador ficaram com destruição de exergia aproximados para os fluidos avaliados, com exceção do R744. Dentre os fluidos analisados, a destruição de exergia no compressor do sistema com R1234yf ficou acima da média dos outros fluidos avaliados. Isso deveu-se ao alto consumo de energia elétrica no compressor. Analisando o sistema como um todo, o R1234yf proporcionou o pior rendimento exérgico dentre os fluidos. O melhor desempenho foi registrado pelo R134a, seguido pelo R290.

Paula *et al.* (2020b) aplicou o modelo desenvolvido por Paula *et al.* (2020a) com foco na análise dos fluidos R290, R600a e R1234yf como substitutos do R134a. Concluíram também que a maior destruição de exergia ocorreu no compressor, seguido do dispositivo de expansão e, por último, pelos trocadores de calor. O R1234yf apresentou a pior eficiência exérgica, enquanto o R290 apresentou o melhor desempenho neste quesito.

2.7. Viabilidade financeira

Uma análise econômica pode fornecer um cálculo do custo total de um projeto ao longo de sua vida útil e permite uma comparação de custos de projetos e tecnologias concorrentes. Outra aplicação útil da análise econômica é a determinação do tempo de retorno de um projeto e especificamente para uma aplicação de energia renovável. A decisão de implementar um projeto é tomada com base nos resultados de uma análise econômica complementando uma análise técnica (KANOĞLU, ÇENGEL e CIMBALA, 2020).

Kanoğlu, Çengel e Cimbala (2020) afirmam que é difícil quantificar todos os custos e benefícios associados a um projeto e, portanto, a análise econômica envolve um certo grau de incerteza. Em certos casos, alguns benefícios de um projeto são difíceis de serem expressos em termos monetários, e sua existência pode ser um fator decisivo para a sua escolha. Isso é particularmente verdadeiro para projetos de energias renováveis, pois reduzem ou eliminam a poluição e as emissões de gases do efeito estufa com consequências positivas para a humanidade. O método de obtenção de dinheiro para um investimento, bem como os regulamentos tributários afetam o resultado de uma avaliação econômica. Cada projeto tem seus próprios benefícios e custos e requer uma análise particular.

Segundo Kanoğlu, Çengel e Cimbala (2020), na maioria dos projetos de energia renovável, é importante saber quanto tempo levará para o investimento se pagar. Isso é chamado de tempo de retorno (*payback*), o qual deve ser, no mínimo, menor do que a vida útil do projeto. Entretanto, apenas isto não garante que o empreendimento seja bem-sucedido. O tempo de retorno deve ser suficientemente menor do que a vida útil do projeto. No ambiente econômico atual, é difícil obter apoio para projetos cujo tempo de retorno seja superior a 3 ou 4 anos. No entanto, projetos de energias renováveis, em geral, oferecem benefícios ambientais, e isto pode justificar tempo de retorno mais longo.

Duffie e Beckman (2013) ressaltam que quando o *payback* é atingido, o investimento financeiro realizado é recuperado e, a partir deste momento em diante, o investidor passa a lucrar (ou economizar) com a continuidade da aplicação do sistema térmico solar.

De acordo com Duffie e Beckman (2013), a análise do *payback* pode ou não levar em consideração o capital investido corrigido a valor presente, sendo que a variação ao longo dos anos da inflação monetária da moeda no país aonde o sistema opera influencia neste cálculo. Conforme Kanoğlu, Çengel e Cimbala (2020), em diversas aplicações de engenharia, o valor do dinheiro no tempo é desprezado e um tempo de retorno simples (*payback* simples) é calculado. Porém, quando se considera a influência da taxa de juros da economia, o valor do dinheiro torna-se dependente do tempo, sendo necessário determinar o tempo de retorno

descontado (*payback* descontado). Kanoğlu, Çengel e Cimbala (2020) afirmam que se pode mostrar que o tempo de retorno simples é menor que o tempo de retorno descontado e, portanto, subestima o valor real quando se adota o *payback* simples como indicador de viabilidade financeira. À medida em que a taxa de juros diminui, a diferença entre os dois tempos de retornos também diminui.

Ressalta-se que comumente o aumento do custo da energia elétrica, conhecida como inflação energética, é superior à inflação monetária. Mas para fins objetivos, a inflação monetária é adotada tipicamente como o índice financeiro influenciador no *payback* descontado. Ademais, a tarifa de energia elétrica é uma outra variável que influencia no cálculo do tempo de retorno descontado. Geralmente, esta tarifa é diferente para a indústria quando comparada ao usuário doméstico.

Alguns trabalhos investigaram o impacto financeiro sobre a viabilidade de implementação de bombas de calor. Duarte *et al.* (2021a) apresentaram um estudo para examinar a viabilidade de sistemas de bombas de calor de fonte híbrida solar geotérmica para produzir água sanitária quente em climas brasileiros. O refrigerante escolhido para a bomba de calor foi o R290. Foi realizado um estudo de caso para três cidades diferentes do Brasil e os valores de *payback* encontrados ficaram na faixa de 2,28 a 4,45 anos. Nunes *et al.* (2021) realizaram um estudo de viabilidade financeira para a aplicação de uma ASHP de aquecimento de água doméstica no Brasil. Os autores abordaram profundamente o tema ao levar em consideração o custo de oportunidade de diferentes tipos de investimentos financeiros presentes atualmente no mercado nacional e internacional associado ao risco destes investimentos devido às flutuações das variáveis econômicas ao longo do tempo (sendo a taxa de juros uma das principais). Um destes investimentos pode ser adotado ao invés de se investir no sistema térmico em questão. A lucratividade do investimento é, então, comparada com a economia financeira proporcionada pela implementação do sistema térmico. Os autores concluíram que, devido a influência da temperatura ambiente na viabilidade econômica da BDC, os indicadores variaram amplamente ao longo do país. A região Sul foi a mais propícia para a utilização da BDC, já a região Nordeste foi a menos propícia. Em ordem decrescente, Sudeste, Centro Oeste e Norte foram as regiões mais favoráveis ao uso da BDC. Ademais, o *payback* variou de 39 a 56 meses.

2.8. Análises dos 4E

As análises energética, exergética e ambiental formam um conjunto que proporcionam uma avaliação completa do ponto de vista técnico de um sistema térmico. Entretanto, para a

implementação de um projeto, este também precisa passar por uma investigação de viabilidade financeira. Portanto, a análise técnica somada à análise econômica, também conhecida como análises dos 4E, promovem uma investigação completa do sistema, elucidando a factibilidade de implementação de um projeto.

Diversos trabalhos presentes na literatura investigando sistemas de refrigeração e aquecimento utilizam a metodologia dos 4E para avaliar seus equipamentos e sistemas. Jain, Sachdeva e Kachhwaha (2015) comparam o desempenho de um chiller de compressão de vapor disponível comercialmente com três configurações equivalentes (paralelo, série e combinado série-paralelo) do sistema de refrigeração integrado por compressão-absorção de vapor. Xu *et al.* (2017) realizaram um estudo comparativo entre um novo ciclo de absorção-compressão com um evaporador-sub-resfriador e um ciclo convencional de refrigeração por absorção-compressão com um evaporador-condensador. Bellos, Tzivanidis e Tsifis (2017) investigaram o desempenho anual de um sistema de refrigeração em cascata por absorção-compressão acionado por energia solar. Paula *et al.* (2020b) desenvolveram um modelo matemático para projetar um sistema de baixo custo de refrigeração por compressão de vapor, que operava com um refrigerante ecológico, focando nos fluidos R290, R600a e R1234yf como substitutos do R134a. As análises dos 4E indicaram que o sistema com R290 apresentou maior desempenho energético, exergético, ambiental e econômico dentre os sistemas avaliados para as condições termodinâmicas estudadas.

Contudo, ainda há poucos trabalhos aplicando esta metodologia em bombas de calor e nenhum trabalho foi encontrado até o ano de 2022 explorando as análises dos 4E em uma DX-SAPH, evidenciando que esta lacuna pode ser extensivamente explorada. No caso específico para bombas de calor com assistência solar, foram encontrados na literatura especializada poucos trabalhos e ainda muito recentes nos quais empregaram as análises dos 4E, a citar: Chen *et al.* (2022b) avaliaram uma bomba de calor para aquecimento de água assistida por coletor solar plano com um sistema de ejetor de vapor, ou seja, envolvendo dois estágios de compressão do refrigerante; Jiang *et al.* (2022) desenvolveram uma proposta de uma bomba de calor assistida por coletor solar triangular para aquecimento de ar aplicado à edifícios, analisando três configurações do sistema; e Qu *et al.* (2022) desenvolveram um trabalho teórico e experimental de uma bomba de calor com assistência fotovoltaica para aquecimento de água e produção de eletricidade.

Ademais, Li *et al.* (2019) avaliaram um sistema integrado que consistia em uma bomba de calor de aquecimento de água para aplicação industrial e uma unidade de separação de gás; Liu, Tian e Lin (2021) desenvolveram modelos matemáticos de bombas de calor para aquecimento de ar; Chen *et al.* (2022a) desenvolveram uma bomba de calor para aquecimento

de água em alta temperatura com alta eficiência e baixo custo aplicando auto cascata e injeção de vapor; e Nikitin *et al.* (2022) investigaram os efeitos das variações da temperatura do solo (e de sua profundidade) no desempenho de bombas de calor geotérmicas.

2.9. Modelos matemáticos

A pesquisa experimental é uma ferramenta indispensável para provar e desenvolver novas teorias. No entanto, a experimentação apresenta algumas desvantagens, como o custo da instalação de bancadas de teste, instrumentos de medição calibrados, mão de obra capaz de realizar as experiências e tempo para testar todos os parâmetros envolvidos no fenômeno estudado. Portanto, a modelagem assistida por computador fornece um meio relativamente rápido e de baixo custo para testar vários parâmetros de componentes ou sistemas. Os modelos dinâmicos de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, os quais permitem análises em regime permanente e transiente, são usados para uma ampla variedade de finalidades, incluindo projeto, controle e otimização de componentes e sistemas (GARCIA *et al.*, 2018; PAULINO *et al.*, 2019). Os modelos matemáticos podem ser classificados em diferentes categorias. As principais são: quanto ao regime de funcionamento e quanto ao grau de empirismo.

Segundo ao regime de funcionamento, os modelos podem ser classificados em permanente e transiente (PAULINO *et al.*, 2019). Tendo como base o contexto do sistema de compressão de vapor, os modelos em regime permanente são frequentemente aplicados, por exemplo, em estudos que envolvem substituição de refrigerantes, projeto de componentes e otimização de sistemas. Enquanto que os modelos em regime transiente podem descrever, por exemplo, o controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador, a partida do sistema e as instabilidades no conjunto evaporador-dispositivo de expansão (MAIA, 2007; LAUAR, 2018).

Em relação ao grau de empirismo, os modelos podem ser classificados em indutivos, dedutivos e inversos (BEHFAR e YUILL, 2018). Os modelos indutivos, também conhecidos como modelos caixa-preta, são elaborados a partir de dados experimentais. Escolhe-se uma expressão matemática que relaciona as variáveis do estudo e determina-se experimentalmente os parâmetros que influenciam no fenômeno. Este modelo apresenta precisão na reprodução do sistema estudado, uma vez que as equações envolvidas são ajustadas com base em dados experimentais (LI, JEONG e YOU, 2009; MAIA *et al.*, 2014). Porém, há uma limitação do modelo quanto ao seu domínio de validade, pois não leva em consideração os mecanismos físicos governantes do sistema, e, por conseguinte, fica restrito à faixa de operação do sistema utilizado no experimento (MAIA, 2000). Os modelos dedutivos, também conhecidos como

modelos caixa-branca, são baseados em leis físicas que governam o fenômeno. Para sistemas de compressão de vapor, os modelos são desenvolvidos a partir das leis de conservação de massa, de energia e de quantidade de movimento (PENNA 2003; MAIA 2005). Este modelo apresenta amplo domínio de validade, extrapolando a faixa dos dados experimentais. Em contrapartida, frequentemente, o tempo e o recurso computacional demandado são relativamente elevados à medida em que os modelos ficam complexos e precisos.

Os modelos dedutivos podem ser divididos quanto a quantidade de volume de controle no sistema ao se aplicar as leis físicas. Desta forma, podem ser classificados como modelo de uma zona, modelo de duas ou três zonas e modelo discretizado, tendo como base a aplicabilidade em trocadores de calor (LAUAR, 2018).

O modelo de uma zona (região) é aquele no qual o sistema é tratado em um único volume de controle. As variáveis são consideradas por seus valores médios representando todo o componente. Para sistemas de compressão de vapor, este modelo é usualmente aplicado nos estudos de compressores, dispositivos de expansão e em alguns tipos de trocadores de calor, como o tipo casco e tubos (KOURY, 1998). Este modelo, quando comparado com os demais, apresenta resultados menos precisos em relação ao comportamento físico dos trocadores de calor (ZHANG, W. e ZHANG, C., 2006; LI *et al.*, 2017). Joybari *et al.* (2015) destaca que este tipo de modelo é ineficaz quando ocorre mudança de fase no sistema. De acordo com Braga (2019), este modelo está sendo menos utilizado pela comunidade científica do que os demais tipos de modelos dedutivos.

No modelo discretizado, também conhecido como modelo multizonas ou parâmetros distribuídos, o sistema pode ser dividido em vários volumes de controle com o intuito de se aumentar a precisão dos resultados. Considera-se que as propriedades do fluido são uniformes ao longo de cada volume de controle (KOURY, 1998; LAUGHMAN *et al.*, 2015). Segundo Koury (1998), o uso, nos inúmeros volumes de controle, das equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento, além de correlações de transferência de calor, perdas de pressão e fração de vazão, permitem obter maior número de dados do sistema. Este modelo é normalmente aplicado em trocadores de calor tubulares. Joybari *et al.* (2015) ressalta que este modelo viabiliza a representação espacial e temporal de fenômenos físicos envolvidos no sistema em regime transiente e, além disso, fornece efeitos do superaquecimento e subresfriamento nos trocadores de calor. De acordo com Braga (2019), atualmente este modelo é o mais explorado pela comunidade científica, sendo selecionado para estudos de trocadores de calor. Entretanto, deve-se atentar quanto ao tempo de simulação, pois ele é fortemente dependente da robustez do sistema computacional empregado. Portanto, o dispêndio de tempo

é superior em relação aos outros modelos, torna-o menos viável em aplicações práticas do ramo industrial.

O modelo de duas ou três zonas, também conhecido como modelo de fronteira móvel, tem como objetivo oferecer uma opção de menor complexidade e esforço computacional que o modelo de parâmetros distribuídos, porém mantendo resultados de maior exatidão que o modelo de uma zona (BRAGA, 2019). A aplicação deste modelo atualmente pela comunidade científica é intermediária entre o modelo de uma zona e o modelo distribuído (ESBRÍ *et al.*, 2015; YANG e ORDONEZ, 2018). O modelo de fronteira móvel consiste em dividir o sistema em duas (evaporador) ou três (condensador) regiões de acordo com o tipo de escoamento (monofásico ou bifásico). Desta forma, para cada zona, adotam-se valores médios para as variáveis. Um dos primeiros trabalhos desenvolvidos aplicando este tipo de modelo foi desenvolvido por Grald e MacArthur (1992) em um evaporador de uma bomba de calor operando em regime permanente. Segundo Koury (1998), este modelo é usualmente aplicado em trocadores de calor tubulares com bons resultados. Além disso, em geral, este modelo apresenta problemas de descontinuidade entre as zonas. Aproximações são admitidas no intuito de resolver este problema, como, por exemplo, supor uma variação linear do título de vapor ao longo do trocador de calor na zona bifásica.

Estudos comparativos envolvendo a aplicação de modelos de fronteira móvel e de parâmetros distribuídos em trocadores de calor são alvos de pesquisa pela comunidade científica. Bendapudi, Braun e Groll (2008) demonstraram que o modelo de parâmetros distribuídos é mais adequado para descrever o sistema em condições transientes, como partida do equipamento e mudanças de carga térmica. Pangborn, Alleyne e Wu (2015) concluíram que o modelo de parâmetros distribuídos é mais flexível quando necessário a aplicação de diferentes configurações de trocadores de calor. Rodriguez e Rasmussen (2017) identificaram que o modelo de parâmetros distribuídos é mais flexível às mudanças de geometria, vazão de refrigerante e propriedades termodinâmicas do fluido. Em todos os trabalhos supracitados, os respectivos autores perceberam que o tempo computacional foi maior quando aplicado o modelo de parâmetros distribuídos.

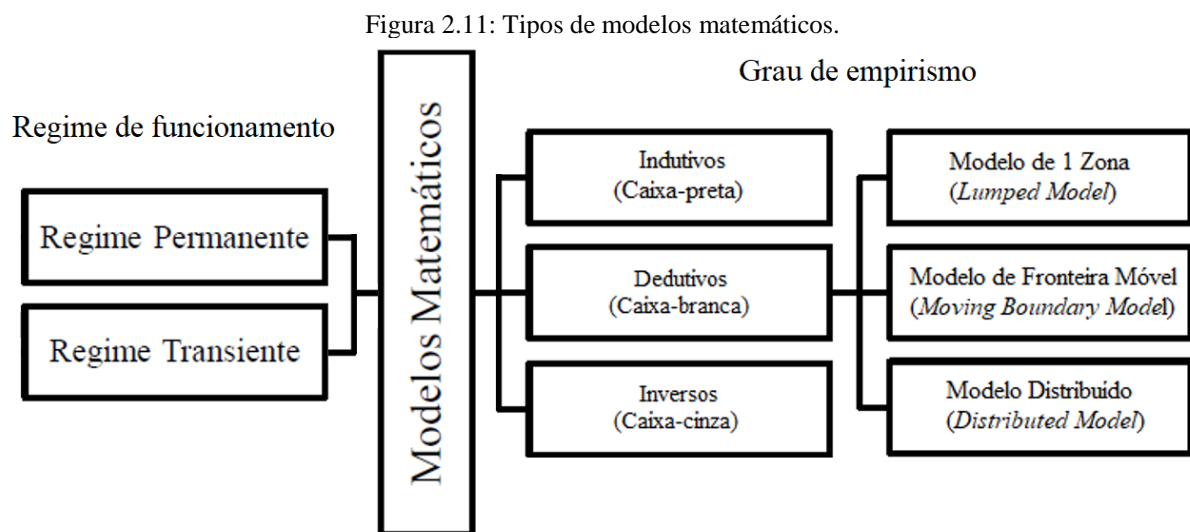
Paulino *et al.* (2019) afirmam que os modelos dedutivos são capazes de representar o comportamento estático ou dinâmico do sistema em inúmeras condições operacionais. Destaca-se que, na literatura especializada, o modelo global, o modelo de fronteira móvel e o modelo distribuído são conhecidos, respectivamente por *lumped model*, *moving boundary model* e *distributed model*.

Por fim, o modelo inverso, também conhecido como caixa-cinza, está entre a modelo caixa-preta e o modelo caixa-branca no que tange aos métodos matemáticos adotados e

equações aplicadas que descrevem o fenômeno físico analisado (BEHFAR e YUILL, 2018). Ele é baseado em dados experimentais, porém utilizando um certo padrão de equações matemáticas que representam bem o comportamento dos fenômenos físicos analisados (CHEUNG e BRAUN, 2013a,b). É aplicado comumente para descrever compressores e dispositivos de expansão. São modelos menos complexos e de baixo consumo de recurso computacional.

Diversos trabalhos na literatura especializada tratam de modelos matemáticos capazes de prever a vazão mássica de refrigerante que passa por dispositivos de expansão de sistemas de refrigeração por compressão de vapor e, conseqüentemente, pelo sistema. Encontram-se modelos do tipo caixa-cinza para válvula de expansão termostática (LI e BRAUN, 2008; EAMES, MILAZZO e MAIDMENT, 2014; BEHFAR e YUILL, 2018) e caixa-branca para tubos capilares (CHINGULPITAK e WONGWISES, 2010; RASTI e JEONG, 2018).

A Figura 2.11 apresenta um resumo da classificação dos modelos matemáticos. O APÊNDICE C apresenta um resumo das vantagens e desvantagens dos modelos matemáticos.



Com o modelo matemático desenvolvido, ele pode ser validado experimentalmente, permitindo maior confiança nos resultados simulados em relação a modelos sem validação. A validação é um processo que avalia se o modelo pode ou não ser utilizado para prever, com alguma tolerância, o parâmetro físico de interesse. De acordo com Duarte *et al.* (2019), depois de aprovado no procedimento de validação, o modelo matemático está pronto para ser aplicado no lugar de testes experimentais para simular diferentes cenários e condições operacionais e produzir dados de saída confiáveis.

2.10. Estado da Arte

Esta seção apresenta, de forma cronológica, os principais trabalhos encontrados até o ano de 2022 na literatura especializada elegíveis com o tema desta pesquisa, todos exclusivamente relacionados com bombas de calor para aquecimento de água em ciclo de operação com apenas um estágio de compressão. As pesquisas estão organizadas em dois grupos: trabalhos sobre a substituição de refrigerantes e avaliação técnico-econômica, e trabalhos sobre o desenvolvimento de modelos matemáticos e estudos experimentais com foco em apenas um refrigerante.

2.10.1. Substituição de refrigerantes tradicionais por ecológicos

Park e Jung (2009) analisaram o desempenho termodinâmico da mistura R170/R290 em uma bomba de calor, na tentativa de substituir o R22. Todos os testes foram conduzidos nas condições de resfriamento no verão e aquecimento no inverno. Os resultados dos testes mostraram que o COP e a capacidade do R290 foram até 15,4% mais altos e 7,5% mais baixos, respectivamente, do que o R22 para as duas condições. Para a mistura R170/R290, o COP diminuiu e a capacidade de aquecimento cresceu com um aumento na composição de R170. A mistura R170/R290 na composição de 4%/96% mostrou que a capacidade de aquecimento e o COP são semelhantes aos do R22. Para a mistura, a temperatura de descarga do compressor é 17 a 28 °C inferior à do R22. A quantidade de carga é reduzida em até 58% em comparação com o R22. Os autores concluíram que, em geral, a mistura R170/R290 é um bom candidato a longo prazo, do ponto de vista de eficiência energética e de proporcionar menos emissões, para substituir o R22 em condicionadores de ar residenciais e bombas de calor.

Barve e Cremaschi (2012) compararam experimentalmente o desempenho energético de um sistema de bomba de calor com aplicações residenciais operando com R32 e R1234yf como retrofit do R410A. Os testes foram realizados para os modos de refrigeração e aquecimento da unidade e a temperatura externa variou de -8 a 46 °C. O R32 apresentou capacidade de aquecimento e resfriamento, e COP comparáveis com as encontradas para o R410A. As pressões e as temperaturas de descarga para o R32 foram maiores que as do R410A, especialmente para condições de temperatura moderada a extrema. O refrigerante R1234yf forneceu COPs semelhantes ao R410A, mas esse refrigerante apresentou capacidades bastante baixas em relação às do R410A. A otimização da válvula de expansão melhorou a capacidade do R1234yf em até 10% em relação às capacidades de entrada, mas ainda era 46% menor que

a do R410A em condições operacionais semelhantes. Deste ponto de vista, o R1234yf não foi um substituto para o refrigerante R410A ao considerar a bomba de calor em questão.

Makhnatch e Khodabandeh (2014b) realizaram um estudo utilizando três métricas ambientais (GWP, TEWI e LCCP) no intuito de selecionar um refrigerante ecológico para o retrofit de uma bomba de calor ar-água com R410A. Os autores pré-selecionaram dois hidrocarbonetos (R290 e R1270) e dois hidrofluorcarbonetos (R152a e R1234yf), todos com GWP inferior a 150. Pelo critério de menor GWP, o R1270 foi o mais adequado. Pelo indicador TEWI, o R152a teve o melhor desempenho. Pela métrica LCCP, o R1270 obteve o melhor resultado. Embora não houve um fluido superior em todas as métricas, o estudo mostrou que os refrigerantes R152a, R290 e R1270 podem ser considerados igualmente bons do ponto de vista ambiental nas bombas de calor.

Ju *et al.* (2017) propuseram misturas azeotrópicas ecológicas de R1233zd(E) com quatro hidrocarbonetos no intuito de substituir os refrigerantes tradicionais (R22 e R134a) em bombas de calor para aquecimento de água. O desempenho da bomba de calor foi analisado via desenvolvimento de um modelo matemático em EES (*Engineering Equation Solver*) com auxílio do software REFPROP (*Reference fluid thermodynamic and transport Properties*) para obtenção de propriedades termofísicas dos fluidos. O modelo foi validado com base em dados experimentais presentes na literatura. Os resultados mostraram que as misturas R1233zd(E)/R1270 e R1233zd(E)/R290 foram candidatas adequadas para substituir o R22 ou R134a. O R1233zd(E)/R1270 com fração de massa 16%/84% demonstrou os melhores COPs para o sistema, que foram, respectivamente, 2,13 e 10,14% superiores aos do R22 e R134a. A temperatura de saída do condensador exerce uma forte influência no COP do sistema de tal forma que quando está a 45, 55 ou 65 °C, o COP máximo correspondente é, respectivamente, 5,803, 4,646 e 3,888 com R1233zd(E)/R1270 e 5,724, 4,535 e 3,757 com R1233zd(E)/R290.

Nawaz *et al.* (2017b) avaliaram teoricamente o desempenho do R290 e do R600a como substitutos do R134a em uma HPWH e fizeram uso do REFPROP para obtenção de propriedades termofísicas dos fluidos. Os resultados da análise sugerem que ambos os refrigerantes alternativos podem fornecer desempenho comparável ao sistema. Reduções significativas na carga do sistema com a utilização dos hidrocarbonetos (de pelo menos 50%) e temperaturas mais baixas de descarga do condensador foram identificadas como diferenciais. O tempo de funcionamento da bomba de calor foi mais curto para o R290, enquanto para o R600a foi 33% mais longo comparado com o R134a. Como alternativa, o R290 foi considerado um substituto melhor para o R134a, enquanto o R600a deve fornecer desempenho semelhante se o tamanho do compressor for aumentado para fornecer capacidade de aquecimento semelhante.

Nawaz *et al.* (2017a) realizaram um estudo teórico de uma HPWH residencial operando com refrigerantes à base de hidrofluoroleofinas R1234yf e R1234ze(E) para avaliar o potencial de substituição do R134a. A temperatura de descarga do compressor foi mais baixa para o R1234yf e o R1234ze(E) do que para o R134a, sendo que um compressor semelhante pode ser usado. Foi demonstrado com este estudo que tanto o R1234yf quanto o R1234ze(E) podem substituir o R134a com desempenho comparável e sem modificações substanciais no sistema original.

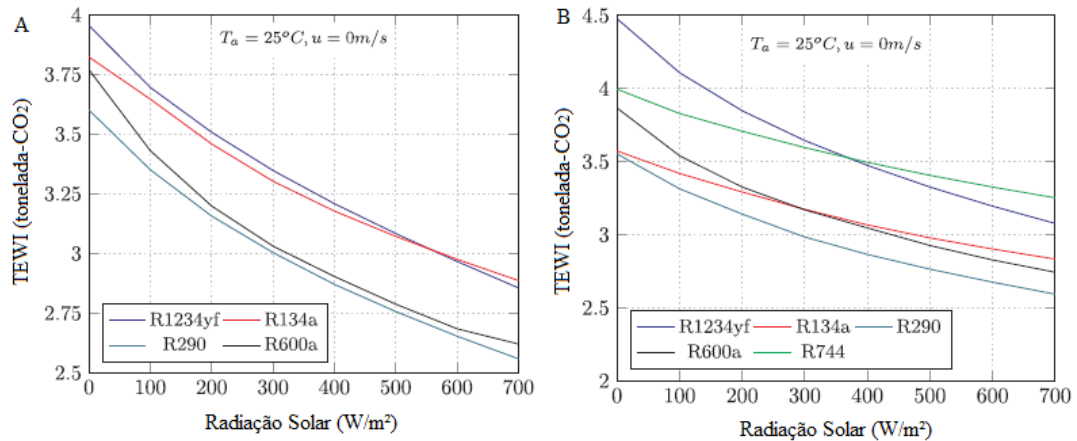
Ju *et al.* (2018a,b) analisaram de forma teórica e experimental a viabilidade da aplicação da mistura ecológica natural de R744 com R290 como retrofit do R22 em uma WSHP. Um modelo matemático foi desenvolvido em EES com auxílio do REFPROP. Os resultados experimentais e de simulação indicam que a mistura R744/R290 com fração de massa de 12%/88% é um refrigerante substituto apropriado para o R22 neste tipo de sistema, principalmente por causa do excelente desempenho, capacidade de aquecimento superior e temperatura de descarga do compressor substancialmente mais baixa.

Duarte *et al.* (2019) apresentaram um estudo comparativo teórico entre refrigerantes ecológicos (R290, R600a, R744 e R1234yf) para o retrofit do R134a em uma DX-SAHPWH. O modelo matemático do tipo *lumped model* em regime permanente foi desenvolvido em EES e validado com dados da literatura. Os resultados mostraram que o R290 possuiu COP melhor do que outros refrigerantes para irradiação solar entre 300 e 700 W/m², bem como para temperatura ambiente entre 10 e 35 °C. Por outro lado, para irradiação solar menor que 50 W/m², o R134a possuiu COP melhor que o R290. A análise do TEWI indicou que a emissão indireta foi o efeito mais importante e, em seguida, os resultados do TEWI quase acompanharam o resultado do COP. As influências da velocidade do vento e da temperatura ambiente no COP usando R290 foram mais relevantes em baixa irradiação solar. Nos países com maiores fatores de emissão, os refrigerantes que apresentaram os melhores COP obtiveram os melhores TEWI. Pela Figura 2.12 percebe-se que, com o aumento da irradiação solar, o COP do sistema aumenta, reduzindo o TEWI.

Pela Figura 2.13 percebe-se que o TEWI cresceu à medida que o fator de emissão aumentou, o que representa uma desvantagem em operar o sistema em países com matriz energética mais emissoras. Outro fato que é conclusivo é que, com o aumento do comprimento do condensador/resfriador da DX-SAHP, o COP aumentou, reduzindo o TEWI.

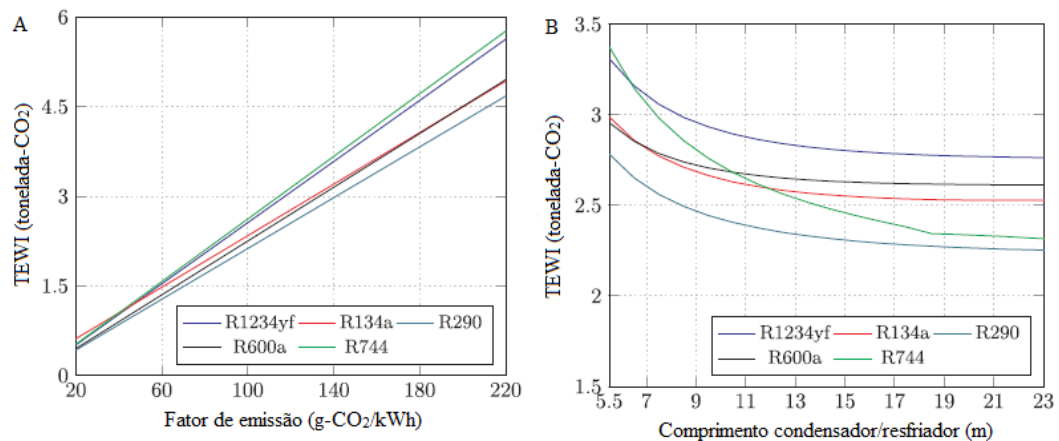
Outro aspecto de destaque neste trabalho é apresentado na Figura 2.14 para o R290, demonstrando que a velocidade do vento pouco contribui para a eficiência energética do sistema e sim a irradiação solar, independentemente do condensador utilizado.

Figura 2.12: Variação do TEWI com a irradiação solar analisados no trabalho de Duarte *et al.* (2019). Em que T_a é a temperatura ambiente e u é a velocidade do vento. (A) simulação do sistema operando com o condensador por imersão e (B) simulação do sistema operando com o condensador coaxial.



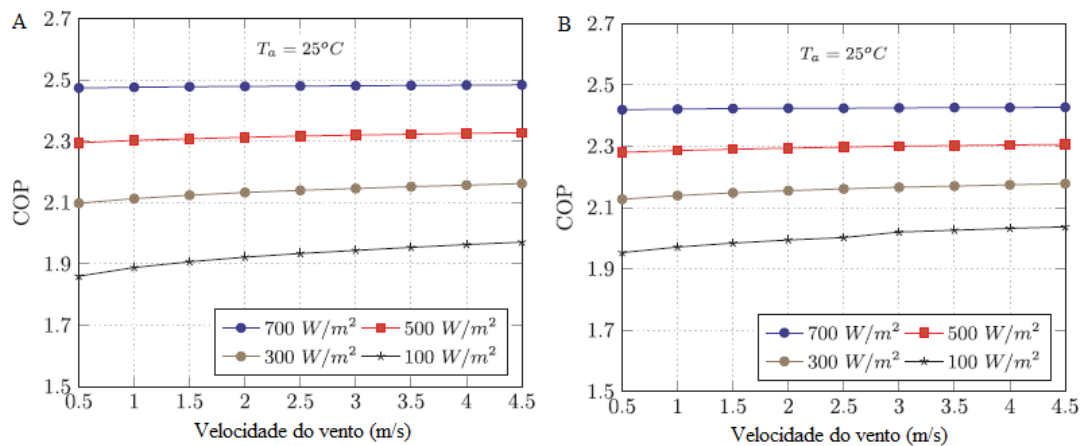
Fonte: Adaptado de Duarte *et al.* (2019), p. 535.

Figura 2.13: Comportamento do TEWI com alguns parâmetros no trabalho de Duarte *et al.* (2019). (A) variação do TEWI com o fator de emissão e (B) variação do TEWI com o comprimento do condensador/resfriador coaxial.



Fonte: Adaptado de Duarte *et al.* (2019), p. 536.

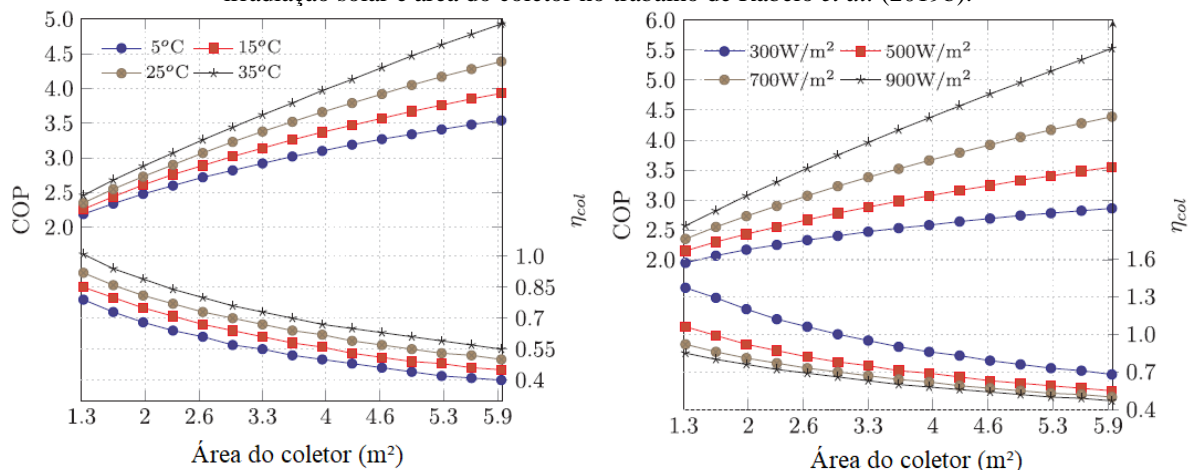
Figura 2.14: Comportamento do COP com a variação da velocidade do vento no trabalho de Duarte *et al.* (2019). Em que T_a é a temperatura ambiente. (A) simulação do sistema operando com o condensador por imersão e (B) simulação do sistema operando com o condensador coaxial.



Fonte: Adaptado de Duarte *et al.* (2019), p. 536.

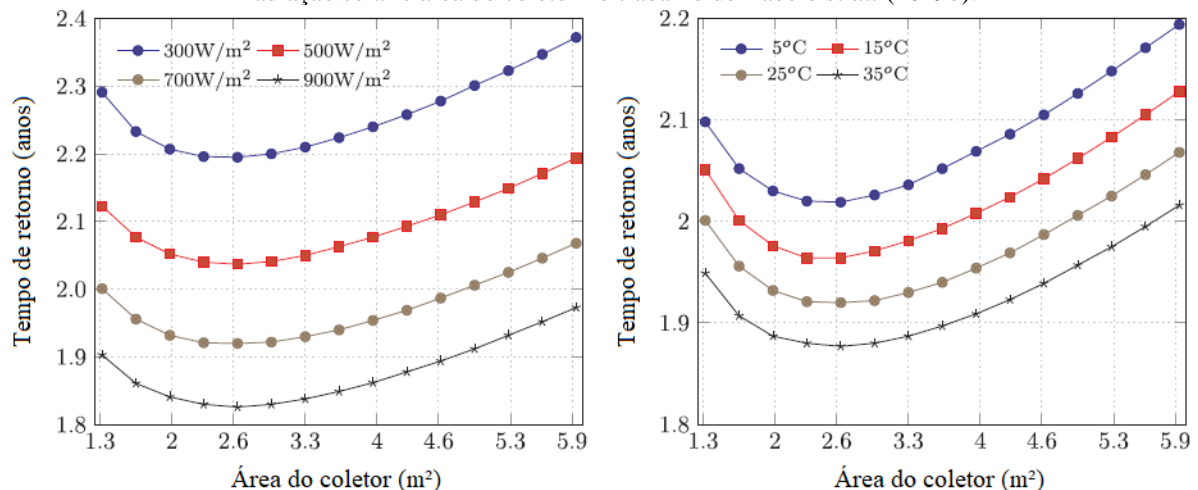
Rabelo *et al.* (2019b) realizaram uma análise econômica comparando o retorno financeiro de uma DX-SAHPWH em relação a um chuveiro elétrico. Os refrigerantes analisados foram o R134a e o R290. A bomba de calor foi modelada usando um modelo matemático do tipo *lumped model* em regime permanente desenvolvido em EES, que consistia em modelos agrupados para trocadores de calor (evaporador solar e condensador por imersão) e um modelo de caixa preta para o compressor. Os resultados mostraram que o COP foi quase proporcional à área do coletor, à temperatura ambiente e à irradiação solar, mas a eficiência do coletor diminuiu com o aumento de sua área, conforme a Figura 2.15. Além disso, houve um tamanho econômico ótimo para a área do coletor, que foi o mesmo para qualquer irradiação solar e temperatura ambiente, conforme a Figura 2.16.

Figura 2.15: Comportamento do COP e da eficiência do coletor com a variação da temperatura ambiente, irradiação solar e área do coletor no trabalho de Rabelo *et al.* (2019b).



Fonte: Adaptado de Rabelo *et al.* (2019b), p. 169-170.

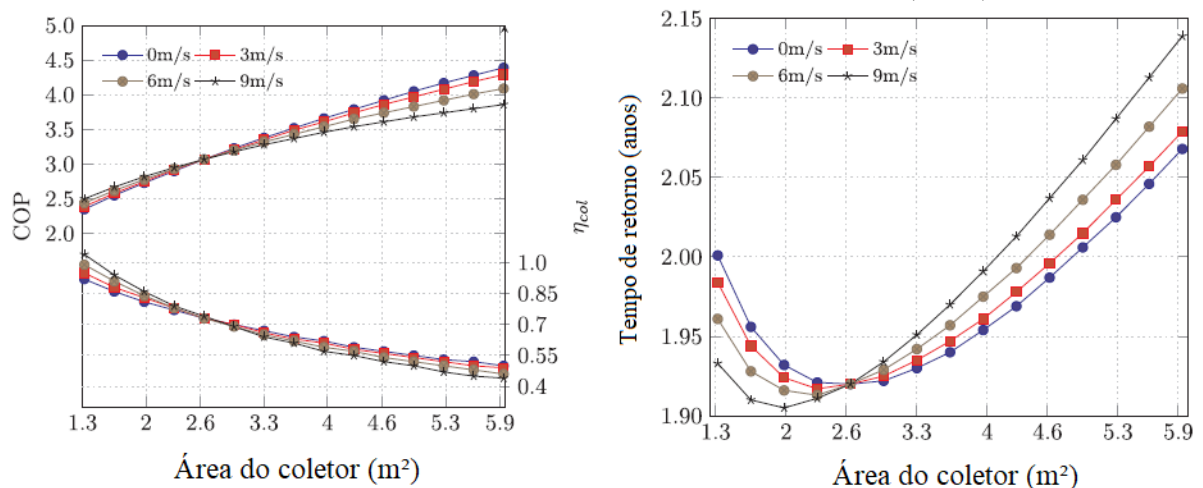
Figura 2.16: Comportamento do tempo de retorno do sistema com a variação da temperatura ambiente, irradiação solar e área do coletor no trabalho de Rabelo *et al.* (2019b).



Fonte: Adaptado de Rabelo *et al.* (2019b), p. 170.

A influência do tamanho do coletor no COP, na eficiência do coletor e no retorno financeiro para diferentes velocidades do vento são mostrados na Figura 2.17, para uma irradiação solar fixa em 700 W/m^2 e temperatura ambiente fixa em $25 \text{ }^\circ\text{C}$. O ponto de intersecção das quatro curvas ocorre quando a temperatura média do refrigerante no coletor foi aproximadamente igual à temperatura ambiente. Por isso, abaixo de $2,6 \text{ m}^2$ a velocidade do vento contribuiu para o aumento do ganho de energia pelo coletor, o COP e a eficiência do coletor aumentam, enquanto o tempo de retorno diminuiu. Acima de $2,6 \text{ m}^2$, o coletor solar foi majoritariamente aquecido pela irradiação solar a temperaturas acima da temperatura ambiente e o aumento da velocidade do vento promoveu a perda de energia térmica pelo coletor, reduzindo o COP e a eficiência do coletor, e aumentando o tempo de retorno.

Figura 2.17: Comportamento do tempo de retorno do sistema, COP e eficiência do coletor com a variação da velocidade do vento e área do coletor no trabalho de Rabelo *et al.* (2019b).



Fonte: Adaptado de Rabelo *et al.* (2019b), p. 170.

Três compressores para R134a com diferentes cilindradas foram testados. O compressor com menor cilindrada proporcionou o maior COP, menor tempo de retorno financeiro e menor tamanho ótimo do coletor. O R134a foi comparado ao R290 e o R290 teve um COP, em média, 25% maior que o R134a. No entanto, o R290 teve um tempo de retorno mínimo 19% maior que o R134a. Por fim, realizou-se um estudo financeiro para as cidades de Belo Horizonte, Natal e Florianópolis, obtendo-se *payback* de 1,77, 2,06 e 3,24 anos, respectivamente. Em todas as cidades o melhor retorno foi encontrado com o compressor R134a com menor cilindrada.

Bai *et al.* (2020) desenvolveram um modelo matemático de uma SAHPWH com R134a e com seus refrigerantes alternativos: R32, R290 e R600a. O modelo matemático foi desenvolvido em MATLAB (*Matrix Laboratory*) com auxílio do software REFPROP e foi

validado com base em dados experimentais presentes na literatura. A temperatura de descarga do compressor para o R32, R290 e R600a foi 185, 73 e 66% do R134a. O coeficiente de desempenho do R32, R290 e R600a foi 73, 112 e 118% do R134a. Além disso, concluíram que o aumento da intensidade da irradiação é útil para aumentar a temperatura de evaporação e a capacidade de aquecimento do sistema, e reduzir a temperatura de descarga do compressor de modo a aumentar a COP.

Xiao *et al.* (2020) propuseram uma mistura de refrigerante R290/R600a/R13I1 (sendo este último refrigerante do tipo de fluoroiodocarboneto) com baixo GWP e ODP nulo como substituto do R134a em ASHPWH. Um modelo teórico foi desenvolvido com base no MABLAB vinculado ao REFPROP. Os resultados mostram que, em comparação com o R134a, a mistura proposta apresenta melhor desempenho com menor pressão de condensação e taxa de compressão, além de maior capacidade específica de aquecimento e COP. O sistema usando a mistura proposta apresenta vantagens quando a temperatura ambiente é baixa. A COP médio anual com a mistura proposta foi de 4,65, que é cerca de 6,2% superior à do R134a, e o TEWI pode ser reduzido em 19%.

Kong *et al.* (2020b) avaliaram simultaneamente o desempenho de duas DX-SAHPWH, uma com R134a e a outra com R290. Um coletor/evaporador solar de microcanal foi usado no sistema R290. Os coletores foram expostos no mesmo ambiente e na mesma inclinação. Os resultados mostram que a potência média do compressor do sistema R290 durante todos os dias de teste foi 7,04% menor que a do sistema R134a. As capacidades de aquecimento médias correspondentes dos sistemas R290 e R134a foram 859,7 e 786,4 W, respectivamente. A eficiência média do coletor do sistema R134a chegou a 0,66, enquanto a do sistema R290 chegou a 0,73 com a potência média correspondente do compressor de 405,9 e 291,4 W, respectivamente. Os valores médios de COP correspondentes dos sistemas R290 e R134a foram 2,88 e 2,03, respectivamente, quando analisado todo o conjunto de ensaios realizados. Por fim, os autores observaram que a razão de pressão do sistema operando com R290 foi menor, assim como a queda de pressão no evaporador quando comparado com o R134a.

Mota-Babiloni *et al.* (2021) investigaram experimentalmente a substituição do R134a pelo R1234ze(E) e pela mistura não inflamável R515B em uma WSHP. O R134a superou ambas as alternativas em capacidade de aquecimento (aproximadamente 26% maior) devido à maior taxa de vazão mássica e efeito de aquecimento. O coeficiente de desempenho foi ligeiramente superior (até 5%) para o R1234ze(E) e o R515B. Considerando os resultados positivos no COP e o GWP reduzido, ambas as opções reduzem as emissões de carbono equivalentes de R134a para 28%. Além disso, dada a temperatura de descarga 20 °C menor alcançada pelas alternativas, o mapa de operação do compressor pode ser significativamente

estendido. Finalmente, foi demonstrado que o R515B é uma alternativa não inflamável adequada ao R1234ze(E) que mantém os benefícios energéticos e ambientais ao mesmo tempo em que oferece uma operação mais segura do sistema.

Yan *et al.* (2021) avaliaram refrigerantes de baixo GWP para bombas de calor com temperatura de saída de água quente de 60–80 °C. Levando em consideração o COP, a capacidade de aquecimento, a razão de pressão e o grau de superaquecimento do sistema, o R1234ze(E) foi selecionado devido às suas propriedades relativamente superiores entre os refrigerantes típicos de baixo GWP analisados, a citar: R1233zd(E), R1224yd(Z), R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) e R1336mzz(Z). Uma WSHP foi construída e estudada experimentalmente com R1234ze(E), assim como o modelo matemático do sistema. Os resultados experimentais mostraram que o COP da bomba de calor R1234ze(E) pode chegar a 3,5. A partir dos resultados do modelo simulado e dos testes experimentais, pôde-se concluir que o R1234ze(E) pode ser usado para uma ampla faixa de temperatura de trabalho (a temperatura de saída pode chegar a 85 °C). Por meio de uma análise financeira foi possível concluir que o R134a e o R1234ze(E) para aquecimento residencial são rentáveis quando usados por mais de 3 anos, e um sistema de bomba de calor R1234ze(E) torna-se um investimento mais atraente do que um sistema com R134a por períodos superiores a 7 anos.

O APÊNDICE D apresenta trabalhos complementares da literatura especializada e uma síntese de todos os trabalhos analisados na temática desta seção.

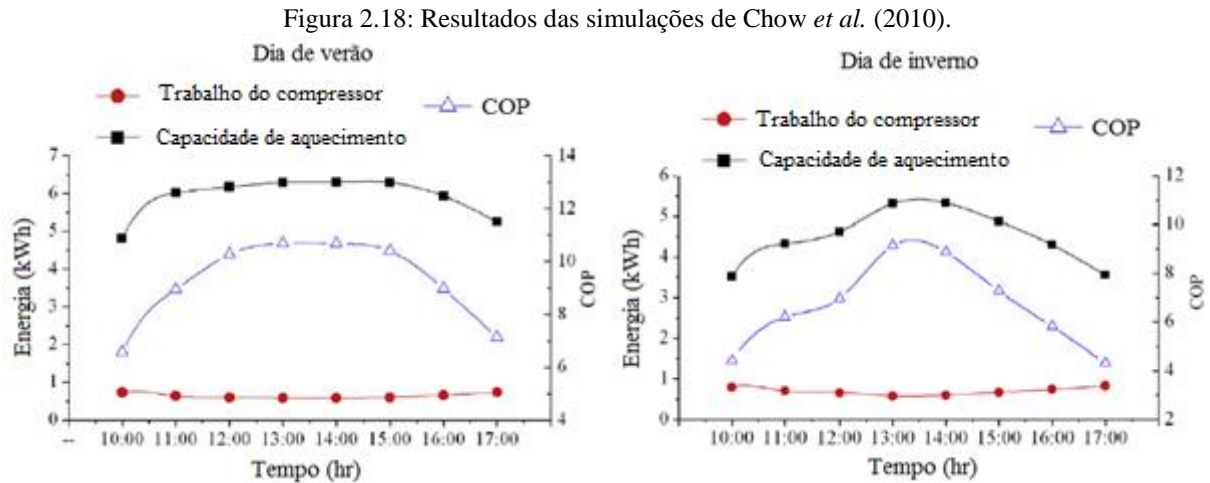
2.10.2. Desenvolvimento de modelos matemáticos e estudos experimentais

Hawllader, Chou e Ullah (2001) realizaram um estudo teórico e experimental em uma DX-SAHPWH com R134a. Obtiveram valores médios de COP entre 4 a 9 e eficiência do coletor solar entre 0,4 a 0,75. Por meio de simulações constataram que o desempenho do sistema foi influenciado significativamente pela área do coletor, velocidade do compressor e irradiância solar.

Li *et al.* (2007) desenvolveram um trabalho experimental em uma DX-SAHPWH com R22. Os autores encontraram COP de 6,61 quando a temperatura da água foi aquecida de 13,4 °C a 50,5 °C com a intensidade média de irradiação solar de 955 W/m² e com temperatura ambiente de 20,6 °C. O valor médio sazonal do COP foi 5,25 e a eficiência do coletor foi 1,08.

Chow *et al.* (2010) desenvolveram um modelo matemático e um estudo experimental em uma DX-SAHPWH com R134a. A água foi aquecida da temperatura ambiente (16 °C no inverno a 29 °C no verão) até 50 °C. O COP obtido pelas simulações foi 5,33 no inverno e 7,50 no verão. O sistema obteve COP médio anual de 6,46. Ressalta-se que a velocidade do vento

foi estimada e seu efeito foi considerado no modelo. Pela Figura 2.18 percebe-se que o COP apresenta uma variação com tendência similar à taxa de irradiação solar ao longo do dia. Este comportamento também ocorreu para a capacidade de aquecimento, embora mais discreto. O trabalho do compressor manteve-se aproximadamente constante.



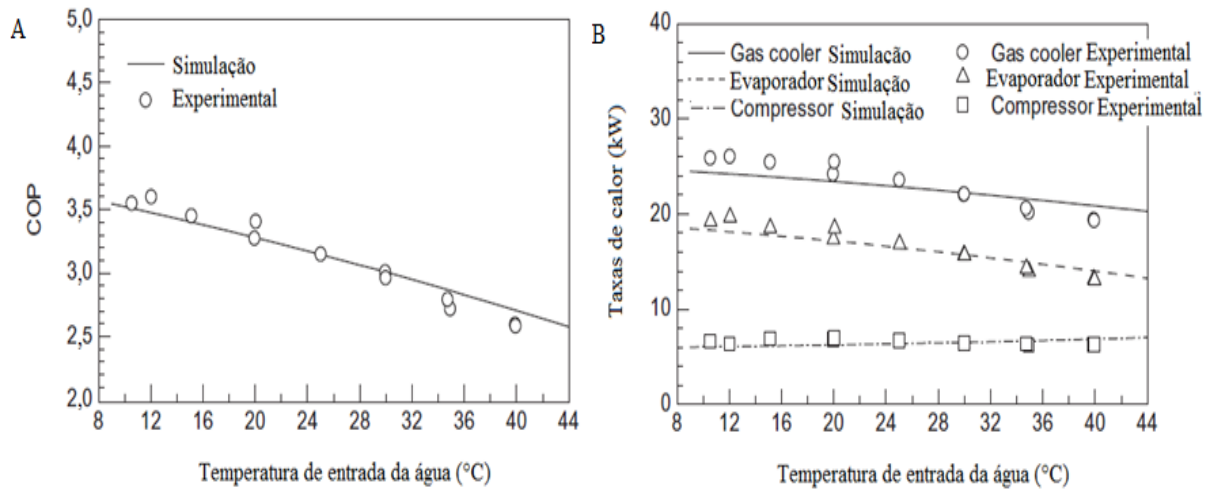
Fonte: Adaptado de Chow *et al.* (2010), p. 649.

Kong *et al.* (2011) realizaram um estudo teórico e experimental de uma DX-SAHPWH com fluido R22. Em um teste em condição de tempo ensolarado, o COP experimental médio foi 6,61. A eficiência média do coletor foi 91% para o caso experimental. Em um teste em condição de tempo nublado, a eficiência do coletor foi 88% para o caso experimental. O COP experimental médio foi 5,21. As simulações constataram o aumento do COP e diminuição da eficiência do coletor com o aumento da incidência de irradiação solar. Com o aumento da temperatura ambiente, o COP e a eficiência do coletor aumentaram. Constatou-se um discreto aumento no COP e na eficiência do coletor com o aumento da velocidade do vento. O aumento da velocidade do compressor ocasionou a diminuição do COP e aumento na eficiência do coletor.

Yamaguchi *et al.* (2011) desenvolveram um modelo de uma ASHPWH com R744 e a validaram por meio de ensaios experimentais. A água foi aquecida até 90 °C, sendo então investigado a influência da temperatura de entrada da água no *gas cooler*, que variou de 10 a 40 °C, e a influência da temperatura do ar na entrada do evaporador, que variou de 13 a 28 °C, sobre o desempenho térmico do sistema. A Figura 2.19 apresenta a degradação do COP (3,5 a 2,5) e da capacidade de aquecimento à medida em que ocorreu o aumento da temperatura da água na entrada do resfriador de gás. Em contraponto o trabalho do compressor aumentou. Constataram também que o aumento da temperatura ambiente proporcionou aumento do COP.

Figura 2.19: Resultados da ASHPWH de Yamaguchi *et al.* (2011).

(A) Variação do COP com a temperatura da água e (B) Variação das taxas de calor nos trocadores de calor e no compressor com a temperatura da água.



Fonte: Adaptado de Yamaguchi *et al.* (2011), p. 1904.

Seara *et al.* (2012) realizaram uma avaliação experimental de uma DX-SAHPWH com R134a em condições de irradiação solar nula por meio de uma câmara climática. O maior COP sazonal foi de 3,01, quando a temperatura da água foi aquecida de 14 a 55 °C.

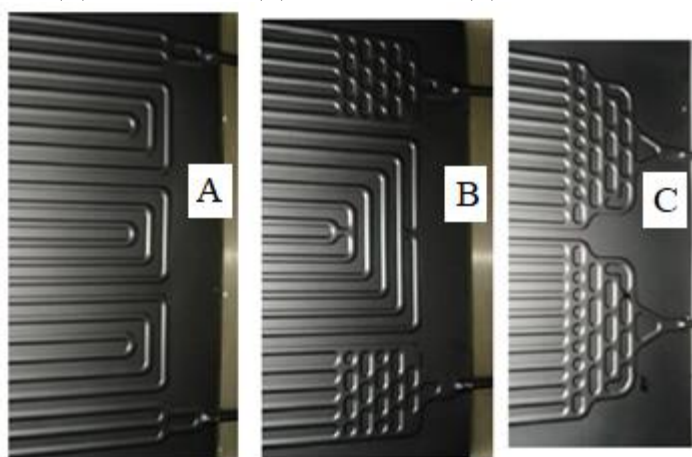
Rodríguez *et al.* (2012) desenvolveram um modelo matemático e estudo experimental de uma DX-SAHPWH com R134a. Observaram que o acréscimo de irradiação solar aumentava a capacidade de aquecimento e potência consumida pelo compressor. Registraram aumento no COP em até 50%. O COP aumentou à medida em que a temperatura de evaporação e o calor absorvido pelo coletor aumentaram. Quando as condições externas proporcionam um aquecimento mínimo ao evaporador, o COP foi 1,7. Para condições exteriores que proporcionam o máximo aquecimento para o evaporador, o COP foi 2,9.

Cerit e Erbay (2013) realizaram um estudo experimental em três DX-SAHPWH com R134a. Os sistemas eram idênticos, exceto pela configuração do evaporador, conforme a Figura 2.20. Detectaram nos testes que, com o aumento da irradiação instantânea, a temperatura de saída da água aumentava. O COP médio da 1ª DX-SAHP foi 3,30, da 2ª DX-SAHP foi 3,14 e da 3ª DX-SAHP foi 2,42.

Ibrahim *et al.* (2014) desenvolveram um estudo experimental e um modelo dinâmico de uma ASHPWH com R22. O modelo foi desenvolvido em MATLAB com auxílio do REFPROP. O modelo escolhido para os trocadores de calor foi do tipo fronteira móvel. Ocorreu degradação do COP com o aquecimento da água e o seu valor médio foi 3,7. Um estudo econômico mostrou a possibilidade de economia de energia elétrica de até 82% com a utilização do sistema. Além disso, foram modelados três ASHPWH com diferentes condensadores com o objetivo de avaliar o efeito do aumento do número de tubos com menores diâmetros que compunham os

condensadores, mantendo a mesma área superficial externa de troca térmica com a água. Os resultados indicaram melhoria do COP, diminuição do TEWI em até 21,3%, diminuição da massa de refrigerante necessária em até 30% e diminuição do volume ocupado pelo trocador à medida em que se aumentava o número de tubos para compensar o menor diâmetro de cada tubo. Isto se justifica pelo fato de que a estratificação do escoamento do refrigerante em mini tubos aumentou o coeficiente médio de troca térmica no trocador de calor.

Figura 2.20: Configurações dos evaporadores das DX-SAHP de Cerit e Erbay (2013).
(A) 1ª DX-SAHP, (B) 2ª DX-SAHP e (C) 3ª DX-SAHP.

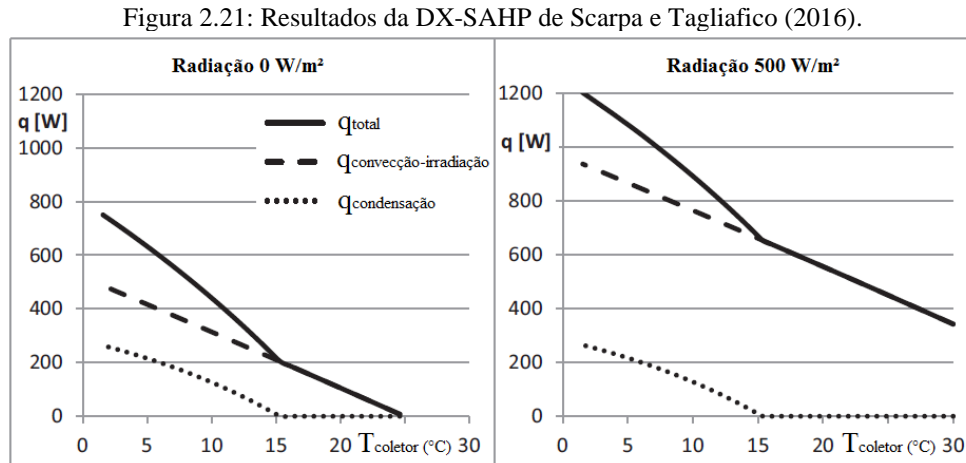


Fonte: Adaptado de Cerit e Erbay (2013), p. 166.

Saikawa e Koyama (2016) realizaram um estudo teórico e experimental em uma ASHPWH com R744. Os autores utilizaram o REFPROP. O COP encontrado foi de 3,4 para aquecimento da água de 8 a 65 °C na temperatura ambiente de 8 °C.

Scarpa e Tagliafico (2016) desenvolveram um estudo experimental de uma DX-SAHPWH com R134a em situações de tempo nublado. Os autores desenvolveram uma correlação matemática para estimar a parcela de participação da energia proveniente do calor latente do ar. A Figura 2.21 apresenta os resultados as taxas de transferência de calor ocorridas no coletor. A mudança de inclinação das curvas representa o momento em que houve interrupção na formação de condensado sobre o coletor. Isto se justifica pelo fato da condensação de vapor de água presente no ar ocorrer quando a temperatura do evaporador torna-se inferior à temperatura de orvalho, devido à baixa irradiância solar ou temperatura ambiente. Quando a irradiação solar foi elevada, a contribuição pelo efeito da condensação foi menor que a irradiação solar e a convecção do ar. Os autores concluíram que em condições com baixa irradiação solar a contribuição energética por condensação variou de 20 a 30% da energia total recebida pelo evaporador. A análise da coleta experimental do condensado permitiu concluir que, em comparação com a aplicação da correlação matemática desenvolvida, os

resultados para a taxa de transferência de massa diferenciaram-se em 15% e a taxa de transferência de calor diferenciaram-se na faixa entre 10 a 20%. Por fim, o COP médio foi de 5,8 para os diferentes ensaios realizados.



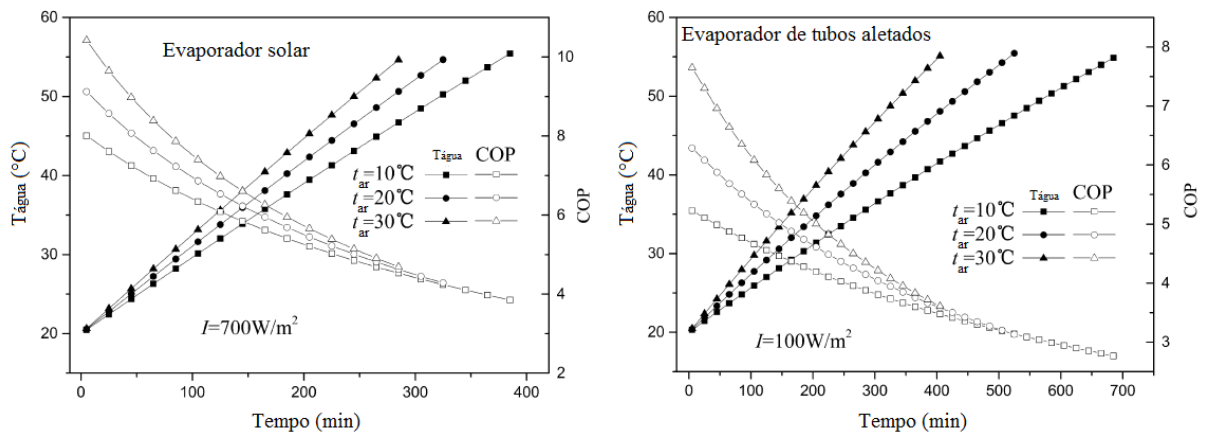
Fonte: Adaptado de Scarpa e Tagliafico (2016), p. 825.

Deng e Yu (2016) desenvolveram um modelo de uma bomba de calor para aquecimento de água (20 °C a 55 °C) com R134a que poderia funcionar no modo DX-SAHP (com coletor solar) e no modo ASHP (evaporador de tubos aletados). Os autores desenvolveram simulações comparativas do desempenho dos sistemas, conforme a Figura 2.22. A temperatura ambiente maior favoreceu o aumento do COP e reduziu o tempo de aquecimento. O COP médio da DX-SAHP foi 6,22 e o tempo de aquecimento foi de 340 min para a taxa de irradiação solar igual a 700 W/m² e temperatura ambiente de 20 °C. Considerando a mesma temperatura ambiente e irradiação solar de 100 W/m², o COP caiu para 3,91 (37,1% de queda) e o tempo de aquecimento aumentou para 630 min. Os resultados para a ASHP mostraram que para a temperatura ambiente de 20 °C e 100 W/m² o COP médio foi de 4,46 e o tempo de aquecimento foi de 505 min, concluindo-se assim que, para este evaporador, o COP foi maior e o tempo de aquecimento foi menor nas mesmas condições da DX-SAHP, demonstrando a importância de se utilizar o evaporador de tubos aletados para condições de baixa irradiação solar. Esse comportamento se explica pelo fato de que na condição de baixa irradiação solar, a ASHPWH pôde contar com boa quantidade de energia térmica do ar ambiente, proporcionando maior temperatura de evaporação.

Ghoubali, Byrne e Bazantay (2017) realizaram um estudo experimental em uma ASHPWH com R290. Os autores analisaram a carga de refrigerante necessária baseado em normas para operar a ASHP com três diferentes tipos de condensadores, conforme a Figura 2.23. O condensador *tank-wrapped D-tube* não permitiu atingir uma alta taxa de compactação

para uso com hidrocarbonetos. O coeficiente de troca de calor no lado do refrigerante foi pequeno em relação à quantidade necessária de fluido. O condensador *microchannel*, conhecido por fornecer os melhores coeficientes locais de transferência de calor, precisou de uma carga de refrigerante ainda alta para uso doméstico. O condensador *roll-bond* demonstrou melhor desempenho dentre todos e proporcionou altos coeficientes locais de transferência de calor, bom contato térmico com o tanque de água e baixo volume de refrigerante na linha de líquido. Com uma carga de 224 g, a ASHP forneceu um COP de 3,17.

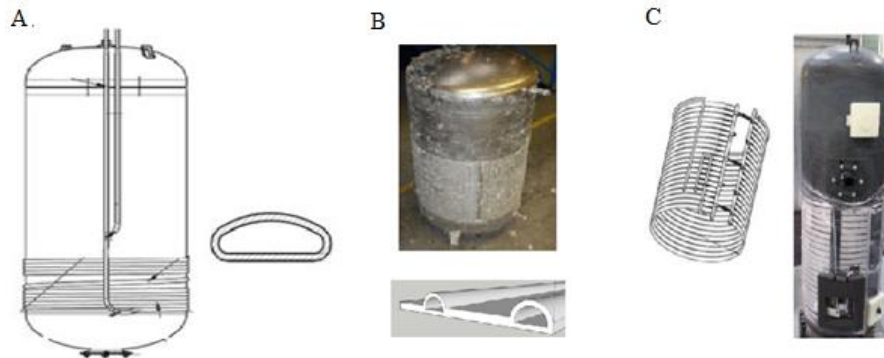
Figura 2.22: Resultados da BDC de Deng e Yu (2016).



Fonte: Adaptado de Deng e Yu (2016), p. 385.

Figura 2.23: Tipos de condensadores analisados no trabalho de Ghouhali, Byrne e Bazantay (2017).

(A) *tank-wrapped D-tube*, (B) *roll-bond* e (C) *microchannel*



Fonte: Adaptado de Ghouhali, Byrne e Bazantay (2017), p. 234-235.

Diniz (2017) investigou experimentalmente a eficiência energética de uma DX-SAHPWH com R134a. O autor realizou um estudo comparativo utilizando dois condensadores, por imersão e coaxial, em duas condições de operação, *indoor* e *outdoor*. Quando a bomba de calor operou em ambiente fechado, o COP com a utilização do condensador por imersão (2,29) foi próximo ao do condensador coaxial (2,33). Entretanto, para o sistema operando sob

exposição da irradiação solar, o condensador por imersão (2,76) proporcionou melhor desempenho em relação ao condensador coaxial (2,62).

Kong *et al.* (2017) desenvolveram um modelo matemático de uma DX-SAHPWH com R410A. Com o aumento na quantidade de carga de refrigerante, os autores registraram crescimento na eficiência do coletor e na potência do compressor, e diminuição no tempo de aquecimento. O tempo de aquecimento na intensidade da irradiação solar de 300 W/m² foi 32,8% maior do que a 900 W/m², enquanto o COP médio cresceu 46,3% com o aumento desta irradiância solar. Com o aumento da temperatura ambiente de 0 a 35 °C, o tempo de aquecimento foi 28,4% menor e o COP médio foi 56,4% maior. A média do COP na velocidade de rotação do compressor à 1500 rpm foi 144,6% maior que à 3300 rpm, enquanto o tempo de aquecimento foi reduzido em cerca de 42,6%. Quando a temperatura inicial da água aumentou de 5 a 30 °C, o tempo de aquecimento foi reduzido em cerca de 53,9%.

Kong *et al.* (2020a) realizaram um estudo experimental em uma DX-SAHPWH com R290. Os trocadores de calor do sistema eram do tipo microcanal. Quando a intensidade da irradiação solar aumentou de 120 para 614 W/m², o COP do sistema aumentou de 3,08 para 3,92 e a eficiência do coletor diminuiu de 2,61 para 0,71. Quando a temperatura ambiente variou de -2,9 a 12,8 °C, a capacidade de aquecimento, a potência do compressor, o COP e a eficiência do coletor aumentaram 62,9, 5,2, 55,2 e 73,0%, respectivamente. Sob condições de sol, a temperatura de descarga do compressor aumentou de 33,9 para 64,7 °C e a pressão de evaporação variou de 0,41 a 0,58 MPa quando a água foi aquecida de 13,0 a 45,0 °C. Enquanto sob condições nubladas, a temperatura de descarga do compressor aumentou de 41,9 para 74,8 °C e a pressão de evaporação permaneceu constante. Durante um teste no inverso em dia ensolarado, a abertura da válvula eletrônica diminuiu, a potência do compressor aumentou de 248 para 370 W e a vazão mássica variou dentro de uma faixa de 2,87-4,07 g/s.

Oliveira (2021) realizou um estudo experimental comparativo do desempenho de uma DX-SAHPWH com R290 ao se aplicar diferentes capilares. O autor concluiu que a utilização de um único capilar para todas as condições operacionais do sistema tornou o funcionamento da BDC arriscado e com rendimento térmico inferior em relação a aplicação de dois capilares com alternância entre si devido à instabilidade da irradiação solar durante o dia.

Duarte *et al.* (2021b) realizaram um estudo experimental de uma DX-SAHPWH com R744 e aplicaram uma câmera termográfica para analisar qualitativamente o superaquecimento do refrigerante no evaporador solar. À medida em que a temperatura de entrada da água cresceu (15–35 °C), a vazão mássica de água, o consumo de energia do compressor, e a pressão e temperatura de saída do resfriador de gás aumentaram. Neste caso, o COP diminuiu em 45,8%, além da diminuição da transferência de calor no evaporador e resfriador de gás. O aumento da

irradiação solar resultou em aumento da pressão de evaporação, da temperatura de sucção e descarga do compressor e da vazão mássica de água. Porém, neste caso resultou também na diminuição da eficiência do coletor. Por outro lado, a variação da irradiação solar de 877–30 W/m² representou em uma redução de desempenho do sistema em cerca de 30%.

O APÊNDICE D apresenta trabalhos complementares da literatura especializada e uma síntese de todos os trabalhos analisados nesta temática.

2.11. Considerações finais

A aplicação de bombas de calor para aquecimento de água mostra-se como um campo propício a pesquisa e desenvolvimento há várias décadas. A necessidade de o sistema operar de maneira mais sustentável energeticamente levou o evaporar solar ao ponto de ser uma das opções mais eficientes para este tipo de sistema. Com isso, nos últimos anos, a DX-SAHP passou a ser extensivamente explorada por meio de modelos matemáticos e estudos experimentais. Aliado a isso, a aplicação de refrigerantes ecológicos trouxe à tona a reaplicação de fluidos naturais, por tempo pouco explorados, para competirem com a 4^a geração de fluidos sintéticos financiados pela indústria química. Pelos trabalhos apresentados na seção de Estado da Arte, percebe-se uma tendência na comunidade científica em se adotar fluidos de baixo GWP e ODP nulo. Os HFOs, hidrocarbonetos, Inorgânico R744 e alguns poucos HFCs são as opções atualmente exploradas. Nota-se também uma propensão na aplicação de misturas químicas de refrigerantes conhecidos no intuito de melhorar o desempenho térmico do sistema e mitigar problemas operacionais, tais como a elevada pressão na descarga do compressor e a inflamabilidade. Por fim, observa-se que, além da tradicional análise do comportamento térmico do sistema, os pesquisadores passaram a explorar com mais frequência e profundidade as análises exergética, ambiental e financeira. As análises simultâneas dos 4E aplicadas às bombas de calor para aquecimento de água, sobretudo, com assistência solar, mostram-se um campo ainda não explorado, sob a ótica do estado da arte apresentada, servindo de incentivo para que pesquisadores desenvolvam trabalhos explorando lacunas dentro desta temática.

3. METODOLOGIA

Este capítulo apresenta os procedimentos de projeto e seleção dos componentes do sistema, os métodos para a escolha do refrigerante mais adequado, as análises dos 4E, os modelos matemáticos dos componentes do sistema e a sua integração, os procedimentos de validação do modelo matemático do sistema, e a instrumentação aplicada no protótipo. Salienta-se que o protótipo projetado nesta tese se baseou em dados experimentais do trabalho de Diniz (2017), fundamentado em um estudo experimental de uma DX-SAHP operada a R134a.

3.1. Descrição do protótipo

O protótipo de bomba de calor proposto é um sistema de aquecimento por compressão de vapor, tendo como fluido primário de trabalho um refrigerante de baixo GWP e TEWI, e como fluidos secundários, ar em contato com o evaporador e água em contato com o condensador. O sistema é composto basicamente por um compressor hermético de rotação fixa, um condensador do tipo por imersão em formato serpentina, um condensador coaxial em modo contracorrente, um evaporador solar do tipo placa plana, um evaporador convencional de tubos aletados com ventilação forçada, três tubos capilares e uma válvula de expansão termostática. Além disso, possui um reservatório térmico com capacidade de armazenamento de 200 L no qual ao fundo dele está instalado o condensador por imersão.

O sistema possui acessórios adicionais que proporcionam segurança na operação e confiabilidade na coleta de dados experimentais. A linha por onde escoo o fluido frigorífico conta com uma garrafa de líquido (acumulador de líquido) instalada na saída da linha dos condensadores, armazenando uma reserva de fluido para situações em que o sistema possa demandar (cargas térmicas elevadas). Além de desempenhar esta função, a garrafa de líquido garante que apenas líquido seja direcionado ao dispositivo de expansão, protegendo o dispositivo de expansão do tipo válvula contra cavitação, uma vez que impede que vapor seja direcionado para a ela. É instalado um *bypass* da garrafa de líquido, viabilizando ensaios nos quais seja necessário fixar a massa de refrigerante do sistema. Um acumulador de vapor (separador de líquido) é instalado na admissão do compressor, assegurando que apenas vapor seja aspirado pelo compressor. Também está presente um *bypass* do acumulador de vapor, viabilizando ensaios nos quais se avalia a influência deste componente no desempenho do sistema.

À descarga do compressor é instalado um separador de óleo para garantir a lubrificação constante do compressor, uma vez que o sistema possui longos trajetos e trocadores de calor

extensos, sendo que o retorno do óleo para o compressor via tubulação poderia não ocorrer na quantidade suficiente. Além disso, o separador de óleo contribui na confiabilidade dos resultados calculados a partir de dados experimentais, uma vez que este componente possui a função de descontaminar o refrigerante do óleo lubrificante, aumentando a assertividade nos cálculos de taxas de calor trocadas ao utilizar as propriedades termofísicas dos fluidos presentes nos softwares especializados. Desta mesma forma, também está disponível um *bypass* do separador de óleo, viabilizando a análise da influência da contaminação do refrigerante por óleo e o consequente impacto no desempenho do sistema.

O sistema possui um filtro secador instalado após a garrafa de líquido e que antecede o dispositivo de expansão, responsável pela retenção de água, ácidos e impurezas provenientes da contaminação do sistema para evitar a degradação do lubrificante do compressor, fluido frigorífico e tubulação. Trata-se de um acessório constituído por um envoltório metálico, no qual em seu interior há elementos filtrantes como malha de níquel ou bronze e sílica gel.

A tubulação que interliga todos os componentes é de cobre com diâmetro externo de 1/4" e 1/32" de espessura de parede. Os tubos são recobertos com isolante térmico composto por um tubo esponjoso de polietileno blindado com espessura de 9 mm.

Existem no mercado vários tipos de medidores de vazão volumétrica, tais como: placa de orifício, equipamento que precisa ser associado a um sistema de medição de pressão (DINIZ *et al.*, 2021b-d); tubo de Pitot, usualmente aplicado em escoamento aberto (DINIZ *et al.*, 2021a); rotâmetro, aplicado geralmente em pressões inferiores a 10 bar (DINIZ *et al.*, 2021e-f); turbina, apropriado para pressões maiores que 10 bar; dentre outros. O medidor de vazão escolhido para mensurar a vazão volumétrica de refrigerante foi o do tipo turbina, por suportar elevadas pressões e oferecer suporte a um sistema de aquisição de dados, viabilizando o desenvolvimento de trabalhos em regime transiente. Ele é instalado após o filtro secador. Para a medição da vazão volumétrica de água em escoamento no condensador coaxial foi selecionado um rotâmetro pelo fato de suportar a pressão da rede de distribuição de água ou permitir a aplicação de uma bomba de água. Além do mais, é um equipamento de baixo custo quando comparado com o medidor do tipo turbina. Ele foi instalado na admissão de água no condensador coaxial. Uma possibilidade para o controle da vazão de água, porém não implementada neste trabalho, pode ser realizada por uma bomba de água associada a um sistema de controle lógico programável, conforme a pesquisa de Luz *et al.* (2021c), no qual a vazão é controlada de acordo com a temperatura de saída da água do trocador de calor.

A tubulação por onde escoar o refrigerante possui sete termopares, quatro manômetros e dois transdutores de pressão. Os termopares estão instalados na entrada e saída do compressor, na entrada e saída dos condensadores, na entrada e saída dos evaporadores e na entrada dos

dispositivos de expansão. Salienta-se que devido ao curto trecho de tubulação entre a saída dos dispositivos de expansão e a entrada dos evaporadores, descartou-se a aplicação de um oitavo termopar. Estes termopares foram introduzidos internamente na tubulação para medir a temperatura de escoamento do fluido. Os manômetros estão instalados na entrada e saída do compressor, na saída do acumulador de líquido e na saída dos dispositivos de expansão. Estes manômetros são aplicados apenas durante o processo de carga de refrigerante no sistema. Por fim, os transdutores de pressão estão instalados na entrada e saída do compressor. Salienta-se que estes transdutores de pressão são aplicados exclusivamente para aquisição de dados dos testes experimentais.

O reservatório de armazenamento conta com um termopar imerso em sua região inferior (viabilizando a aplicação do condensador por imersão). É aplicado apenas um termopar, pois o efeito de estratificação térmica da água é desconsiderado por se basear no trabalho de Kusakana e Tangwe (2022) em uma ASHPWH, pois os autores encontraram uma diferença média de 5,7% entre os desempenhos do sistema computando e não computando este efeito. Há dois termopares instalados no condensador coaxial para medição da temperatura de entrada e saída de água por este trocador. Estes foram introduzidos internamente na tubulação. Está instalado um termopar na região central da placa do evaporador (coletor) solar. A carcaça do compressor também conta com um termopar. Além disso, um termopar é destinado a medir a temperatura ambiente. Os termopares que medem a temperatura na carcaça do compressor e da placa do evaporador solar foram instalados de com suas hastes posicionadas paralelamente às superfícies, utilizando-se pasta térmica e isolante esponjoso de polietileno.

O evaporador convencional está instrumentado com um termopar para medição da temperatura do ar em sua saída, viabilizando a sua análise térmica, uma vez que se considera a mistura de ar úmido na temperatura e umidade do ar ambiente como condições de entrada e ar saturado de vapor de água na temperatura de saída (medida por este termopar) como condição de saída (DINIZ *et al.*, 2021i).

A Figura 3.1 e a Tabela 3.1 apresentam, respectivamente, o diagrama da DX-SAHP e a identificação dos termopares, manômetros e transdutores de pressão. O sistema possui diversas válvulas diafragmas (manuais) de fluxo que viabilizam o fechamento e abertura de trechos do sistema, determinando o trajeto no qual o fluido frigorífico percorrerá. Possui válvulas *schrader* em diversos pontos da tubulação ao longo do trajeto do refrigerante, viabilizando manutenção em trechos específicos do circuito e instrumentação de manômetro diferencial para estudo de perdas de cargas entre componentes. Por fim, possui duas válvulas solenoides para controle de abertura e fechamento de capilares. Salienta-se que o fluxograma da Figura 3.1 foi desenvolvido no *software* Canva (CANVA, 2022).

Figura 3.1: Diagrama da DX-SAHP.

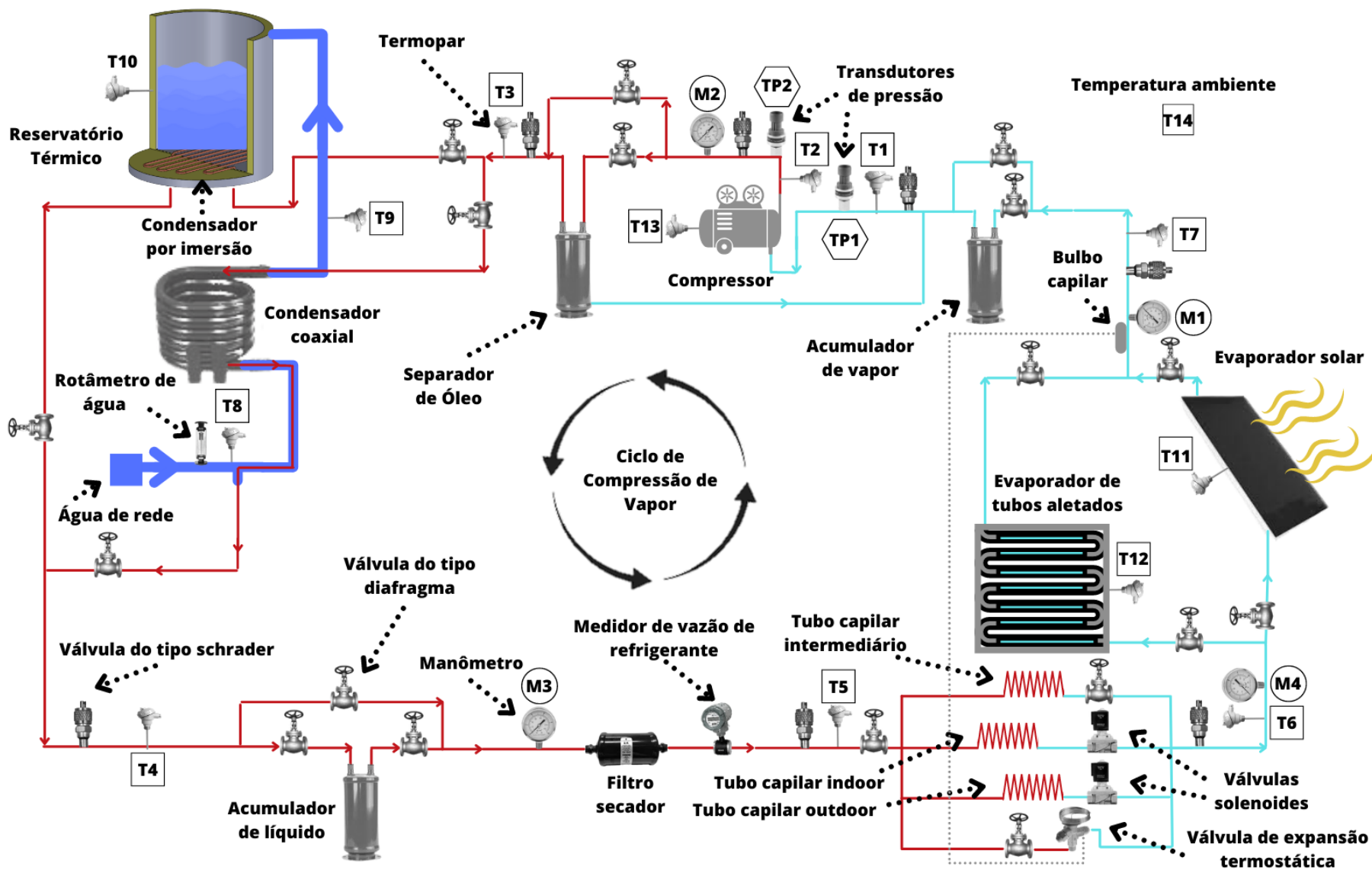
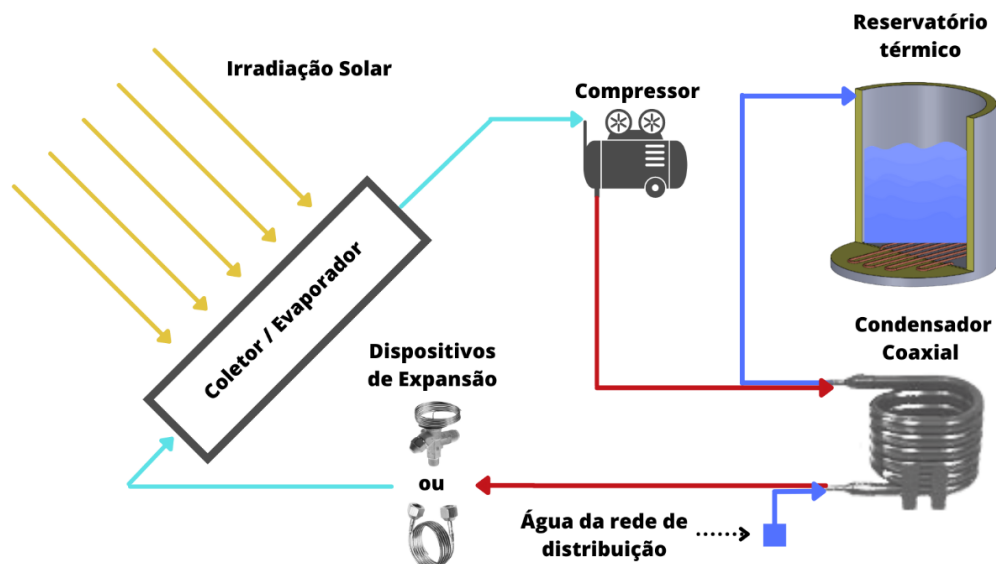


Tabela 3.1: Identificação dos termopares, manômetros e transdutores de pressão.

Termopares	
T ₁ : Entrada do compressor	T ₈ : Entrada da água no condensador coaxial
T ₂ : Saída do compressor	T ₉ : Saída da água no condensador coaxial
T ₃ : Entrada dos condensadores	T ₁₀ : Água no reservatório
T ₄ : Saída dos condensadores	T ₁₁ : Placa do evaporador (coletor) solar
T ₅ : Entrada dos dispositivos de expansão	T ₁₂ : Ar na saída do evaporador convencional
T ₆ : Entrada dos evaporadores	T ₁₃ : Carcaça do compressor
T ₇ : Saída dos evaporadores	T ₁₄ : Ar ambiente
Manômetros	
M ₁ : Entrada do compressor	M ₃ : Saída dos condensadores
M ₂ : Saída do compressor	M ₄ : Entrada dos evaporadores
Transdutores de pressão	
TP ₁ : Entrada do compressor	TP ₂ : Saída do compressor

O protótipo conta com quatro configurações possíveis, tendo em vista a disponibilidade de dois evaporadores e dois condensadores. Para cada uma delas é possível escolher um dispositivo de expansão. A Figura 3.2 apresenta a configuração simplificada da DX-SAHP na qual consiste a validação do modelo matemático, as simulações deste modelo e o estudo experimental. Nesta figura, destaca-se que a tubulação de baixa pressão, a de alta pressão e a da água são identificadas, respectivamente, pelas cores azul claro, vermelho e azul escuro. O APÊNDICE E apresenta as demais configurações nas quais o protótipo pode operar.

Figura 3.2: Diagrama simplificado da DX-SAHP operando com evaporador solar e condensador coaxial.



3.2. Escolha do Software

O software EES (KLEIN e ALRANRADO, 2015) foi escolhido para o projeto dos componentes do sistema, para a criação do modelo matemático, para obtenção das propriedades termofísicas dos fluidos e sólidos aplicados, e para a análise das incertezas de parâmetros envolvidos no estudo experimental.

De forma alternativa, as propriedades de fluidos refrigerantes podem ser obtidas por meio de regressões e adaptações das sub-rotinas computacionais desenvolvidas por Cleland (1986), resultando em baixos desvios para diversos fluidos, conforme o trabalho de Silva *et al.* (2021). Porém, pela praticidade oferecida pelo EES (KLEIN e ALRANRADO, 2015) em fornecer as propriedades dos fluidos e pela confiabilidade dos resultados, reforça a escolha deste software para realização desta pesquisa.

3.3. Seleção do reservatório térmico

O volume do reservatório (200 L) é suficiente para atender a demanda diária de uma família média de três a quatro pessoas no Brasil, conforme os estudos realizados por Ferreira (2002) e Reis (2014). Destaca-se também que uma pessoa gasta, aproximadamente, 55 L de água em um banho diário com duração de 10 min (UNEP, 2019). Portanto, o volume escolhido para o reservatório, disponível comercialmente, se mantém razoável nos dias atuais para atender diariamente a necessidade de banho de 3 a 4 pessoas. Além disso, Duarte *et al.* (2019) e Kong *et al.* (2020a) adotaram reservatório térmico de capacidade de 200 L em seus estudos sobre DX-SAHPWH.

O reservatório térmico cilíndrico da DX-SAHP é responsável pelo armazenamento da água quente gerada pelo sistema. Possui material isolante na parede, ao fundo e na tampa. A Tabela 3.2 apresenta as dimensões do reservatório térmico.

Tabela 3.2: Dados do reservatório térmico.

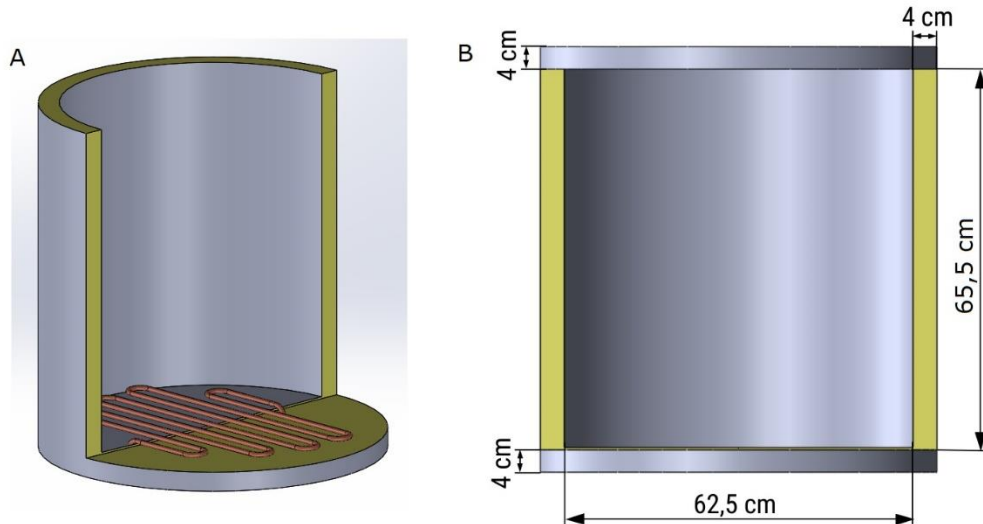
Dimensões	Valores
Diâmetro interno	62,5 cm
Altura interna	65,5 cm
Espessura da parede, tampa e fundo	4 cm
Capacidade	200 L

Além do armazenamento de água quente, o reservatório térmico aloja, ao seu fundo, o condensador por imersão em formato serpentina de modo a contornar o perfil circular do tanque. A Figura 3.3 (A) apresenta uma vista em corte do reservatório com detalhe do

condensador por imersão e a Figura 3.3 (B) apresenta a vista do tanque com detalhes de suas dimensões e, sobretudo, da espessura do seu isolamento. Destaca-se que o reservatório térmico se encontra instrumentado com um medidor de nível no lado externo fundamentado no princípio de vasos comunicantes. Por fim, a parte externa do reservatório também apresenta uma válvula para drenar a água após realização de ensaios.

Figura 3.3: Reservatório térmico.

(A): Vista em corte com detalhes do condensador por imersão e (B) Detalhes dimensionais.



3.4. Condensadores

O condensador é um trocador de calor responsável pelo dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento do fluido frigorífico vindo do compressor. O refrigerante então troca calor com o fluido secundário (água). O condensador deve ser bem dimensionado para que o fluido frigorífico sofra um subresfriamento adequado antes de ser direcionado ao dispositivo de expansão, aproveitando-se assim, o máximo de calor por ele transferido à água.

Há dois tipos de situações na qual a DX-SAPH pode ser submetida. A primeira refere-se quando o sistema opera *indoor*, ou seja, em laboratório, fora da influência do vento e da irradiação solar. Já a segunda situação, refere-se quando o sistema opera *outdoor*, isto é, em ambiente aberto exposto à irradiação solar e à ação do vento. Para fins de dimensionamento dos condensadores, um cenário com condições ambientais médias às condições *indoor* e *outdoor* é adotado, visando que o sistema apresente uma capacidade de aquecimento de 900 W. Considera-se que o rendimento global do compressor seja de 50%. Os valores médios dos parâmetros envolvidas no problema se baseiam no banco de ensaios disponível no trabalho de Diniz (2017), o qual realizou ensaios nas duas condições com uma DX-SAPH (operada a

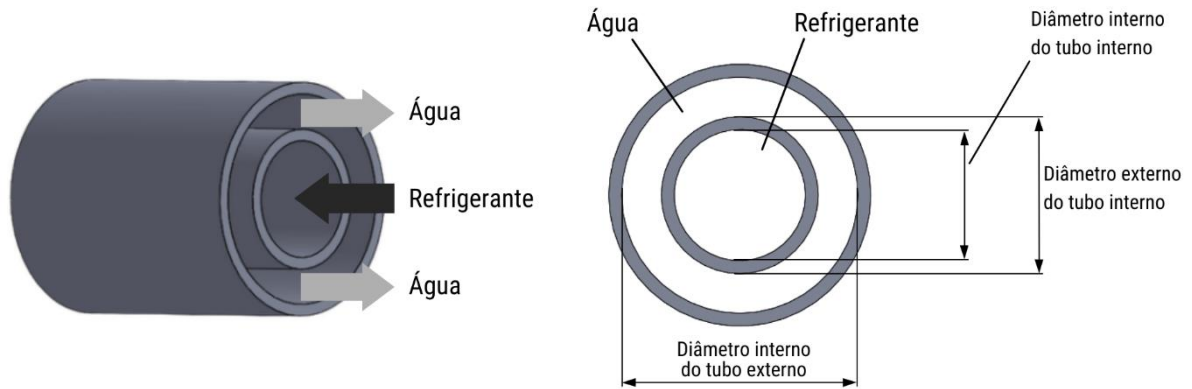
R134a) similar a dimensionada nesta tese. Porém, o sistema apresenta dois tipos de condensadores, necessitando-se de certo critério nas definições dos dados de entrada para o projeto. Logo, o procedimento de médias supracitado é realizado para cada condensador e em seguida o valor considerado para o dimensionamento do sistema contempla o valor médio dos dois condensadores. Isto viabiliza um cenário de simulação mais amplo que prevê o desempenho do sistema operando com qualquer um dos condensadores e em variadas condições ambientais. Destaca-se que este tipo de estudo comparativo foi encontrado na literatura especializada apenas para o trabalho experimental de Ghouali, Byrne e Bazantay (2017) em uma ASHPWH com R290.

O protótipo conta com dois tipos de condensadores instalados em paralelo, sendo que válvulas simples de abertura/fechamento habilita apenas um condensador para operar. Os tipos de condensadores escolhidos são de fácil fabricação. O condensador por imersão é de baixo custo e o mais aplicado nos trabalhos presentes na literatura especializada, conforme destaca Diniz (2017). O condensador coaxial exige maior gasto com tubos, isolantes e conexões, sendo, portanto, um componente de médio valor de fabricação. Este condensador é comumente aplicado a sistemas que operam com CO₂, aplicado como resfriador de gás, como também destaca Diniz (2017). Esta tese contempla a construção do modelo matemático de ambos os trocadores, objetivando o estudo comparativo entre eles, tanto por simulações, quanto por ensaios.

3.4.1. Projeto do condensador coaxial

O condensador coaxial é formado por dois tubos de cobre concêntricos. O escoamento dos fluidos ocorre em modo contracorrente. O refrigerante escoar pelo tubo central cedendo calor ao fluido secundário, neste caso a água, que escoar pelo espaço anular. A água utilizada origina-se da rede de distribuição predial e que, antes de entrar no condensador, tem sua vazão controlada por uma válvula do tipo gaveta. Após a água passar pelo condensador, ela é conduzida para o topo do tanque, sendo descarregada e armazenada. Logo, este condensador é de única passagem. A Figura 3.4 apresenta o modo de escoamento dos fluidos no trocador de calor coaxial supracitado. As tubulações deste trocador serão dispostas em formato de uma hélice durante a fabricação para otimização de espaço do sistema.

Figura 3.4: Trocador de calor coaxial.



O projeto do condensador coaxial é baseado fundamentalmente nos procedimentos adotados por Diniz (2017), Silva *et al.* (2017b), Diniz *et al.* (2020a), Resende *et al.* (2022) e o projeto do resfriador de gás coaxial é baseado na metodologia assumida por Oliveira (2013) e Diniz *et al.* (2020a). A transferência de calor em um condensador ocorre em três regimes distintos, correspondentes às etapas de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento do refrigerante. Para cada uma destas regiões é necessário calcular o comprimento correspondente na qual ocorre o respectivo processo. Ressalta-se que esta análise é aplicável a refrigerantes aos quais o processo de troca de calor com a fonte quente ocorre em regime subcrítico. Para isso, observa-se a temperatura crítica do refrigerante, ela deve ser superior à temperatura de condensação, pré-estabelecia mais adiante. Caso contrário, o processo ocorre em um ciclo transcrito, sendo constituído apenas por regime monofásico de vapor. Este é o caso do resfriador de gás. Para o dimensionamento dos condensadores (por imersão e coaxial), os parâmetros principais são definidos e apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Parâmetros para dimensionamento dos condensadores.

Parâmetros	Características e valores
Material dos tubos	Cobre
Taxa de carga térmica	900 W
Rendimento global do compressor	$\eta_{glob} = 50\%$
Temperatura inicial do fluido frigorífico	$T_{f2} = 74\text{ °C}$
Temperatura de condensação	$T_{fcd} = 52\text{ °C}$
Temperatura inicial da água	$T_{a_{inicial}} = T_{a_{ent}} = 25\text{ °C}$
Temperatura final da água	$T_{a_{final}} = T_{a_{sai}} = 45\text{ °C}$
Subresfriamento	$T_{sr} = 7\text{ °C}$
Diâmetro interno do tubo interno d_{int_f}	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo interno d_{ext_f} (3/8")	9,53 mm
Diâmetro interno do tubo externo D_{int_a}	14,3 mm
Diâmetro externo do tubo externo D_{ext_a} (5/8")	15,9 mm
Volume de água a ser aquecido	200 L

Para o caso do resfriador de gás a CO₂, Oliveira (2013) destaca o trabalho de Cavallini e Zilio (2007), os quais recomendam que a diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do resfriador deve corresponder a um valor em torno de 20 °C e, na saída, 5°C. Logo, adotam-se $T_{f_2} = 65$ °C e $T_{f_3} = 30$ °C. Além destes dados, é necessário definir a pressão de alta, na qual ocorre o processo de resfriamento, considera-se $P_{alta} = 76$ bar. O mesmo procedimento é adotado para o R170, entretanto, considera-se $P_{alta} = 50$ bar, sendo esta escolha arbitrária por falta de dados na literatura, mas compatível com a operação do programa de dimensionamento. Ademais, Rocha (2020) apresenta metodologias de diferentes autores para determinar a pressão ótima, quando aplicado o CO₂, visando alcançar o melhor COP. Para temperatura final da água mais baixa, como o caso deste trabalho, a faixa de pressão ótima situa-se entre 73-75 bar. Já para se obter maior temperatura de água, a faixa ótima situa-se entre 85-88 bar. Ressalta-se que devido ao fato da temperatura do ponto 3 adotada ser próxima da temperatura crítica dos dois fluidos supracitados, o trocador de calor de alta se comportará praticamente como um resfriador de gás, ocorrendo o subresfriamento (sem patamar de condensação) apenas no final do seu comprimento quando os fluidos atingem temperaturas inferiores às suas temperaturas críticas. Esta observação também é discutida no trabalho de Braga (2019).

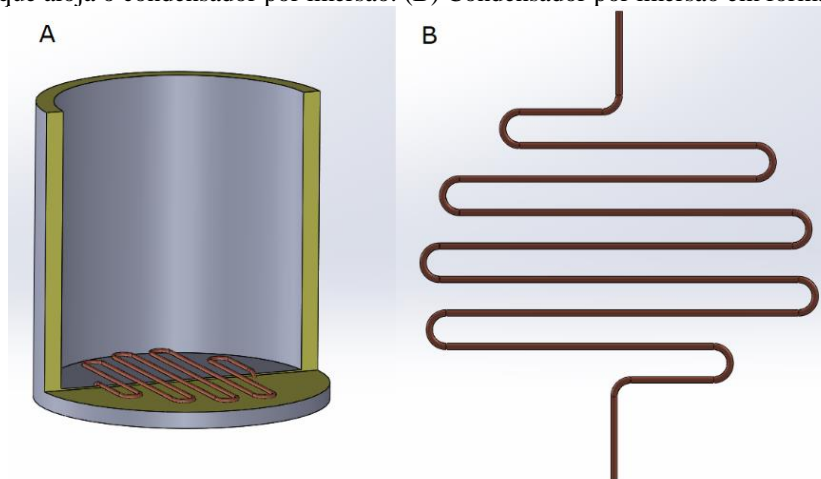
O principal critério para a escolha do diâmetro do tubo em que escoar o refrigerante foi baseado na premissa de se projetar tanto o condensador coaxial quanto o condensador por imersão com o mesmo diâmetro. Com isso, é possível realizar uma avaliação comparativa de desempenho de forma coerente entre os dois condensadores. Além disso, o diâmetro de 3/8” também é adotado para os evaporadores, tornando todos os trocadores de calor do sistema com diâmetro padronizado e a linha de condução como 1/4”. No caso do condensador coaxial, o diâmetro externo de 5/8” foi escolhido, pois é o diâmetro comercial imediatamente superior ao 3/8” que permite a montagem do equipamento, pois o diâmetro de 1/2” inviabilizaria a montagem, pelo curto espaço anular. Ressalta-se que não foi encontrado tubo de material flexível que suportasse água quente para ser utilizado como o tubo externo, visando redução de custos. Logo, foi adotado o tubo externo de cobre para garantir a integridade do condensador quando operado em uma situação com aquecimento excessivo da água.

O APÊNDICE F apresenta a modelagem matemática do condensador coaxial e do resfriador de gás.

3.4.2. Projeto do condensador por imersão

O condensador por imersão, também conhecido como condensador do tipo inundado, é um trocador de calor de serpentina horizontal, que tem por finalidade transferir o calor à água armazenada e assim elevar a sua temperatura até o ponto de utilização. Quando a DX-SAHP opera com esse condensador, o tanque deve estar com a quantidade de água que se deseja aquecer, além de devidamente fechado. A Figura 3.5 apresenta os detalhes deste tipo de condensador. Conforme revisado por Buker e Riffat (2016), este tipo de condensador é o mais comumente aplicado. Ele também é encontrado em formato de bobina quando possui comprimento elevado, apresentando-se de forma compacta no sistema.

Figura 3.5: Esquema do condensador por imersão.
(A) Tanque que aloja o condensador por imersão. (B) Condensador por imersão em formato serpentina.



Os projetos do condensador por imersão e do resfriador de gás por imersão são baseados fundamentalmente nos procedimentos adotados por Maia (2007), Reis (2012) e Diniz *et al.* (2020b). São adotadas também considerações de Oliveira (2013) para o dimensionamento do resfriador de gás por imersão. O procedimento de dimensionamento é basicamente similar ao realizado para o condensador coaxial/resfriador de gás coaxial, sendo que apenas as diferenças são destacadas e detalhadas adiante.

O APÊNDICE G apresenta a modelagem matemática do condensador por imersão e do resfriador de gás por imersão.

3.5. Evaporadores

O evaporador é o trocador de calor responsável pela troca de energia térmica entre a fonte fria e o refrigerante. O fluido frigorífico escoar por ele, absorvendo calor da fonte fria,

partindo do estado líquido-vapor para o estado vapor superaquecido. O refrigerante é, então, direcionado ao compressor. Por este fato, é imprescindível que ele esteja no estado superaquecido para não danificá-lo. O grau de superaquecimento deve ser bem controlado pelo dispositivo de expansão e pela aplicação de uma quantidade correta de refrigerante no sistema, caso contrário, o compressor realizará um trabalho demasiadamente elevado, impactando negativamente no desempenho do sistema (OLIVEIRA *et al.* 2020b). Quando isto ocorre, a temperatura do refrigerante na descarga do compressor pode ser elevada, chegando próxima de 120 °C. Com isso, há uma queda da viscosidade do lubrificante do compressor (além do início de sua degradação química), resultando na perda de lubrificação deste equipamento e comprometimento de sua vida útil. O grau de superaquecimento, assim como o grau de subresfriamento, também podem ser modificados e melhorados por meio da implantação de um trocador de calor intermediário, atuando como um regenerador de energia no sistema (DINIZ *et al.*, 2021g).

O protótipo possui dois tipos de evaporadores instalados em paralelo, sendo que válvulas simples de abertura/fechamento habilita apenas um evaporador para operar. O evaporador convencional de tubos aletados com ventilação forçada é de baixo custo, fácil aquisição no mercado e tradicionalmente aplicado nos trabalhos presentes na literatura especializada para fluidos sintéticos convencionais, conforme destaca Diniz (2017). O evaporador solar exige fabricação própria, não sendo encontrado no mercado nacional, ao contrário do outro tipo. Em relação ao evaporador convencional, é possível afirmar que o evaporador solar exige maior gasto com tubulação para a mesma capacidade de refrigeração. A presença dos dois tipos de evaporadores viabiliza o estudo comparativo entre eles. Embora a exploração deste tema seja recorrente na literatura para fluidos sintéticos, como o trabalho de Deng e Yu (2016), o tema ainda deixa lacunas quando se trata de fluidos ecológicos em ciclo subcrítico na condensação.

3.5.1. Seleção do evaporador convencional

O protótipo conta com um evaporador convencional do tipo tubos aletados acoplado a um eletro ventilador, responsável pela ventilação forçada do ar ambiente. A aplicação desse tipo de evaporador foi idealizada pensando em dias nublados e chuvosos, ou período noturno, onde a irradiação solar é insuficiente para o bom desempenho do sistema. Logo, atua como um equipamento de suporte a esses dias críticos, contribuindo para o bom desempenho térmico anual do sistema, porém inferior ao evaporador solar, conforme resultados do trabalho de Deng e Yu (2016) em uma DX-SAHP que operou também como ASHP com R134a. O modelo

matemático do tipo distribuído e em regime transiente deste tipo de trocador de calor aplicado à uma BDC de aquecimento de água operando com fluido sintético (R134a) está presente na literatura (Maia, 2007), assim como o projeto deste mesmo tipo de trocador de calor aplicado a uma máquina de refrigeração operada com R744 (Silva *et al.*, 2017a).

Após a definição do refrigerante, realiza-se a seleção deste tipo de trocador de calor compatível com a capacidade de refrigeração do sistema e pressão de operação.

3.5.2. Projeto do evaporador solar

O evaporador solar é do tipo placa plana conformado ao entorno de um tubo em formato serpentina. O evaporador solar recebe calor pelos seguintes meios: por convecção (natural, imposta pelo ar ambiente, ou mista, imposta pelo ar ambiente e pela ação dos ventos), calor latente de condensação do vapor de água presente no ar, irradiação ambiente, e irradiação solar. Consegue-se assim, um aumento considerável do coeficiente de troca de calor do fluido refrigerante.

Quando o sistema opera *indoor*, consideram-se a convecção natural do ar, a irradiação ambiente e o calor latente do ar. E quando o sistema opera *outdoor*, consideram-se a convecção mista, a irradiação ambiente e a irradiação solar. A energia térmica trocada por calor latente no caso *outdoor* é um caso de complexa mensuração. Tendo como base o trabalho de Diniz (2017), em condições ambientais com moderada ou forte insolação, não há formação de condensado, pois o evaporador solar se encontra em uma temperatura superior a temperatura do ponto de orvalho. Porém, em condições de baixa insolação, eventualmente o evaporador se encontra em uma temperatura inferior a este ponto, dando origem ao condensado. Este por sua vez, naturalmente sofre evaporação pela ação da convecção. Desta forma, em uma análise global desta situação, o calor sensível e o calor latente são concorrentes entre si, podendo ser desprezados. Além disso, quando a temperatura do evaporador é superior à temperatura do ambiente, o evaporador perde calor para o ar, por convecção e para a vizinhança, por radiação ambiente. Sendo assim, uma análise criteriosa deve ser feita para se obter o correto balanço energético no evaporador quando o sistema opera *outdoor*.

Para fins de projeto deste componente, um cenário com condições ambientais médias às condições *indoor* e *outdoor* é adotado, assim como feito para o projeto dos condensadores. Os valores médios dos parâmetros envolvidos no problema se baseiam no banco de ensaios de Diniz (2017). A exceção fica por conta da temperatura do céu, que se baseia no trabalho de Duarte (2018). Aspectos dimensionais do evaporador da DX-SAHP analisada no trabalho de Diniz (2017) são tidos como referência para o dimensionamento do evaporador desta tese. Os

procedimentos para o dimensionamento são baseados nos trabalhos de Faria (2013), Diniz (2017) e Diniz *et al.* (2020b). Como o processo de ebulição é subcrítico para todos os refrigerantes, uma única metodologia de projeto é adotada.

O evaporador solar exerce a função de coletor, sendo modelado como uma aleta comprida e isolada nas extremidades (laterais adiabáticas). O tubo possui a função de base da aleta, sendo que em seu interior escoo o refrigerante a baixa temperatura. As abas da aleta, fixadas simetricamente ao tubo, atuam como superfícies estendidas que conduzem o calor captado do ambiente para o tubo, que por sua vez, é absorvido pelo refrigerante. Entretanto, como as abas da aleta são normalmente curtas, o comprimento resultante do componente é relativamente elevado. Com isso, a aleta é disposta em seguimentos paralelos entre si para torná-la compacta. O resultado final é uma placa conformada em um tubo em formato serpentina. A Figura 3.6 apresenta um esquema dimensional do evaporador solar como uma aleta longa segmentada, hipoteticamente, em dez trechos. A Figura 3.7 apresenta a seção transversal da placa. Ressalta-se que Cerit e Erbay (2013) obtiveram melhor desempenho térmico com o coletor em um formato similar ao adotado nesta tese em um estudo experimental comparativo de três DX-SAHPWH com R134a as quais continham coletores com diferentes geometrias.

Estão sobre a placa apenas os trechos retos do tubo, ou seja, os trechos curvos estão fora de contato com a placa. Isto permite o escoamento do vapor de água condensado para fora da placa, evitando o seu acúmulo nas regiões das curvas. Despreza-se os comprimentos das curvas e o calor trocado pelas mesmas.

O evaporador solar projetado nesta tese pode ser analisado, do ponto de vista construtivo, como sendo composto por uma placa de alumínio e um tubo de cobre disposto em forma de serpentina. O conjunto é aproximado à de um corpo cinza, cuja a absorvidade e emissividade valem 0,95, após receber uma camada de tinta preto fosco. Esta consideração é baseada no trabalho de Diniz (2017). A emissividade da placa, apresentada adiante, foi determinada por um teste em campo com a utilização de uma câmera termográfica (Flir, modelo SC660). Além disso, este trocador de calor possuirá um amplo grau de liberdade de inclinação, viabilizando testes nos quais a influência do ângulo seja alvo de estudo. Segundo Duffie e Beckman (2013), a inclinação de um coletor solar que favorece a coleta da irradiação em todas as estações do ano em países do hemisfério sul (caso do Brasil) é adotada como sendo a latitude da localidade acrescida de 10°. Para a cidade de Belo Horizonte, onde ocorrem os testes experimentais, a latitude aproximada é de 20°. Logo, a inclinação de 30° é uma referência de posicionamento caso seja desejável fixar uma inclinação e realizar testes por todos os meses do ano. A Tabela 3.4 apresenta os parâmetros definidos para o projeto.

Figura 3.6: Aleta segmentada em dez trechos.

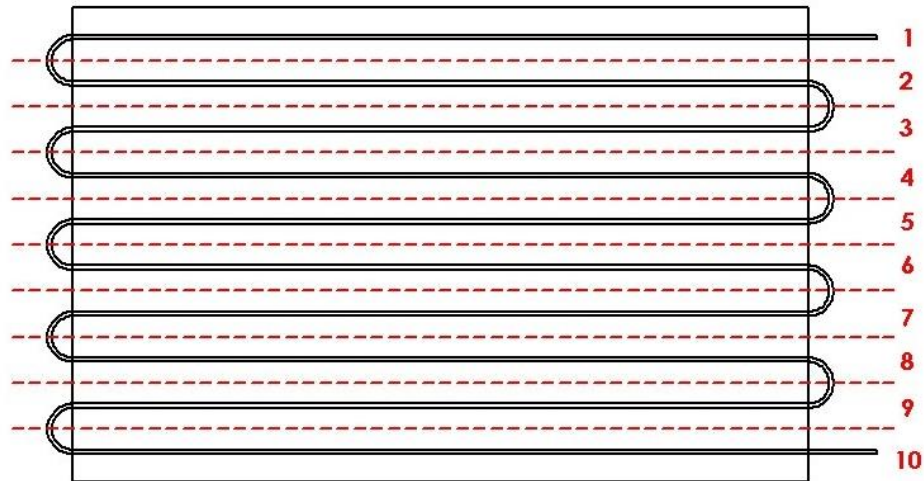


Figura 3.7: Seção transversal da aleta.

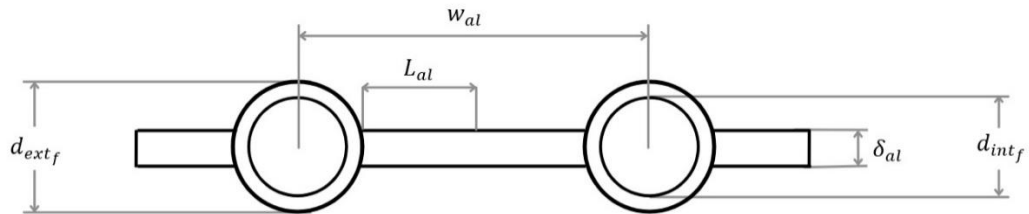


Tabela 3.4: Parâmetros para o dimensionamento do evaporador solar.

Parâmetros e características	Materiais e valores
Material do tubo	Cobre
Material da placa	Alumínio
Diâmetro interno do tubo	$d_{int_f} = 7,94 \text{ mm}$
Diâmetro externo do tubo (3/8")	$d_{ext_f} = 9,53 \text{ mm}$
Espessura da aleta	$\delta_{al} = 1 \text{ mm}$
Distância centro a centro entre os tubos	$w_{al} = 103 \text{ mm}$
Comprimento característico da aleta	$L_{al} = 46,74 \text{ mm}$
Comprimento característico da placa	$L_{pl} = 1,60 \text{ m}$
Inclinação do evaporador com a vertical	$\theta = 60^\circ$
Emissividade da placa	$\varepsilon = 0,95$
Absortividade da placa	$\lambda = 0,95$
Irradiância solar	$I_{solar} = 500 \text{ W/m}^2$
Temperatura ambiente	$T_{amb} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura da vizinhança	$T_{viz} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura do ar	$T_{ar} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura do céu	$T_{céu} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$
Pressão atmosférica	$P_{atm} = 101,3 \text{ kPa}$
Umidade relativa do ar	$\phi = 50\%$
Velocidade média do ar	$V_{ar} = 0,52 \text{ m/s}$
Temperatura evaporação (ebulição)	$T_{feb} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
Superaquecimento	$T_{sa} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$

O APÊNDICE H apresenta a modelagem matemática do evaporador solar.

3.6. Dispositivos de expansão

A DX-SAHP necessita de um dispositivo de expansão para provocar uma queda brusca na pressão em que o refrigerante se encontra na saída do condensador para, então, direcioná-lo ao evaporador. Além desta função, o dispositivo de expansão participa no controle da vazão mássica do sistema, importante para garantir o adequado grau superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. Além disso, sistemas que operam com carga térmica variável, como bombas de calor, precisam de um controle constante para assegurar o correto nível de vazão mássica no sistema, principalmente quando se utiliza um evaporador solar em um ambiente aberto com condições climáticas variáveis ao longo da operação do sistema.

Herzog (2010) e Vieira (2019) realizaram uma análise da viabilidade da implementação de diferentes dispositivos de expansão em DX-SAHPs, sendo eles: tubo capilar, válvula agulha, válvula de expansão termostática e válvula de expansão eletrônica. Com relação a este último tipo, Faria (2004) ressalta que é indicado para sistemas com compressor de rotação variável, compressor este com menor gama de disponibilidade no mercado.

A opção de mais baixo custo é o tubo capilar, compatível com qualquer fluido, porém a sua eficiência é a menor de todos os outros dispositivos. A válvula agulha pode exercer o papel de um conjunto de diferentes tubos capilares, além de ser compatível com diferentes fluidos, desde de que respeitadas parâmetros operacionais e de compatibilidade química. Porém, possui operação manual e de difícil ajuste quando há mudanças nas condições de operação e se deseja continuar com desempenho ótimo do sistema (LUZ *et al.*, 2021d). Além disso, possui um preço elevado, pela precisão exigida em sua fabricação, além de que, por muitas das vezes, exigir importação de outro país. A válvula de expansão termostática proporciona bom desempenho ao sistema a um custo razoável (VIEIRA *et al.* 2018a; VIEIRA *et al.* 2018b; LUZ *et al.*, 2021b). Entretanto, este dispositivo é projetado e calibrado para operar com um determinado refrigerante (contido no interior do seu capilar), inviabilizando, muita das vezes, a sua aplicação em outro refrigerante, mesmo respeitando os limites de pressão e compatibilidade química de materiais. Por fim, a válvula de expansão eletrônica é a melhor opção de todas no que diz respeito à eficiência e é compatível com diversos fluidos (respeitando-se os limites operacionais e a compatibilidade química). Porém, no mercado brasileiro o valor deste equipamento supera, em geral, todos os custos estimados envolvidos no processo de fabricação e operação do protótipo, inviabilizando a adoção deste tipo de componente, conforme relatado por Diniz

(2017). Além do mais, é válido ressaltar que a DX-SAHP projetada nesta tese segue a premissa de ser de baixo custo e de aplicação residencial.

Do exposto, o tubo capilar é selecionado como um dos tipos de dispositivos de expansão do protótipo projetado nesta tese, seguindo a premissa de ser de baixo custo e de aplicação residencial. Este fato é discutido no trabalho de Rabelo *et al.* (2019a). O capilar deve passar por um processo de dimensionamento para definição de seu diâmetro e comprimento. Além disso, adquire-se uma válvula de expansão termostática disponível no mercado nacional e que atende adequadamente a demanda por vazão mássica e carga térmica requeridas pelo protótipo em questão. Na aplicação de ambos os dispositivos, considera-se que o processo de estrangulamento do refrigerante é isentálpico.

3.6.1. Seleção da válvula de expansão termostática

A válvula de expansão é responsável pela injeção de refrigerante no evaporador e separa os segmentos de alta e baixa pressão do ciclo, fazendo com que o fluido se expanda à medida que passa. Além disto, ela mantém um ponto de ajuste baseado em temperatura para proteger o compressor de inundação de líquido, controlando o refrigerante a ser superaquecido na entrada do compressor (BEHFAR e YUILL, 2018). A injeção é controlada em função do superaquecimento do refrigerante à saída do evaporador por meio de um bulbo de equalização externa de pressão conectado na tubulação (saída do evaporador) à válvula termostática. A VET possui um grau de superaquecimento estático calibrado e permite o seu aumento por meio do giro de um parafuso de regulagem.

Após a definição do refrigerante, uma pesquisa entre fabricantes é realizada em busca da disponibilidade de uma válvula termostática que seja compatível com a capacidade de refrigeração do sistema, além da temperatura de condensação e de evaporação típicas de operação da bomba de calor.

3.6.2. Projeto dos tubos capilares

O tubo capilar é recomendado para o sistema atuar com o mínimo de variação de carga térmica nos trocadores de calor (intrinsecamente relacionados com a pressão de admissão e descarga do compressor), especialmente para o caso da aplicação do evaporador solar. Além disso, inconvenientes podem acontecer na operação do sistema, como elevado grau de superaquecimento e restrição de vazão mássica de refrigerante. Dentre as consequências de o capilar operar distante de sua condição de projeto, destaca-se o comprometimento do

desempenho térmico do sistema, como estudado por Costa (2014). Um fato que também pode ser observado e que intensifica a perda de eficiência do sistema, é a formação de uma camada de gelo sobre a superfície do evaporador, dificultando a sua troca térmica com a fonte fria. Pode-se destacar algumas vantagens da aplicação do tubo capilar além de seu baixo custo. Possuir manutenção nula e proporcionar menor torque de partida do compressor, devido à equalização das pressões de baixa e alta (MELO *et al.*, 1999).

Liu *et al.* (2018) mostraram em seus experimentos em sistema de refrigeração que o tubo capilar é mais sensível à carga de refrigerante do que a válvula de expansão termostática e a válvula de expansão eletrônica. Quando ocorreu 30 g de vazamento de fluido R290, o COP do sistema apresentou queda de 7,1%. Utilizando a VET ou a VEE, o desempenho do sistema foi menos dependente da massa sob condições de alta demanda.

De acordo com Rasti e Jeong (2018), o tubo capilar pode ser classificado, segundo sua geometria, como reto, espiral ou helicoidal. Pode ser classificado também, segundo a taxa de transferência de calor trocada com a vizinhança, como adiabático ou não adiabático. Em aplicações típicas de refrigeração, o formato helicoidal é preferido por apresentar uma forma mais compacta. A geometria exerce influência na queda de pressão ao longo do tubo devido às diferenças no valor do atrito, o qual é maior para a geometria espiral e menor para a reta, em condições semelhantes. Os autores desenvolveram um modelo baseado no teorema dos Pi de Buckingham, descrito por Fox *et al.* (2018), recurso comumente aplicado em modelagem de tubos capilares (YANG e WANG, 2008). Segundo os autores, o efeito da helicoides pode reduzir de 5 a 12% a vazão mássica quando comparado ao tubo capilar reto operando em condições similares. Chingulpitak e Wongwises (2010) desenvolveram um modelo matemático para analisar as características da vazão mássica de refrigerante no interior de tubos capilares adiabáticos helicoidais e retos. Foi constatado que as vazões mássicas de refrigerante nos capilares helicoidais são menores quando comparada com os capilares retos, principalmente aqueles com diâmetros de espiral pequenos. Os autores constataram também que a vazão mássica varia de 5 a 9% quando o diâmetro da espiral varia de 40 a 120 mm.

Realizam-se os dimensionamentos de um tubo capilar para ser utilizado quando o sistema operar *indoor* e de um tubo capilar para ser aplicado quando o sistema operar *outdoor*. Válvulas solenoides farão o controle de acionamento dos tubos capilares, de acordo com a temperatura de ebulição, por meio de um termostato. Um terceiro tubo capilar é projetado, prevendo uma condição intermediária de operação do sistema, alinhando-se à metodologia de dimensionamento dos trocadores de calor. A Figura 3.1 apresenta o esquema do arranjo dos capilares. Desta forma, a DX-SAHP poderá operar com um tubo capilar apropriado para cada condição ou fazer uso do sistema de controle de capilares recomendados para cada cenário,

visando reduzir os impactos sobre o desempenho da bomba de calor. Ademais, um estudo realizado por Oliveira *et al.* (2020a) analisou o comportamento térmico de uma DX-SAHP alternando a aplicação de diferentes capilares durante a sua operação, mostrando que esta é uma estratégia que traz bons resultados.

O mercado nacional disponibiliza os seguintes diâmetros internos de capilares a baixo custo: 0,031'', 0,036'', 0,042'', 0,050'' e 0,064''. Para todos os diâmetros, o comprimento disponível é de 3 m, sendo este o limite adotado durante o dimensionamento. Opta-se por selecionar os capilares com o maior diâmetro, visando a redução da dificuldade no momento de soldagem do capilar na tubulação do sistema, e no maior comprimento do capilar, o que contribui para amenizar o efeito no sistema da diferença numérica entre a demanda ideal de projeto e a demanda no caso experimental. Entretanto, quando superado o comprimento de 3 m, o diâmetro deve ser reduzido para se obter a diminuição do comprimento do capilar e viabilizar a fabricação do componente sem emendas.

O APÊNDICE I apresenta a modelagem matemática do tubo capilar.

3.7. Compressor

O compressor é o equipamento responsável por fornecer trabalho a DX-SAHP, elevando a pressão do refrigerante de baixa para alta, conseqüentemente, também há elevação da temperatura do fluido de trabalho.

A partir do consumo energético do compressor é possível determinar o desempenho térmico e ambiental do sistema. Para isto, diversas considerações a respeito do compressor e do sistema em geral devem ser analisadas. Além disso, fatores logísticos e técnicos estão envolvidos na seleção do compressor mais adequado para acionar a bomba de calor.

3.7.1. Considerações gerais de operação da bomba de calor

A perda térmica mais relevante do sistema ocorre no compressor. Nesta pesquisa, o trabalho do compressor leva em consideração todas as perdas sofridas por este componente ao receber energia elétrica e ceder apenas uma parcela ao fluido frigorífico em forma de trabalho de compressão. Ou seja, contempla as perdas elétricas e mecânicas do equipamento, perdas por dissipação de calor para o ambiente, perdas por irreversibilidades e perdas por ineficiência no processo de compressão, conforme Rabelo *et al.* (2018a) e Diniz *et al.* (2021h). O conjunto de todas estas perdas podem ser avaliadas por meio do rendimento global do compressor.

Quando se analisa a passagem do refrigerante pelo evaporador, normalmente ocorre rejeição de parte do calor incidente, pois a sua eficiência do coletor não é sempre de 100%. Já quando se analisa a troca de calor do fluido frigorífico ao passar pelo tubo capilar, ela é desprezível, pois o mesmo está bem isolado do ambiente, além de se tratar de um dispositivo de pequena área de superfície. Por fim, reitera-se que a perda de calor pelo isolamento do condensador coaxial ou pelo reservatório térmico é admitida como nula, salvo quando adotado uma eficiência percentual baseada em algum estudo.

Além da perda térmica do compressor, as demais perdas do sistema podem ser determinadas por meio da instrumentação instalada ao longo do mesmo com a aplicação de termopares (presentes no protótipo) e manômetros diferenciais (pode ser acoplado por meio das válvulas *schrader* também presentes na BDC). Para o caso do protótipo desta tese, pode-se destacar como principais regiões de perdas térmicas secundárias, os acumuladores (de vapor e de líquido), separador de óleo, filtro secador e as linhas de tubulação de baixa e de alta pressão. Embora todos estes componentes e tubulações estejam devidamente isolados, perdas ainda acontecem e devem ser avaliadas.

A relação entre o trabalho de ciclo $\dot{W}_{comp_{ciclo}}$ (dado pelo ciclo termodinâmico) e o trabalho do compressor \dot{W}_{comp} (potência elétrica consumida) determina a eficiência deste equipamento. Com isso, a Equação 3.1 fornece o rendimento global do compressor η_{glob} . Ao se desenvolver a Equação 3.1, pode-se chegar na Equação 3.2. A Equação 3.2 mostra que a razão entre o desempenho real do sistema COP e o desempenho térmico do ciclo termodinâmico COP_{ciclo} também corresponde ao rendimento global do compressor.

$$\eta_{glob} = \frac{\dot{W}_{comp_{ciclo}}}{\dot{W}_{comp}} \quad 3.1$$

$$\eta_{glob} = \frac{COP}{COP_{ciclo}} \quad 3.2$$

Em que COP_{ciclo} está em função da taxa de calor trocada no condensador \dot{Q}_{cond} , sendo dado pela Equação 3.3 e $\dot{W}_{comp_{ciclo}}$ está em função da vazão mássica do refrigerante \dot{m}_f e de suas entalpias específicas na entrada i_{f_1} e na saída i_{f_2} do compressor, sendo dado pela Equação 3.4.

$$\text{COP}_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}_{\text{ciclo}}}} \quad 3.3$$

$$\dot{W}_{\text{comp}_{\text{ciclo}}} = \dot{m}_f (i_{f_2} - i_{f_1}) \quad 3.4$$

3.7.2. Seleção do compressor

O processo de seleção do compressor se baseia no atendimento à várias exigências logísticas e técnicas. Como exigências logísticas, destacam-se a disponibilidade no mercado do equipamento compatível com o refrigerante adotado, o custo financeiro e o tempo de aquisição (compra). Como exigências técnicas, destacam-se a potência nominal de operação, a pressão máxima suportada, a faixa de vazão mássica de trabalho e as temperaturas de baixa e de alta recomendadas. De todos os quesitos técnicos, a potência de acionamento da bomba de calor é o ponto de partida para a seleção do compressor. As demais devem ser verificadas no manual técnico do equipamento selecionado. Para sistemas de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor de pequeno porte, como é classificado a bomba de calor em estudo, em geral, as potências de compressores disponíveis comercialmente para diversos refrigerantes são: 1/5 HP, 1/4 HP, 1/3 HP, 1/2 HP, 3/4 HP e 1 HP.

A potência do compressor adequada para o sistema é baseada em diversos fatores, destacando-se dois principais entre eles. O primeiro é a capacidade de aquecimento média do sistema, adotado como 900 W, conforme considerações de projeto dos condensadores. O segundo é a estimativa do rendimento global do equipamento no sistema projetado, adotado como 50%, conforme considerações de projeto dos condensadores. Por fim, há fatores que dependem de considerações adotadas nos projetos dos trocadores de calor, sendo elas: as temperaturas fundamentais definidas para operação do ciclo termodinâmico e as temperaturas do refrigerante durante evaporação e condensação (quando ciclo subcrítico).

3.8. Determinação da massa de fluido refrigerante

A massa de refrigerante nos trocadores de calor e no equipamento como um todo é um fator impactante para a determinação do TEWI do sistema. Além disso, influencia no custo operacional, uma vez que diversos fatores estão envolvidos, a citar: o preço do refrigerante selecionado e a potência do compressor para atender a vazão mássica requerida. Em caso de seleção de um refrigerante inflamável, se a massa requerida ultrapassar o limite permitido pelas normas regulamentadoras, a aplicação do refrigerante poderá ser inviabilizada, ou em caso de

prosseguimento na aplicação, equipamentos de segurança deverão ser adotados, impactando novamente no custo do sistema.

O cálculo da massa total de fluido nos trocadores de calor é dividido em duas regiões: monofásica e bifásica. No dispositivo de expansão também ocorrem as duas regiões, porém devido à complexidade de se avaliar e o valor ínfimo de massa envolvida, pode ser desprezada. Já nos demais componentes (garrafa de líquido, acumulador de vapor e separador de óleo) e trechos de tubulações do sistema, a região a ser considerada é apenas a monofásica. Esta região também está presente na câmara de compressão do compressor, e mais uma vez, o valor de massa pode ser desprezado.

A região monofásica aparece no condensador nos trechos de dessuperaquecimento e subresfriamento. No caso do resfriador de gás, todo o processo ocorre pelo resfriamento do CO₂ em regime monofásico. Já para o evaporador, a região monofásica aparece apenas no superaquecimento. A Equação 3.5 permite a determinação da massa m_{mon} nas regiões monofásicas do sistema.

$$m_{mon} = \sum_{i=1}^N \rho_{mon_i} V_i \quad 3.5$$

Em que ρ_{mon_i} e V_i são, respectivamente, a massa específica na região monofásica e o volume ocupado pelo refrigerante em cada divisão do tubo. N é o número de divisões da região.

A região bifásica aparece no condensador no trecho de condensação e no evaporador no trecho de ebulição. A Equação 3.6 permite a determinação da massa m_{bif} nas regiões bifásicas do sistema. Após a realização de um teste de malha, considerou-se 200 divisões para todas as regiões bifásicas do sistema. Esta quantidade de divisões também foi adotada para manter uma compatibilidade com o modelo de dimensionamento do evaporador, uma vez que a modelagem do inventário do sistema (cálculo de massa) está associada diretamente a ele.

$$m_{bif} = \sum_{i=1}^N [\alpha_{vazio_i} \rho_{fv} + (1 - \alpha_{vazio_i}) \rho_{fl}] V_i \quad 3.6$$

Em que ρ_{fv} e ρ_{fl} são, respectivamente, a massa específica do refrigerante no estado vapor saturado e líquido saturado. O termo α_{vazio_i} representa a fração de vazio do refrigerante em cada divisão do tubo e que pode ser determinado pela correlação de Rouhani e Axelsson (1970) modificada por Steiner (1993), dada pelas Equação 3.7 e Equação 3.8. Rouhani e

Axelsson (1970) propuseram esta correlação para escoamentos verticais, baseada no modelo do deslizamento, levando em consideração os efeitos da vazão mássica por área, tensão superficial e empuxo. Steiner (1993) ajustou o parâmetro C_o da correlação, possibilitando que ela fosse usada em escoamentos horizontais.

$$\alpha_{vazio} = \frac{x}{\rho_{fv}} \left[C_o \left(\frac{x}{\rho_{fv}} + \frac{1-x}{\rho_{fl}} \right) + \left(\frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_{fl} - \rho_{fv})]^{0,25}}{G_f \rho_{fl}^{0,5}} \right) \right]^{-1} \quad 3.7$$

$$C_o = 1 + 0,12(1-x) \quad 3.8$$

Em que x é o título de vapor do refrigerante, g é a aceleração da gravidade, σ é a tensão superficial do refrigerante e G_f é a vazão mássica por área (apresentada no APÊNDICE F). Esta correlação foi utilizada nos trabalhos de Barbieri (2005), Xu e Fang (2014), Santos *et al.* (2016b), Humia (2017), Garcia *et al.* (2018), Lauer (2018) e Braga (2019), obtendo-se baixos desvios entre os valores calculados e os experimentais.

Do exposto, a massa total do protótipo é obtida somando-se todas as massas de refrigerante nos trocadores de calor, nos componentes auxiliares e nos trechos de tubulações. A exceção fica por conta dos condensadores, pois realiza-se uma média aritmética simples das massas requeridas por eles no intuito de simplificar o procedimento de simulações de desempenho do sistema. Ademais, os dimensionamentos dos trocadores de calor viabilizam a determinação da massa requerida pelo sistema caso ele opere com um determinado refrigerante. De posse da massa, é possível determinar o desempenho ambiental do referido refrigerante.

3.9. Desempenho energético

Na aplicação dos condensadores projetados, é avaliada a hipótese de que a totalidade do calor cedido pelo fluido frigorífico seja absorvido pela água. Sendo assim, as perdas de calor para o ambiente externo ocorridas nos condensadores podem ser desprezadas. Por conseguinte, o desempenho energético da bomba de calor pode ser dada pela Equação 3.9.

$$COP = \frac{\dot{m}_f (i_{f_2} - i_{f_3})}{\dot{W}_{comp}} \quad 3.9$$

Em que i_{f_2} e i_{f_3} são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada e na saída do condensador. Ressalta-se que para o projeto dos condensadores e definição do refrigerante, a hipótese de perda térmica nula é admitida. Entretanto, no modelo matemático de cada tipo de condensador esta hipótese é avaliada com mais atenção.

3.10. Indicador ambiental

O TEWI pode ser calculado usando as Equação 3.10 a Equação 3.14 (ANTUNES e BANDARRA FILHO, 2016; PAULA *et al.*, 2020a; PAULA, 2021). Esta metodologia foi aplicada por Xiao *et al.* (2020) para bomba de calor de aquecimento de água operando com diferentes fluidos refrigerantes.

$$TEWI = TEWI_{Direto} + TEWI_{Indireto} \quad 3.10$$

$$TEWI_{Direto} = m_f L_{taxa} L_{tempo} GWP + m_f (1 - \alpha_{TEWI}) GWP \quad 3.11$$

$$TEWI_{Indireto} = E_{anual} \beta_{TEWI} L_{tempo} \quad 3.12$$

$$E_{anual} = 365 t_{oper} \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{COP} \quad 3.13$$

$$E_{anual} = 365 t_{oper} \frac{\dot{Q}_{condensador}}{COP} \quad 3.14$$

Em que m_f é a massa de fluido frigorífico do sistema, L_{taxa} é a taxa anual de refrigerante emitido (por substituição e vazamento do sistema), L_{tempo} é o tempo de vida do sistema, α_{TEWI} é a taxa de recuperação de vida do refrigerante, E_{anual} é o consumo anual de energia elétrica pelo sistema, β_{TEWI} é o fator de emissão de dióxido de carbono por kWh de energia produzida pela matriz energética do país e t_{oper} é o tempo de operação diário do equipamento. O tempo de operação diário é dependente da quantidade de água quente a ser produzida, pois em cada condição operacional do sistema, fortemente influenciada pelas condições ambientais impostas, levará a um tempo de operação específico. A Equação 3.13 é

aplicável em uma máquina de refrigeração com capacidade de refrigeração $\dot{Q}_{evaporador}$ e a Equação 3.14 é aplicável a uma bomba de calor com capacidade de aquecimento $\dot{Q}_{condensador}$.

Para o Brasil, segundo MCT (2022), o fator de emissão de CO₂ para energia elétrica tem como objetivo estimar a quantidade de CO₂ associada a uma geração de energia elétrica. Ele contempla a média das emissões da geração, levando em consideração todas as usinas que estão gerando energia.

Para a determinação do TEWI da bomba de calor operando no Brasil, adotam-se os valores apresentados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5: Valores e referências para os parâmetros de TEWI.

Parâmetros	Considerações	Referências
$L_{taxa} = 12,5\%$	Sistema centralizado, operação normal, perdas catastróficas durante serviço e manutenção.	AIRAH (2012); Antunes e Bandarra Filho (2016); Paula <i>et al.</i> (2020a).
$L_{tempo} = 15 \text{ anos}$	Equipamento que opera com vida útil econômica.	Makhnatch e Khodabandeh (2014a,b); Paula <i>et al.</i> (2020a).
$\alpha_{TEWI} = 70\%$	Massa de refrigerante inferior a 100 kg.	AIRAH (2012); Antunes e Bandarra Filho (2016); Paula <i>et al.</i> (2020a).
$\beta_{TEWI} = 0,1264 \text{ kgCO}_2 / \text{kWh}$	Valor de referência para o Brasil.	MCT (2022).

Realizam-se simulações computacionais por meio do software EES (KLEIN e ALRANRADO, 2015) para os refrigerantes ecológicos destacados no estado da arte desta tese e refrigerantes com GWP inferior a 150, procedimento análogo à metodologia adotada por Makhnatch e Khodabandeh (2014a,b). Além disto, o limite de GWP de 150 foi estabelecido pelo Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia em 2014 (EUROPEAN COMMISSION, 2014) para diversos sistemas correlatos. Ressalta-se que se analisam apenas refrigerantes com ODP nulo e disponíveis na biblioteca de propriedades termofísicas do software supracitado. Os valores de GWP são consultados na Tabela 2.1. Os seguintes refrigerantes são avaliados: R152a, R744, R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), R170, R290, R600, R1270 e R600a. O R134a, apesar de possuir alto GWP, também é analisado por questão comparativa, uma vez que ele é um dos refrigerantes mais aplicados no Brasil e no mundo (o mais usado em DX-SAHP segundo Shi *et al.* (2019) com 43% seguido do R22 com 35%) e ser alvo frequente de análises de retrofit em bombas de calor para aquecimento de água (JU *et al.*, 2017; NAWAZ *et al.*, 2017b; DUARTE *et al.*, 2019; BAI *et al.*, 2020; XIAO *et al.*, 2020; KONG *et al.*, 2020b; MOTA-BABILONI *et al.*, 2021; YAN *et al.*, 2021; LIU *et al.*, 2022).

3.11. Eficiência exergetica

A análise da eficiência exergetica é realizada seguindo a metodologia adotada por Paula *et al.* (2020a) e Paula (2021). A eficiência exergetica η_{exer} pode ser definida de acordo com a Equação 3.15, conforme Shikalgar (2019) e Roy e Mandal (2019).

$$\eta_{exer} = 1 - \frac{\dot{E}x_{total}}{\dot{W}_{comp}} \quad 3.15$$

Em que $\dot{E}x_{total}$ é a destruição total da taxa de exergia do sistema, por sua vez dada pela Equação 3.16, de acordo com Altinkaynak, Olgun e Şahin (2019). A destruição total da taxa de exergia é a soma da destruição da taxa de exergia do compressor $\dot{E}x_{comp}$, do condensador (ou resfriador de gás) $\dot{E}x_{cond}$, do evaporador $\dot{E}x_{evap}$ e do dispositivo de expansão $\dot{E}x_{de}$, conforme as Equações 3.17 a 3.20. Estas equações são apresentadas nos trabalhos de Ahamed, Saidur e Masjuki (2011), Zhang *et al.* (2014), Fazelpour e Morosuk (2014) e Mendoza-Miranda *et al.* (2016).

$$\dot{E}x_{total} = \dot{E}x_{comp} + \dot{E}x_{cond} + \dot{E}x_{evap} + \dot{E}x_{de} \quad 3.16$$

$$\dot{E}x_{comp} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{comp} \quad 3.17$$

$$\dot{E}x_{cond} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{fcd}} \right) \quad 3.18$$

$$\dot{E}x_{evap} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{feb}} \right) \quad 3.19$$

$$\dot{E}x_{de} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad 3.20$$

Em que $\dot{E}x$ é taxa de exergia do refrigerante e T_0 é a temperatura de referência para o estado morto. Salienta-se que as temperaturas são expressas em K. Os índices 1, 2, 3 e 4 referem-se, respectivamente, a entrada e a saída do compressor e a entrada e a saída do dispositivo de expansão. \dot{Q}_{evap} é a taxa de calor trocada pelo evaporador, e T_{fcd} e T_{feb} são,

respectivamente, as temperaturas de condensação e de ebulição do refrigerante. Para o caso do resfriador de gás, Paula *et al.* (2020a) recomenda o valor de 45 °C para o $T_{f_{cd}}$ visando a otimização do COP.

A taxa de exergia física total do refrigerante que circula no sistema com entalpia específica i e entropia específica s é calculada pela Equação 3.21.

$$\dot{E}x = \dot{m}_f [(i - i_0) - T_0(s - s_0)] \quad 3.21$$

Em que i_0 e s_0 são, respectivamente, os valores de entalpia e entropia específicas do estado morto do refrigerante na pressão P_0 (adotado o valor de 101,3 kPa) e temperatura T_0 (adotado o valor de 298 K).

3.12. Indicador financeiro

A análise de viabilidade financeira é realizada seguindo a metodologia adotada por Duarte (2018) e Duarte *et al.* (2021a). O desempenho econômico é avaliado pelo tempo de retorno P' (ano) da DX-SAHP em relação a um chuveiro elétrico. O tempo de retorno é dado pela Equação 3.22.

$$P' = \frac{I'}{S_{anual}(1 + T')^{(P'-1)}} \quad 3.22$$

Em que I' é a diferença do investimento inicial (R\$) entre a DX-SAHP e o chuveiro elétrico, T' é a taxa de inflação anual (%) e S_{anual} é o valor anual economizado (R\$/ano) (ou salvo), sendo esta dada pela Equação 3.23.

$$S_{anual} = E_{anual} \left(\frac{T'_{ele}}{\eta_{ele}} - \frac{T'_{bdc}}{COP} \right) \quad 3.23$$

Em que T'_{ele} (R\$/kWh) é a tarifa de eletricidade durante o período de utilização do chuveiro elétrico, T'_{bdc} (R\$/kWh) é a tarifa de eletricidade durante o horário de funcionamento da bomba de calor e η_{ele} é a eficiência do chuveiro elétrico.

Ressalta-se que para a comercialização do sistema tratado nesta tese, e consequentemente, avaliado do ponto de vista ambiental e financeiro pelo modelo das análises dos 4E, não necessita de diversos componentes (acumulador de vapor, garrafa de líquido,

separador de óleo, válvulas solenoides e de bloqueio, quadro de comando elétrico, dentre outros) e de nenhum instrumento de medição, pois eles impactam diretamente na quantidade de massa requisitada pelo sistema. Portanto, admite-se que o sistema possua apenas um condensador e um evaporador. Além disso, o sistema possui apenas componentes essenciais para o seu funcionamento (compressor, reservatório térmico, VET ou tubo capilar, e tubulações e isolantes térmicos que interligam os componentes). Considera-se que cada um dos tubos de conectam os componentes entre si possua 4 m de comprimento. Estes tubos permanecem com diâmetro de 1/4” (parede de 1/32”).

A diferença de investimento inicial é composta por três parcelas. A primeira delas é o custo fixo C_{fixo} (R\$) dos componentes essenciais para o funcionamento da BDC. A segunda parcela está associada ao custo variável $C_{variável}$ (R\$) que compreende o custo do coletor solar (tubulação e placa) ou do evaporador de tubos aletados, o custo da tubulação do condensador (e do isolamento para o caso do condensador coaxial) e o custo da carga do refrigerante. Por fim, a terceira parcela é relativa ao custo do serviço de instalação e montagem $C_{serviço}$ (R\$) estimado como percentual sobre os custos de materiais (custo fixo e variável). O custo envolvido no caso do chuveiro elétrico é o custo fixo dele próprio, por se tratar de um sistema simples, sendo que o seu valor já foi subtraído do custo fixo da bomba de calor.

Para a determinação do *payback* da bomba de calor operando no Brasil, adotam-se as considerações apresentados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Valores e referências para o cálculo do *payback*.

Parâmetro	Considerações	Referências
$I' = C_{fixo} + C_{variável} + C_{serviço}$	C_{fixo}	Custos fixo e variável: Mercado brasileiro de produtos de refrigeração. (FRIGELAR, 2021; CAPITAL REFRIGERAÇÃO, 2021). Custo de serviço: Duarte <i>et al.</i> (2021a).
	R\$2200,00 (com capilar)	
	R\$3700,00 (com VET)	
	$C_{variável}$ = Custo do evaporador, do condensador e da massa de refrigerante	
	R\$30,00/m (com coletor solar) (corresponde a R\$290,00/m ²)	
	R\$270,00/m ² (com evaporador convencional)	
	R\$20,00/m (com condensador por imersão)	
	R\$40,00/m (com condensador coaxial)	
	$C_{serviço}$	
	30% sobre $(C_{fixo} + C_{variável})$	
T'_{ele} e T'_{bdc}	0,6486 R\$/kWh	ANEEL, 2022.
T'	11,89%	IBGE, 2022.
η_{ele}	97%	Duarte <i>et al.</i> (2021a).

3.13. Integração dos 4E

Nas seções anteriores são apresentadas as metodologias para a determinação das análises energética, exergética, ambiental e econômica. Os procedimentos matemáticos descritos estão inseridos no modelo matemático do sistema apresentado na próxima seção. As análises dos 4E são exploradas por meio de simulações computacionais no modelo desenvolvido, permitindo avaliar o comportamento técnico-econômico do sistema para diversas situações de condições operacionais e ambientais.

3.14. Modelo matemático do sistema

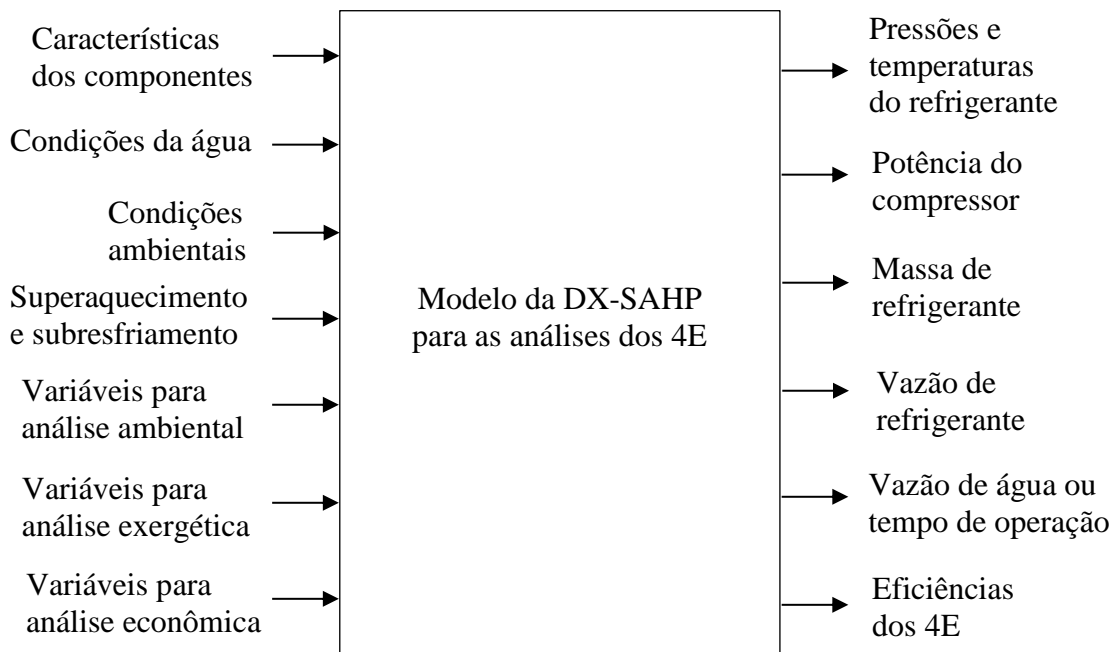
O modelo matemático desenvolvido para descrever o funcionamento do sistema DX-SAHP é do tipo regime permanente e baseado na integração dos modelos matemáticos do evaporador solar, do condensador coaxial (ou resfriador de gás coaxial), do condensador por imersão (ou resfriador de gás por imersão), do compressor e do dispositivo de expansão. O regime permanente foi escolhido por ser mais adequado aos objetivos desta tese, pois o foco é realizar as quatro análises do sistema para diversas situações operacionais, não importando o comportamento transitório do sistema com as mudanças realizadas entre diferentes pontos de operação.

O sistema opera somente com um condensador (ou resfriador de gás), deste modo, apenas um modelo de trocador de calor de alta deve ser selecionado ao manusear o *software*. O desenvolvimento do modelo do evaporador de tubos aletados não foi contemplado nesta tese, pois este componente foi selecionado e adquirido no mercado comercial de refrigeração, além de não ser o alvo principal desta pesquisa. Os modelos matemáticos dos trocadores de calor são do tipo fronteira móvel. Esta escolha se baseou no fato de que trabalhos na literatura retratam que este modelo fornece resultados confiáveis e o com tempo computacional baixo a moderado, otimizando o tempo na realização de simulações de trabalhos extensos (ESBRÍ *et al.*, 2015; YANG e ORDONEZ, 2018). Aplicam-se correlações matemáticas de baixo desvio retiradas de trabalhos similares a este e presentes na literatura para determinar parâmetros relacionados à transferência de calor e fração de vazão nos trocadores de calor. O modelo apresentado para o dispositivo de expansão é simples (isentálpico) e válido para qualquer dispositivo, sendo o tubo capilar ou a válvula de expansão termostática. Por fim, o modelo do compressor, responsável por fornecer a vazão mássica de refrigerante do sistema, é do tipo caixa-cinza, baseado em dados operacionais do sistema aplicados em um conjunto de equações pré-estabelecidas. Esta escolha se baseou no fato de que este modelo foi desenvolvido após a construção do protótipo

e ensaios preliminares do sistema. Desta forma, foi possível obter dados experimentais para alimentar as equações pré-estabelecidas e desenvolver o modelo em questão. Além disso, este tipo de modelo adotado para o compressor é recorrente na literatura por ser pouco complexo, por gastar pouco tempo computacional e por fornece resultados confiáveis (BEHFAR e YUILL, 2018).

A Figura 3.8 apresenta uma visão geral do modelo do sistema.

Figura 3.8: Diagrama de bloco de funcionamento geral do modelo matemático.



As características dos componentes englobam os diâmetros dos tubos e o comprimento total dos condensadores; a distância centro a centro entre os tubos, o diâmetro dos tubos e o comprimento total do evaporador solar; o comprimento característico, a espessura, a emissividade, a absortividade e a inclinação da placa; o volume deslocado e a rotação do compressor; os comprimentos dos tubos que ligam os componentes entre si; e os volumes do acumulador de vapor, da garrafa de líquido e do separador de óleo.

As condições da água englobam a sua temperatura inicial e final. Quando aplicado o condensador por imersão é necessário informar também qual a massa de água está presente no reservatório térmico. As condições ambientais englobam a pressão atmosférica, aceleração da gravidade local, temperatura do ar (ambiente), umidade relativa do ar, velocidade do vento e irradiância solar.

As variáveis relacionadas com a análise ambiental englobam a taxa anual de refrigerante emitido, o tempo de vida do sistema, a taxa de recuperação de refrigerante, o fator de emissão de dióxido de carbono, o tempo de operação diário e o GWP do refrigerante. As variáveis para

a análise exergética englobam a temperatura e pressão do estado morto. Por fim, as variáveis relacionadas com a análise econômica englobam os custos fixos, variáveis e de serviços, as taxas de inflação e de eletricidade, e a eficiência do chuveiro elétrico.

Com relação os parâmetros de saída, quando o sistema operar com o condensador coaxial, o modelo fornecerá a vazão de água e quando o sistema operar com o condensador por imersão, o modelo fornecerá o tempo de aquecimento.

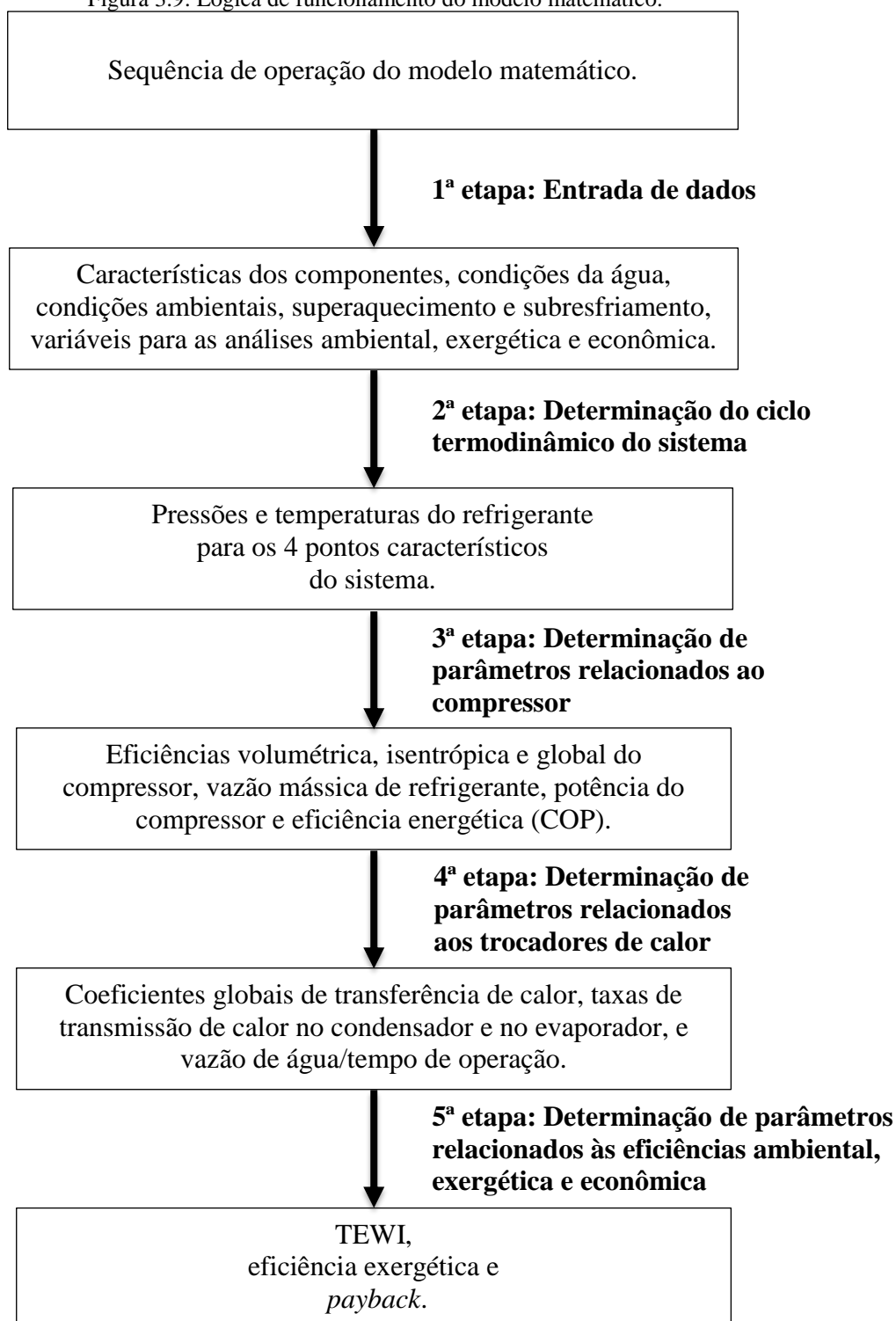
A Figura 3.9 apresenta o fluxograma no qual retrata o conjunto de parâmetros calculados em cada etapa de processamento do modelo no *software*. O EES (KLEIN e ALRANRADO, 2015) identifica e agrupa automaticamente as equações que devem ser resolvidas simultaneamente.

O modelo matemático do sistema é baseado nas seguintes considerações gerais:

- O sistema opera em um estado de regime permanente;
- As variações de energias cinética e potencial do refrigerante são desprezíveis;
- A queda de pressão do refrigerante ao passar pelos trocadores de calor, pelos tubos entre os componentes, pelos acessórios e pelos instrumentos do sistema é insignificante;
- Não foram consideradas as perdas térmicas pelos tubos entre os componentes, pelos acessórios e pelos instrumentos do sistema, pois supõem-se que estão bem isolados;
- O superaquecimento e o subresfriamento permanecem constantes após serem estabelecidos;
- O sistema não apresenta vazamento de refrigerante;
- Não foi considerada a contaminação do refrigerante pelo óleo do compressor.

A consideração de que a perda de carga do refrigerante não é relevante foi adotada por Kong *et al.* (2017) e Duarte *et al.* (2019). Tais trabalhos são relativos à modelagem matemática de DX-SAHP.

Figura 3.9: Lógica de funcionamento do modelo matemático.



3.14.1. Modelo do dispositivo de expansão

Conforme apresentado, o modelo do compressor é utilizado para a determinação da vazão de refrigerante do sistema, isentando uma análise complexa do dispositivo de expansão. Desta forma, o processo de estrangulamento do fluido neste dispositivo, seja ele um tubo capilar

ou a válvula termostática, é considerado aproximadamente isentálpico. Este é um critério importante para a convergência do modelo do sistema DX-SAHP. Kong *et al.* (2017) adotou esta consideração em seu trabalho.

Além disso, as seguintes considerações são admitidas para o correto funcionamento do modelo matemático do sistema:

- O processo de expansão do fluido é adiabático;
- O refrigerante entra no dispositivo de expansão como líquido subresfriado.

3.14.2. Modelo do compressor

O modelo do compressor é do tipo caixa-cinza, portanto, baseado na adequação de dados experimentais a um conjunto de equações pré-estabelecida por Minetto (2011). As seguintes características descrevem o modelo em questão:

- O processo de compressão contempla as perdas reais do compressor (rendimento isentrópico, volumétrico e global baseados em testes experimentais no protótipo);
- A vazão mássica é constante durante a compressão;
- A rotação do compressor é constante.

A curva de rendimento volumétrico é ajustada por meio de um polinômio de 1ª ordem e a curva de rendimento global é ajustada por meio de um polinômio de 2ª ordem, ambas em função da razão de compressão (P_2/P_1), conforme procedimento adotado por Minetto (2011). Realizou-se também um ajuste de 1ª ordem para o rendimento isentrópico de compressão, também em função da razão de compressão, ao invés de se adotar um valor fixo para qualquer razão de compressão. Este último rendimento é necessário para determinar a temperatura na descarga do compressor. Desta forma, visa-se obter um modelo mais realístico para este componente. A Equação 3.24 permite a determinação da vazão mássica do compressor (DUARTE 2014; MOHANRAJ *et al.*, 2018).

$$\dot{m}_f = \rho_{f_1} V_{desl} N_{rot} \eta_{vol} \quad 3.24$$

Em que ρ_{f_1} é a massa específica do refrigerante na entrada do compressor e η_{vol} é a eficiência volumétrica de compressão. Além disso, V_{desl} é o volume deslocado pelo compressor (deslocamento) e N_{rot} é a rotação do compressor (informados na Tabela 4.5).

A potência elétrica consumida pelo compressor é dada pela Equação 3.25.

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_f(i_{f_2} - i_{f_1})}{\eta_{glob}} \quad 3.25$$

A eficiência volumétrica, a eficiência global e a eficiência isentrópica η_{isen} são dadas pelas Equações 3.26 a 3.28, conforme Minetto (2011).

$$\eta_{vol} = B_1 + B_2 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad 3.26$$

$$\eta_{glob} = B_3 + B_4 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) + B_5 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 \quad 3.27$$

$$\eta_{isen} = B_6 + B_7 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad 3.28$$

Em que $B_{1,2,\dots,6,7}$ são os coeficientes dos polinômios das curvas das eficiências do compressor, e P_1 e P_2 são as pressões absolutas na entrada e saída do compressor, respectivamente.

As curvas de rendimentos volumétrico e global também foram adotadas por Duarte *et al.* (2019) e Paula *et al.* (2020a). Porém eles utilizaram um valor fixo para a eficiência isentrópica do compressor para determiná-las. Paula (2021) também adotou esta eficiência como 80% em seu trabalho e concluiu que esta estratégia causou distorções no comportamento do COP e na eficiência exergética durante as simulações. Paula (2021) então aplicou um rendimento real estimado para o compressor e obteve resultados mais próximos do real para a descrição do comportamento dos parâmetros supracitados.

Para esta tese, os dados experimentais necessários para obter as curvas dos rendimentos volumétrico, global e isentrópico foram determinadas explorando ao máximo a capacidade de aplicação da BDC projetada. Isto corresponde que o sistema aquece a água desde a temperatura ambiente (aproximadamente a temperatura da água da rede de abastecimento, isto é, 22 °C) até temperaturas elevadas (próximas de 75 °C), as quais impactam diretamente na temperatura de

descarga do compressor, sendo esta última mantida em um valor seguro para a manutenção da vida útil do compressor (inferior a 120 °C).

3.14.3. Modelo do evaporador

O modelo do evaporador solar admite as seguintes hipóteses:

- O balanço de energia entre o refrigerante e o ambiente é realizado de uma forma global, admitindo valores médios dos parâmetros entre os dois lados (ambiente e refrigerante);
- O escoamento do refrigerante no interior do tubo do evaporador é dividido em duas regiões, ebulição e superaquecimento;
- Adotam-se valores médios para os coeficientes globais de transferência de calor em cada região;
- Na região de ebulição, a fase líquida e vapor estão em equilíbrio termodinâmico;
- A condução de calor axial ao tubo é desprezível;
- O escoamento do refrigerante é unidirecional;
- As propriedades do refrigerante e da parede do tubo são consideradas uniformes na direção transversal dos tubos;
- Os trechos das curvas não são considerados;
- A aleta é considerada como fixada perfeitamente ao tubo, não havendo resistência de contato;
- A resistência térmica da parede do tubo devido à condução é zero;
- A transferência de calor nas bordas do evaporador é insignificante;
- O título do vapor varia linearmente com o comprimento na região de ebulição.

Do ponto de vista do escoamento do refrigerante no interior do tubo do evaporador, o modelo matemático é do tipo fronteira móvel, pois compreende duas regiões distintas, a ebulição e o superaquecimento. Para cada uma destas regiões é necessário determinar o coeficiente convectivo médio. Entretanto, do ponto de vista de balanço de energia entre o refrigerante e o ambiente, o modelo matemático é do tipo global, pois são assumidos valores médios de parâmetros dos dois lados (refrigerante e ambiente) para a realização dos cálculos contemplando todo o coletor como uma única região. Salienta-se que a vazão mássica do refrigerante é calculada pelo modelo com compressor, sendo então aplicada no modelo do evaporador.

A carga térmica total do evaporador \dot{Q}_{evap} , dada pela Equação 3.29, é a soma das cargas térmicas da região de ebulição \dot{Q}_{eb} e da região de superaquecimento \dot{Q}_{sa} . Admitindo-se que a taxa de calor trocada pelo refrigerante com o ambiente em cada uma das regiões supracitadas é proporcional ao comprimento do tubo, pode-se escrever a Equação 3.30 e a Equação 3.31. O comprimento total do evaporador L_{evap} é a soma dos comprimentos da região de ebulição L_{eb} e da região de superaquecimento L_{sa} .

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f(i_{f_1} - i_{f_4}) \quad 3.29$$

$$L_{eb} = L_{evap} \frac{\dot{Q}_{eb}}{\dot{Q}_{evap}} \quad 3.30$$

$$L_{sa} = L_{evap} \frac{\dot{Q}_{sa}}{\dot{Q}_{evap}} \quad 3.31$$

Em que i_{f_4} e i_{f_1} são, as entalpias específicas na entrada e na saída do evaporador. O coeficiente convectivo de transferência de calor do refrigerante na região de ebulição $h_{f_{eb}}$ é dado pela correlação de Gungor e Winterton (1987), conforme a Equação 3.32.

$$h_{f_{eb}} = \left[1 + 3000Bo^{0,86} + 1,12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_{f_l}}{\rho_{f_v}} \right)^{0,41} \right] 0,023Re_{f_l}^{0,8} Pr_{f_l}^{0,4} \frac{k_{f_l}}{d_{int_f}} B_{gw} \quad 3.32$$

Em que Bo é o número de ebulição dado pela Equação 3.33 e B_{gw} é um fator dado pela Equação 3.34. Além disso, Re_{f_l} é o número de Reynolds, Pr_{f_l} é o número de Prandtl e k_{f_l} é a condutividade térmica do refrigerante no estado líquido saturado, os quais são apresentado no APÊNDICE H.

$$Bo = \frac{\dot{Q}_{eb}/(\pi d_{ext_f} L_{eb})}{G_f i_{lv_f}} \quad 3.33$$

$$B_{gw} = \begin{cases} Fr_{fl}^{(0,1-2Fr_{fl})} & \text{se horizontal e } Fr_{fl} < 0,05 \\ 1 & \text{se horizontal com } Fr_{fl} \geq 0,05 \text{ ou vertical} \end{cases} \quad 3.34$$

Em que Fr_{fl} é o número de Froude do refrigerante no estado líquido saturado, dado pela Equação 3.35. Ressalta-se que $\dot{Q}_{eb}/(\pi d_{ext_f} L_{eb})$ na Equação 3.33 corresponde ao fluxo de calor (W/m²) transferido a partir da área externa do tubo ao longo do comprimento de ebulição. Por fim, G_f é a vazão mássica por área apresentada no APÊNDICE F e i_{lv_f} é o calor latente específico de vaporização do refrigerante.

$$Fr_{fl} = \frac{G_f^2}{\rho_{fl}^2 g d_{int_f}} \quad 3.35$$

O coeficiente convectivo médio da região de ebulição $\bar{h}_{f_{eb}}$ é determinado realizando-se a média aritmética dos valores de $h_{f_{eb}}$ calculados para N divisões da região em questão. O coeficiente convectivo médio de transferência de calor do refrigerante na região de superaquecimento $\bar{h}_{f_{sa}}$ é dado pela correlação de Gnielinski (1976). Esta região é considerada como isotérmica. Nesta correlação aparece o fator de atrito f , dado pela correlação de Petukhov (1970). O APÊNDICE F apresenta estas correlações.

O balanço de energia entre a superfície do coletor e o ambiente, no que diz respeito às trocas térmicas por calor sensível com o ar e por irradiação (solar e ambiente) pode ser representado pela Equação 3.36, conforme Duffie e Beckman (2013).

$$\dot{Q}_{evap} = A_{pl} F' \left[S_{irr} - U_{evap} \left(\bar{T}_{f_{evap}} - T_{ar} \right) \right] \quad 3.36$$

Em que F' é o fator de eficiência do coletor, dado pela Equação 3.37, correspondente ao modelo de Hottel–Whillier–Bliss que foi desenvolvido ao longo dos trabalhos de Hottel e Whillier (1955), Bliss Jr. (1959) e Whillier (1977), em que os autores mostraram que as relações generalizadas desenvolvidas para o caso de placa e tubo se aplicam à maioria dos projetos de coletores. Este modelo foi aplicado em outros trabalhos, a citar: Kuang, Sumathy e Wang (2003), Kong *et al.* (2011), Mohamed, Riffat e Omer (2017), Kong *et al.* (2017) e Duarte *et al.* (2019). S_{irr} é a diferença de fluxo de calor (W/m²) entre irradiação solar incidente sobre o coletor e o saldo da irradiação ambiente trocada pelo coletor com a vizinhança, que, segundo Kong *et al.* (2011), é dada pela Equação 3.38. $\bar{T}_{f_{evap}}$ é a temperatura média ponderada do

refrigerante, dada pela Equação 3.39. U_{evap} é o coeficiente global de perda total do coletor que, segundo Kong *et al.* (2011), é dado pela Equação 3.40. A área do coletor A_{pl} é dada pela Equação 3.41.

$$F' = \frac{1}{w_{al}U_{evap}} \left\{ \frac{1}{U_{evap} [d_{ext_f} + F (w_{al} - d_{ext_f})]} + \frac{1}{\pi d_{int_f} \bar{h}_{f_{evap}}} \right\}^{-1} \quad 3.37$$

$$S_{irr} = \lambda_{solar} - \varepsilon \sigma_{SB} (\bar{T}_{f_{evap}}^4 - T_{céu}^4) \quad 3.38$$

$$\bar{T}_{f_{evap}} = \frac{L_{eb}T_4 + L_{sa}(T_4 + T_1)/2}{L_{evap}} \quad 3.39$$

$$U_{evap} = \bar{h}_{ar_{sen}} + 4\varepsilon\sigma_{SB}T_{ar}^3 \quad 3.40$$

$$A_{pl} = L_{evap}w_{al} \quad 3.41$$

Em que F é a eficiência da aleta que, segundo Kong *et al.* (2011), é dada pela Equação 3.42. $\bar{h}_{f_{evap}}$ é o coeficiente convectivo médio ponderado do refrigerante, dado pela Equação 3.43. T é temperatura, $\bar{T}_{f_{evap}}$ e $T_{céu}$, na Equação 3.38 e T_{ar} , na Equação 3.40, são dadas em Kelvin. σ_{SB} é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$). O coeficiente médio de transmissão de calor sensível pelo ar $\bar{h}_{ar_{sen}}$ é fundamentado na convecção mista, a qual depende da convecção natural, dada pela correlação de Churchill e Chu (1975b), e da convecção forçada, dada por correlações apresentadas por Incropera *et al.* (2007). Esta modelagem matemática está disponível no APÊNDICE H. $T_{céu}$ é estimada pela correlação de Berger, Buriot e Garnier (1984), conforme a Equação 3.44.

$$F = \frac{\tanh \left[(w_{al} - d_{ext_f}) / 2\sqrt{U_{evap}/k_{al}\delta_{al}} \right]}{(w_{al} - d_{ext_f}) / 2\sqrt{U_{evap}/k_{al}\delta_{al}}} \quad 3.42$$

$$\bar{h}_{f_{evap}} = \frac{L_{eb}\bar{h}_{f_{eb}} + L_{sa}h_{f_{sa}}}{L_{evap}} \quad 3.43$$

$$T_{c\acute{e}u} = [(0,77 + 0,0038T_o)T_{amb}^4]^{1/4} \quad 3.44$$

Em que a temperatura de orvalho T_o é dada em °C e a temperatura ambiente é dada em Kelvin Equação 3.44. k_{al} é a condutividade térmica do material que constitui a aleta (placa). A temperatura ambiente é assumida como sendo igual a temperatura do ar. Esta correlação foi aplicada no trabalho de Ferreira (2018), Ferreira *et al.* (2019a,b). As variáveis d_{ext_f} , d_{int_f} , λ , ε , w_{al} e L_{pl} são apresentadas na Tabela 3.7.

Tabela 3.7: Parâmetros do evaporador solar para o modelo matemático.

Parâmetros e características	Materiais e valores
Material da placa	Alumínio
Diâmetro interno do tubo	$d_{int_f} = 7,94$ mm
Diâmetro externo do tubo (3/8")	$d_{ext_f} = 9,53$ mm
Espessura da aleta	$\delta_{al} = 1$ mm
Distância centro a centro entre os tubos	$w_{al} = 103$ mm
Comprimento característico da placa	$L_{pl} = 1,60$ m
Emissividade da placa	$\varepsilon = 0,95$
Absortividade da placa	$\lambda = 0,95$

A taxa de calor trocada pelo coletor e o ambiente devido ao calor latente do ar não é contemplada pela Equação 3.36. Isto é adequado para o ambiente *outdoor*, sem geração de condensado. Entretanto, para o ambiente *indoor* ou irradiação solar baixa, esta parcela de energia é relevante, conforme os trabalhos de Scarpa e Tagliafico (2016), Diniz (2017), Diniz *et al.* (2017c), Diniz *et al.* (2018b), Diniz *et al.* (2020c) e Santos *et al.* (2021). Portanto, a taxa de calor latente foi inserida como parcela positiva no lado direito da Equação 3.36, sendo contabilizada quando a temperatura da placa estiver abaixo da temperatura do ponto de orvalho do ar. Para a determinação da taxa de transferência de calor por condensação, adota-se a metodologia proposta por Scarpa e Tagliafico (2016), apresentada no APÊNDICE H.

Segundo Scarpa e Tagliafico (2016), a taxa de calor sensível trocada pelo ar e o coletor \dot{q}_{sen} é dada pela Equação 3.45 e a taxa de calor trocada por irradiação \dot{q}_{irr} entre o coletor e a vizinhança (considerada na mesma temperatura do ar) é dada pela Equação 3.46. As temperaturas da Equação 3.46 são dadas em Kelvin. A taxa de calor recebida por irradiação solar pelo coletor \dot{q}_{solar} é dada pela Equação 3.47.

$$\dot{q}_{sen} = \bar{h}_{ar_{sen}} A_{pl} (T_{ar} - T_{filme_{col}}) \quad 3.45$$

$$\dot{q}_{irr} = \varepsilon \sigma_{SB} A_{pl} (T_{ar}^4 - T_{filme_{col}}^4) \quad 3.46$$

$$\dot{q}_{solar} = \varepsilon I_{solar} A_{pl} \quad 3.47$$

Em que $T_{filme_{col}}$ é temperatura do filme de condensado sobre a superfície do coletor, proposta por Scarpa e Tagliafico (2016). Por fim, a taxa de calor total disponível ao evaporador pelo ambiente $\dot{Q}_{evap_{disp}}$ e a eficiência do coletor solar η_{col} são apresentadas no APÊNDICE H.

3.14.4. Modelo dos condensadores

Os modelos para os dois condensadores (ou resfriadores de gás) presentes na DX-SAHP admitem as seguintes hipóteses:

- O escoamento do refrigerante no interior do tubo dos condensadores é dividido em três regiões (dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento);
- O escoamento do refrigerante no interior do tubo dos resfriadores de gás é dividido em duas regiões (resfriamento e subresfriamento) caso a sua temperatura atinja valores inferiores à temperatura crítica ou em apenas uma região (resfriamento) quando se mantém a temperaturas superiores à crítica;
- Adotam-se valores médios para os coeficientes globais de transferência de calor em cada região;
- As propriedades relativas ao refrigerante e a água são uniformemente distribuídas pela seção transversal do tubo;
- Os escoamentos dos fluidos são considerados unidimensionais;
- Considera-se que os tubos estejam concêntricos entre si com o refrigerante escoando no tubo central e a água escoando na região anular em contracorrente (caso específico do coaxial);
- Considera-se que toda a água do tanque esteja em equilíbrio térmico (caso específico para o tipo por imersão);
- A perda térmica da água após trocar calor com o refrigerante é de 5% para o caso específico do condensador por imersão (devido ao isolamento não perfeito do reservatório térmico);
- Considera-se os tubos retos e horizontais;
- A condução de calor axial ao tubo é desprezível;
- O título do vapor varia linearmente com o comprimento na região de condensação;
- Na região de condensação, a fase líquida e vapor estão em equilíbrio termodinâmico.

A consideração de que a perda de carga do refrigerante não é relevante foi adotada por Duarte *et al.* (2019). Adota-se um coeficiente de eficiência $\xi = 0,95$ para a taxa térmica trocada no condensador por imersão (ou resfriador de gás). Com isso, contabiliza-se a perda térmica do tanque para o caso deste trocador de calor. Esta consideração foi realizada nas pesquisas de Kong *et al.* (2011) e Kong *et al.* (2017).

Do ponto de vista do escoamento do refrigerante no interior do tubo dos condensadores (ou resfriadores de gás), o modelo matemático é do tipo fronteira móvel (com uma, duas ou três zonas), pois compreende regiões distintas, a citar: dessuperaquecimento, condensação, subresfriamento ou resfriamento. Para cada uma destas regiões é necessário determinar o coeficiente convectivo médio do refrigerante. Do ponto de vista de balanço de energia entre o refrigerante e a água, o modelo matemático também é do tipo fronteira móvel, pois para cada zona do refrigerante existe uma zona para a água na qual também é determinado um coeficiente convectivo médio (água). Por fim, a resistência térmica da parede do tubo por onde escoo o refrigerante é levada em consideração e, juntamente com os coeficientes convectivos médios de cada uma das zonas, determina-se um coeficiente global para cada região. Salienta-se que a vazão mássica do refrigerante é calculada pelo modelo com compressor, sendo então aplicada no modelo do condensador (ou resfriador de gás).

Para o modelo dos condensadores (por imersão e coaxial), os parâmetros principais são definidos e apresentados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8: Parâmetros para dimensionamento dos condensadores.

Parâmetros	Características e valores
Material dos tubos	Cobre
Diâmetro interno do tubo interno d_{int_f}	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo interno d_{ext_f} (3/8")	9,53 mm
Diâmetro interno do tubo externo D_{int_a}	14,3 mm
Diâmetro externo do tubo externo D_{ext_a} (5/8")	15,9 mm

No desenvolvimento do modelo matemático do condensador coaxial, considera-se que para cada uma das regiões é necessário calcular o comprimento correspondente na qual ocorre o respectivo processo. A Equação 3.48 permite o cálculo da vazão mássica de água \dot{m}_a , sendo \dot{Q}_{cc} a capacidade de aquecimento do sistema com o condensador coaxial. Para determinar o comprimento da região de dessuperaquecimento L_{des} utiliza-se a Equação 3.49.

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_a \bar{c}_{p_a} (T_{a_{sai}} - T_{a_{ent}}) \quad 3.48$$

$$\dot{Q}_{des} = U_{des}\pi d_{ext_f} L_{des} \Delta T_{ml_{des}} \quad 3.49$$

Em que \bar{c}_{p_a} é o calor específico a pressão constante da água, $T_{a_{ent}}$ e $T_{a_{sai}}$ são, respectivamente, a temperatura da água na entrada e na saída deste condensador e \dot{Q}_{des} é a carga térmica na região. A diferença média logarítmica da região $\Delta T_{ml_{des}}$ é determinado, segundo Incropera *et al.* (2007), aplicando-se o conceito de temperatura média logarítmica de trocador de calor em contracorrente apresentado no APÊNDICE F. O coeficiente global na região de dessuperaquecimento U_{des} é dado pela Equação 3.50.

$$\frac{1}{U_{des}} = \frac{1}{\bar{h}_{a_{des}}} + \frac{d_{ext_f}}{\bar{h}_{f_{des}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln\left(\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}}\right)}{2k_{par}} \quad 3.50$$

Em que k_{par} é a condutividade térmica do tubo na temperatura da parede na região, conforme o APÊNDICE F. O coeficiente convectivo médio de transferência de calor do refrigerante na região de dessuperaquecimento $\bar{h}_{f_{des}}$ é dado pela correlação de Gnielinski (1976) com o auxílio da correlação de Petukhov (1970), conforme o APÊNDICE F. O coeficiente convectivo médio de transferência de calor da água $\bar{h}_{a_{des}}$ para essa região é determinado, segundo Incropera *et al.* (2007), utilizando-se correlações apresentadas por Rohsenow, Hartnett e Cho (1998), conforme o APÊNDICE F.

Para determinar o comprimento da região de condensação L_{cd} , aplica-se novamente a metodologia utilizada para a região de dessuperaquecimento. Porém, o coeficiente convectivo médio de transferência de calor do refrigerante na região de condensação $\bar{h}_{f_{cd}}$ é dado pela correlação de Shah (1979), apresentada no APÊNDICE F. O coeficiente médio externo de transferência de calor da água para essa região $\bar{h}_{a_{cd}}$ é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento.

Para determinar o comprimento da região de subresfriamento L_{sr} , aplica-se mais uma vez a metodologia utilizada para a região de dessuperaquecimento. Os coeficientes convectivos médios do refrigerante $\bar{h}_{f_{sr}}$ e da água $\bar{h}_{a_{sr}}$ para essa região são determinados de forma análoga à região de dessuperaquecimento.

O comprimento total L_{cond} do condensador é a soma dos comprimentos obtidos para as três regiões. Já a potência de troca de calor do condensador, e consequentemente a potência de aquecimento da DX-SAHP utilizando este condensador \dot{Q}_{cc} , é dada pela Equação 3.51.

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_f(i_{f_2} - i_{f_3}) \quad 3.51$$

Para o caso do modelo matemático do resfriador de gás, é necessário determinar a pressão em que o refrigerante se encontra. Na literatura se encontra correlações que apresentam uma pressão $P_{ótima}$ que otimiza o COP para o fluido R744. Duarte *et al.* (2019) testou diversas correlações aplicadas em uma DX-SAHP e concluiu que a melhor foi a correlação apresentada por Aprea e Maiorino (2009), dada pela Equação 3.52. Para os demais fluidos, como o R170, é necessário informar esta pressão.

$$P_{ótima} = (2,788 - 0,0157T_{eb})T_{f_3} + 0,381T_{eb} - 0,003T_{f_3} - 9,166 \quad 3.52$$

Em que T_{f_3} é a temperatura do refrigerante na saída deste trocador de calor. $P_{ótima}$ é dado em bar e as temperaturas T_{f_3} e T_{eb} são dadas em °C.

O modelo do resfriador de gás é mais simples em relação ao modelo do condensador, pois não há a região de condensação. Quando a temperatura de saída do refrigerante T_{f_3} for superior à sua temperatura crítica, o resfriador de gás apresentará apenas uma região, sendo que o refrigerante se encontrará em estado vapor. Caso a temperatura do refrigerante na saída do resfriador de gás seja menor que a temperatura crítica, haverá duas regiões, uma de resfriamento (com o refrigerante em estado vapor) e uma de subresfriamento (com o refrigerante em estado líquido). A divisa destas duas regiões será a temperatura crítica do refrigerante. Portanto, a metodologia mostrada adiante poderá ser aplicada uma ou duas vezes, a depender do número de regiões presentes resfriador de gás.

Para determinar o comprimento do resfriador coaxial L_{rc} utiliza-se a Equação 3.53 que fornece a taxa de calor trocada no resfriador \dot{Q}_{rc} . Aplica-se, segundo Incropera *et al.* (2007), o conceito de temperatura média logarítmica de trocador de calor em contracorrente para determinar ΔT_{ml} . O coeficiente global de transferência de calor U_{rc} é dado pela Equação 3.54.

$$\dot{Q}_{rc} = U_{rc}\pi d_{ext_f}L_{rc}\Delta T_{ml} \quad 3.53$$

$$\frac{1}{U_{rc}} = \frac{1}{\bar{h}_a} + \frac{d_{ext_f}}{\bar{h}_f d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln\left(\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}}\right)}{2k_{par}} \quad 3.54$$

O coeficiente convectivo médio do refrigerante \bar{h}_f é dado pela correlação de Gnielinski (1976) com o auxílio da correlação de Petukhov (1970). O coeficiente convectivo médio de transferência de calor da água \bar{h}_a é determinado, segundo Incropera *et al.* (2007), utilizando-se correlações apresentadas por Rohsenow, Hartnett e Cho (1998).

Por fim, o desempenho energético da bomba de calor quando operada com este condensador (ou resfriador de gás) é dada pela Equação 3.55.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cc}}{W_{comp}} \quad 3.55$$

O APÊNDICE J apresenta o modelo matemático do condensador (resfriador) por imersão.

3.15. Metodologia para análise do evaporador solar por meio de termografia

Segundo Paes (2021), sensores infravermelhos são instrumentos eletrônicos que captam radiação eletromagnética nos comprimentos de onda do espectro infravermelho ($\approx 0,7-1000 \mu\text{m}$) e convertem em valores de temperatura mostrados na interface do dispositivo. Estes dispositivos, tais como termovisores, possuem um modelo matemático radiométrico embutido para a determinação de temperatura. Este modelo apresenta considerações que descrevem o comportamento espectral e as características ópticas das superfícies analisadas. Isto implica que diversos fatores podem influenciar as medições realizadas por esses equipamentos e devem ser devidamente contabilizados para que o registro feito tenha um significado físico real.

A técnica de análise de temperaturas de superfícies por meio de termografia infravermelha, conhecida na literatura como *Infrared (IR) thermography*, tem sido aplicada para avaliar trocadores de calor de sistemas de refrigeração sob diversas óticas, tais como: quantificar a distribuição da vazão mássica de refrigerante em microcanais (LI e HRNJAK, 2015b); avaliar propriedades termodinâmicas e de transporte em microcanais (LI e HRNJAK, 2015a); analisar o coeficiente de transferência de calor em microcanais (CHEN *et al.*, 2020; JAJJA e FRONK, 2021); investigar o comportamento e propriedades do escoamento do fluido em condensadores (SARRAF *et al.*, 2015; SARRAF, LAUNAY e TADRIST, 2016; WU *et al.*, 2018); analisar o comportamento do escoamento do fluido em evaporadores tradicionais (NAVARRO-PERIS *et al.*, 2021a,b; LI e HRNJAK, 2021) e em evaporadores de microcanais (SZCZUKIEWICZ, BORHANI e THOME, 2013b); avaliar o coeficiente de transferência de calor em evaporadores de microcanais (SZCZUKIEWICZ, BORHANI e THOME, 2013a;

KORNILIOU *et al.*, 2018); e por fim, investigar o coeficiente de transferência de calor (LEBLAY *et al.*, 2014; SOLOTYCH *et al.*, 2016).

Trabalhos presentes na literatura foram desenvolvidos aplicando a técnica de termografia em bombas de calor. Wu *et al.* (2018) investigaram experimentalmente, por meio de termografia infravermelha, a viabilidade de um condensador, composto de material compósito, de uma bomba de calor para aquecimento de água. Fizeram um estudo de otimização do tamanho deste trocador de calor, visando aumentar o volume de água quente produzido pela BDC e minimizar a perda de eficiência exergética. Chen *et al.* (2020) analisaram, por meio de termografia infravermelha, a distribuição do refrigerante no interior de um condensador de microcanal e um tradicional de uma bomba de calor para aquecimento de água. Concluíram que o condensador de microcanais apresentou menor quedas de pressão e maiores coeficientes de transferência de calor.

São raros os trabalhos presentes no meio científico que retratam o tema da validação de modelos matemáticos por meio da técnica de termografia infravermelha. Li e Hrnjak (2021) desenvolveram um modelo matemático para prever o comprimento bifásico de refrigerante em um evaporador do tipo placas brasadas, o qual foi validado por análise termográfica.

A técnica de análise termográfica do coletor é selecionada para a validação do modelo proposto nesta tese. Esta escolha teve como base a confiabilidade da medição desta técnica, a capacidade de descrição das temperaturas da superfície da placa e a disponibilidade de uma termocâmera calibrada com baixa incerteza padrão. A câmera termográfica é do tipo científica (Flir, modelo SC660) que opera em uma faixa espectral de 7,5 a 13 μm , possui resolução digital de 640x480 pixels e incerteza padrão de medição de $\pm 2,0$ °C. Ademais, as avaliações termográficas dos condensadores mostraram-se inviáveis pelo fato dos mesmos não exporem suas superfícies externas diretamente à lente do termovisor da câmera. O tubo do condensador submerso fica posicionado atrás de uma camada de água presente no reservatório térmico e o tubo interno do condensador coaxial por onde escoia o refrigerante encontra-se envolvido pelo tubo externo e por uma camada de isolamento.

Para a realização dos termogramas, a BDC é posicionada em ambiente *outdoor* com plena incidência de irradiação solar, ou seja, com o céu claro. Esta escolha deve-se ao fato de se eliminar a possibilidade de formação de condensado de vapor de água sobre a placa, principalmente sobre os tubos (devido às suas baixas temperaturas). Com isto, a emissividade da superfície (superfície metálica completamente recoberta por uma camada de tinta na cor preto fosco) não sofre influência, ou é minimizado ao máximo, do fato supracitado durante todo o período de experimento. A emissividade da superfície neste caso é um parâmetro absolutamente relevante para a correta aplicação do modelo matemático de determinação da

temperatura aplicado pela termocâmara e posterior interpretação dos termogramas por um software especializado (BARROS *et al.*, 2018). A temperatura ambiente, a temperatura refletida (considerada como a mesma do ambiente), a umidade relativa do ar e a distância da placa ao termovisor da termocâmara são identificadas para complementar os dados de entrada de processamento dos termogramas. Cabe ressaltar que é uma prática comum, durante as inspeções termográficas, aproximar a temperatura refletida pela temperatura ambiente, desde que não haja uma fonte de calor significativa no cenário (CEMIG, 2010).

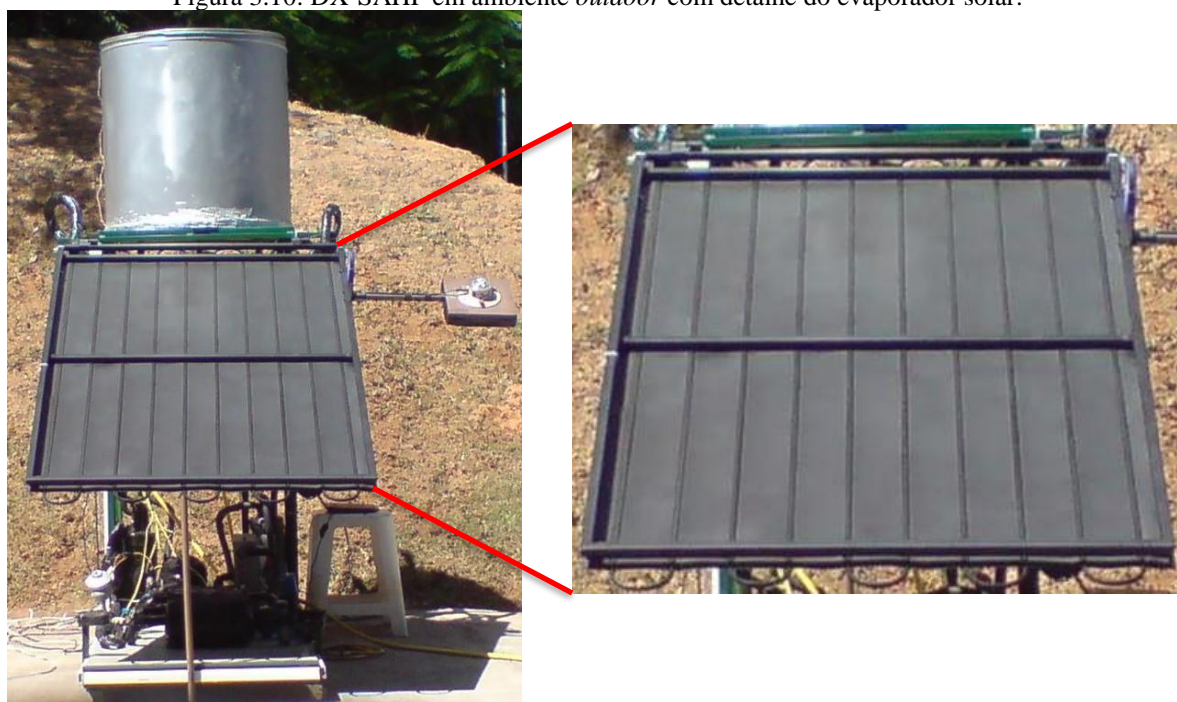
Ferreira (2018) e Ferreira *et al.* (2019a,b) apresentam uma técnica de campo para a determinação da emissividade superficial de painéis solares, a qual é adotada na análise termográfica do coletor solar da BDC desta tese. Nesta técnica, um curto seguimento de fita de emissividade conhecida previamente é colocado sobre a superfície da placa, a qual entra em equilíbrio térmico rapidamente. Em seguida, registra-se um termograma sobre a superfície padrão, ajustando o termovisor para o valor de emissividade da fita, obtendo-se, assim, a temperatura real da placa, a qual serve como referência. Logo, realiza-se uma verificação da superfície do coletor, ajustando a emissividade no termovisor até que a temperatura medida se torne igual à temperatura de referência previamente obtida. Este último procedimento é repetido para um conjunto de pontos para que o resultado médio encontrado seja estatisticamente consistente.

Segundo Ferreira (2018), a escolha da posição da termocâmara para a realização da inspeção é de extrema importância, pois cada situação pode favorecer ou mitigar o aparecimento de alguns fatores de influência sobre os resultados. As posições possíveis para a análise deste coletor são: frontal, lateral ou posterior. A posição lateral é recomendada para análise simultânea de vários coletores alinhados, porém com baixa confiabilidade, uma vez que os efeitos da refletividade (albedo) são altos. A posição lateral é, então, descartada por se tratar de apenas um coletor e pelo fato da necessidade de uma análise detalhada e confiável. A posição posterior é favorável no sentido de se atenuar significativamente o efeito da refletividade, porém apresenta a desvantagem de possivelmente limitar o campo de visão do coletor devido ao espaço disponível para se posicionar a termocâmara. A posição posterior é descartada pela situação supracitada e pelo fato adicional de que o lado posterior do coletor não expor os tubos à incidência da irradiância solar, os quais estão expostos somente na posição anterior. Portanto, a posição frontal é escolhida, pois facilita a obtenção do registro termográfico e é recomendada para a análise individual do coletor, embora apresente a desvantagem de uma possível variação da emissividade do coletor devido aos efeitos da refletividade. Como a superfície do coletor é escura e fosca, o efeito da refletividade é negligenciado e a emissividade do coletor é assumida

como constante durante os testes. Ademais, a termocâmara é posicionada em frente ao coletor sobre um tripé alinhado paralelamente ao solo.

O coletor, então, é totalmente exposto à irradiância solar em uma inclinação fixa de 30° em relação a horizontal (Figura 3.10). No condensador coaxial, algumas vazões de água são selecionadas para obter diferentes condições de operação da BDC, proporcionando diferentes termogramas e viabilizando a simulação do modelo para diferentes situações termodinâmicas e térmicas do sistema. Os pontos são registrados sob irradiância solar relativamente próximas em condições de céu claro e com pelo menos 10 minutos de estabilização do sistema após a mudança de vazão de água no rotâmetro do condensador coaxial. Isto garante que os pontos operacionais analisados representem condições em regime permanente do sistema, eliminando possíveis interferências de transientes térmicos sobre os sistemas de aquisição de dados, tanto da BDC quanto da termocâmara.

Figura 3.10: DX-SAHP em ambiente *outdoor* com detalhe do evaporador solar.



3.16. Instrumentação aplicada

A DX-SAHP é instrumentada com termopares do tipo K com haste de 1 mm de diâmetro (MIT EXACTA) e transdutores de pressão, todos com sistema de aquisição de dados. O transdutor de pressão de baixa pertence ao fabricante FUELTECH, modelo PS-20B e o transdutor de pressão de alta pertence ao fabricante FUELTECH, modelo PS1500. A Figura 3.11 apresenta os instrumentos em questão. Reitera-se que estes instrumentos são aplicados na aquisição de dados experimentais. O sistema também possui manômetros do tipo Bourdon

(baixa e alta) com leitura manual, conforme a Figura 3.12. Os manômetros de baixa pertencem ao fabricante EOS modelo, G6805L e os manômetros de alta pertencem ao fabricante EOS, modelo G6805H. Salienta-se que estes manômetros são aplicados apenas para a operação de carga de refrigerante no sistema. Todos os instrumentos supracitados são novos e possuem os valores de incerteza padrão informados pelos seus fabricantes. Além disso, um dos termopares do lote adquirido do fabricante passou por um processo de calibração por meio de um forno (ECIL, modelo ECIL BT com Termorresistência Pt-100) disponível no CEMTEC, sendo possível a determinação da sua incerteza padrão. Embora a incerteza padrão tenha ficado abaixo do valor estipulado pelo fabricante, adota-se uma posição conservadora e mantém-se o valor de referência informado pelo fabricante. Os manômetros de Bourdon e os transdutores de pressão passaram por um processo de verificação de medições por um calibrador de pressão do tipo bomba hidráulica (Zurich, modelo 800.D) pertencente ao CTM. Os resultados dos manômetros de Bourdon tiveram uma ótima linearidade com o instrumento de referência, e, portanto, os valores de incerteza padrão informados pelos fabricantes foram mantidos. Entretanto, os resultados dos transdutores de pressão apresentaram discretos desvios e foram elaboradas curvas de ajustes lineares para a correção dos valores medidos. Os valores de incerteza padrão informados pelo fabricante dos transdutores foram mantidos. Estas curvas foram implementadas em um algoritmo criado no EES (KLEIN e ALRANRADO, 2015) para o tratamento de dados experimentais, sejam para serem aplicados em estudo experimental ou como entrada do modelo matemático.

Figura 3.11: Termopares e transdutores de pressão aplicados.

(A) Termopar tipo K (diâmetro de haste: 1 mm), (B) Transdutor de pressão de baixa (20 bar) e (C) Transdutor de pressão de alta (102 bar).

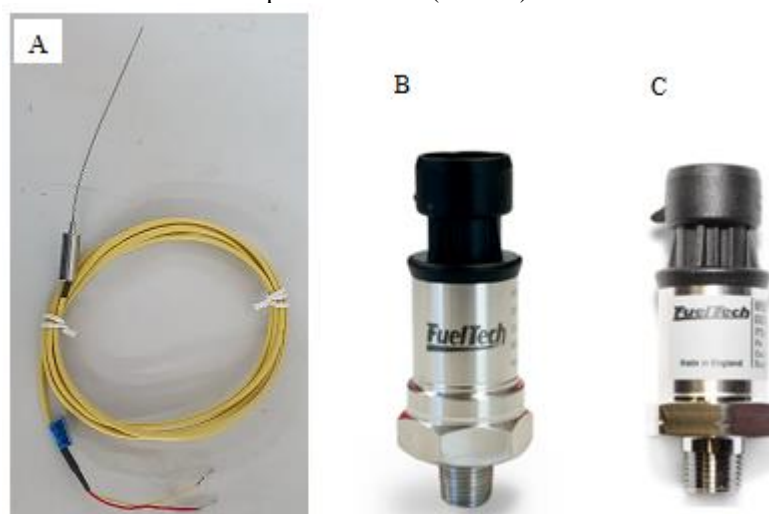
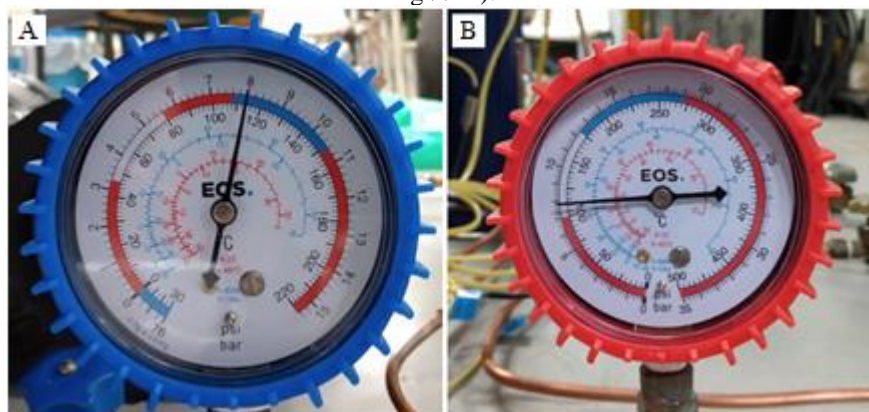


Figura 3.12: Manômetros aplicados.

(A) Manômetro de Bourdon de baixa pressão (15 bar) e (B) Manômetro de Bourdon de alta pressão (35 kgf/cm²).



O evaporador está instrumentado com um piranômetro (Eppley, modelo 8-48) que acompanha a inclinação da placa. Este instrumento registra por meio do sistema de aquisição de dados a irradiância solar no plano que está instalado. Com isso, é possível registrar o somatório das três parcelas da irradiância solar total incidente sobre a placa, ou seja, direta, difusa e refletida, pois todas elas contribuem para o aporte térmico ao evaporador. O piranômetro em questão opera na faixa espectral de radiação de 295 a 2800 nm. Este instrumento foi aplicado em outras pesquisas e passou por um recente processo de conferência com base em dados meteorológicos, de dias ensolarados e sem nuvens, de uma estação meteorológica do INMET (Pampulha), cerca de 1,7 km de distância do local aonde são realizados os ensaios. Também foi realizada uma amplificação do sinal de resposta deste instrumento por meio de equipamentos eletrônicos disponíveis no LAC. Os resultados tiveram uma boa linearidade com os dados meteorológicos, dentro da incerteza informada pelo fabricante. Portanto, a incerteza padrão informada pelo fabricante foi mantida.

Para a medição da vazão volumétrica de refrigerante, aplica-se um medidor de vazão volumétrica do tipo turbina (CONTECH, modelo FMT-8.6) com sistema de aquisição de dados. Este medidor encontra-se calibrado pelo seu fabricante. Para a medição da vazão volumétrica da água ao escoar pelo condensador coaxial, aplica-se um rotâmetro com leitura manual (SHLLJ, modelo LZM-15) recém adquirido. Este instrumento passou por conferência e teve uma curva de linearização feita para corrigir os valores medidos. Este procedimento foi realizado por meio do emprego de uma proveta graduada e de um cronômetro. Adotou-se como incerteza padrão do rotâmetro a incerteza padrão da proveta graduada. Por fim, realizou-se a conferência do reservatório térmico (volume) por meio da mesma proveta graduada. A incerteza padrão da proveja graduada também foi adotada como incerteza padrão do tanque. A Figura 3.13 apresenta os instrumentos de medição em questão.

A medição da umidade relativa do ar e velocidade do vento é realizada por meio de um termo-higroanemômetro digital com leitura manual (AKSO, modelo AK821) recém adquirido. Este instrumento encontra-se calibrado por seu fabricante e possui incerteza padrão por ele determinado. A medição da inclinação do coletor é realizada por meio de um inclinômetro analógico com base magnética (Western, modelo MA-180). A medição da potência ativa do compressor é realizada por meio de um wattímetro digital com leitura manual (PUUCAI, modelo P06S-100) recém adquirido. Este instrumento passou por um processo de conferência por meio da aplicação de lâmpadas incandescentes de diferentes potências (potência ativa) e de um multímetro digital recém adquirido. Os resultados apresentados pelo wattímetro forneceram uma ótima correspondência com o instrumento de referência. Portanto, a incerteza padrão informada pelo fabricante do wattímetro foi mantida.

A massa de refrigerante (comercializado pela EOS) introduzido no sistema é medida por meio de uma balança digital de precisão com leitura manual (Marte, modelo AC 10K). Esta balança foi aplicada em outras pesquisas e passou por um recente processo de calibração realizado por uma empresa especializada. A massa do condensado de vapor de água formado nos evaporadores é medida por esta balança, sendo adotado como incerteza padrão da massa de condensado a mesma incerteza padrão da balança. A Figura 3.14 apresenta os instrumentos em questão. As incertezas padrões de medições de todos os instrumentos envolvidos são mostradas mais adiante.

Os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de ensaios (termopares, transdutores de pressão, piranômetro e medidor de vazão do refrigerante) são coletados e tratados por um sistema de aquisição de dados. Este sistema é composto basicamente por um módulo para acondicionamento dos sinais gerados pelos instrumentos de medição. No caso dos termopares, aplica-se uma placa de aquisição (*National Instruments*, modelo USB-9213) dedicada a este tipo de instrumento. Uma outra placa (*National Instruments*, modelo USB-6211) recebe sinais de tensão emitidos pelo piranômetro, transdutores de pressão e pelo medidor de vazão de refrigerante. Ambas as placas são conectadas a um computador portátil que faz o registro das medições.

Para a leitura e tratamento dos sinais provenientes dos sensores, utiliza-se o software LABVIEW (2016) (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*). A Figura 3.15 apresenta a interface do programa criada para o registro dos dados experimentais. Este programa converte os sinais supracitados em grandezas de engenharia, permitindo visualizar pelo computador a evolução em tempo real das variáveis medidas, sendo os valores obtidos registrados em um arquivo de saída em formato de planilha eletrônica.

Figura 3.13: Piranômetro e medidores de vazão volumétrica.
(A) Piranômetro, (B) Medidor de vazão volumétrica de refrigerante e (C) Rotâmetro.

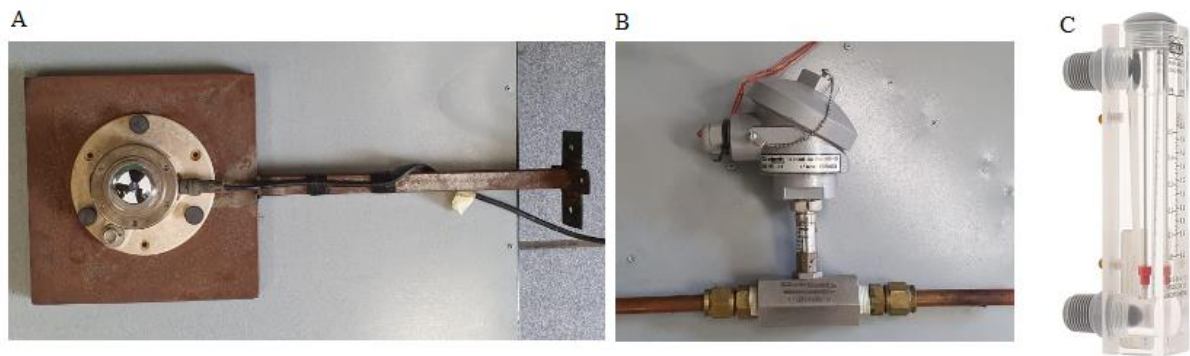
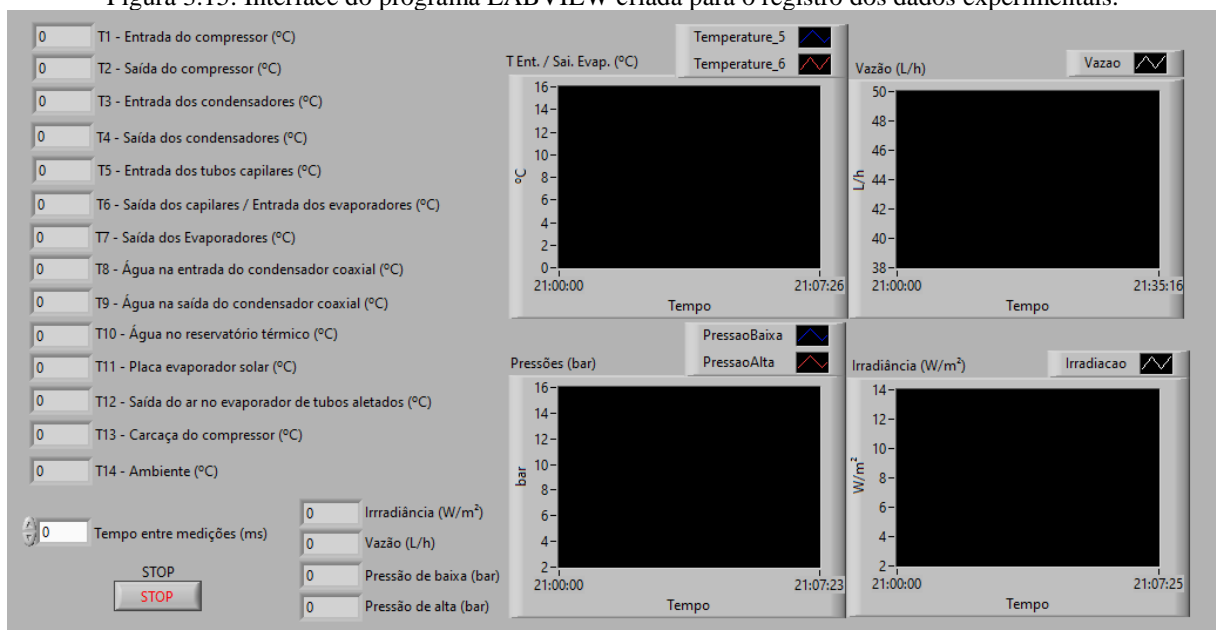


Figura 3.14: Termo-higroanemômetro, Wattímetro e balança de precisão.
(A) Medidor de umidade do ar e velocidade do vento, (B) Medidor de potência elétrica instantânea e (C) Balança de precisão.



Figura 3.15: Interface do programa LABVIEW criada para o registro dos dados experimentais.



3.17. Incerteza de medição

De acordo com Albertazzi e Souza (2008), o procedimento de avaliação de incerteza em medições diretas (aplicação do sistema de medição sobre o mensurado) pode ser realizado de duas maneiras. A primeira baseia-se na estimativa da incerteza padronizada por meio de parâmetros estatísticos, estimados a partir de valores de observações repetitivas do mensurado. A segunda refere-se à determinação da incerteza padrão por meio não estatístico, fazendo uso de informações de medições anteriores, certificados de calibração, especificações do instrumento e manuais técnicos. Esta segunda maneira de estimativa da incerteza de cada instrumento é adotada neste trabalho. As informações sobre as especificações do fabricante presente no manual dos instrumentos são consultadas. Isso se justifica pelo fato de o fabricante conhecer o processo de calibração de seus instrumentos e ser fiscalizado por órgãos nacionais competentes do seguimento de metrologia. Portanto, em consulta aos manuais dos instrumentos utilizados nesta pesquisa, as incertezas de medição são organizadas na Tabela 3.9. Ademais, no APÊNDICE K são apresentadas mais informações sobre fontes de erros de instrumentos de medição.

Tabela 3.9: Incerteza de medição dos instrumentos utilizados.

Instrumento de medição	Faixa de medição	Incerteza padrão
Manômetro de Bourdon (pressão de baixa)	0-15 bar	$\pm 0,15$ bar (1% do fundo de escala)
Manômetro de Bourdon (pressão de alta)	0-35 kgf/cm ²	$\pm 0,35$ kgf/cm ² (1% do fundo de escala)
Termopar tipo K	-50-150 °C	$\pm 1,0$ °C
Transdutor de pressão (pressão de baixa)	0-20 bar	$\pm 0,1$ bar (0,5% do fundo de escala)
Transdutor de pressão (pressão de alta)	0-102 bar	$\pm 0,5$ bar (0,5% do fundo de escala)
Piranômetro	0-2000 W/m ²	$\pm 5\%$
Câmera termográfica	-40-1500 °C	$\pm 2,0$ °C
Medidor de vazão de refrigerante	0-50 L/h	$\pm 1\%$
Rotâmetro (proveta graduada)	0-2 L/min	$\pm 2\%$
Reservatório térmico (proveta graduada)	0-250 mL	$\pm 2\%$
Termo-higroanemômetro digital	0-20 m/s	$\pm 0,9$ m/s (velocidade)
	5-95%	$\pm 2\%$ (umidade relativa)
Wattímetro digital	0-1500 W	$\pm 1\%$
Inclinômetro analógico	0-90°	$\pm 1^\circ$
Balança de precisão	0-10 kg	$\pm 0,1$ g

Para as variáveis tais como: temperatura, pressão, irradiação solar, velocidade, umidade relativa, potência, vazão volumétrica e volume, as incertezas são dadas pelos valores

referenciados na Tabela 3.9. Entretanto, diversos parâmetros são obtidos através de equações que envolvem as variáveis medidas diretamente pela instrumentação. Sendo assim, é necessário avaliar a propagação de incertezas das variáveis no resultado calculado em parâmetros de interesse neste trabalho.

Conforme Figliola e Beasley (2007), a propagação de incertezas determina a incerteza de um parâmetro calculado em função das incertezas das variáveis medidas diretamente. Sendo assim, para o cálculo da incerteza de um parâmetro Y é necessário levar em consideração as incertezas das variáveis medidas X_1, X_2, \dots, X_i , onde Y está em função de X , isto é, $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_i)$.

A metodologia proposta por Taylor e Kuyatt (1994) é considerada para a determinação da propagação da incerteza nos resultados calculados dos parâmetros apresentados ao longo do trabalho. Admitindo a não correlação e aleatoriedade entre as incertezas das variáveis, a incerteza do parâmetro calculado pode ser dada pela Equação 3.56. Esta metodologia foi adotada no trabalho de Pabon (2014), Damasceno Junior (2015) e Pabon (2018).

$$u_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 u_{X_i}^2} \quad 3.56$$

Em que u_Y representa a incerteza padrão combinada do parâmetro Y calculado em função da incerteza padrão u_{X_i} da variável X_i . A derivada parcial presente na Equação 3.56 permite determinar a contribuição percentual da incerteza de uma variável na incerteza total do parâmetro analisado. Sendo assim, é possível identificar qual variável contribui mais ou menos com a incerteza propagada no parâmetro em questão.

O software EES (KLEIN e ALRANRADO, 2015) é aplicado para a realização dos cálculos de diversos parâmetros deste trabalho. Ele possui uma ferramenta de cálculo de incertezas propagadas que segue a metodologia descrita por Taylor e Kuyatt (1994).

3.18. Métricas aplicadas para a determinação de desvios

Adotam-se nesta pesquisa duas métricas para determinar os desvios entre os dados obtidos por simulação do modelo matemático e os dados experimentais obtidos por meio do estudo do protótipo construído. Estas métricas foram utilizadas nos trabalhos de Pabon (2014), Damasceno Junior (2015) e Pabon (2018).

A primeira métrica é o erro relativo percentual (ERP), conhecida na literatura especializada como *mean relative deviation* (MRD) (DUARTE, 2018), dada pela Equação 3.57.

$$ERP = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{X(i)_{pred} - X(i)_{exp}}{X(i)_{exp}} \right) \quad 3.57$$

Em que $X(i)_{pred}$ é a i -ésima variável cujo valor é predito pelo modelo matemático, $X(i)_{exp}$ é a i -ésima variável cujo valor é obtido por meio experimental e n é o número de pontos analisados.

A segunda métrica é o erro relativo percentual absoluto (ERPA), conhecida na literatura especializada como *mean absolute relative deviation* (MARD) (DUARTE, 2018), dada pela Equação 3.58.

$$ERPA = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{X(i)_{pred} - X(i)_{exp}}{X(i)_{exp}} \right| \quad 3.58$$

3.19. Considerações finais

A metodologia empregada nesta tese a fim de definir a melhor opção de refrigerante para operar a DX-SAHP baseia-se na análise do desempenho energético e ambiental de dez fluidos selecionados de baixo GWP, além do R134a por questão comparativa. A metodologia de projeto e de seleção dos trocadores de calor, dispositivos de expansão, compressor e acessórios do sistema está diretamente associada à seleção do refrigerante por meio da quantidade de massa de fluido frigorífico necessária para o funcionamento do equipamento. O modelo matemático do sistema baseado nas análises dos 4E permite o estudo de condições operacionais impraticáveis na cidade onde o protótipo opera. Além disso, é uma ferramenta útil para análise de qualquer refrigerante de interesse. A validação do modelo proposto é realizada pela técnica de termografia, contribuindo para o enriquecimento do seguimento de validação de modelos matemáticos de sistemas de refrigeração, uma vez que ele atualmente é escasso. O sistema encontra-se devidamente instrumentado e calibrado para a validação do modelo matemático do sistema e para a realização do estudo experimental.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados das simulações de dimensionamentos para a seleção do refrigerante implantado no sistema, os projetos dos trocadores de calor e dos tubos capilares, a validação do modelo matemático do sistema, as simulações baseadas nas análises dos 4E do sistema por meio do modelo matemático desenvolvido e a análise experimental da DX-SAHP.

4.1. Definição do refrigerante

As simulações são realizadas para determinação da massa nos trocadores de calor e também no sistema como um todo. Salienta-se que as definições estabelecidas para as simulações foram retiradas da Tabela 2.1 (GWP dos refrigerantes), da Tabela 3.4 (parâmetros para o evaporador) da Tabela 3.3 (parâmetros para os condensadores), além de observações específicas sobre a temperatura e pressão no resfriador de gás para refrigerantes transcíticos. Considera-se que cada tubo que faz a conexão entre componentes possua 4 m de comprimento e diâmetro de 1/4" (parede de 1/32"). Por fim, admite-se que o acumulador de vapor e o separador de óleo possuam, cada um, 2 L de capacidade para o refrigerante e que o acumulador de líquido permaneça sem fluido. A Tabela 4.1 apresenta os resultados das simulações para a determinação dos comprimentos dos trocadores de calor e da massa de refrigerante requerida nos mesmos. A Figura 4.1 apresenta os comprimentos e a Figura 4.2 apresenta as massas dos trocadores de calor. Os refrigerantes estão agrupados pelo tipo a que pertencem, HFC, HFO, HC e Inorgânico, nesta ordem. O tempo de operação do sistema foi de 5,13 horas.

Pela Figura 4.1, percebe-se que os comprimentos dos condensadores para os refrigerantes analisados são semelhantes entre si, exceto para o R170 e R744, variando de 4,45 a 4,89 m para o do tipo por imersão e de 5,67 a 6,06 m para o do tipo coaxial. Os comprimentos dos condensadores para os casos do R170 e R744 são consideravelmente superiores aos outros fluidos, variando de 8,61 a 9,03 m para o do tipo por imersão e de 10,8 a 11,3 m para o do tipo coaxial. Um dos fatos que contribui para isto é de que a região de alta pressão do sistema é transcítica e o escoamento destes dois refrigerantes ocorre em regime monofásico, possuindo baixa capacidade de transferência de calor em relação aos demais fluidos que escoam em regime monofásico e, sobretudo, bifásico. Um fato que isto implica do ponto de vista financeiro é o maior custo de material necessário para se fabricar estes trocadores de calor para o R170 e R744. Além disso, o condensador do tipo coaxial apresenta comprimento superior ao condensador do tipo por imersão para qualquer refrigerante analisado. Do ponto de vista

financeiro, este resultado agrava um ponto negativo deste tipo de trocador, pois, além de possuir maior custo para a fabricação quando comparado com um condensador por imersão de mesmo comprimento, também requer maior comprimento para atender o sistema segundo as simulações, demandando maior quantidade de material para sua construção e de massa de refrigerante. Por fim, os comprimentos dos evaporadores são relativamente próximos para todos os refrigerantes, variando de 14 a 16,4 m.

Tabela 4.1: Comprimento e massa de refrigerante nos trocadores.

Fluido	Condensadores				Calor latente de condensação (kJ/kg)	Evaporador Solar		
	Por imersão		Coaxial			Massa (g)	Comp. (m)	Calor latente de evaporação (kJ/kg)
	Massa (g)	Comp. (m)	Massa (g)	Comp. (m)				
R134a	93,2	4,72	92,5	5,87	186	69,6	15,8	144
R152a	63,2	4,70	64,2	5,97	288	54,9	16,4	237
R1234yf	89,7	4,76	87,4	5,81	158	56,2	14,1	112
R1234ze(E)	89,6	4,89	86,2	6,06	179	58,8	15,5	131
R1233zd(E)	77,7	4,76	67,9	5,99	205	50,2	16,1	158
R170	40,1	8,61	50,4	10,8	273	63,1	14,0	200
R290	40,0	4,55	41,2	5,70	354	35,2	15,3	271
R600	34,7	4,50	32,8	5,76	394	24,6	15,1	294
R600a	38,2	4,70	36,2	5,87	359	26,0	15,2	264
R1270	40,7	4,45	43,4	5,67	346	40,4	15,4	275
R744	91,6	9,03	114,3	11,3	183	160,6	15,4	151

Figura 4.1: Comprimentos dos trocadores de calor.

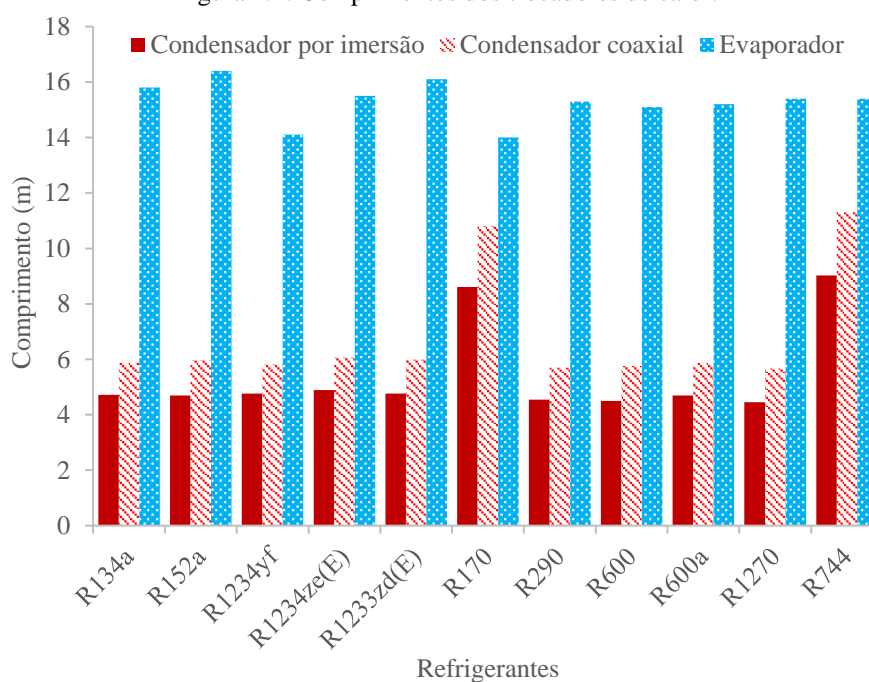
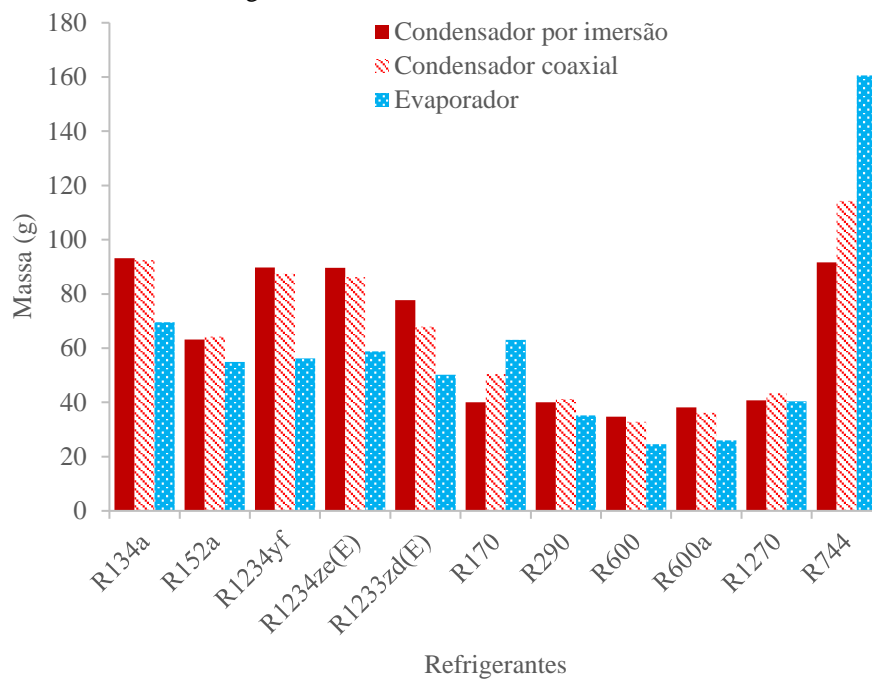


Figura 4.2: Massa nos trocadores de calor.



Um fato também a se observar na Figura 4.1 com relação aos comprimentos do evaporador e dos condensadores de uma maneira geral, é de que o evaporador possui maior comprimento em relação aos condensadores para todos os refrigerantes. Isto se justifica, especialmente, pelo fato do coeficiente global de transferência de calor no evaporador ser pequeno quando comparado com os condensadores, uma vez que o ar (em contato com o evaporador) proporciona baixo coeficiente convectivo quando comparado com a água (em contato com os condensadores).

Com relação à massa de refrigerante requerida pelos trocadores apresentada na Figura 4.2, os fluidos HCs requerem as menores quantidades. Este resultado é similar ao registrado por Park e Jung (2009) em um estudo de retrofit do R22 por uma mistura de R170/R290 em uma ASHP e por Nawaz *et al.* (2017b) em um estudo teórico de retrofit do R134a por R290 e R600a em uma ASHPWH. Um fato que contribui para isso são os elevados valores de calor latente de evaporação e condensação, a exceção ocorre para a massa do evaporador no caso do R170. Em contrapartida, o R744 é o fluido que requer mais massa.

A Tabela 4.2 apresenta a massa total nos trocadores de calor (considerando a massa média no caso dos condensadores), os resultados do TEWI total para os trocadores, e os COPs dos sistemas. Agora os refrigerantes estão dispostos em ordem crescente de TEWI. A Figura 4.3 apresenta a relação entre a massa total de refrigerante nos trocadores e o TEWI total relativo aos trocadores.

Tabela 4.2: Massa total e TEWI total para os trocadores de calor.

Fluido	T crít. (°C)	P crit. (kPa)	GWP	Massa dos trocad. (g)	COP	TEWI direto (kg-CO ₂)	TEWI indireto (kg-CO ₂)	TEWI (kg-CO ₂)
R744	31,0	7377	1	263,6	2,90	0,57	1532	1532
R152a	113,3	4517	140	118,6	2,80	36,12	1582	1618
R1270	91,1	4555	1,8	82,4	2,45	0,32	1809	1809
R1233zd(E)	165,6	3580	1	123,0	2,18	0,27	2038	2038
R290	96,7	4251	5	75,8	2,12	0,82	2089	2090
R600	152	3796	4	58,3	1,98	0,51	2242	2243
R1234ze(E)	109,4	3632	1	146,7	1,88	0,32	2361	2362
R600a	134,7	3629	20	63,2	1,88	2,75	2365	2368
R170	32,7	4872	5,5	108,4	1,85	1,30	2397	2398
R134a	101,0	4059	1300	162,5	2,21	459,53	2008	2467
R1234yf	94,7	3382	1	144,7	1,70	0,31	2607	2607

Figura 4.3: TEWI total e massa de refrigerante total relativo aos trocadores de calor.



Pela análise da Figura 4.3, com relação ao desempenho ambiental dos refrigerantes aplicados nos trocadores de calor, o R744 se apresenta como melhor opção, além de proporcionar também o melhor desempenho energético. Isto se justifica principalmente pelo fato deste refrigerante possui maior massa específica em relação aos demais. Em seguida, têm-se o R152a e o R1270, responsáveis também, respectivamente, pelo segundo e pelo terceiro melhor COP. Em quarto e quinto lugares estão o R1233zd(E) e o R290, respectivamente. Makhnatch e Khodabandeh (2014b) obtiveram melhor desempenho do indicador TEWI para o R152a em relação ao R290 e R1270 em um estudo teórico de retrofit do R410A em uma ASHP. Pela Figura 4.3, percebe-se que o R744 demanda, de forma isolada, a maior massa de todos

(263,6 g). O R152a (118,6 g) e o R1233zd(E) (123,0 g) possuem massa semelhantes, assim como o R1270 (82,4 g) e o R290 (75,8 g). Dentre os cinco primeiros destacados, o R290 é o que demanda menor quantidade de massa. Destaca-se que em último lugar no quesito desempenho ambiental está o R1234yf, com desempenho pior que o seu antecessor, o R134a. O baixo desempenho do R1234yf também foi registrado por Barve e Cremaschi (2012) em um estudo experimental de retrofit do R410A por R32 e R1234yf em uma ASHP. Adotando-se o R134a como refrigerante a ser substituído, o R744 apresenta TEWI 38% melhor, enquanto o R152a, R1270, R1233zd(E) e R290 apresentam desempenho ambiental, respectivamente, 34, 27, 17 e 15% superior quando aplicados nos trocadores de calor.

Pela Tabela 4.2, percebe-se que para refrigerantes com baixíssimo GWP (menor que 5), a massa tem uma influência desprezível, pois ela influencia apenas no TEWI direto, e este valor fica próximo de 1. Já o TEWI indireto é preponderantemente elevado em relação ao TEWI direto e depende diretamente do COP, sendo bastante sensível à influência deste parâmetro. Isto explica o porquê do R744 ser a melhor opção, pois proporciona o melhor COP mesmo com a maior requisição de massa.

A massa do sistema é dividida em duas regiões. A primeira região compreende a massa contida entre o condensador (incluindo este) ao dispositivo de expansão. A segunda é a região compreende a massa contida entre o dispositivo de expansão, passando pelo evaporador e compressor e chegando ao condensador (excluindo este). Ressalta-se que a massa de refrigerante contida no dispositivo de expansão e no compressor é insignificante. A Tabela 4.3 apresenta a massa de refrigerante no sistema, a vazão mássica operada e a potência do compressor requerida. Os refrigerantes estão agrupados pelo tipo a que pertencem, HFC, HFO, HC e Inorgânico, nesta ordem.

Segundo a Tabela 4.3, o R744 demanda a maior massa no sistema, porém requer a menor potência de compressor dentre os refrigerantes. Isto se justifica principalmente pelo fato da alta massa específica deste refrigerante em relação aos demais. Comparado a Tabela 4.2 com a Tabela 4.3, o R1234yf é o refrigerante que opera com maior vazão mássica e maior potência de compressor, esta última característica resulta no pior desempenho energético do sistema e pior desempenho ambiental para os trocadores de calor. De forma geral, os hidrocarbonetos puros analisados requerem as menores vazões mássicas para operarem, isto se justifica pelos elevados valores de calor latente de evaporação e condensação e pelos baixos valores de massa específica em relação aos demais fluidos. Dentre os cinco fluidos que obtiveram os melhores desempenhos ambientais quando avaliado a massa nos trocadores de calor (R744, R152a, R1270, R1233zd(E) e R290), o R290 opera com a menor vazão mássica (9,2 kg/h).

Tabela 4.3: Massa de refrigerante no sistema.

Fluido	Cond. por imersão Massa do cond. ao disp. de expansão (g)	Cond. Coaxial Massa do cond. ao disp. de expansão (g)	Pressão de alta (kPa)	Massa do disp. de expansão ao cond. (g)	Pressão de baixa (kPa)	Vazão mássica (kg/h)	Potência do compressor (W)
R134a	212,3	211,6	1386	188,7	350	17,4	407
R152a	155,3	156,4	1239	123,0	315	11,2	321
R1234yf	190,2	187,9	1366	192,4	373	20,5	529
R1234ze(E)	196,5	193,1	1049	156,7	261	18,1	479
R1233zd(E)	181,5	171,7	311,1	79,0	59,4	15,8	414
R170	429,4	439,6	5000	258,9	2688	11,9	486
R290	95,3	96,6	1789	106,9	551	9,2	424
R600	83,5	81,6	523,1	47,8	124	8,2	455
R600a	87,2	85,3	718,7	59,4	186	9,0	480
R1270	130,8	104,3	2138	124,6	678	9,4	367
R744	497,3	519,9	7600	586,2	3969	17,7	311

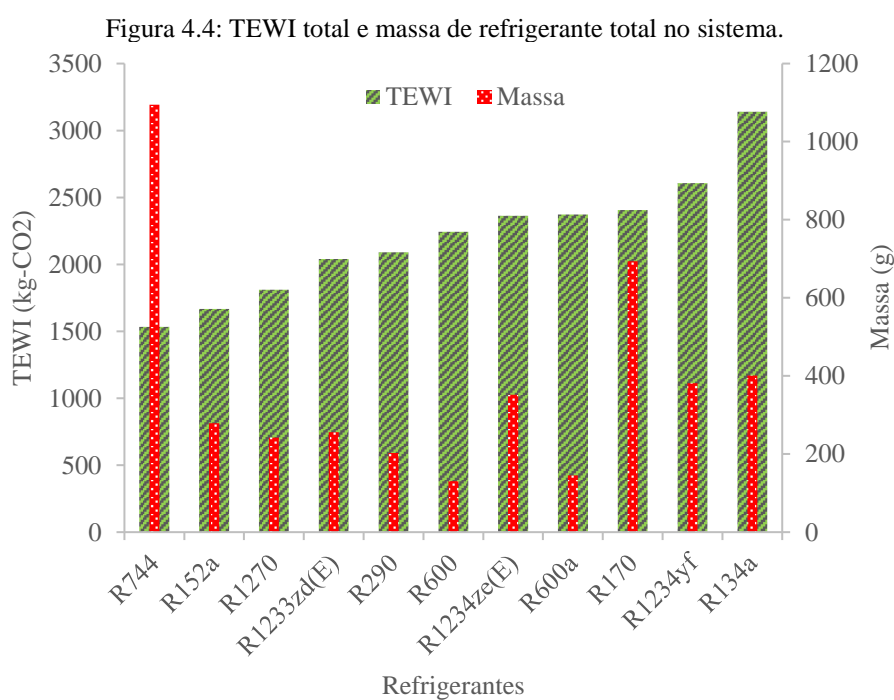
A Tabela 4.4 e a Figura 4.4 apresentam a massa total e o TEWI total relativo ao sistema. A Figura 4.5 apresenta o TEWI total do sistema e o COP para os refrigerantes. Reitera-se que é considerada a massa média no caso dos condensadores. Os refrigerantes estão dispostos em ordem crescente de TEWI.

Tabela 4.4: Massa total e TEWI total para o sistema.

Fluido	Massa do sist. (g)	TEWI direto	TEWI indireto	TEWI	COP
R744	1094,8	2,38	1532	1534	2,90
R152a	278,9	84,91	1582	1666	2,80
R1270	242,2	0,95	1809	1810	2,45
R1233zd(E)	255,6	0,56	2038	2039	2,18
R290	202,9	2,21	2089	2091	2,12
R600	130,3	1,13	2242	2243	1,98
R1234ze(E)	351,5	0,76	2361	2362	1,88
R600a	145,6	6,33	2365	2372	1,88
R170	693,4	8,29	2397	2405	1,85
R1234yf	381,5	0,83	2607	2608	1,70
R134a	400,7	1132,84	2008	3140	2,21

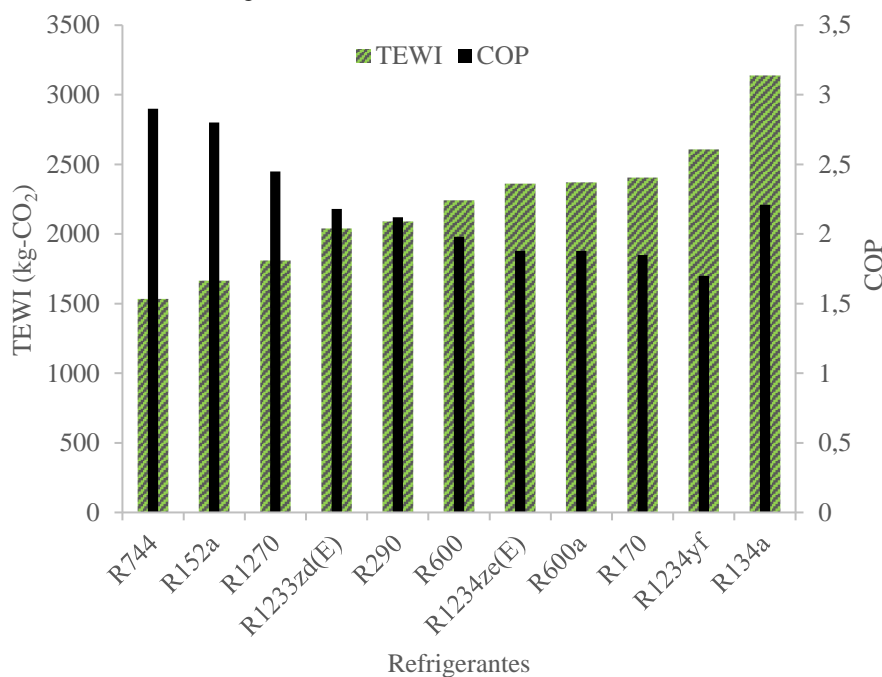
Os resultados mostram que a classificação dos refrigerantes segundo o critério do TEWI (Tabela 4.4) para o sistema é quase idêntica ao dos trocadores de calor (Tabela 4.2), a não ser pelos fluidos que ocupam os dois últimos lugares (R134a e R1234yf), isto é, para o caso do sistema, a pior escolha seria o R134a. Novamente, adotando-se o R134a como refrigerante a ser substituído, o R744, o R152a, o R1270, o R1233zd(E) e o R290 apresentam desempenhos ambientais, respectivamente, 51, 47, 42, 35 e 33% superiores quando aplicados no sistema.

Duarte *et al.* (2019) constaram que o R290 possuiu COP melhor do que o R600a e R1234yf para a faixa de irradiação solar entre 300 e 700 W/m² e também para a temperatura ambiente entre 10 e 35 °C em um trabalho teórico de retrofit do R134a pelos refrigerantes R290, R600a, R744 e R1234yf em uma DX-SAHP para aquecimento de água. Do ponto de vista de desempenho térmico, Nawaz *et al.* (2017a) concluíram que tanto o R1234yf quanto o R1234ze(E) podem substituir o R134a com desempenho comparável em um estudo teórico de uma bomba de calor para aquecimento de água. A mistura R744/R290 com fração de massa de 12%/88% foi apontada por Ju *et al.* (2018a,b) como refrigerante substituto apropriado para o R22 em uma WSHP por meio de um estudo teórico e experimental. Xiao *et al.* (2020) conseguiram redução de 19% no TEWI ao proporem uma mistura de refrigerante R290/R600a/R131I como substituto do R134a em uma ASHPWH por meio de um estudo teórico. Mota-Babiloni *et al.* (2021) obtiveram 28% de redução de emissões no retrofit do R134a pelo R1234ze(E) em uma WSHP. Este valor é próximo do encontrado nas simulações, correspondente a 25%.



Também pela Tabela 4.4 é possível observar que o TEWI direto tem relevância apenas para refrigerante com GWP próximo de 150 (R152a) ou superior (R134a), sendo que, definitivamente, o TEWI indireto é o mais significativo na análise ambiental. Portanto, analisando-se todo o sistema, o TEWI é fortemente dependente do COP e pouco influenciado pela massa de refrigerante para fluidos com baixo GWP. O fato de o TEWI indireto ser o efeito mais importante sobre o TEWI foi registrado por Duarte *et al.* (2019).

Figura 4.5: TEWI total do sistema e COP.



Pela análise da Figura 4.4, os refrigerantes R744, R152a, R1270, R1233zd(E) e R290 demandam, respectivamente, 1095, 279, 242, 256 e 203 g para operarem no sistema proposto. Dentre os cinco primeiros destacados, o R290 é o que demanda menor quantidade de massa. Pela análise da Figura 4.5, embora demande por maior quantidade de massa, o R744 proporciona o melhor desempenho ambiental e energético ao sistema, seguido pelo R152a, R1270, R1233zd(E) e R290, nesta ordem. O R134a é desconsiderado desta classificação, pois apesar de proporcionar COP superior ao R1233zd(E) e R290, seu desempenho ambiental é o pior de todos. Ju *et al.* (2017) mostraram que as misturas R1233zd(E)/R1270 e R1233zd(E)/R290 foram candidatas adequadas para substituir o R22 ou R134a em um estudo teórico de bombas de calor para aquecimento de água, sendo que a mistura R1233zd(E)/R1270 com fração de massa 16%/84% demonstrou os melhores COPs para o sistema, os quais foram, respectivamente, 2,13% e 10,14% superiores aos do R22 e R134a.

Após a análise dos resultados das simulações, realizou-se uma pesquisa no mercado nacional em busca da disponibilidade e do custo de compressores, cargas de refrigerantes e peças de refrigeração que integram o sistema da bomba de calor para os cinco fluidos mais bem classificados. Este critério, denominado de logístico, é de suma importância para a construção do protótipo. Alinhado a este critério, os desempenhos energético e ambiental complementam a análise para a definição do refrigerante a ser adotado no sistema.

Considerando as definições estabelecidas para as simulações, do ponto de vista de desempenho energético e ambiental, o R744 é a melhor escolha para operar em uma DX-SAHP

de pequeno porte (potência de aquecimento em torno de 1 kW). Entretanto, por um olhar logístico, não há compressores para este fluido no mercado nacional, além da ausência de componentes auxiliares, tais como garrafa de líquido, acumulador de vapor, separador de óleo e filtro secador, uma vez que a pressão de trabalho é relativamente alta aos demais refrigerantes (acima de 35 bar). Além disso, a tubulação necessária para suportar a pressão deste sistema deve possuir espessura maior que a tubulação tradicional, elevando significativamente o custo do equipamento. Como a premissa do projeto é uma bomba de calor de baixo custo e a importação de componentes de outros países encarece significativamente a fabricação do sistema, além de estender o tempo para a construção do protótipo, este fluido é desconsiderado. Também são descartados o R152a, R1270 e o R1233zd(E). Trabalhar com estes refrigerantes não é viável pela inexistência no mercado nacional de compressores apropriados e das próprias cargas de refrigerante. Destaca-se ainda que o custo do refrigerante R1233zd(E) é relativamente alto, por pertencer a uma classe de fluidos recentemente desenvolvida pela indústria química. Desta forma, o R290 é escolhido, possuindo baixo custo e ampla disponibilidade no mercado nacional, tanto no quesito do próprio refrigerante, quanto no que diz respeito a compressores e a componentes de refrigeração.

A escolha do R290 também é reforçada com base nos resultados do trabalho de Duarte *et al.* (2019), o qual mostrou que o R290 possuiu COP maior e TEWI menor do que outros refrigerantes ecológicos (R600a, R744 e R1234yf) para ampla faixa de variação dos parâmetros ambientais quando realizado uma avaliação de retrofit do R134a em uma DX-SAHPWH. Além disso, o trabalho de Duarte *et al.* (2019) adotou rendimentos de compressores comerciais para cada fluido avaliado. Em contraponto, as simulações realizadas para a seleção do refrigerante nesta tese limitaram-se em adotar uma condição ambiental fixa, além de um rendimento fixo para o compressor, informações estas que foram dados de entrada para todos os refrigerantes analisados. Eventualmente, para condições ambientais diferentes da fixada, bem como para rendimentos do compressor (depende das pressões de operação do sistema) distintos do valor adotado, resultaria em respostas diferentes das apresentadas nas simulações desta tese. Portanto, o processo adotado para a seleção do refrigerante apresenta esta limitação.

A potência do compressor estimada nas simulações é de 424 W. A hipótese de massa desprezível na câmara de compressão se confirmou, sendo que o compressor armazena massa inferior a 1 g (0,092 g). Comercialmente, o compressor próximo dessa potência é o de 1/2 HP. Conforme observação de Diniz (2017) em seu trabalho experimental, o compressor de pequeno porte destinado a refrigeração consegue atender a uma demanda acima de sua potência nominal. Desta forma, seleciona-se um compressor com 1/2 HP de potência, otimizando-se os custos do

sistema, pois a opção sucessora (3/4 HP) possui custo relativamente mais alto e pode colocar o sistema em uma situação de superdimensionamento com relação a este componente.

O R290 possui os mais altos valores de calor latente de evaporação e condensação dos refrigerantes analisados. Além disso, possui baixa massa específica em relação aos demais fluidos, fazendo com que o compressor aspire menos fluido para uma mesma vazão volumétrica e demande menor potência. Entretanto, isto também pode resultar em uma baixa capacidade de refrigeração e aquecimento, limitando a aplicação do sistema para maiores demandas. Com relação aos resultados das simulações, a vazão mássica operada com R290 é 9,2 kg/h (relativamente baixa) e a massa necessária para o funcionamento do sistema é 202,9 g (relativamente baixa). Ghouali, Byrne e Bazantay (2017) encontraram 224 g de massa de R290 necessária para operar uma ASHPWH baseado em normas vigentes durante um estudo experimental. Destaca-se que este valor de massa está abaixo do limite estabelecido pela *International Electrotechnical Commission* (IEC, 2019) que é de 500 gramas para fluidos com classificação A3. Por fim, o protótipo da DX-SAHP operando a R290 com evaporador tradicional de placa plana busca contribuir, de forma inédita, com pesquisas experimentais ou de validação experimental de modelos matemáticos que são escassas na literatura com este fluido em específico, sendo encontrada apenas dois trabalhos experimentais de Kong *et al.* (2020a,b) e um trabalho com validação de modelo matemático de Kong *et al.* (2021), sendo que todos estes três trabalhos foram realizados em um mesmo protótipo com evaporador/coletor solar do tipo microcanais. Portanto, até o ano de 2022, a DX-SAHP desenvolvida nesta tese será a segunda disponível na literatura operando com R290 e a primeira com evaporador solar de placa plana, e sobretudo, com um segundo tipo de evaporador para que o sistema opere também como uma ASHP e com dois tipos de condensadores.

O desenvolvimento do dimensionamento dos trocadores de calor com a aplicação das propriedades termofísicas dos refrigerantes apresentados pode ser interpretado como um modelo matemático para seleção do fluido frigorífico baseado nas análises de desempenho térmico e ambiental. Portanto, este modelo também pode ser aplicado para simular diferentes condições de operação do sistema (temperaturas de evaporação e condensação, e potência do compressor, por exemplo), condições geométricas do sistema (diâmetros dos tubos e área do coletor, por exemplo) e condições ambientais (irradiância, temperatura ambiente, velocidade do vento e umidade do ar, por exemplo), viabilizando a investigação dos desempenhos supracitados a outros refrigerantes não contemplados nas simulações apresentadas. Yan *et al.* (2021) selecionaram, por meio de um modelo matemático, o R1234ze(E) dentre as opções R1233zd(E), R1224yd(Z), R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) e R1336mzz(Z) para ser aplicado em uma WSHP para aquecimento de água. Embora este modelo não tenha sido

validado por meio de dados experimentais, resultados análogos presentes na literatura foram apresentados ao longo da discussão dos resultados das simulações. Ademais, há modelos matemáticos presentes na literatura que foram desenvolvidos e aplicados sem validação, como nos trabalhos de Paula *et al.* (2020a,b) sobre sistemas de refrigeração por compressão de vapor e nos trabalhos de Deng e Yu (2016) e Kong *et al.* (2017) sobre bombas de calor.

4.2. Projeto e construção do sistema

Nesta seção apresentam-se o compressor selecionado, os resultados dos projetos dos condensadores, do evaporador solar e dos tubos capilares. Por fim, apresenta-se a montagem da bancada experimental.

4.2.1. Seleção do compressor

Com base nas simulações realizadas para definir o refrigerante aplicado no sistema, o compressor selecionado possui potência nominal de 1/2 HP e é apropriado para operar com R290. A Figura 4.6 apresenta o compressor adquirido acompanhado de seu capacitor de partida, protetor térmico, relé e coxins de vibração. A Tabela 4.5 apresenta as principais características do equipamento segundo manual do fabricante.

Figura 4.6: Compressor adotado.



O compressor selecionado é do tipo hermeticamente fechado, com pistão em regime alternativo de trabalho e com rotação fixa. Esta escolha baseia-se no fato do seu baixo custo e da sua baixa potência. Além disso, este tipo de compressor requer baixo nível de manutenção e, pelo fato de ser fechado, reduz a possibilidade de fuga do refrigerante para o ambiente, pois,

vazamentos podem comprometer significativamente o desempenho da DX-SAHP, além da segurança dos usuários do sistema.

Tabela 4.5: Características do compressor.

Parâmetro	Valor/característica
Fluido de trabalho	R290
Tipo	Alternativo hermeticamente fechado
Fabricante	EMBRACO
Modelo	FFU 160UAX
Potência	1/2 HP
Rotação	3500 rpm
Alimentação	220 V e 60 Hz
Deslocamento	7,95 cm ³
Pressão máxima	21,2 bar
Óleo lubrificante	ISO32 Alquilbenzeno - 280 mL

4.2.2. Projeto do condensador coaxial

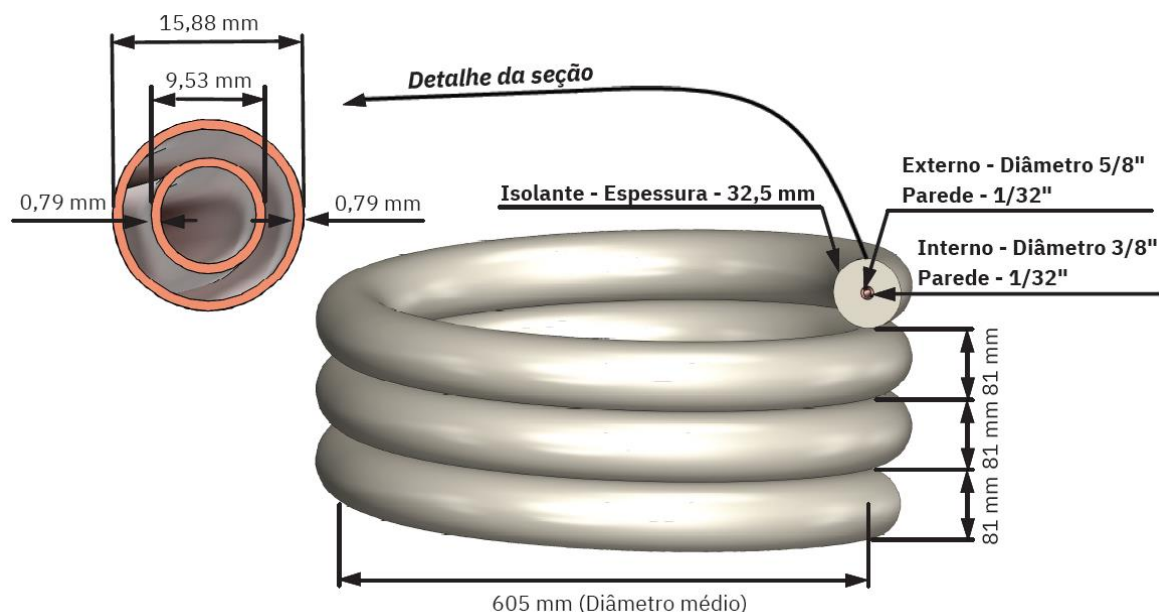
O comprimento do condensador coaxial necessário para operar com o R290 é 5,70 m. A Tabela 4.6 apresenta os seus dados técnicos. A Figura 4.7 apresenta em detalhes as dimensões do condensador e de sua seção transversal.

Tabela 4.6: Detalhes técnicos do condensador coaxial.

Característica	Descrição/Valor
Número de passes pelo condensador	Apenas 1
Material dos tubos metálicos	Cobre
Material do tubo isolante	Polietileno
Fluido primário – tubo central	R290
Fluido secundário – espaço anular	Água
Diâmetro interno do tubo interno	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo interno	9,53 mm
Diâmetro interno do tubo externo	14,3 mm
Diâmetro externo do tubo externo	15,9 mm
Espessura das paredes dos tubos	0,79 mm
Espessura da parede do tubo isolante	32,5 mm
Condutividade térmica do isolante	0,035 W/m.K
Comprimento dos tubos (condensador)	5,70 m
Diâmetro médio da hélice (espira)	605 mm
Número de voltas (espiras)	3
Altura do condensador	243 mm

O APÊNDICE L apresenta detalhes do projeto deste componente. Além disso, apresenta também o projeto do condensador por imersão.

Figura 4.7: Projeto do condensador coaxial.



4.2.3. Projeto do evaporador solar

O comprimento do evaporador solar necessário para operar com o R290 é 15,3 m, obtido por meio da simulação de determinação do refrigerante. Por questão de simetria com a placa em formato retangular, o tubo do evaporador solar foi considerado com 16 m de comprimento, pois o comprimento deste componente deve ser maior ou igual a um número múltiplo do comprimento característico da placa (1,60 m). A Tabela 4.7 apresenta os dados técnicos do evaporador solar.

Tabela 4.7: Dados técnicos do evaporador solar.

Característica	Descrição/Valor
Material do tubo	Cobre
Material da placa	Alumínio
Comprimento do tubo	16,0 m
Diâmetro interno do tubo	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo (3/8")	9,53 mm
Espessura da parede do tubo	0,795 mm
Largura da placa	1,03 m
Comprimento da placa	1,60 m
Espessura da placa	1 mm
Área da placa	1,65 m ²
Distância centro a centro entre os tubos	103 mm
Emissividade e absorvidade da placa	0,95

A Figura 4.8, a Figura 4.9 e a Figura 4.10 apresentam, respectivamente, a configuração da serpentina, o conjunto serpentina e placa, e a seção transversal do evaporador solar.

Figura 4.8: Configuração da serpentina do evaporador solar.
Nota: unidades em mm.

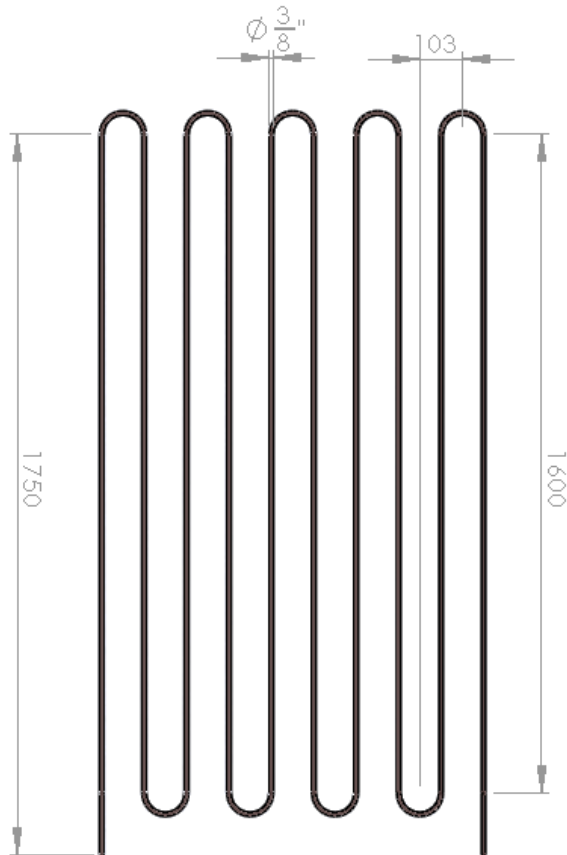


Figura 4.9: Conjunto serpentina e placa do evaporador solar.
Nota: unidades em mm.

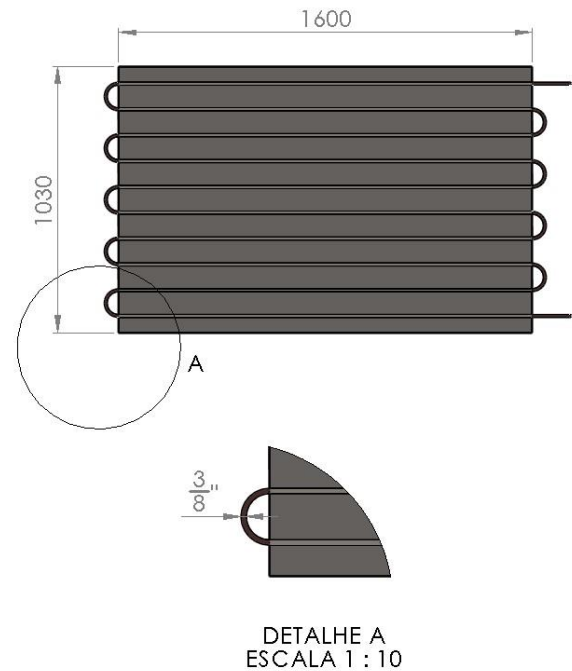
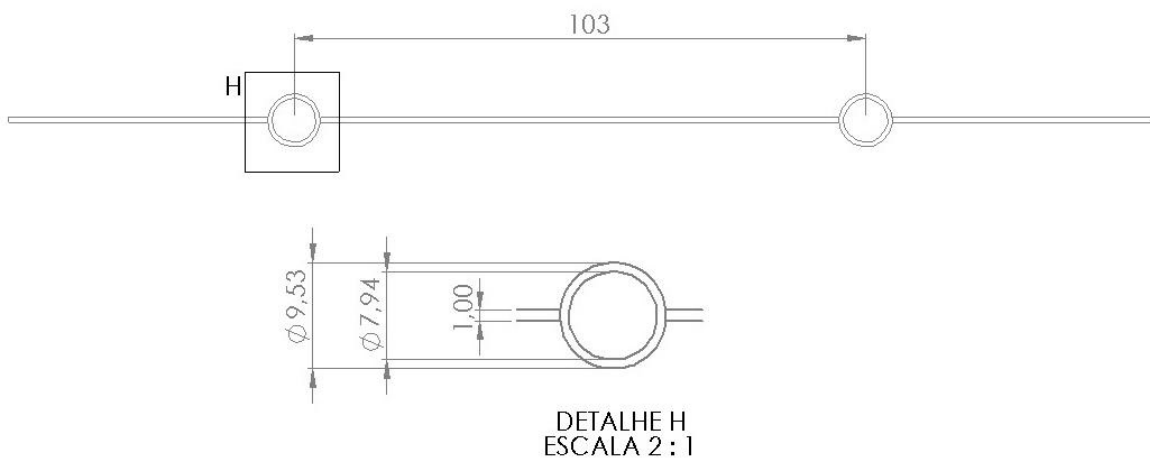


Figura 4.10: Seção transversal do evaporador solar.
Nota: unidades em mm.



O APÊNDICE L apresenta detalhes do projeto deste componente. Além disso, apresenta também o evaporador convencional selecionado.

4.2.4. Projeto dos tubos capilares

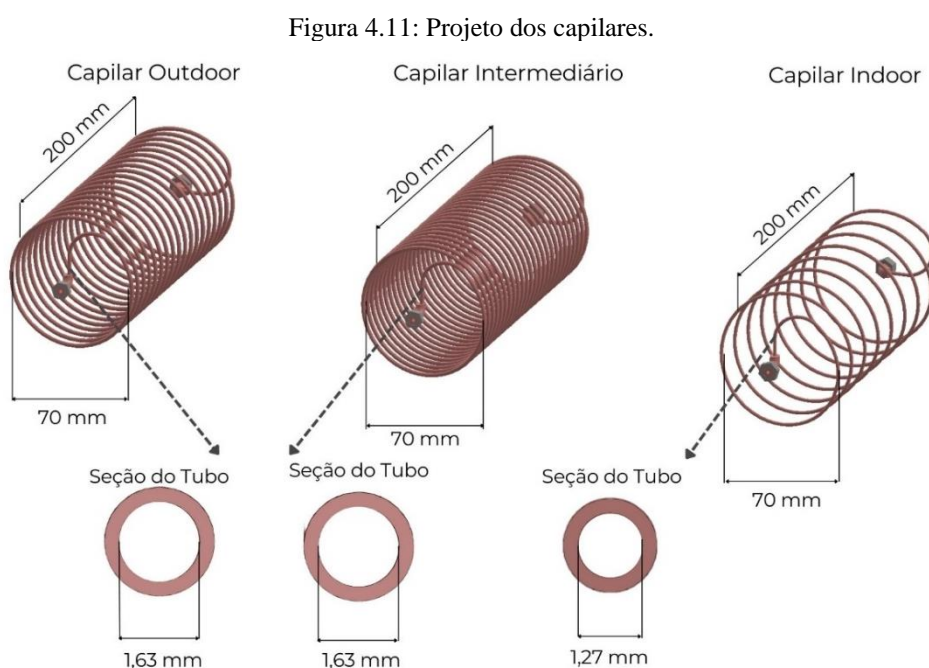
Os capilares dimensionados inicialmente nesta tese e implementados no sistema não forneceram a vazão mássica de refrigerante necessária ao evaporador para manter o grau de superaquecimento dentro de condições toleráveis e garantir o bom desempenho do sistema. A baixa vazão mássica resultou em uma pequena pressão no evaporador, provocando formação de gelo sobre a sua superfície (sobretudo sobre os tubos), e, por conseguinte, comprometendo a sua troca térmica com o ambiente. Em vista disto, o trabalho desenvolvido por Oliveira (2021) permitiu o dimensionamento dos capilares de forma mais assertiva, mantendo o sistema em funcionamento com os parâmetros operacionais supracitados em valores adequados. O APÊNDICE L apresenta os resultados dos capilares aplicados inicialmente e a metodologia adotada por Oliveira (2021).

A Tabela 4.8 apresenta o resultado definitivo do dimensionamento dos capilares realizado por Oliveira (2021). Ademais, os capilares estão dispostos no interior de tubos de polímero com isolamento externo. A Figura 4.11 apresenta o projeto dos capilares.

Tabela 4.8: Dimensionamento dos capilares definitivos.

Tubo capilar	Diâmetro interno do capilar (in)	Diâmetro da espiral (m)	Comp. do capilar (m)
Baixo aporte térmico	0,050	0,07	1,85
Médio aporte térmico	0,064	0,07	5,60
Alto aporte térmico	0,064	0,07	4,00

Fonte: Adaptado de Oliveira (2021), p. 76.



O APÊNDICE L apresenta a válvula de expansão termostática selecionada após a definição do refrigerante. Embora não tenha sido explorada neste trabalho, foi testada por meio de ensaios preliminares, proporcionando estabilidade e bom funcionamento ao sistema.

4.2.5. Projeto da bancada experimental

Fabricou-se uma estrutura metálica móvel sobre a qual o sistema foi montado, conforme a apresentado na Figura 4.12, viabilizando o deslocamento da bancada experimental para os ambientes *indoor* e *outdoor*. A Figura 4.13 apresenta o reservatório térmico, o condensador coaxial e o rotâmetro para medição da vazão de água. Destaca-se que o volume de líquido no tanque pode ser identificado pela graduação adjacente à mangueira de nível externa.

A Figura 4.14 apresenta os principais componentes do sistema instalados na plataforma horizontal da bancada experimental, sendo estes abrigados contra a incidência direta de irradiação solar. A Figura 4.15 e a Figura 4.16 apresentam a DX-SAHP em ambiente *outdoor*.

Figura 4.12: Estrutura da bancada experimental.



Figura 4.13: Reservatório térmico e condensador coaxial.



Figura 4.14: Plataforma horizontal com os componentes do sistema.

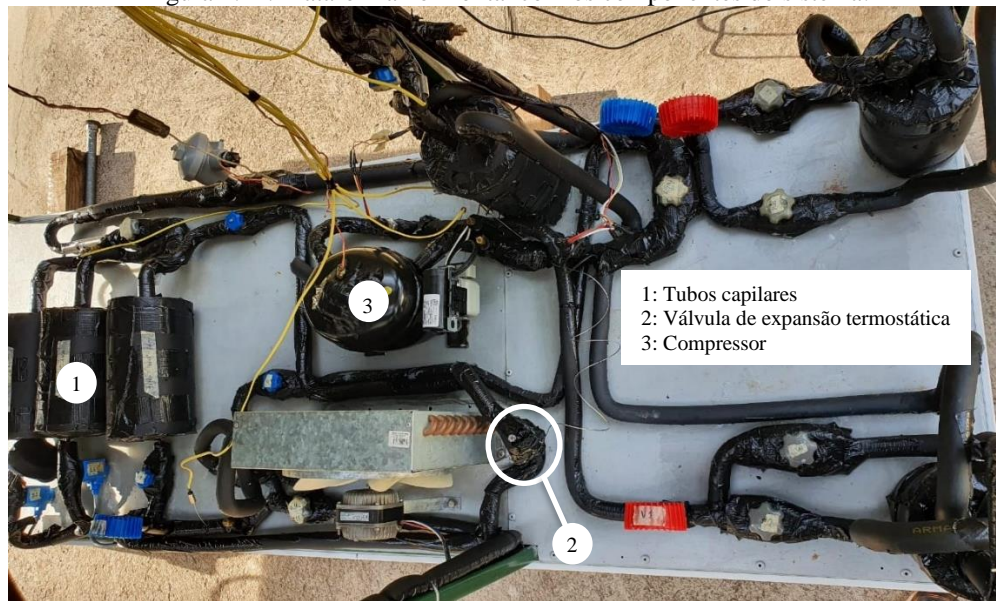


Figura 4.15: DX-SAHP - Lado do quadro de comandos.



Figura 4.16: DX-SAHP - Lado oposto ao quadro de comandos.



O quadro de comando elétrico abriga os disjuntores de acionamento de componentes e o display do termostato e do medidor de energia. O quadro de comandos eletrônicos abriga as placas de aquisição de dados e demais componentes eletrônicos associados à instrumentação.

A Figura 4.17 apresenta a plataforma horizontal com detalhe da instrumentação. A Figura 4.18 apresenta o projeto gráfico da DX-SAHP com detalhe de acessórios.

Figura 4.17: Plataforma horizontal com detalhe da instrumentação.

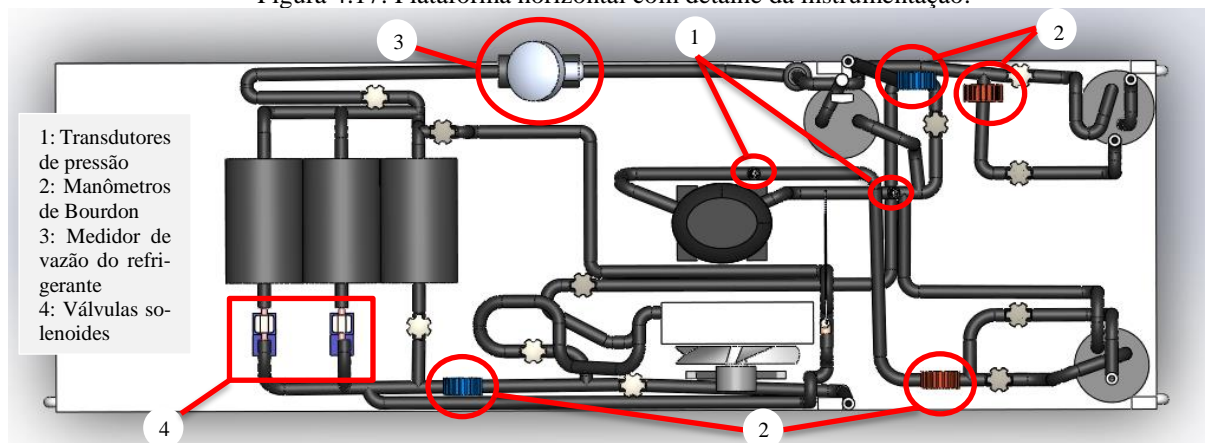
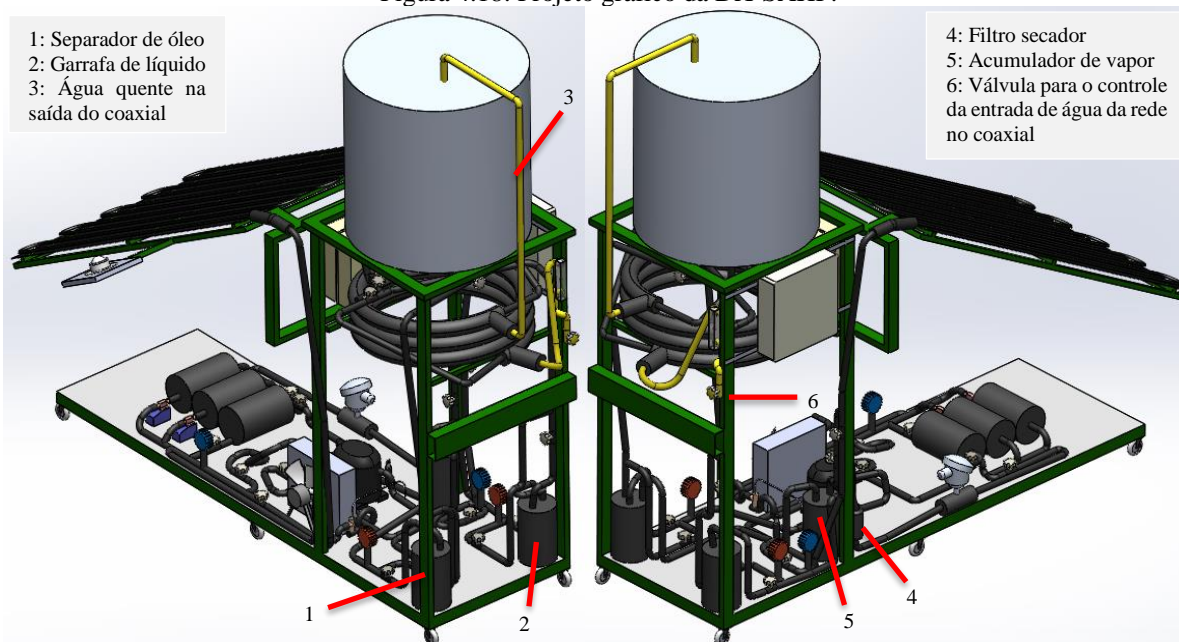


Figura 4.18: Projeto gráfico da DX-SAHP.



4.3. Validação do modelo

Para a realização dos registros termográficos do evaporador em ambiente *outdoor* pela termocâmera e posterior tratamento no software especializado selecionado, necessita-se da aquisição de alguns parâmetros ambientais e de um parâmetro geométrico, como descrito na metodologia. Os testes ocorreram na manhã de um único dia. Ao decorrer dos testes, foram registrados a temperatura ambiente e a umidade relativa do ar. A distância da placa ao termovisor da termocâmera foi de 6,65 m. A instrumentação descrita nesta tese é aplicada para obtenção dos dados supracitados, com exceção da distância, estimada por uma trena. Salienta-se que a precisão na medição da distância influencia pouco no modelo matemático da termocâmera. Por fim, após a implementação da técnica para determinar a emissividade média do evaporador, encontrou-se o valor de 0,95.

O perfil de temperatura do evaporador solar foi registrado por meio de termogramas quando a BDC foi operada com o condensador coaxial sob as seguintes vazões de água: 0,750, 0,860, 0,970, 1,52, 1,63, 1,74 e 1,84 L/min. A Tabela 4.9 apresenta as condições operacionais do sistema durante os testes utilizados na validação do modelo. Os dados apresentados nesta tabela são variáveis de entrada do modelo matemático juntamente com alguns dados termodinâmicos experimentais, a citar: temperaturas de evaporação e de condensação, além das temperaturas de superaquecimento e subresfriamento.

Tabela 4.9: Dados ambientais e operacionais dos testes aplicados para validação do modelo.

Teste	\dot{V}_a (L/min)	T_{ar} (°C)	I_{solar} (W/m ²)	$T_{a_{ent}}$ (°C)	$T_{a_{sai}}$ (°C)
1	0,750	25.9	705	26.2	55.2
2	0,860	26.1	755	26.0	45.0
3	0,970	26.0	750	26.1	48.8
4	1,52	25.5	763	26.1	40.8
5	1,63	25.7	774	26.2	40.4
6	1,74	25.6	777	26.3	39.2
7	1,84	24.8	787	26.2	38.4

Em que \dot{V}_a é a vazão volumétrica da água pelo condensador. A umidade relativa do ar permaneceu aproximadamente constante no valor de 50%. Não foi registrado ventos durante os experimentos. A pressão atmosférica local foi de 92 kPa. O sistema permaneceu estável por 10 min com irradiação solar plena (céu sem nuvens) para cada teste realizado, sendo que a irradiação solar apresentada é o valor médio do período de medição. A temperatura do ar e a temperatura da água na entrada e na saída do condensador coaxial permaneceram praticamente invariáveis e os valores apresentados correspondem aos valores médios do período de medição.

Para a análise da distribuição completa de temperaturas ao longo da placa, seleciona-se um termograma (vazão de água de 0,970 L/min) e secciona-se o evaporador em dez partes, seguindo a configuração de aletas retangulares cuja as bases são compostas pelos tubos. Para cada uma das dez aletas (ou tubos), dez temperaturas equidistantes foram registradas, totalizando 100 temperaturas analisadas ao longo de todo o evaporador. Utiliza-se o software FLIR Tools (2022) para o tratamento dos termogramas. Este software identifica cada ponto de análise com a sigla “Sp” seguida do número algébrico sequencial de acordo com a ordem de criação de cada ponto. Padroniza-se a apresentação da escala de temperaturas variando de 16 a 45 °C para que o gradiente de cores de todos os termogramas exiba resultados proporcionais. A Figura 4.19 apresenta o termograma para a vazão de água de 0,970 L/min.

Para uma análise aprofundada, toma-se como base o termograma realizado para o sistema operando com uma vazão de água de 0,970 L/min (Figura 4.19). As temperaturas ao longo do tubo, desde 0,145 m (Sp1) até 14,3 m (Sp90), mantiveram-se entre 16,2 a 21,5 °C, conforme a Figura 4.20. A partir do comprimento 14,3 m, observa-se o aumento contínuo da temperatura, desde 18,0 a 28,3 °C, demonstrando o processo de superaquecimento do refrigerante em $10,3 \pm 2,0$ °C. Por outro lado, o cálculo do superaquecimento por meio dos dados experimentais resultou em um valor com incerteza padrão combinada de $13,6 \pm 1,2$ °C. Portanto, com base na análise de incerteza padrão das duas metodologias de predição do superaquecimento, a câmera termográfica forneceu um valor menor para esta condição de operação do sistema.

Figura 4.19: Análise do termograma do evaporador para a vazão de água de 0,970 L/min.

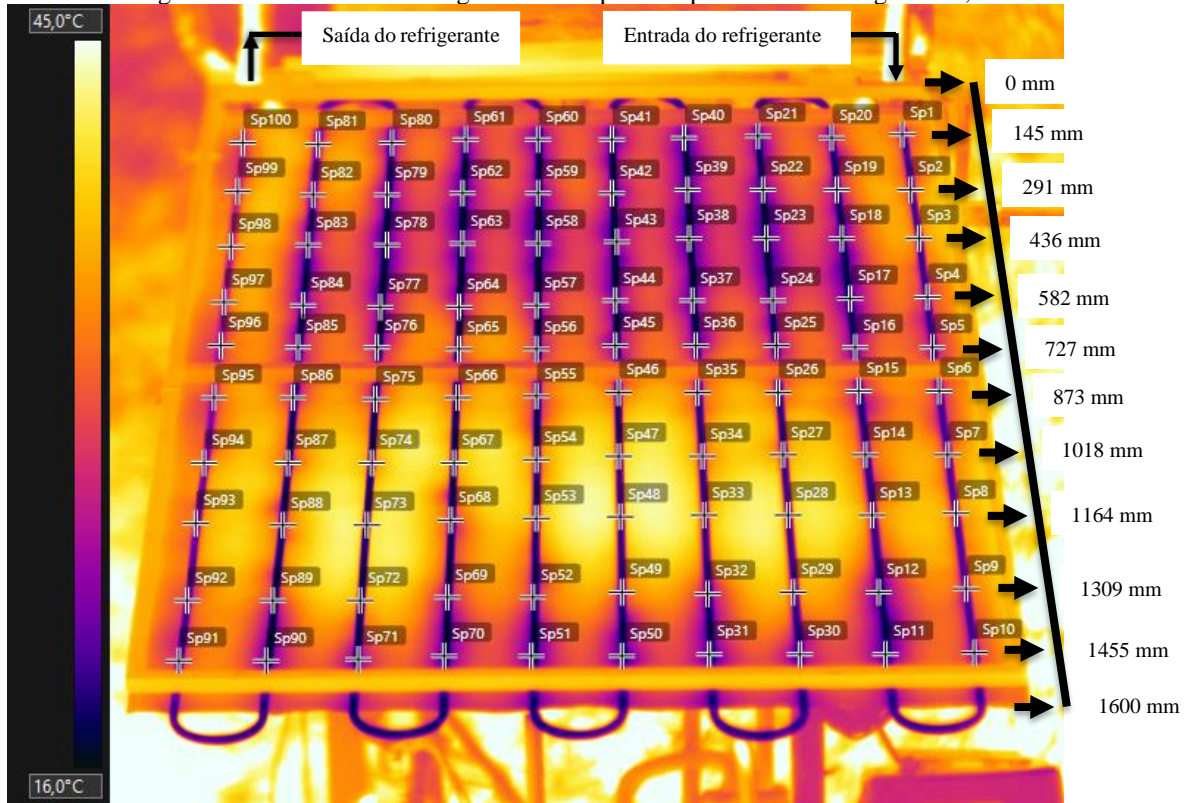
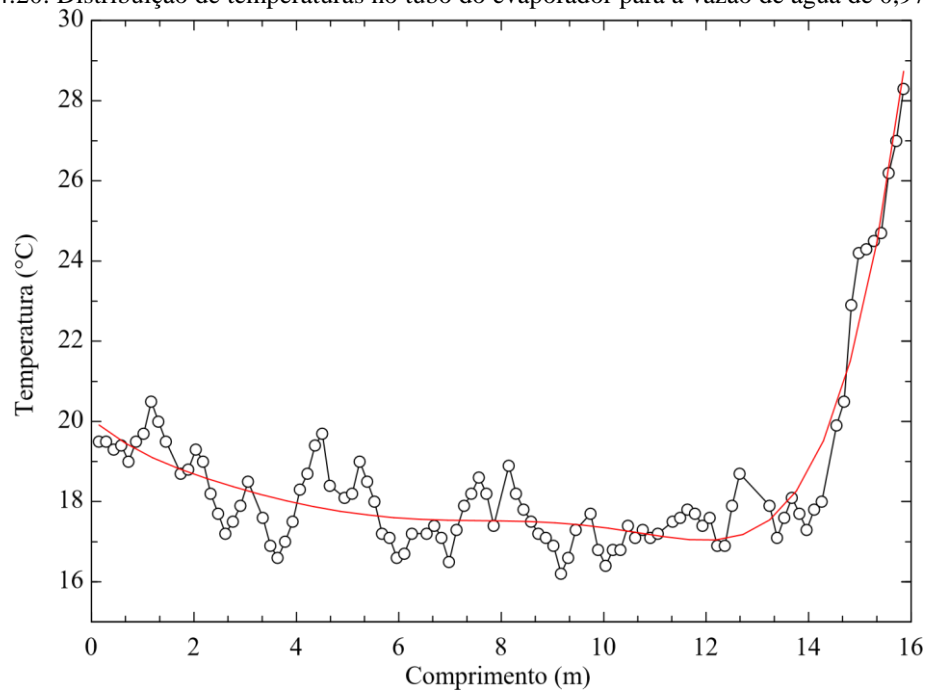


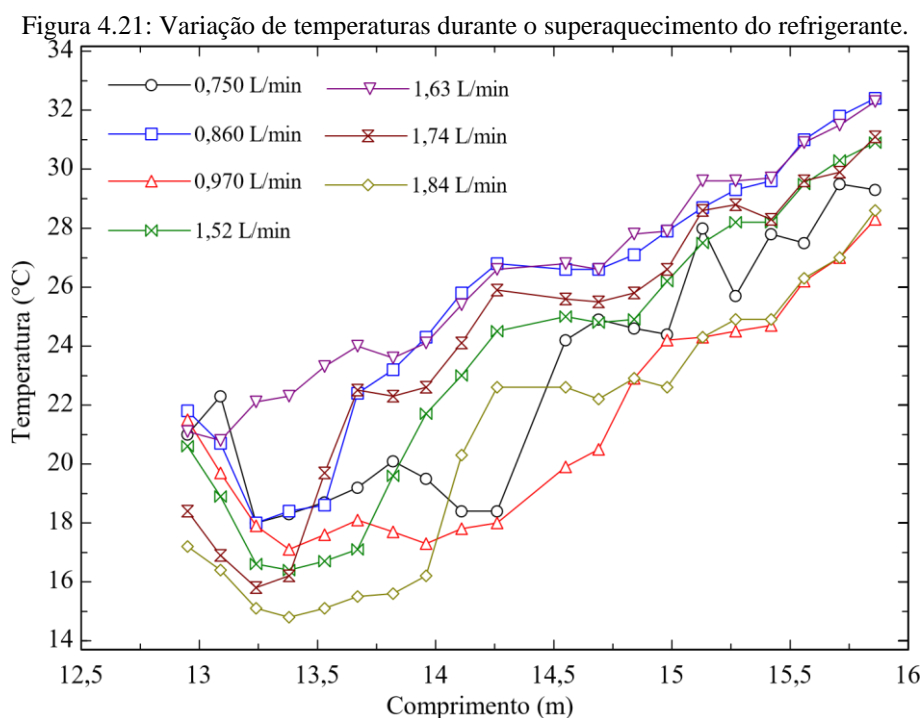
Figura 4.20: Distribuição de temperaturas no tubo do evaporador para a vazão de água de 0,970 L/min.



Ressalta-se que devido à queda de pressão do refrigerante ao longo do evaporador, o processo de ebulição ocorre com a diminuição progressiva dos patamares de temperaturas (esta tendência de queda pode ser vista na Figura 4.20 por meio do ajuste de curva polinomial de 6ª ordem com $R^2=0,8913$). Porém, com o início do processo de superaquecimento, este fato se

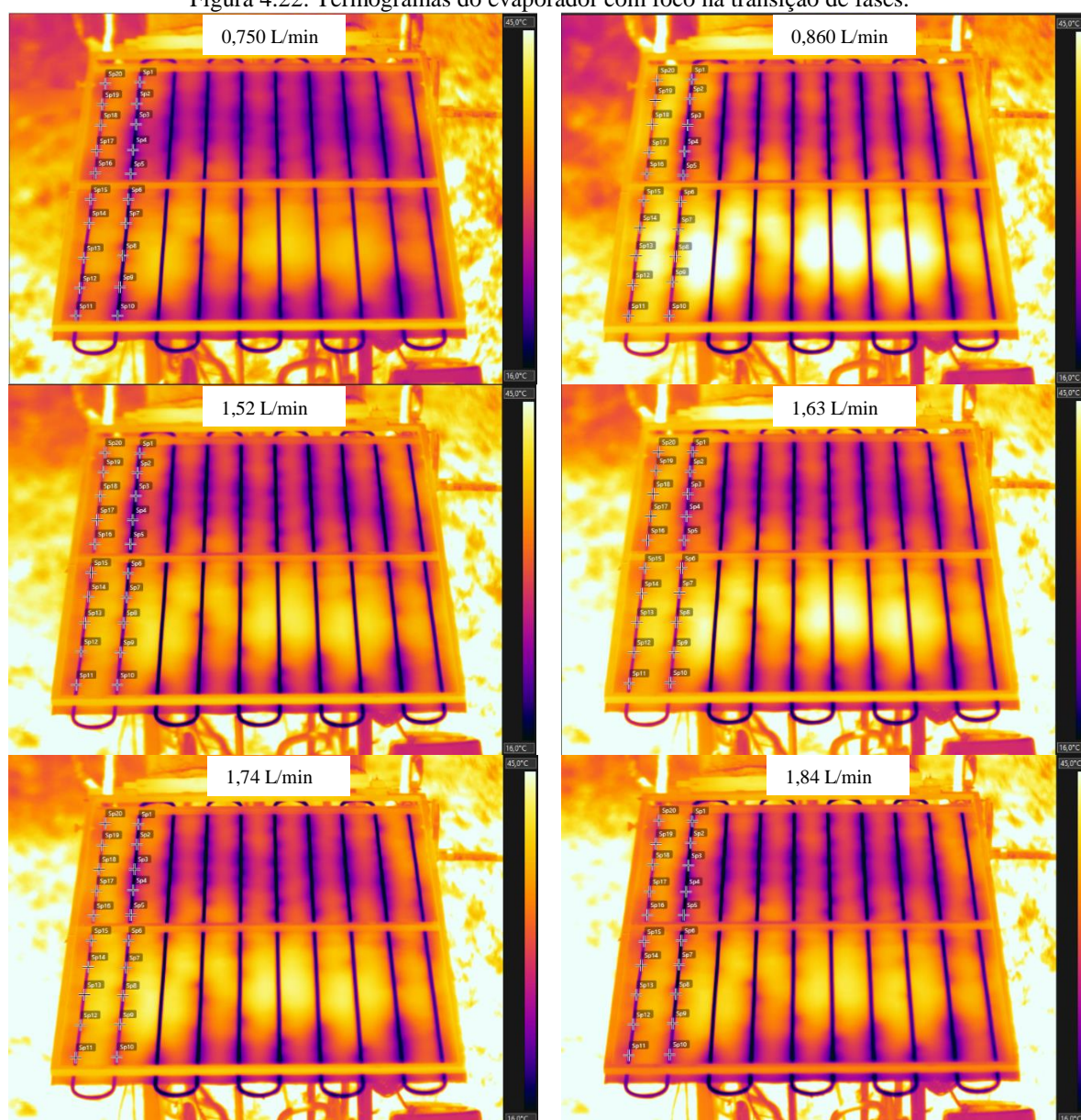
interrompe e passa a ocorrer um aumento progressivo da temperatura do refrigerante. Nesta transição é possível identificar a temperatura no término da ebulição analisando-se o ciclo termodinâmico regido pelo sistema com auxílio das pressões e temperaturas registradas pelo sistema de aquisição de dados. O grau de superaquecimento é então determinado subtraindo-se a temperatura na saída do evaporador desta temperatura supracitada. Entretanto, de posse de um termograma, o processo de identificação do superaquecimento é imediato pela análise das temperaturas.

A Figura 4.21 apresenta a variação de temperatura do refrigerante desde o fim da ebulição ao término do superaquecimento (20 pontos de temperaturas apresentados nos termogramas) para todas as sete vazões de água registradas, evidenciando a região (comprimento do tubo) em que o processo de transição ocorre. Percebe-se que a transição se localiza, em geral, entre à região central do penúltimo tubo e o início do último tubo. As diferentes temperaturas para cada posição de comprimento do evaporador ao se analisar as curvas de vazão reforça o fato de que as condições termodinâmicas do refrigerante no evaporador são distintas.



A Figura 4.22 apresenta os termogramas do evaporador para as vazões de água 0,750, 0,860, 1,52, 1,63, 1,74 e 1,84 L/min com foco na região de transição de fases do refrigerante. A diferença no perfil de temperaturas entre os termogramas evidencia condições termodinâmicas do refrigerante distintas no evaporador. Por outro lado, a diferença entre as vazões de água resulta em condições termodinâmicas distintas no condensador.

Figura 4.22: Termogramas do evaporador com foco na transição de fases.

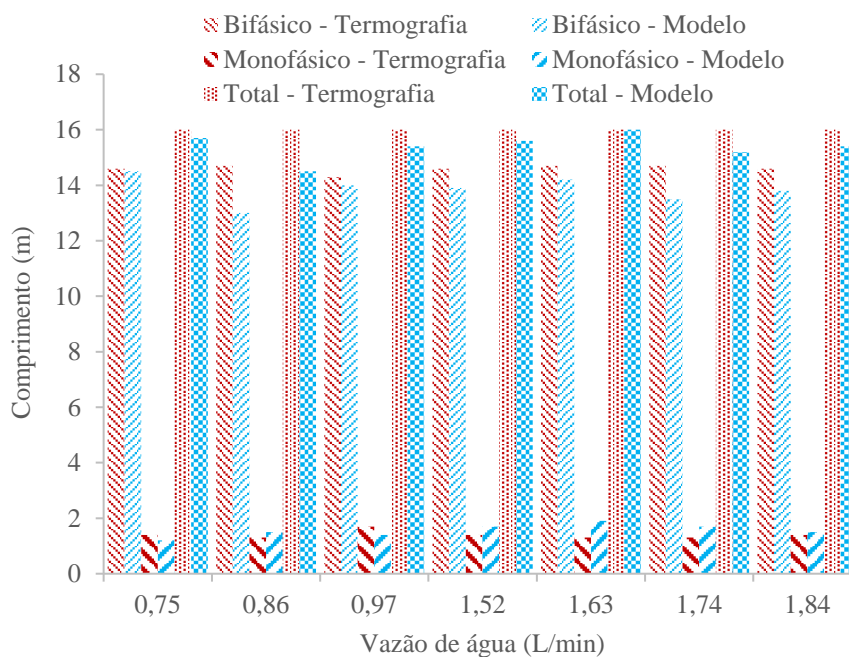


A Tabela 4.10 e a Figura 4.23 apresenta os resultados experimentais e computacionais obtidos para os comprimentos das regiões monofásica e bifásica.

Tabela 4.10: Análise dos comprimentos das regiões no evaporador solar.

Vazão de água (L/min)	Comp. bifásico (m) Termografia	Comp. bifásico (m) Modelo	Comp. monofásico (m) Termografia	Comp. monofásico (m) Modelo	Comp. total (m) Modelo
0,750	14,6	14,5	1,4	1,2	15,7
0,860	14,7	13,0	1,3	1,5	14,5
0,970	14,3	14,0	1,7	1,4	15,4
1,52	14,6	13,9	1,4	1,7	15,6
1,63	14,7	14,2	1,3	1,9	16,0
1,74	14,7	13,5	1,3	1,7	15,2
1,84	14,6	13,8	1,4	1,5	15,4

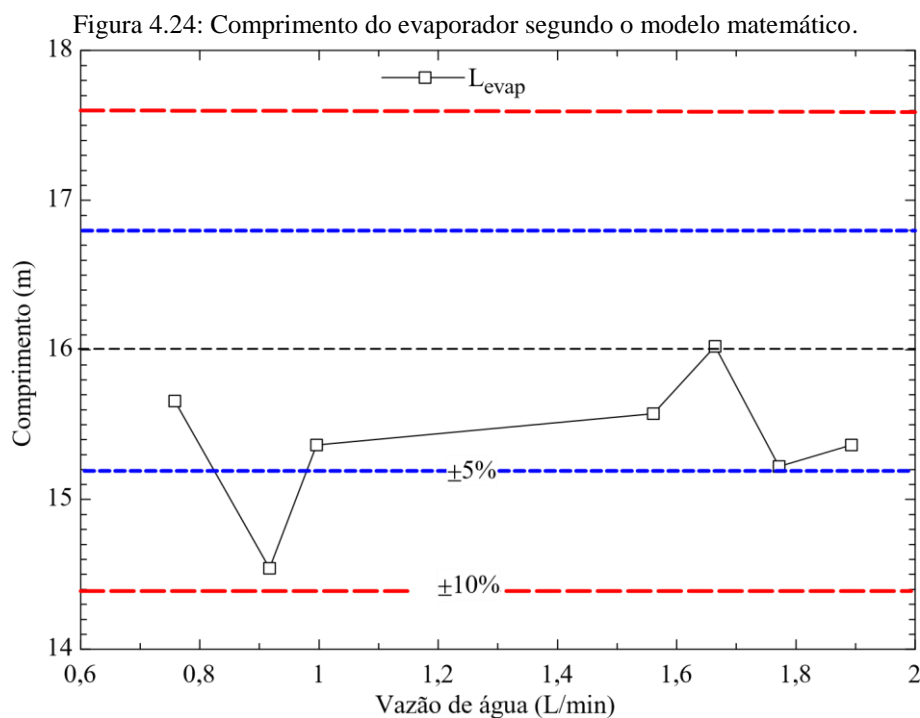
Figura 4.23: Comprimentos das regiões no evaporador.



Analisando-se os resultados apresentados pela Tabela 4.10 e pela Figura 4.23 para o comprimento da região bifásica do refrigerante no evaporador, o modelo apresentou um erro relativo percentual absoluto (ERPA) de 5,2% e um erro relativo percentual (ERP) de -5,2%. Reitera-se que o evaporador possui 16 m, correspondente à soma dos comprimentos das duas regiões para o caso da termografia. Este resultado evidencia a boa convergência do modelo ao prever o comprimento da região bifásica do evaporador com desvios relativos próximos de 5%. Por outro lado, quando se analisa o comprimento monofásico, o ERPA torna-se 22,1% e o ERP torna-se 12,3%. Este resultado indica que o modelo proposto não é recomendado para avaliar com precisão o comprimento da região de superaquecimento do refrigerante. Isto se deve, principalmente, ao fato de se tratar de uma região com pequeno comprimento e que, diante de pequenas diferenças entre a situação real e simulada, conduz a desvios superiores a 10%. Por fim, analisando-se o desvio relativo para o comprimento total do evaporador, o ERPA é de 3,9% e o ERP é de -3,8%. Portanto, o modelo proposto fornece resultados com desvios relativos inferiores a 4%. Yamaguchi *et al.* (2011) obtiveram erro médio máximo de 1,5% na validação experimental pelo COP e pela temperatura do ar em um modelo matemático de uma ASHPWH com R744. Kong *et al.* (2011) identificaram erro médio máximo de 7,4% na validação experimental pelo COP, pela temperatura final da água e pela eficiência do coletor em um modelo de uma DX-SAHPWH com R22. Ibrahim *et al.* (2014) encontraram erro médio máximo de 6,2% na validação pelas pressões de evaporação e condensação, pela capacidade de refrigeração e pelo COP em um modelo de uma ASHPWH com R22 por meio de dados da

literatura. Duarte *et al.* (2019) obtiveram erro médio de 1,7% na validação pelo COP de um modelo matemático de uma DX-SAHPWH com R134a utilizando dados da literatura.

A Figura 4.24 apresenta os resultados simulados para o comprimento total do evaporador. Percebe-se que das sete simulações realizadas, em seis delas (85,7%) o erro é menor que 5%. De todas as sete simulações (100%), o erro é inferior a 10%. Esta forma gráfica de apresentação do erro foi utilizada por Ibrahim *et al.* (2014).

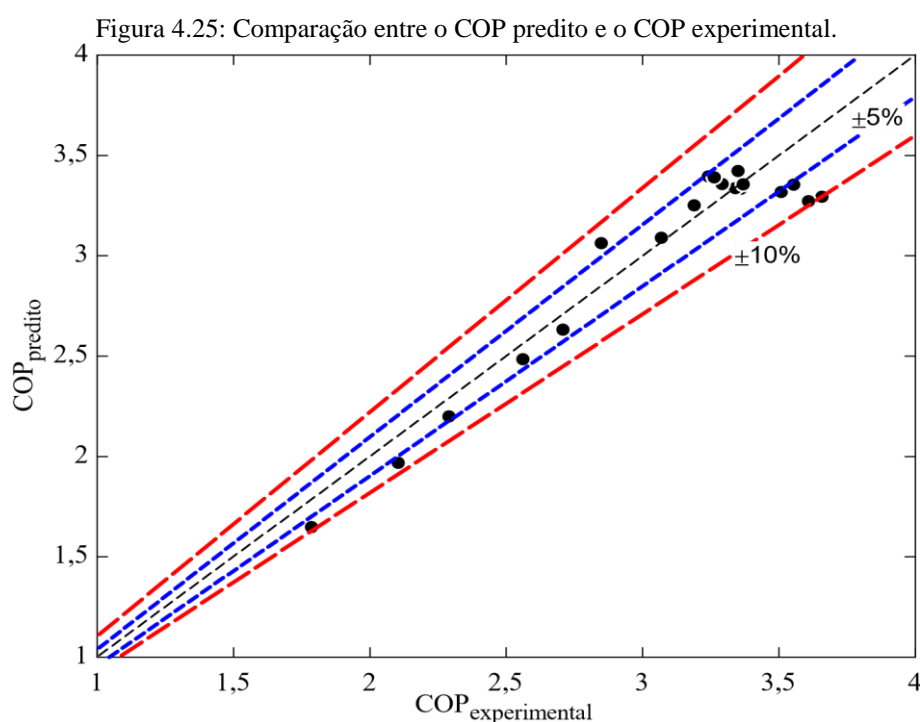


Ademais, o APÊNDICE M apresenta uma análise experimental comparativa do grau de superaquecimento do sistema e da temperatura média do coletor por meio dos dados termográficos e dos instrumentos de medição convencionais (termopares e transdutores de pressão).

O modelo 4E também foi validado pela análise comparativa do desempenho térmico predito pelo modelo com o resultado de 19 testes experimentais realizados no protótipo projetado operando em condição *outdoor*. Detalhes destes testes são apresentados mais adiante, na seção do estudo experimental. O sistema permaneceu estável dez minutos com irradiação solar plena (céu sem nuvens) para cada teste realizado, sendo que a irradiação solar considerada em cada teste foi o valor médio neste intervalo de tempo. Durante os 19 testes, a temperatura do ar variou de 27,1 a 31,2 °C, a umidade relativa do ar permaneceu em uma média de 30%, a pressão atmosférica média foi de 92 kPa, a velocidade do vento média foi de 0,9 m/s, a irradiância solar variou de 744 a 1040 W/m², a temperatura da água na entrada do condensador variou de 28,4 a 30,8 °C e em sua saída variou de 37,2 a 70,9 °C (temperatura final da água), o

superaquecimento do refrigerante variou de 6,4 a 19,0 °C e o subresfriamento variou de 0,61 a 1,15 °C. Ressalta-se que os 19 testes representaram uma ampla faixa de condições de operação do sistema, uma vez que a água sofreu um aquecimento de 8,8 a 40,1 °C.

A Figura 4.25 apresenta o COP predito pelo modelo em função do COP obtido experimentalmente. Analisando os 19 testes realizados, em 12 deles (63,2%) o erro foi menor que 5% e em 19 deles (100%) o erro foi inferior a 10%. O modelo apresentou ERPA de 4,12% e ERP de -1,69%. Portanto, a validação do modelo por meio do parâmetro mais importante do sistema (COP) fornece resultados com desvios relativos inferiores a 5%, e, por conseguinte, está em conformidade com valores comumente encontrados na literatura.



4.4. Simulações do desempenho da DX-SAHP a R290 em condição *outdoor* operando com o condensador coaxial

Com dezenove ensaios da DX-SAHP operando com o condensador coaxial na condição *outdoor* e com a faixa de vazão de água de 0,422 a 2,61 L/min foi possível determinar os coeficientes $B_{1,2,\dots,6,7}$ dos polinômios das curvas de eficiências do compressor e o coeficiente de determinação R^2 do ajuste realizado. A Tabela 4.11 apresenta as equações das eficiências do compressor para a condição *outdoor*.

Para a realização das simulações do sistema operando na situação *outdoor* são considerados constantes os parâmetros geométricos do evaporador (Tabela 3.7) e do condensador coaxial (Tabela 3.8), e dados técnicos do compressor (rotação constante de 3500

rpm e o volume deslocado de 7,95 cm³). Os comprimentos de projeto dos trocadores de calor são aplicados no modelo. Também são considerados constantes os parâmetros ambientais (Tabela 3.5) e econômicos (Tabela 3.6). O custo do R290 foi considerado como R\$200,00/kg. Por fim, as considerações apresentadas nas seções sobre as análises exergética (referência para o estado morto) e econômica (comprimentos entre os componentes do sistema) também são adotadas.

Tabela 4.11: Eficiências do compressor operando *outdoor*.

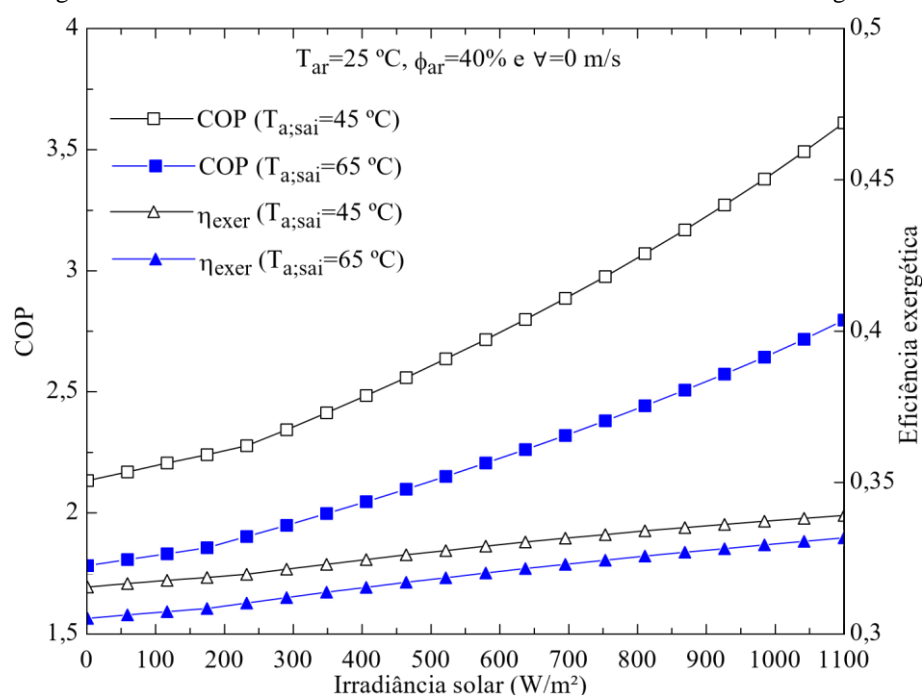
Eficiências	Equações	R ²
Volumétrica	$\eta_{vol} = 1,69 - 0,437(P_2/P_1)$	0,9042
Global	$\eta_{glob} = 1,12 + 0,186(P_2/P_1) - 0,156(P_2/P_1)^2$	0,9136
Isentrópica	$\eta_{isen} = -0,0263 + 0,249(P_2/P_1)$	0,8959

De acordo com Shao *et al.* (2004), a temperatura adequada da água para consumo direto é de 45 °C. Segundo a diretiva da ASHRAE (2000), a temperatura adequada para armazenamento da água para se evitar a proliferação da bactéria *legionella* é acima de 60 °C. As simulações são realizadas para duas situações com o aquecimento diário de 400 L de água. Este volume se justifica ao representar o abastecimento do reservatório do protótipo em duas vezes com período de tempo gasto inferior a 24 h no total para qualquer uma das simulações investigadas. A primeira situação, com o aquecimento da água para uso direto (45 °C) e a segunda, para o armazenamento adequado da água (adotado 65 °C). A temperatura inicial da água foi considerada a mesma da temperatura ambiente. Para todas as situações a temperatura de superaquecimento do refrigerante é de 10 °C e a de subresfriamento é de 5 °C. As simulações visam investigar, além da temperatura final de aquecimento da água, a influência da irradiação solar, da temperatura ambiente (desde um clima frio a 5 °C até um clima quente a 40 °C), da velocidade do vento, da umidade relativa do ar (desde um clima seco a 10% até clima úmido a 90%), do comprimento condensador e da área do evaporador sobre as análises energética, exergética, ambiental e econômica do sistema.

A Figura 4.26 apresenta a influência da irradiação solar sobre o COP e a eficiência exergética do sistema para as duas situações de aquecimento da água. A temperatura do ambiente é de 25 °C, a umidade relativa do ar é de 40% e a velocidade do vento é considerada nula. Percebe-se que o COP sofre um aumento contínuo à medida que a irradiância solar aumenta, sendo este comportamento independente da temperatura final da água. Isto se justifica, sobretudo, pelo aumento mais expressivo da temperatura de evaporação do refrigerante em relação à temperatura de condensação, retardando o crescimento do trabalho do compressor ante ao aumento mais expressivo da capacidade de aquecimento do sistema. Esta

tendência foi observada por Chow *et al.* (2010) em simulações de uma DX-SAHP de aquecimento de água com R134a. Kong *et al.* (2011) identificaram este comportamento em um estudo experimental e de simulação computacional de uma DX-SAHP de aquecimento de água com R22. Rodríguez *et al.* (2012) notaram esta tendência em um modelo matemático de uma DX-SAHP com R134a. Deng e Yu (2016) obtiveram este resultado em um modelo matemático de uma bomba de calor de aquecimento de água com R134a. Bai *et al.* (2020) obtiveram este comportamento em um modelo matemático de uma SAHP para aquecimento de água ao simular o sistema carregado com R134a, R32, R290 e R600a. Por fim, Kong *et al.* (2020a) observaram esta tendência em um trabalho experimental com uma DX-SAHP para aquecimento de água com R290. O COP médio para o aquecimento da água até 45 e 65 °C é, respectivamente, 2,74 (com variação de 2,13 a 3,61) e 2,21 (com variação de 1,78 a 2,80). O desempenho energético médio do sistema quando a água alcança 45 °C é 23,9% maior em relação à 65 °C. O COP cresce 69,3 e 56,8% no aquecimento da água até 45 e 65 °C, respectivamente, na faixa de irradiância solar avaliada (0-1100 W/m²).

Figura 4.26: Influência da irradiância solar sobre o COP e a eficiência exergética.

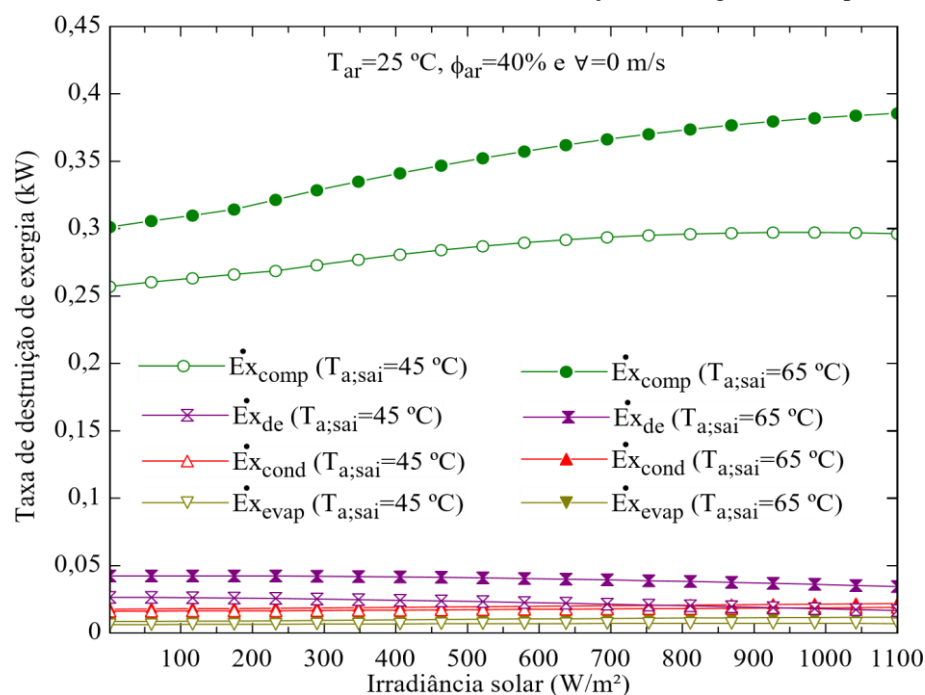


A avaliação da Figura 4.26 também permite concluir que a eficiência exergética do sistema aumenta com o acréscimo da irradiância solar, independentemente da temperatura final da água, sendo ela superior no caso da água para o consumo direto para todos os pontos investigados. Este comportamento foi identificado por Jiang *et al.* (2022) em um modelo matemático de uma ASHP com R410a para aquecimento de ar. Isto se justifica, sobretudo, pelo

menor crescimento da taxa total de exergia destruída em relação ao aumento da taxa de trabalho do compressor. Conforme discutido, a diferença de temperatura do refrigerante entre o condensador e o evaporador decresce, reduzindo a taxa de destruição de exergia no dispositivo de expansão. Em média, a eficiência exérgica do sistema para o caso da água aplicada ao consumo direto (32,8%) é 2,82% superior ao caso da água aplicada para armazenamento (31,9%). A variação desta eficiência na faixa de irradiância solar também é baixa, sendo de 7,48% (com variação de 31,6 a 33,9%) e 8,72% (com variação de 30,5 a 33,2%) para os casos da temperatura final da água de 45 e 65 °C, respectivamente.

A Figura 4.27 apresenta a influência da irradiação solar sobre as taxas de destruição de exergia de cada um dos componentes do sistema.

Figura 4.27: Influência da irradiância solar sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.



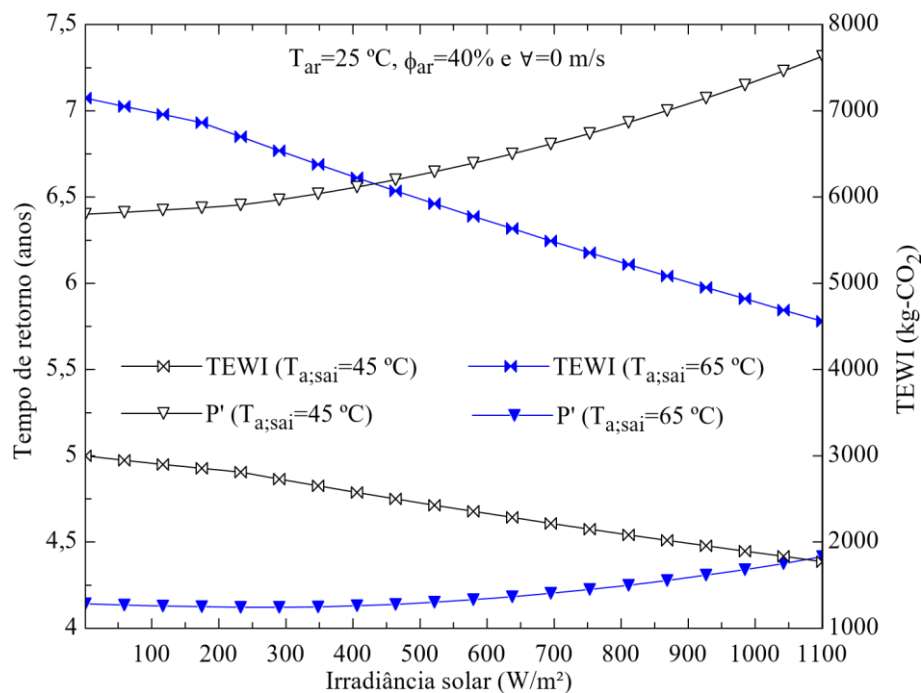
Segundo a Figura 4.27, as taxas de destruição de exergia de todos os componentes do sistema quando se produz água para armazenamento são maiores quando comparado com o caso da produção de água para consumo direto ao longo da faixa de irradiância avaliada. Destaca-se que a taxa de destruição de exergia do compressor é a maior, seguida das taxas do dispositivo de expansão, condensador e, por fim, evaporador, independentemente da irradiância. Este comportamento foi identificado por Jiang *et al.* (2022). Kara, Ulgen e Hepbasli (2008) também identificaram a maior contribuição pelo compressor na destruição de exergia do sistema em uma DX-SAHP com R22. Estas taxas são relativamente pequenas para o evaporador (6,22-7,08 W com média de 6,79 W para a temperatura final da água de 45 °C e

8,46-11,7 W com média de 10,2 W para 65 °C), para o condensador (16,1-18,9 W com média de 17,4 W para 45 °C e 17,7-22,0 W com média de 19,7 W para 65 °C) e para o dispositivo de expansão (16,6-26,5 W com média de 22,4 W para 45 °C e 34,4-42,3 W com média de 39,8 W para 65 °C) quando comparadas com o compressor.

A análise da Figura 4.27 também permite concluir que o compressor é o componente responsável pela maior taxa de destruição de exergia do sistema, com 257-297 W com média de 283 W para o aquecimento da água a 45 °C e 301-386 W com média de 350 W para 65 °C. É possível notar o aumento da taxa de destruição de exergia do compressor com o acréscimo da irradiância solar para ambas as temperaturas finais da água. Isto se deve ao fato da grande irreversibilidade envolvida no processo de compressão no interior deste componente. Em média, a taxa de destruição de exergia do compressor representa 85,9 e 83,4% do total para o caso da água de consumo direto e de armazenamento, respectivamente. Esta distribuição relativa de taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema também foi obtido por Shikalgar (2019) em um trabalho experimental de um refrigerador doméstico operado a R600a, por Altinkaynak, Olgun e Şahin (2019) em um trabalho de simulação de um sistema de refrigeração com os fluidos R407C, R410A, R448A e R22, por Paula *et al.* (2020a) em um modelo matemático de um sistema de refrigeração para os refrigerantes R290, R744, R1234yf e R134a e por Paula *et al.* (2020b) em um modelo matemático de um sistema de refrigeração para os refrigerantes R290, R600a, R1234yf e R134a.

A Figura 4.28 apresenta a influência da irradiação solar sobre o desempenho ambiental e o tempo de retorno do sistema. Identifica-se que o TEWI diminui com o aumento da irradiância solar. Duarte *et al.* (2019) perceberam este comportamento em um modelo matemático de uma DX-SAHP de aquecimento de água para os refrigerantes R290, R1234yf, R600a, R744 e R134a. Isto se justifica, principalmente, por causa da diminuição do consumo anual de energia elétrica (E_{anual}) presente no TEWI indireto, sendo E_{anual} diretamente proporcional ao tempo de operação do sistema para aquecer a quantidade diária de água desejada (este tempo diminui com a irradiância) e inversamente proporcional ao COP (o desempenho energético aumenta com a irradiância, conforme discutido). O TEWI do sistema para o aquecimento da água até 65 °C (7145-4558 kg-CO₂ com média de 5871 kg-CO₂) é, em média, 145% maior quando comparado à temperatura de 45 °C (3000-1773 kg-CO₂ com média de 2399 kg-CO₂), devido principalmente à maior demanda de energia para aquecimento e pelo COP baixo para situações de aquecimento da água à temperaturas maiores. A queda no TEWI na faixa de irradiância investigada é, respectivamente, 36,2 e 40,9% para a temperatura final da água de 45 e 65 °C.

Figura 4.28: Influência da irradiância solar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.

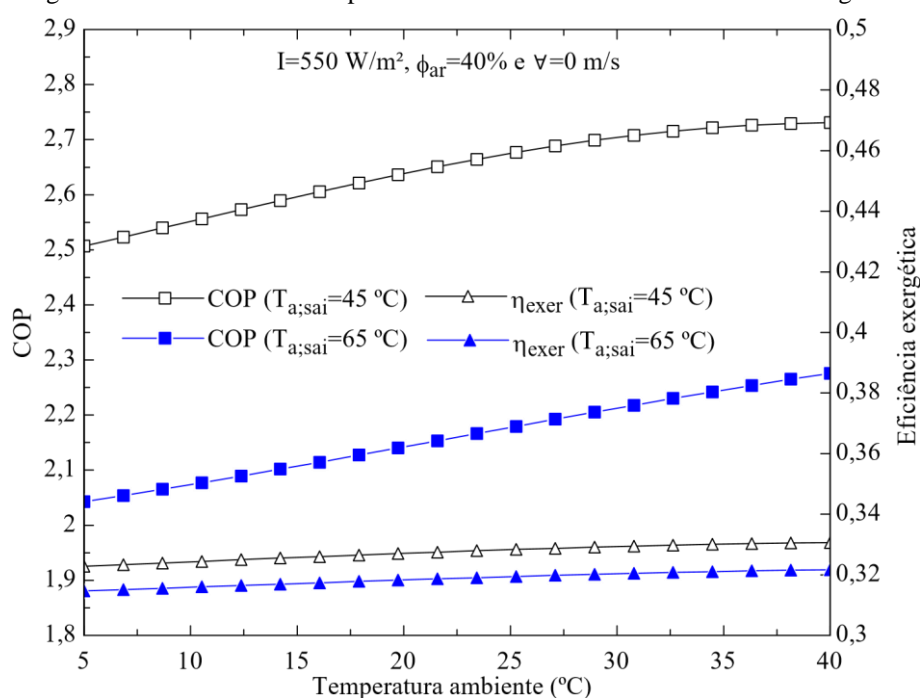


Também pela Figura 4.28 percebe-se que o tempo de retorno é representado por uma curva que possui um comportamento de inflexão, indicando o tempo mínimo de retorno. Isto acontece porque, pelas condições de simulação, o parâmetro que sofre alteração significativa é o valor anual economizado (S_{anual}), sendo ele dependente do E_{anual} e do COP. Para a produção de água para o armazenamento, o menor tempo de retorno é de 4,12 anos, correspondente a uma irradiação média de 261 W/m². Na situação para a produção de água para consumo direto, o tempo mínimo correspondente é de 6,40 anos para a irradiância solar nula. O tempo de retorno de investimento é menor para a situação de maior aquecimento da água devido principalmente ao fato do maior valor anual economizado quando comparado ao caso da água a 45 °C. Isto corresponde a maior economia financeira anual ao se aquecer a água a temperaturas maiores. Yan *et al.* (2021) obtiveram por meio de um trabalho teórico e experimental de uma WSHP para aquecimento de água com R1234ze(E) um tempo de retorno superior a 3 anos.

A Figura 4.29 apresenta a influência da temperatura do ar ambiente sobre o COP e a eficiência exergética do sistema. A irradiação solar é considerada constante e igual a 550 W/m², a umidade relativa do ar é de 40% e a velocidade do vento é considerada nula. O COP se eleva à medida que a temperatura ambiente aumenta, independentemente da temperatura final da água. Isso se justifica pelo mesmo fato discutido para o caso da irradiância solar, porém em uma intensidade menor. Esta tendência foi observada por Chow *et al.* (2010), por Kong *et al.* (2011), por Yamaguchi *et al.* (2011) em um modelo matemático e estudo experimental de uma

ASHP para aquecimento de água operando com CO_2 , por Ibrahim *et al.* (2014) em um estudo experimental e teórico de uma ASHP para aquecimento de água operando com R22, por Deng e Yu (2016), por Saikawa e Koyama (2016) em um estudo teórico e experimental de uma ASHP para aquecimento de água operando com CO_2 , por Kong *et al.* (2017) em um modelo matemático de uma DX-SAHP de aquecimento de água com R410A, por Bai *et al.* (2020) e por Kong *et al.* (2020a). O COP para o aquecimento da água até 45 °C (média de 2,64) é 22,4% maior em relação à 65 °C (média de 2,16). O COP cresce 11,4 e 8,85% no aquecimento da água até 45 e 65 °C, respectivamente, na faixa de temperatura ambiente investigada (5-40 °C). Este ganho de COP é consideravelmente menor quando comparado com a variação da irradiância solar.

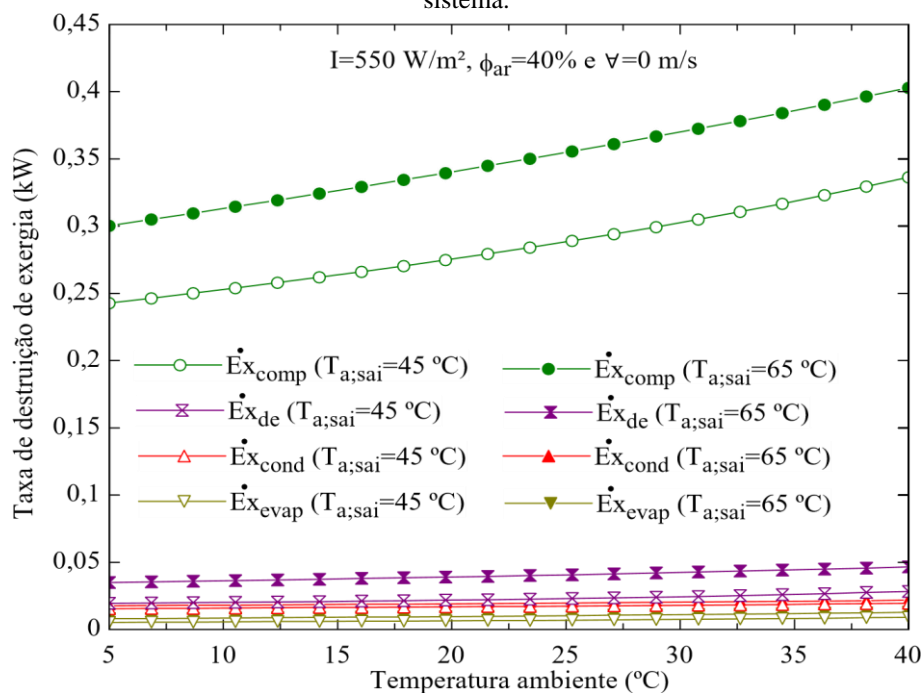
Figura 4.29: Influência da temperatura do ar sobre o COP e a eficiência exergética.



Pela análise da Figura 4.29, o comportamento da eficiência exergética do sistema com a variação da temperatura ambiente é semelhante ao observado para a variação da irradiância solar. Este comportamento foi identificado por Jiang *et al.* (2022). Em média, a eficiência exergética do sistema para o caso da água aquecida até 45 e 65 °C é, 32,7 e 31,9%, respectivamente. Aquecer menos a água representa um ganho médio de 2,76% na eficiência exergética do sistema. O aumento na eficiência exergética na faixa de temperatura ambiente analisada também é baixa, sendo de 2,42 e 2,22% para a água à 45 e 65 °C, respectivamente. Este ganho é inferior ao observado na variação da irradiância solar.

A influência da temperatura do ar ambiente sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema é semelhante ao observado para a variação da irradiância solar (Figura 4.30). Este comportamento foi identificado por Jiang *et al.* (2022).

Figura 4.30: Influência da temperatura ambiente sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.

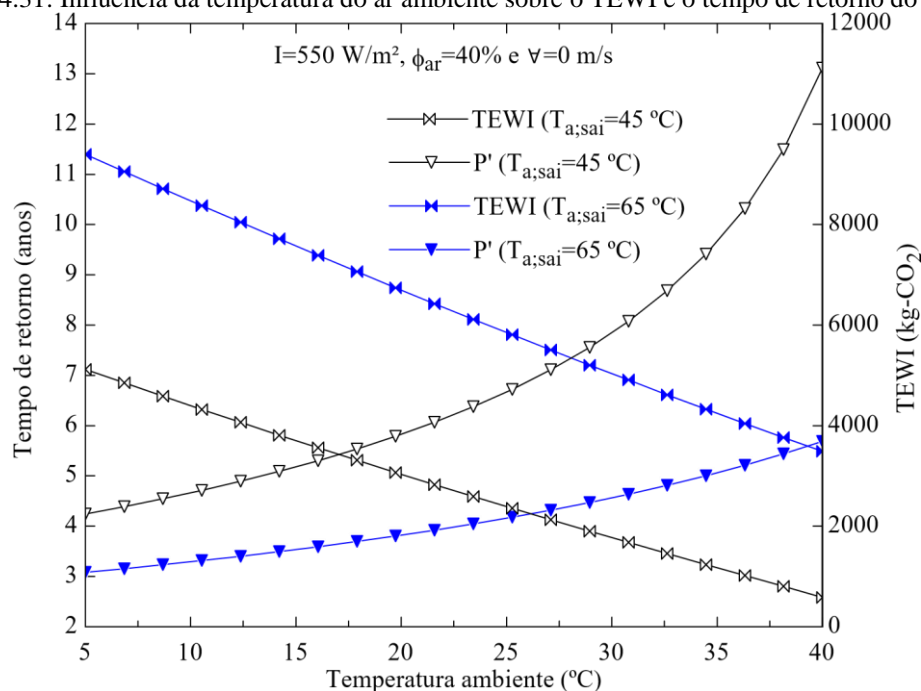


Pela análise dos dados referentes à Figura 4.30, percebe-se que a média das taxas de destruição de exergia para o evaporador, condensador e dispositivo de expansão são, respectivamente, 6,87, 17,3 e 22,9 W quando a temperatura da água chega a 45 °C e de 10,1, 19,5 e 40,2 W para 65 °C. A taxa média de destruição de exergia pelo compressor é de 285 e 349 W, respectivamente, para a água à 45 e 65 °C. Todas estas taxas médias são próximas quando comparadas com a variação da irradiância solar. Em média, a taxa de destruição de exergia do compressor representa 85,8 e 83,3% do total para o caso da água de consumo direto e de armazenamento, respectivamente. Este resultado é próximo do observado com a variação da irradiância solar.

Observa-se também pelos dados da Figura 4.30 que o evaporador apresenta menor taxa de destruição de exergia quando comparado com o condensador, pois a troca de calor entre o refrigerante no interior do evaporador ocorre, em média, a temperaturas não muito distantes da temperatura da fonte fria. No caso do condensador, a diferença entre as temperaturas do refrigerante e da fonte quente são, em média, maiores quando comparadas com o evaporador, contribuindo para a sua maior irreversibilidade relativa.

A Figura 4.31 apresenta a influência da temperatura do ar ambiente sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema. Nota-se que o comportamento do TEWI com a variação da temperatura ambiente é semelhante ao observado para a variação da irradiância solar. O TEWI do sistema para a água à 65 °C (6317 kg-CO₂) é, em média, 130% maior quando comparado à temperatura de 45 °C (2751 kg-CO₂). A queda no TEWI na faixa de temperatura ambiente investigada é, respectivamente, 88,6 e 62,8% para a temperatura final da água de 45 e 65 °C. Esta queda é maior do que a observada para a variação da irradiância solar. Logo, pode-se concluir que o desempenho ambiental, no sistema analisado, é favorecido em ambiente com clima quente. Os valores médios de TEWI são superiores comparados com a variação da irradiação solar. O TEWI direto tem uma participação desprezível (inferior a 3 kg-CO₂) no TEWI para ambas as condições de aquecimento da água, principalmente pelo fato desta parcela do TEWI depender do GWP, que para um valor baixo como o do R290 (5) torna a emissão direta baixa. Portanto, o TEWI indireto é o responsável pelo desempenho ambiental e ele é fortemente dependente do fator de emissão de CO₂ da matriz energética do país aonde o sistema opera. Este último fato foi constatado por Duarte *et al.* (2019).

Figura 4.31: Influência da temperatura do ar ambiente sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.

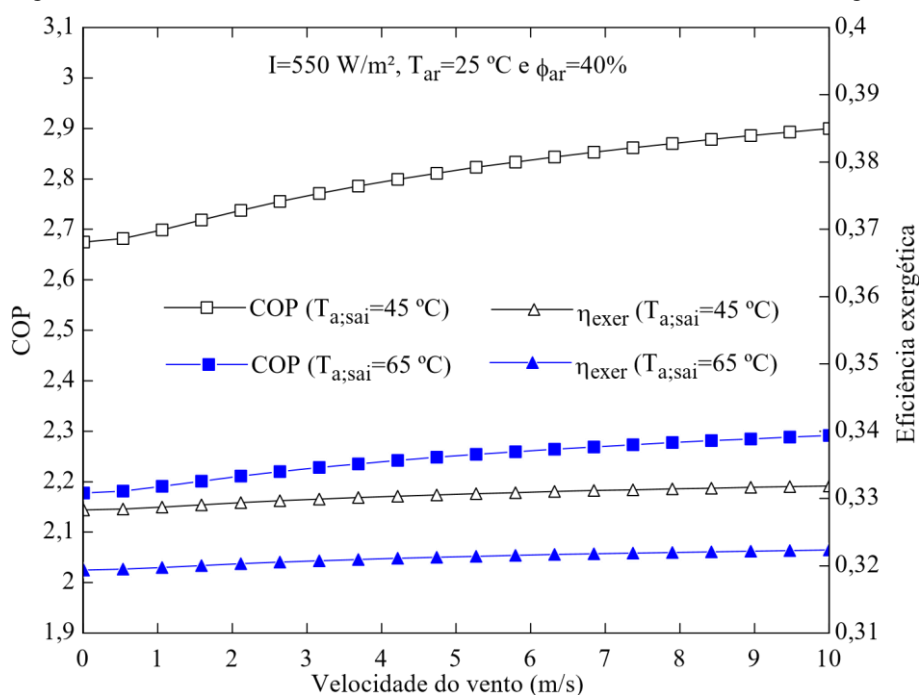


As curvas de tempo de retorno da Figura 4.31 possuem o mesmo comportamento obtido para a variação da irradiância solar. Esta tendência foi observada por Duarte *et al.* (2021a) em um modelo matemático de uma SAHP com refrigerante R290 para aquecimento de água. Para a produção de água para o armazenamento e para consumo direto, o menor tempo de retorno é de 3,09 e 4,26 anos, respectivamente, ambos correspondentes à temperatura ambiente de 5 °C.

Estes tempos de retornos são menores do que os obtidos com a variação da irradiância solar. Destaca-se que o tempo de retorno de investimento do sistema para aquecer a água de 40 a 45 °C é de 13,1 anos. Esta situação mostra que para ambientes que estejam próximos da temperatura final da água, o sistema é pouco atrativo. De uma forma geral, ambiente com clima frio proporciona menor tempo de retorno ao sistema.

A Figura 4.32 apresenta a influência da velocidade do vento sobre o COP e a eficiência exérgica do sistema. A irradiação solar é considerada constante e igual a 550 W/m², a temperatura do ambiente é de 25° C e a umidade relativa do ar é de 40%.

Figura 4.32: Influência da velocidade do vento sobre o COP e a eficiência exérgica.



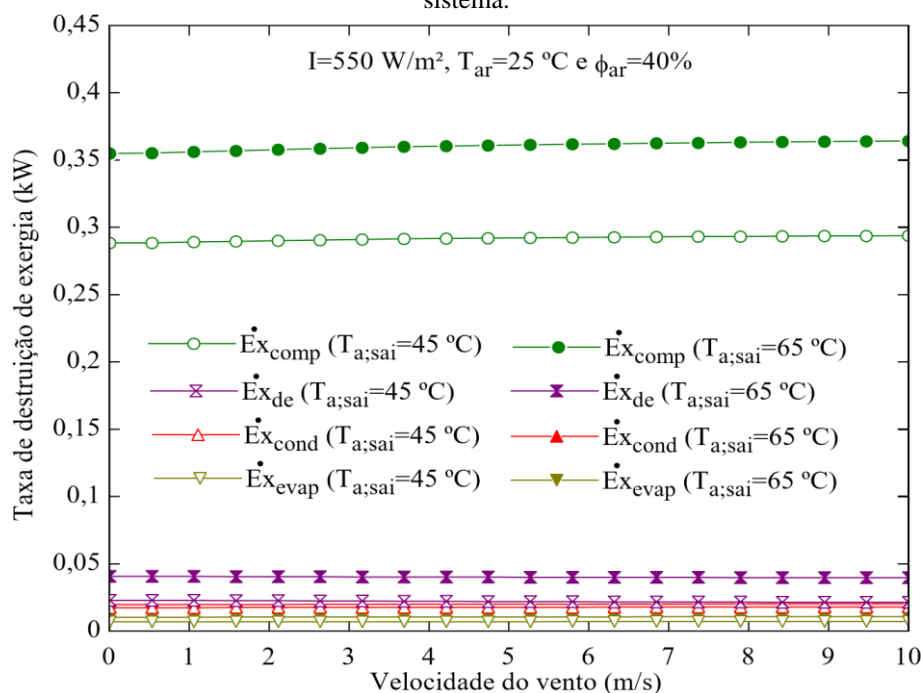
O COP se eleva à medida que a velocidade do vento aumenta, conforme a Figura 4.32, independentemente da temperatura final da água. Esta tendência também foi observada por Kong *et al.* (2011), por Paradeshi, Srinivas e Jayaraj (2016) em uma DX-SAHP operada a R22 para aquecimento de ar, por Duarte *et al.* (2018) em um modelo matemático de uma DX-SAHP de aquecimento de água para os refrigerantes R1234yf e R134a e por Duarte *et al.* (2019). O aumento da eficiência energética se justifica principalmente pelo fato do progressivo aumento do coeficiente convectivo do calor sensível do ar com o crescimento da velocidade do vento. Além disso, em todos os pontos de simulação, a temperatura ambiente está acima da temperatura média do refrigerante no coletor, proporcionando a transferência de calor do ambiente para o refrigerante. O COP médio para o aquecimento da água até 45 e 65 °C é, respectivamente, 2,81 e 2,24. A eficiência energética média do sistema quando a água alcança

45 °C é 25,0% maior em relação à 65 °C. O COP cresce 8,41 e 5,23% no aquecimento da água até 45 e 65 °C, respectivamente, na faixa de velocidade do vento avaliada (0-10 m/s). Este ganho de COP é menor do que o observado na variação da temperatura ambiente e, sobretudo, consideravelmente menor quando comparado com a variação da irradiância solar.

Pela Figura 4.32 também percebe-se que o comportamento da eficiência exergética do sistema com a variação da velocidade do ar é semelhante ao observado para a variação da irradiância solar e temperatura ambiente. Em média, a eficiência exergética do sistema para o caso da água aplicada ao consumo direto (33,0%) é 2,86% superior ao caso da água aplicada para armazenamento (32,1%). A variação desta eficiência na faixa de velocidade do vento é baixa, sendo de 1,07 e 0,91% para os casos da temperatura final da água de 45 e 65 °C, respectivamente. Este ganho é inferior ao observado na variação da temperatura ambiente e irradiância solar.

A influência da velocidade do vento sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema também é semelhante ao observado para a variação da irradiância solar e temperatura ambiente (Figura 4.33).

Figura 4.33: Influência da velocidade do vento sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.

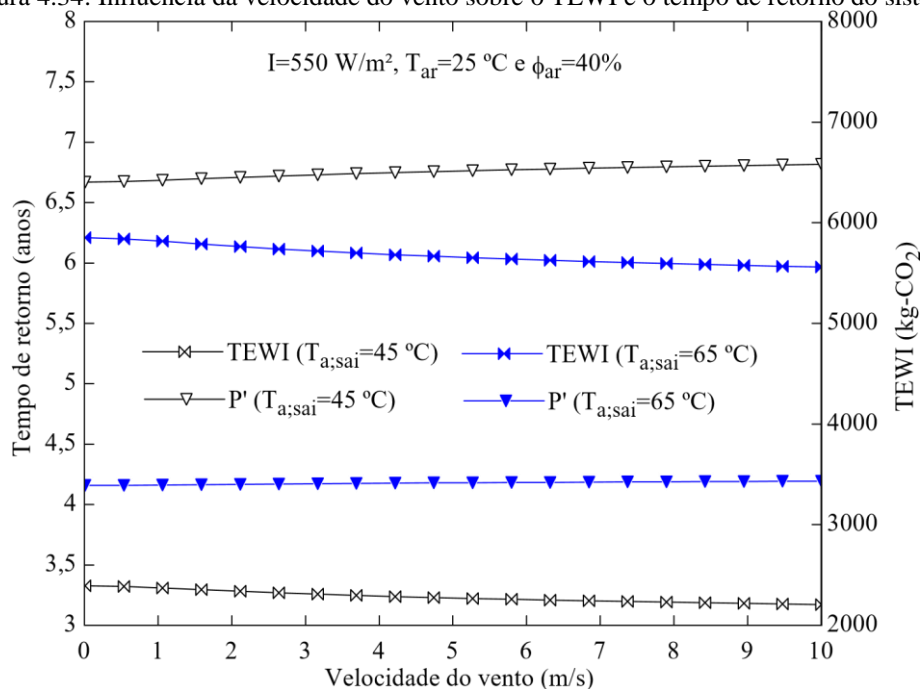


De acordo com os dados da Figura 4.33, a média das taxas de destruição de exergia do evaporador, do condensador e do dispositivo de expansão são, respectivamente, 7,00, 17,6 e 22,0 W nos casos da água para consumo direto e de 10,5, 20,0 e 40,1 W para armazenamento. A taxa média de destruição de exergia pelo compressor é de 292 e 361 W, respectivamente,

para a água destinada ao consumo direto e ao armazenamento. Todas estas taxas médias são próximas quando comparadas com a variação da irradiância solar e temperatura ambiente. Em média, a taxa de destruição de exergia do compressor representa 86,2 e 83,6% do total para o caso da água de consumo direto e de armazenamento, respectivamente. Este resultado é ligeiramente superior do observado com a variação da irradiância solar e temperatura ambiente.

A Figura 4.34 apresenta a influência da velocidade do vento sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema. Conclui-se que a queda do TEWI com o aumento da velocidade do vento é pequena, sendo o TEWI médio igual a 2283 e 5678 kg-CO₂, respectivamente, para a temperatura final da água a 45 e 65 °C. O TEWI à 65 °C é 149% maior que o TEWI à 45 °C. Os valores médios de TEWI são inferiores comparados com a variação da irradiação solar. A queda no TEWI na faixa de velocidade do vento investigada é, respectivamente, 7,73 e 4,97% para a temperatura final da água de 45 e 65 °C. Esta queda é menor do que a observada para a variação da irradiância solar e temperatura do ambiente. Isto mostra que a intensificação do processo de convecção forçada imposta pelo vento contribui de maneira discreta para o aumento do aporte energético ao coletor.

Figura 4.34: Influência da velocidade do vento sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.

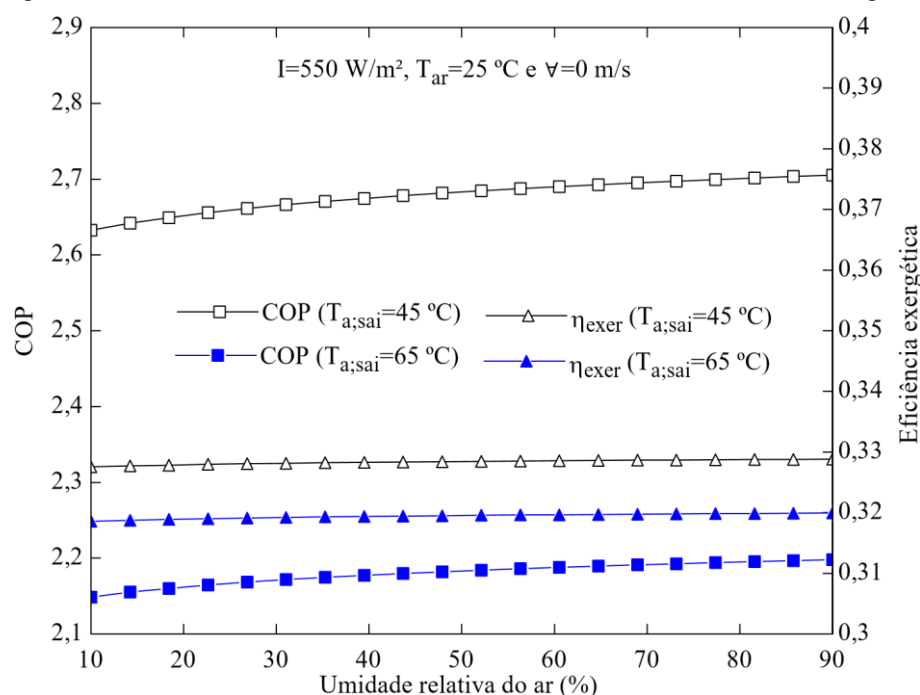


O tempo de retorno descrito na Figura 4.34 cresce com o aumento da velocidade do vento em uma proporção pequena, sendo o tempo mínimo de retorno observado para a velocidade do vento nula para ambas as temperaturas finais da água. O pequeno aumento do aporte energético ao coletor com o crescimento da velocidade do vento também justifica este resultado. Para a produção de água para o armazenamento e para consumo direto, o menor

tempo de retorno é de 4,16 e 6,67 anos, respectivamente. Estes tempos de retornos são maiores do que os obtidos com a variação da irradiância solar.

A Figura 4.35 apresenta a influência da umidade relativa do ar sobre o COP e a eficiência exergética do sistema. A irradiação solar é considerada constante e igual a 550 W/m^2 , a temperatura do ambiente é de 25°C e a velocidade do vento é considerada nula.

Figura 4.35: Influência da umidade relativa do ar sobre o COP e a eficiência exergética.



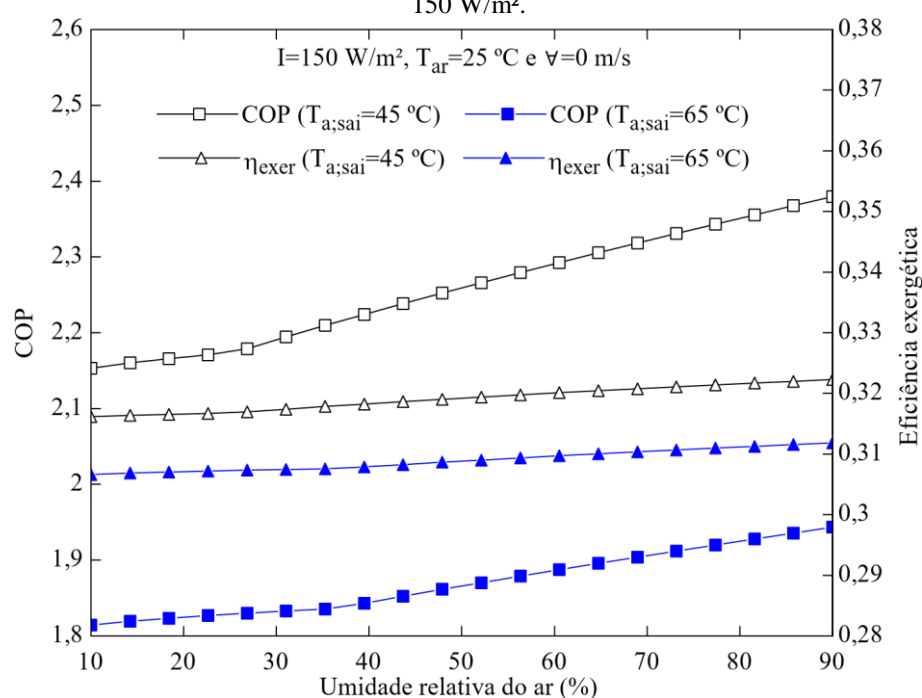
Pela Figura 4.35 nota-se que o COP sofre um ligeiro aumento com a elevação da umidade relativa do ar, independentemente da temperatura final da água. O COP médio para o aquecimento da água para consumo direto e para armazenamento é, respectivamente, 2,68 e 2,18. O desempenho energético médio do sistema quando a água alcança 45°C é 22,8% maior em relação à 65°C . O COP cresce 2,73 e 2,28% no aquecimento da água para consumo direto e para armazenamento, respectivamente, na faixa de umidade relativa avaliada (10-90%). Este ganho de COP é o menor de todos os observados com a variação dos parâmetros ambientais investigados. Ressalta-se que pelas condições de simulação, sobretudo devido à irradiância de 550 W/m^2 , a umidade relativa do ar influencia na temperatura do céu contida no modelo matemático do evaporador. Para todas os pontos simulados, a temperatura do coletor se manteve acima da temperatura do ponto de orvalho do ar, logo não há formação de condensado de vapor de água sobre o evaporador e a contribuição por calor latente do ar é nula.

Também pela Figura 4.35, percebe-se que a eficiência exergética do sistema sofre um ligeiro aumento com a variação da umidade relativa do ar, independentemente da temperatura

final da água. Em média, a eficiência exergética do sistema para a temperatura final da água igual a 45 °C (32,8%) é 2,82% superior a temperatura final da água igual a 65 °C (31,9%). A variação desta eficiência na faixa de umidade relativa do ar é baixa, sendo de 0,40% para ambas as temperaturas finais da água. Este ganho de eficiência exergética é o menor de todos os observados com a variação dos parâmetros ambientais investigados.

Do exposto, ao refazer a simulação alterando-se apenas a irradiância solar (adotando 150 W/m²), percebe-se a influência do calor latente do ar após a mudança de inclinação das curvas da Figura 4.36.

Figura 4.36: Influência da umidade relativa do ar sobre o COP e a eficiência exergética para irradiância solar de 150 W/m².

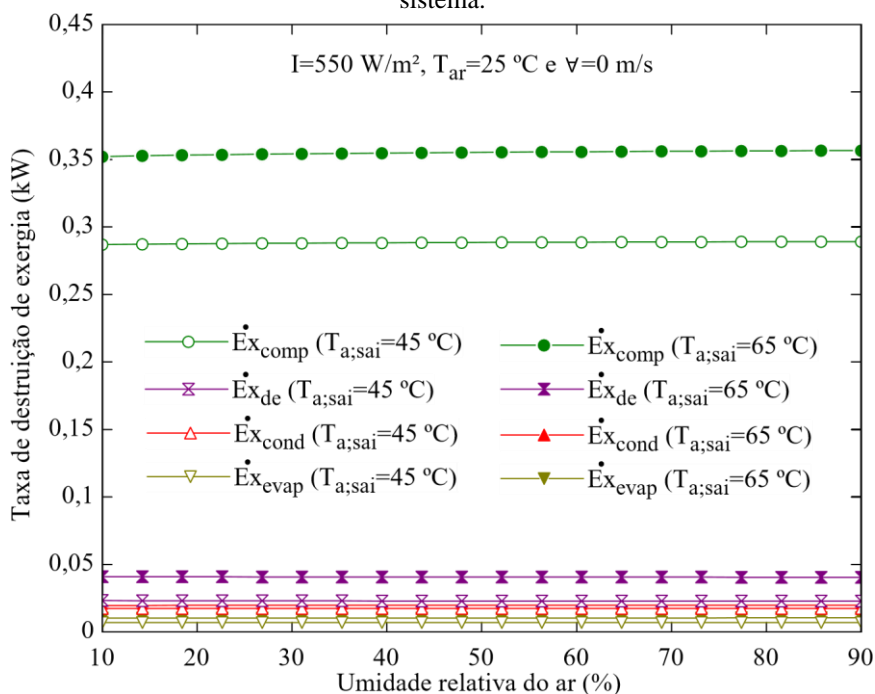


Pela Figura 4.36, percebe-se que o COP cresce 7,69 e 5,89% no aquecimento da água para consumo direto e para armazenamento, respectivamente, na faixa de umidade relativa de 35-90%. Este resultado também foi encontrado por Duarte *et al.* (2021b) em um estudo experimental de uma DX-SAHP com R744 para aquecimento de água. Além disso, estes autores encontraram crescimento no COP em 6% para uma mudança na umidade relativa média de 31,6–55,8%. Para uma comparação equivalente, ao se avaliar o crescimento do COP na situação anterior, quando a irradiância solar é de 550 W/m², na faixa de umidade do ar de 35-90%, obtém-se um aumento de 1,88 e 1,57% para a água na temperatura final de 45 e 65 °C, respectivamente. Portanto, para situações de tempo nublado e úmido, a contribuição do calor latente do ar é relativamente baixa no aumento do desempenho energético do sistema. Este resultado está alinhado com o que Scarpa e Tagliafico (2016) concluíram em um estudo

experimental de uma DX-SAHP para aquecimento de água operando com R134a, pois a redução de irradiância solar proporciona o aumento da contribuição do calor latente do ar. A eficiência exergética cresce 1,42% para ambas as temperaturas finais da água na faixa de umidade relativa avaliada (35-90%). Ao se fazer a mesma comparação discutida acima, a eficiência exergética cresce 0,28% para ambas as temperaturas finais da água. Portanto, a eficiência exergética do sistema sofre um ligeiro aumento sob influência do calor latente do ar.

A influência da umidade relativa do ar sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema é semelhante ao observado para a variação dos parâmetros ambientais investigados (Figura 4.37).

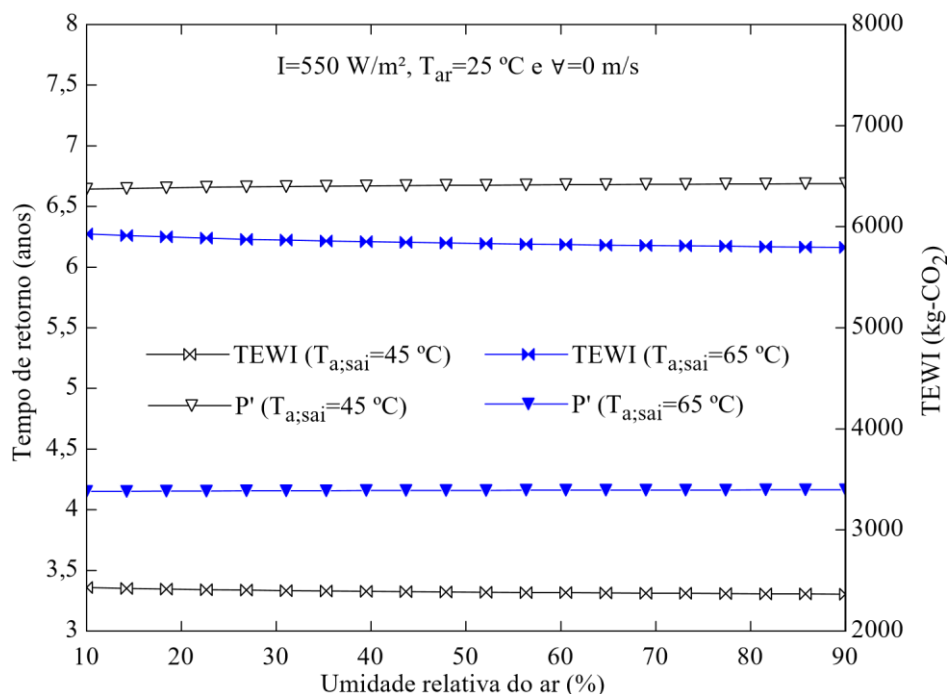
Figura 4.37: Influência da umidade relativa do ar sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.



Segundo a Figura 4.37, a média das taxas de destruição de exergia para o evaporador, condensador e dispositivo de expansão são, respectivamente, 6,93, 17,4 e 22,9 W para a temperatura final da água de 45 °C e de 10,3, 19,7 e 40,6 W para 65 °C. A taxa média de destruição de exergia pelo compressor é de 288 e 355 W, respectivamente, para a temperatura final da água de 45 e 65 °C. Todas estas taxas médias são próximas quando comparadas com os demais parâmetros ambientais investigados. Em média, a taxa de destruição de exergia do compressor representa 85,9 e 83,4% do total para o caso da água de consumo direto e de armazenamento, respectivamente. Este resultado é ligeiramente inferior quando comparado com a variação da velocidade do vento.

A Figura 4.38 apresenta a influência da umidade relativa do ar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema. Esta análise também não foi encontrada na literatura especializada para este tipo de sistema, sendo, portanto, pela primeira vez realizada.

Figura 4.38: Influência da umidade relativa do ar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.

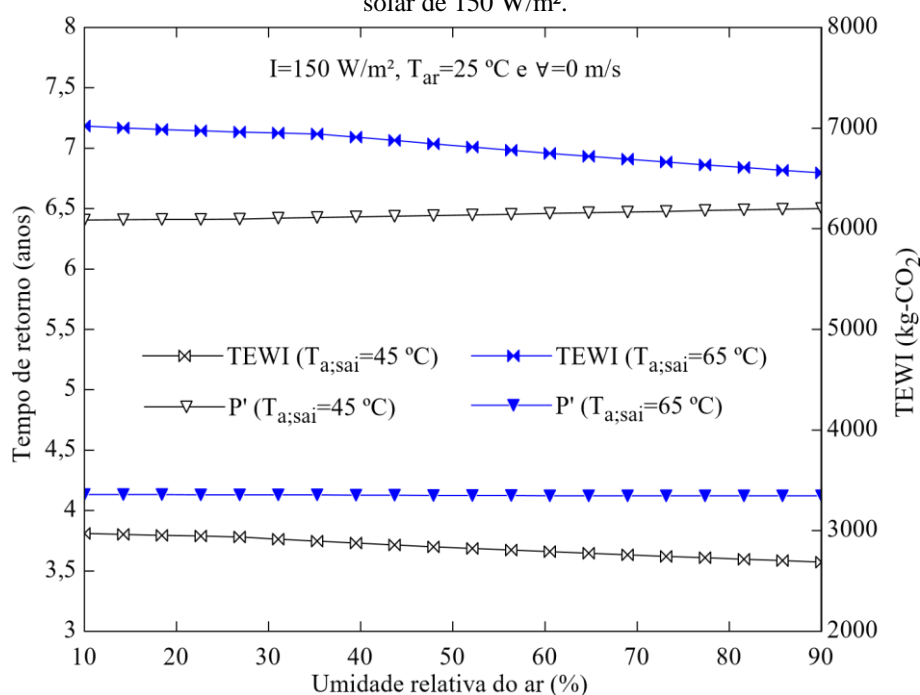


Pela avaliação da Figura 4.38, percebe-se que a queda do TEWI com o aumento da umidade relativa do ar é menor ainda que a observada para o caso da variação da velocidade do vento, sendo o TEWI médio igual a 2389 e 5845 kg-CO₂, respectivamente, para o caso da água destinada ao consumo direto e para armazenamento. O TEWI à temperatura final da água de 65 °C é 145% maior que o TEWI à temperatura final da água de 45 °C. Os valores médios de TEWI encontram-se entre os obtidos com a variação da velocidade do vento e da irradiação solar. A queda no TEWI na faixa de umidade relativa do ar investigada é, respectivamente, 2,29 e 2,75% para a temperatura final da água de 45 e 65 °C. Esta queda é a menor de todas as observadas para a variação dos parâmetros ambientais investigados.

A Figura 4.38 também permite afirmar que o tempo de retorno cresce em uma proporção pequena com o aumento da umidade relativa do ar, menor ainda quando comparado com a variação da velocidade do vento. O tempo mínimo de retorno observado ocorre para a menor umidade relativa (10%) para ambas as temperaturas finais da água. Para a temperatura final da água de 65 e 45 °C, o menor tempo de retorno é de 4,15 e 6,64 anos, respectivamente. Os tempos de retornos mínimos observados para ambas as temperaturas finais da água encontram-se entre os obtidos com a variação da velocidade do vento e da irradiação solar.

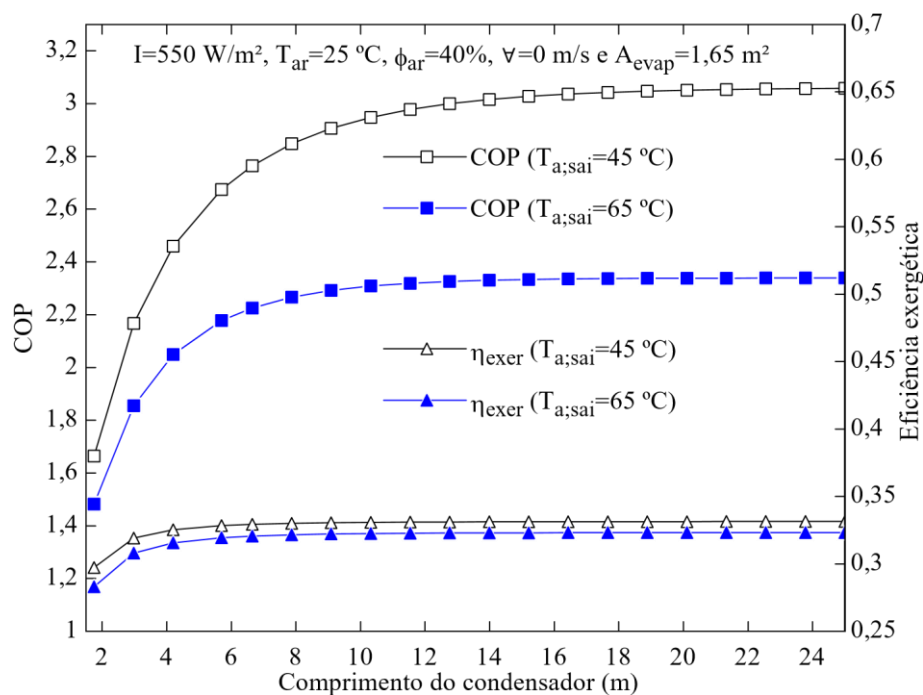
Alterando-se a irradiância solar para 150 W/m^2 , percebe-se a influência do calor latente do ar após a mudança de inclinação nas curvas do TEWI da Figura 4.39. O TEWI decresce 7,15 e 5,56% para a água na temperatura final de 45 e 65 °C, respectivamente, na faixa de umidade relativa de 35-90%. Da mesma forma discutida para o COP, para uma comparação equivalente do TEWI, ao se avaliar o decréscimo do TEWI na situação anterior, quando a irradiância solar é de 550 W/m^2 , na faixa de umidade do ar de 35-90%, obtém-se uma diminuição de 1,57 e 1,89% para a água na temperatura final de 45 e 65 °C, respectivamente. Portanto, para situações de tempo nublado e úmido, a contribuição do calor latente do ar é relativamente baixa no aumento do desempenho ambiental do sistema. Por fim, o tempo de retorno do sistema assume valores um pouco abaixo dos anteriores (quando a irradiância é 550 W/m^2), mas permanece aproximadamente constante ao longo da variação da umidade do ar e não sofre influência visível da taxa de calor latente do ar.

Figura 4.39: Influência da umidade relativa do ar sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema para irradiância solar de 150 W/m^2 .



A Figura 4.40 apresenta a influência do comprimento do condensador sobre o COP e a eficiência exergética do sistema. A irradiação solar é considerada constante e igual a 550 W/m^2 , a temperatura do ambiente é de 25 °C , a umidade relativa do ar é de 40% e a velocidade do vento é considerada nula. A área do evaporador permanece fixa ($1,65 \text{ m}^2$).

Figura 4.40: Influência do comprimento do condensador sobre o COP e a eficiência exergética.



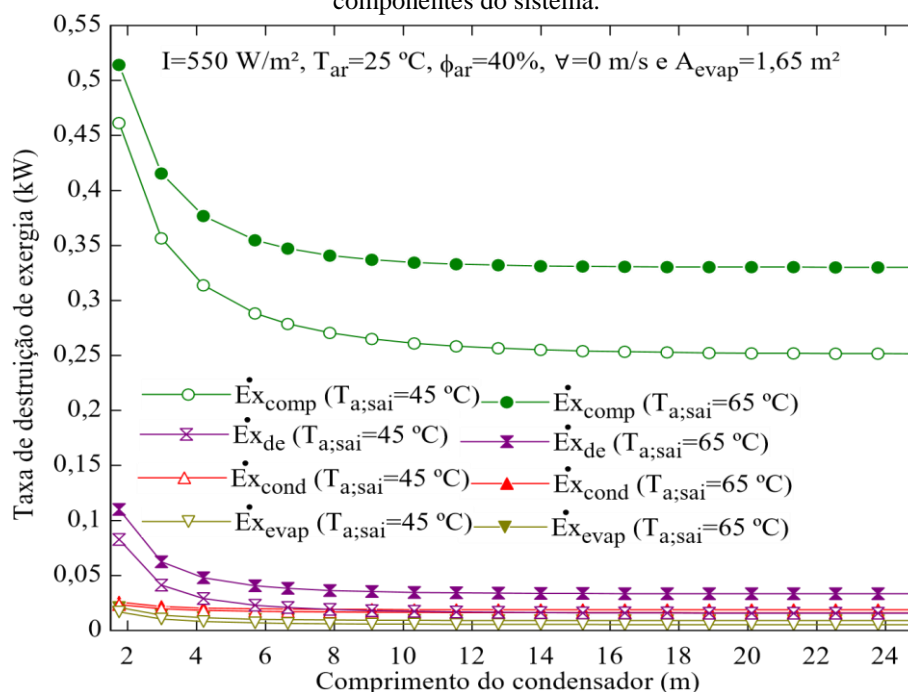
De acordo com a Figura 4.40, à medida que o comprimento do condensador aumenta, o COP cresce até atingir um patamar constante, sendo este comportamento independente da temperatura final da água. Esta tendência foi observada por Ibrahim *et al.* (2014) e por Duarte *et al.* (2019). Este fato se justifica especialmente pela diminuição rápida da temperatura de condensação até a sua estabilização, favorecendo o crescimento do desempenho energético. Além disso, o COP para o aquecimento da água a $45 \text{ }^\circ\text{C}$ é sempre maior, principalmente pelo fato de o sistema operar com menor temperatura de condensação. O COP cresce 83,6% (1,66-3,06) e 57,8% (1,48-2,34) para a temperatura final da água de 45 e $65 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente, quando o comprimento do condensador aumenta 13,3 vezes (1,75-25 m). O patamar de estabilidade corresponde ao comprimento do condensador de 18,9 m e 16,4 m para o aquecimento da água até 45 e $65 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. Portanto, do ponto de vista energético, é interessante aumentar o comprimento do condensador até ao patamar de estabilização para maximizar o COP do sistema. Além disso, em relação ao desempenho energético (e por questão financeira também), é mais interessante aumentar o comprimento do condensador para aquecer a água até $45 \text{ }^\circ\text{C}$ em relação à $65 \text{ }^\circ\text{C}$. Ressalta-se que as simulações são realizadas para o comprimento do condensador acima de 1,75 m, pois abaixo deste valor o modelo não opera.

Também em relação a Figura 4.40, a eficiência exergética do sistema cresce com o aumento do comprimento do condensador, mas logo se estabiliza, independentemente da temperatura final da água. A eficiência exergética cresce 11,5% (0,297-0,331) e 14,1% (0,283-0,323) para a temperatura final da água de 45 e $65 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente, até atingir o patamar

de estabilidade (10,3 m para ambas as temperaturas finais da água). Isto se justifica principalmente pelo fato da rápida diminuição do trabalho do compressor e, por conseguinte, de sua taxa de destruição de exergia, contribuindo para o rápido aumento da eficiência exergética nos comprimentos iniciais. Portanto, torna-se atrativo aumentar o comprimento do condensador para maximizar a eficiência exergética.

A Figura 4.41 apresenta a influência do comprimento do condensador sobre as taxas de destruição de exergia de cada um dos componentes do sistema. Percebe-se que à medida que o comprimento do condensador aumenta, as taxas de destruição de exergia dos componentes diminuem e se estabilizam em um patamar cujo o comprimento de 15,2 m para ambas as temperaturas finais da água. Isto se justifica pela rápida queda na razão de compressão até a sua estabilidade, a qual coincide com os patamares constantes das taxas de destruição de exergia, principalmente do compressor e do dispositivo de expansão. As taxas relativas ao evaporador, condensador e dispositivo de expansão permanecem pequenas e com valores próximos aos apresentados para a variação dos parâmetros ambientais. A taxa de destruição de exergia pelo compressor decresce 45,5% (462-252 W) e 35,8% (514-330 W) para a temperatura final da água de 45 e 65 °C, respectivamente, até alcançar o patamar de estabilização.

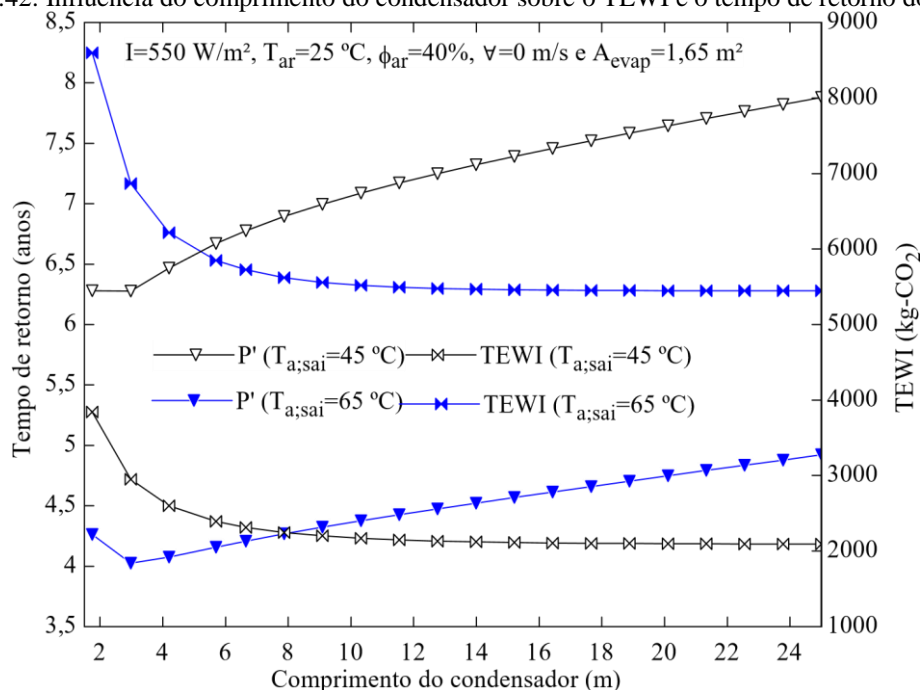
Figura 4.41: Influência do comprimento do condensador sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.



A Figura 4.42 apresenta a influência do comprimento do condensador sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema. À medida que o comprimento do condensador aumenta, o TEWI decresce rapidamente até atingir um patamar constante para ambas as temperaturas finais da água.

Esta tendência foi observada por Ibrahim *et al.* (2014) e por Duarte *et al.* (2019). O TEWI decresce 45,5% (3844-2094 kg-CO₂) e 36,6% (8598-5448 kg-CO₂) para a água destinada ao uso direto e ao armazenamento, respectivamente, até atingir o patamar de estabilização (23,8 m para 45 °C e 20,1 m para 65 °C). Portanto, do ponto de vista ambiental, é interessante aumentar o comprimento do condensador até a este patamar para reduzir as emissões de CO₂. Embora o aumento do comprimento do condensador impacte diretamente no crescimento da massa de refrigerante empregada, a influência no TEWI é mínima, pois ocorre apenas o aumento do TEWI direto, o qual é desprezível quando comparado com o TEWI indireto.

Figura 4.42: Influência do comprimento do condensador sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.

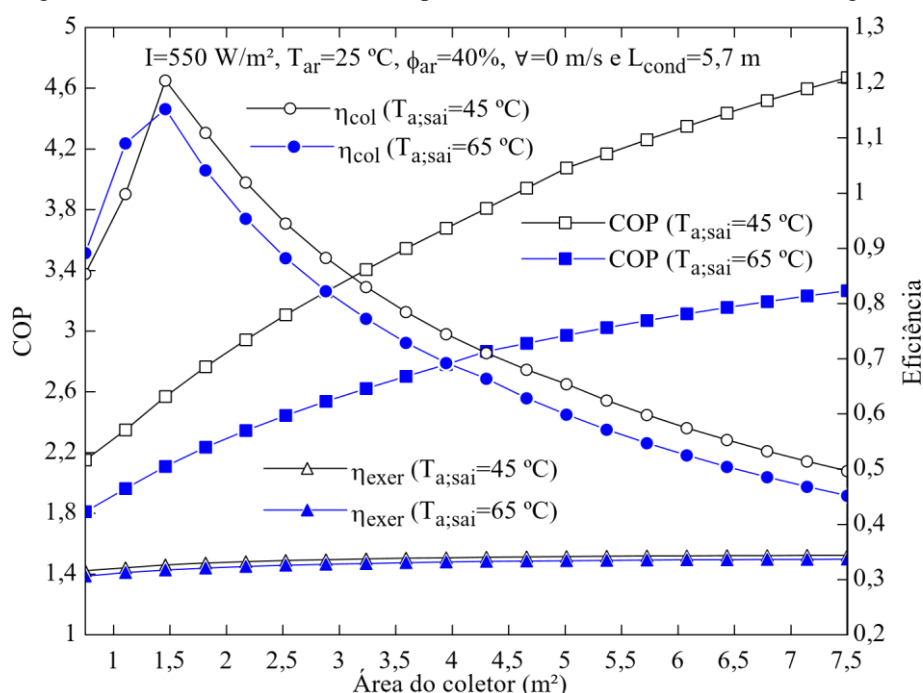


Também em relação à Figura 4.42, o tempo de retorno inicialmente diminui, sofrendo uma inflexão e crescendo logo em seguida com o aumento do comprimento do condensador para ambas as temperaturas finais da água. Esta tendência foi observada por Ibrahim *et al.* (2014). O tempo mínimo de retorno observado ocorre para o comprimento do condensador igual a 3 m em ambos os casos e corresponde a 6,28 e 4,03 anos para a temperatura final da água de 45 e 65 °C, respectivamente. Este crescimento do tempo de retorno se justifica, sobretudo, pela maior influência do crescimento do custo variável do sistema ao se aumentar o comprimento do condensador e a quantidade de massa de refrigerante. Ressalta-se que o tempo de retorno é maior para o caso da temperatura final da água de 45 °C, principalmente pelo fato da menor necessidade de energia elétrica para aquecimento da demanda diária de água, prolongando o tempo de retorno do investimento ao se aplicar o sistema.

Ademais, ao se relacionar a Figura 4.40, a Figura 4.41 e a Figura 4.42, o comprimento do condensador igual a 16 m otimiza o COP (3,03 para 45 °C e 2,34 para 65 °C), a eficiência exérgica (33,1% para 45 °C e 32,3% para 65 °C) e o TEWI (2110 kg-CO₂ para 45 °C e 5457 kg-CO₂ para 65 °C) ante a um tempo de retorno de 7,43 anos para 45 °C e 4,60 anos para 65 °C.

A Figura 4.43 apresenta a influência da área do evaporador sobre o COP, eficiência exérgica e eficiência do coletor. A irradiação solar é considerada constante e igual a 550 W/m², a temperatura do ambiente é de 25° C, a umidade relativa do ar é de 40% e a velocidade do vento é considerada nula. O comprimento do condensador permanece fixo (5,7 m).

Figura 4.43: Influência da área do evaporador sobre o COP e a eficiência exérgica.



Pela análise da Figura 4.43, nota-se que o COP cresce para ambas as temperaturas finais da água com o aumento da área do evaporador. Esta tendência foi observada por Ito, Miura e Wang (1999) em um estudo experimental de uma DX-SAHP para aquecimento de água, por Hawlader, Chou e Ullah (2001) em um modelo matemático e estudo experimental de uma DX-SAHP operada a R134a para aquecimento de água e por Rabelo *et al.* (2019b) em um modelo matemático de uma DX-SAHP para os refrigerantes R290 e R134a. Isto se justifica principalmente pelo fato do aumento da capacidade de aquecimento do sistema. Além disso, ao aquecer menos a água, o sistema opera com temperaturas de condensação menores, proporcionando melhor COP para a situação de 45 °C. Este crescimento diminui lentamente, quando comparado com o caso do aumento do comprimento do condensador, até uma estabilização em uma área grande do evaporador. O COP cresce 117% (2,15-4,67) e 80,4%

(1,81-3,27) para as temperaturas finais da água de 45 e 65 °C, respectivamente, quando a área do evaporador aumenta 9 vezes (0,75-7,5 m²). Ressalta-se que as simulações são realizadas para a área do evaporador acima de 0,75 m², pois abaixo deste valor o coletor atinge temperaturas negativas, provocando o congelamento de condensado sobre a sua superfície e dificultando drasticamente a troca de calor com o ambiente e, por conseguinte, inviabilizando a aplicação do sistema. Desta forma, a área atual do evaporador no protótipo avaliado (1,65 m²) está razoavelmente próxima do valor mínimo admissível.

Ressalta-se que a eficiência do coletor apresenta uma tendência de sofrer pouca variação nas simulações realizadas para os parâmetros ambientais e para o comprimento do condensador, sendo que, em média, ficou próxima de 100%. Hawlader, Chou e Ullah (2001) encontraram a eficiência do coletor solar variando de 40 a 75%. Kuang, Sumathy e Wang (2003) obtiveram eficiência para o coletor entre 40 e 60% por simulação e testes experimentais. Kong *et al.* (2011) obtiveram eficiência média experimental e simulada de 91 e 90%, respectivamente, para dia ensolarado, além de eficiência média experimental e simulada de 88 e 99%, respectivamente, para dia nublado.

O único parâmetro que altera significativamente a eficiência do coletor nas simulações realizadas é a variação da área do coletor. Pela Figura 4.43, percebe-se que para as áreas iniciais a curva de eficiência do coletor aumenta e logo em seguida sofre uma inflexão e cai continuamente. A fase de crescimento desta eficiência se justifica, obviamente, pelo aumento da capacidade de refrigeração em uma proporção maior que o crescimento do calor disponível ao coletor. Ressalta-se que a baixa área do coletor impacta diretamente na pequena capacidade de refrigeração inicial do sistema. Nesta situação, além do calor proveniente da irradiância solar, a qual cresce continuamente, o coletor absorve calor advindo do ar (sensível e latente) e da irradiação térmica ambiente, devido à baixa temperatura do evaporador. Porém, estas últimas taxas de calor diminuem até se tornarem nulas, justificando o ponto de inflexão da curva de eficiência, pois a temperatura do coletor cresce até ultrapassar a temperatura ambiente. Este fato contribui para que o atraso do crescimento do calor disponível ao coletor. Logo, isto justifica o fato de que o aumento da capacidade de refrigeração do sistema seja mais expressivo que o aumento do calor disponível ao coletor, conforme afirmado anteriormente. Após o ponto de inflexão, o coletor passa a rejeitar o excesso de calor solar para o ambiente, pois a temperatura do evaporador encontra-se acima dela. Logo, a eficiência cai continuamente, pois agora o calor solar disponível cresce em uma proporção maior que o aumento da capacidade de refrigeração do sistema. Esta queda é progressiva e leva o sistema a níveis muito baixos de eficiência do coletor, tornando a sua operação desvantajosa para uma DX-SAHP em

comparação a um sistema de aquecimento por termosifão, mesmo que em contrapartida haja o crescimento do COP.

Pela Figura 4.43 é possível concluir que a eficiência do coletor decresce, após a inflexão das curvas, 58,7% (1,20-0,497) e 60,8% (1,15-0,452) com o aumento de 4,13 vezes na área do evaporador para as temperaturas finais da água de 45 e 65 °C, respectivamente. Isto se justifica pelo fato de a taxa de calor absorvida pelo evaporador não acompanhar o rápido crescimento da disponibilidade de energia solar. Portanto, o crescimento do COP ocorre com o decaimento da eficiência do coletor solar. Ademais, para situações do sistema operando com área de evaporador superior a 7,5 m², a eficiência do coletor cai substancialmente (abaixo de 50%), tornando o sistema menos atrativo do ponto de vista de desempenho térmico quando comparado com a literatura (HAWLADER, CHOU e ULLAH, 2001; KUANG, SUMATHY e WANG, 2003).

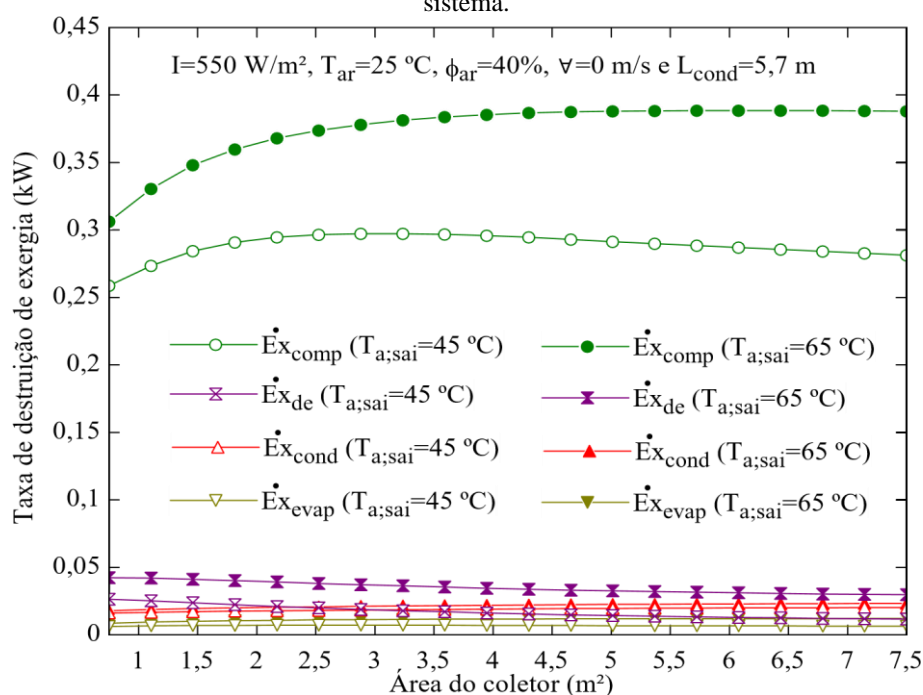
Ao se fazer uma analogia da DX-SAHPWH com um sistema de aquecimento de água com coletor solar térmico por efeito termosifão (sistema comercial amplamente empregado no Brasil), percebe-se que no sistema de termosifão o fluido de trabalho (água) opera a uma temperatura mais elevada (geralmente próxima ao ambiente) em relação ao refrigerante no coletor de uma DX-SAHP. Portanto, o gradiente de temperatura entre o fluido de trabalho presente no interior do tubo do coletor e a temperatura da placa do coletor é mais baixo no caso do sistema por termosifão, dificultando a transferência de calor e, por conseguinte, resultando em uma eficiência, em geral, abaixo de 80%, conforme apresentado por Rosa (2012) e Iceri (2014), mesmo para coletores que possuem camadas de materiais ou geometrias que favoreçam a acumulação de energia térmica e mitiguem a rejeição de calor para o ambiente. Além disso, em um sistema de termosifão, o início do processo apresenta bom aproveitamento solar, pois a água encontra-se em baixa temperatura. Entretanto, à medida em que a temperatura da água aumenta ao longo do processo de operação do sistema, o gradiente de temperatura entre a água e o coletor (placa) torna-se cada vez menor, dificultando a troca térmica e aumentando a rejeição de calor incidente, e, por fim, resultando na queda contínua da eficiência do coletor. Este fato (queda da eficiência do coletor) ocorre com uma intensidade menor na DX-SAHP, pois, embora a temperatura do refrigerante cresça à medida em que a água se aquece (devido ao aumento da temperatura de evaporação), ainda sim o gradiente de temperatura entre o refrigerante e a placa do coletor permanece relativamente alta. Este fato justifica as menores eficiências do coletor (curvas) para a temperatura de 65 °C em relação a 45 °C na Figura 4.43.

Por fim, pela Figura 4.43, percebe-se que a eficiência exergética do sistema cresce ligeiramente com o aumento da área do coletor, 8,82% (0,316-0,344) e 9,98% (0,307-0,337), para as temperaturas finais da água de 45 e 65 °C, respectivamente. Portanto, como o ganho de

eficiência exergética é pequeno, torna-se pouco atrativo modificar a área do coletor para este fim.

A Figura 4.44 apresenta a influência da área do evaporador sobre as taxas de destruição de exergia de cada um dos componentes do sistema. Identifica-se que as taxas de destruição de exergia relativas ao evaporador, condensador e dispositivo de expansão permanecem pequenas e com valores próximos aos apresentados para a variação do comprimento do condensador e dos parâmetros ambientais. A taxa de destruição de exergia do compressor para a temperatura final da água de 45 °C apresenta uma tendência de um ligeiro crescimento e queda, semelhante ao comportamento do trabalho do compressor. O valor médio desta taxa de exergia é 288 W. Porém, para o caso da temperatura da água de 65 °C, há um crescimento de 26,7% com média de 375 W no aumento da área do coletor avaliada, comportamento este acompanhado pelo contínuo crescimento do trabalho do compressor.

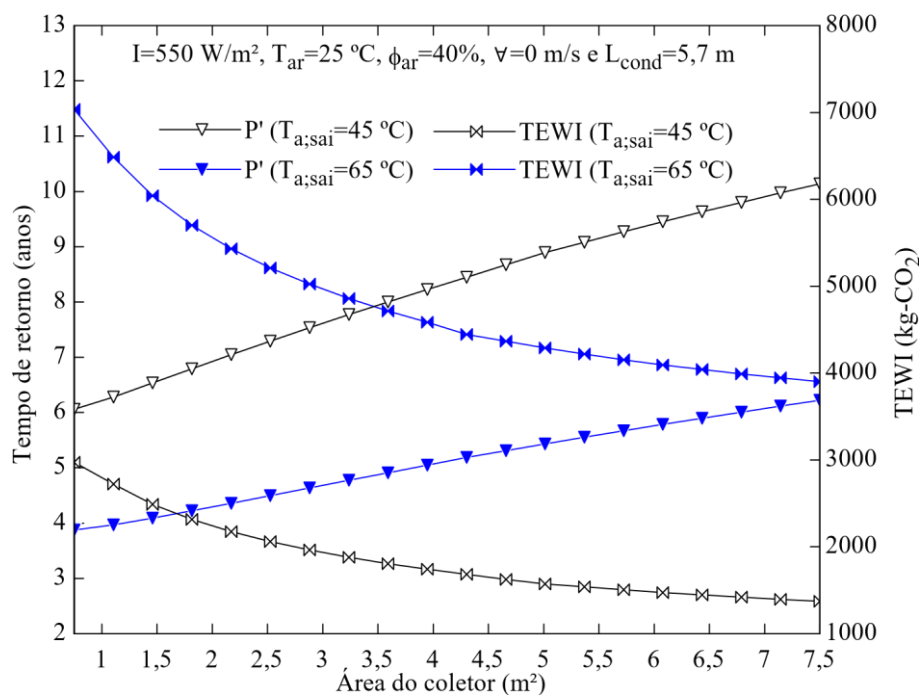
Figura 4.44: Influência da área do evaporador sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes do sistema.



A Figura 4.45 apresenta a influência da área do evaporador sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema. À medida em que a área do evaporador aumenta, o TEWI decresce para ambas as temperaturas finais da água, sobretudo pelo fato que ao mesmo tempo ocorre o crescimento do COP resultando na diminuição o consumo anual de energia elétrica, tornando o sistema mais sustentável ambientalmente. Esta tendência foi observada por Li e Yang (2009) em um modelo matemático de DX-SAHP, SAHP e WSHP com R22. O TEWI decresce 53,8% (2975-1374 kg-CO₂) e 44,5% (7036-3903 kg-CO₂) para a temperatura final da água de 45 e 65

°C. Portanto, do ponto de vista ambiental, é interessante aumentar a área do evaporador para reduzir as emissões de CO₂.

Figura 4.45: Influência da área do evaporador sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema.



Também em relação à Figura 4.45, nota-se que o tempo de retorno de investimento cresce com o aumento da área do evaporador, especialmente pelo fato do aumento do COP diminuir a energia economizada (salva) pelo sistema, prolongando o seu tempo de retorno. Além disso, o fato de o COP ser sempre superior para o caso da temperatura de 45 °C, o tempo de retorno torna-se sempre maior ao ser comparado com o caso da temperatura de 65 °C. Esta tendência foi observada por Hawlader, Chou e Ullah (2001), por Li e Yang (2009), por Chaturvedi, Gagrani e Abdel-Salam (2014) em uma DX-SAHP com R134a para aquecimento de água e por Rabelo *et al.* (2019b). O tempo mínimo de retorno observado ocorre para o menor valor simulado de área do evaporador (0,75 m²) em ambos os casos e corresponde a 6,06 e 3,87 anos para a temperatura final da água de 45 e 65 °C, respectivamente.

Ademais, ao se relacionar a Figura 4.43, a Figura 4.44 e a Figura 4.45, a área do coletor igual a 2,14 m² otimiza a eficiência do coletor em 1,03 para 45 °C e 0,96 para 65 °C. Esta área corresponde a 13 tubos com o mesmo comprimento característico da placa (1,6 m) no intuito de manter o formato retangular e simétrico do coletor. Nesta situação, obtém-se COP igual a 2,93 e 2,34 para 45 e 65 °C, respectivamente. A eficiência exergética é 33,2 e 32,3% para 45 e 65 °C, respectivamente. O TEWI é 2185 e 5452 kg-CO₂ para 45 e 65 °C, respectivamente. Por

fim, o tempo de retorno de 7,03 e 4,35 anos para 45 e 65 °C, respectivamente. Ressalta-se que estes resultados são próximos dos obtidos na otimização do comprimento do condensador.

Ao se comparar o comportamento do sistema operando com o comprimento ótimo do condensador (16 m) junto à área ótima do coletor (2,14 m²) com o comportamento do sistema operando com apenas a área ótima do coletor, obtém-se para a temperatura final da água igual a 45 e 65 °C, respectivamente, crescimento no COP de 16,7 e 9,32%, crescimento na eficiência exergética de 0,93 e 1,46%, queda no TEWI de 14,3 e 8,62% e crescimento no tempo de retorno de 12,3 e 11,0%. Portanto, às custas do aumento do tempo de retorno, obtém-se melhoras nas eficiências energética, exergética (pouca) e ambiental.

4.5. Estudo experimental comparativo da DX-SAHP em condições *outdoor* e *indoor* operando com o condensador coaxial

Para a realização do estudo experimental comparativo do sistema operando em condições *indoor* e *outdoor* com o condensador coaxial, consideram-se os parâmetros geométricos do evaporador (Tabela 3.7) e o seu comprimento de projeto para a determinação das parcelas de calor trocadas com o ambiente. Os comprimentos de projeto dos trocadores de calor são necessários para a análise financeira. O sistema ao operar *indoor* e *outdoor* necessita, respectivamente, de 300±10 g e 350±10 g de refrigerante, sendo que a incerteza das massas é proveniente do procedimento de carga do sistema. Destaca-se que Kong *et al.* (2020a) utilizaram 350 e 410 g de R290 em um estudo experimental em uma DX-SAHPWH. A massa total de refrigerante no sistema é necessária para as análises financeira e ambiental. Também são considerados os parâmetros ambientais (Tabela 3.5) e econômicos (Tabela 3.6) apresentados. O custo do R290 é considerado como R\$200,00/kg. Para a análise ambiental, considerou-se um volume de água aquecida múltiplo da capacidade volumétrica do reservatório térmico do sistema e compatível com tempo de operação do sistema igual ou inferior a 24 h no intuito de atender a demanda de água em um dia. Portanto, adotou-se 200 L, pois resultou, aproximadamente, em 16 h de operação do sistema para a condição *indoor* com menor vazão de água. Por fim, adotam-se as considerações apresentadas na seção de análise exergética (referência para o estado morto).

Os custos totais do sistema ao operar *indoor* e *outdoor* foram, respectivamente, R\$6.826,00 e R\$6.849,00. Ressalta-se que o custo total envolve o custo fixo (compressor, reservatório térmico, tubo capilar, e tubulações e isolantes térmicos que interligam os componentes), o custo variável (evaporador, condensador e carga de refrigerante) e o custo de

serviço (instalação e manutenção do sistema). Portanto, a ligeira diferença entre os custos nos dois ambientes ocorreu por causa da diferença de massa de refrigerante.

Os ensaios realizados *indoor* e *outdoor* tiveram como premissa alcançar o regime permanente do sistema para a passagem de água no condensador coaxial correspondente a 19 vazões para condição *indoor*, desde 12,4 a 130 L/h, e 19 vazões para a condição *outdoor*, desde 25,5 a 156 L/h. Estas faixas de vazões foram selecionadas por serem viáveis à medição manual no rotâmetro de água e manter o sistema seguro, sem comprometimento do compressor. O tempo de estabilização do sistema para o registro de cada condição de operação foi de dez minutos para ambas as condições. A irradiância solar em condição *outdoor* sempre se manteve aproximadamente constante (céu claro) durante o período de estabilização do sistema. Desta maneira, para cada configuração de vazão de água no condensador (por meio da regulação do rotâmetro), obteve-se uma temperatura final para a água. Portanto, o estudo experimental envolveu as análises dos 4E, das condições termodinâmicas do refrigerante, das taxas de trocas de calor do sistema e do evaporador, dos rendimentos do coletor e do compressor, e das condições de operação do sistema.

A Tabela 4.12 apresenta os dados dos testes do sistema operando *indoor* e a Tabela 4.13 apresenta os dados dos testes do sistema operando *outdoor*. A Figura 4.46 apresenta a influência da temperatura final da água sobre o COP e a eficiência exergética do sistema, ambas com a incerteza padrão combinada. A temperatura ambiente, a umidade relativa do ar, a temperatura de entrada da água e a velocidade do vento mantiveram-se aproximadamente constantes para os testes realizados em ambas as condições e seus valores médios foram, para a condição *indoor*, 23,4 °C, 76%, 24,2 °C e 0 m/s, respectivamente, e para a condição *outdoor*, 29,1 °C, 40%, 29,2 °C e 0,9 m/s, respectivamente. A irradiância solar para a condição *indoor* foi 0 W/m² e para a condição *outdoor* manteve-se entre 744 e 1040 W/m², com média de 891 W/m².

Tabela 4.12: Dados dos testes do sistema operando *indoor*.

Data (dd/mm/ano)	I_{solar} (W/m ²)	T_{ar} (°C)	\check{V}_{ar} (m/s)	$T_{a_{ent}}$ (°C)	$T_{a_{sai}}$ (°C)	ϕ (%)	t (h)
09/02/2022	0	24,0	0	24,5	30,8	75	1,54
09/02/2022	0	23,9	0	24,5	31,3	76	1,62
09/02/2022	0	23,4	0	24,4	31,5	76	1,71
09/02/2022	0	23,5	0	24,4	32,0	77	1,81
09/02/2022	0	23,4	0	24,4	32,5	77	1,92
09/02/2022	0	23,5	0	24,4	33,0	78	2,05
11/02/2022	0	23,2	0	24,3	33,5	78	2,20
11/02/2022	0	23,3	0	24,3	34,1	78	2,37
11/02/2022	0	23,2	0	24,2	34,9	78	2,57
11/02/2022	0	23,3	0	24,2	35,8	78	2,81
11/02/2022	0	23,7	0	24,2	36,8	77	3,09

Data (dd/mm/ano)	I_{solar} (W/m ²)	T_{ar} (°C)	\dot{V}_{ar} (m/s)	$T_{a_{ent}}$ (°C)	$T_{a_{sai}}$ (°C)	ϕ (%)	t (h)
11/02/2022	0	23,6	0	24,2	37,9	76	3,44
11/02/2022	0	23,6	0	24,2	39,4	76	3,88
14/02/2022	0	23,6	0	24,1	41,1	76	4,44
14/02/2022	0	23,4	0	24,0	43,1	76	5,19
14/02/2022	0	23,2	0	23,9	45,4	75	6,25
14/02/2022	0	22,9	0	23,8	48,1	76	7,86
14/02/2022	0	22,9	0	23,7	55,4	75	10,6
14/02/2022	0	23,2	0	23,4	69,5	75	16,2

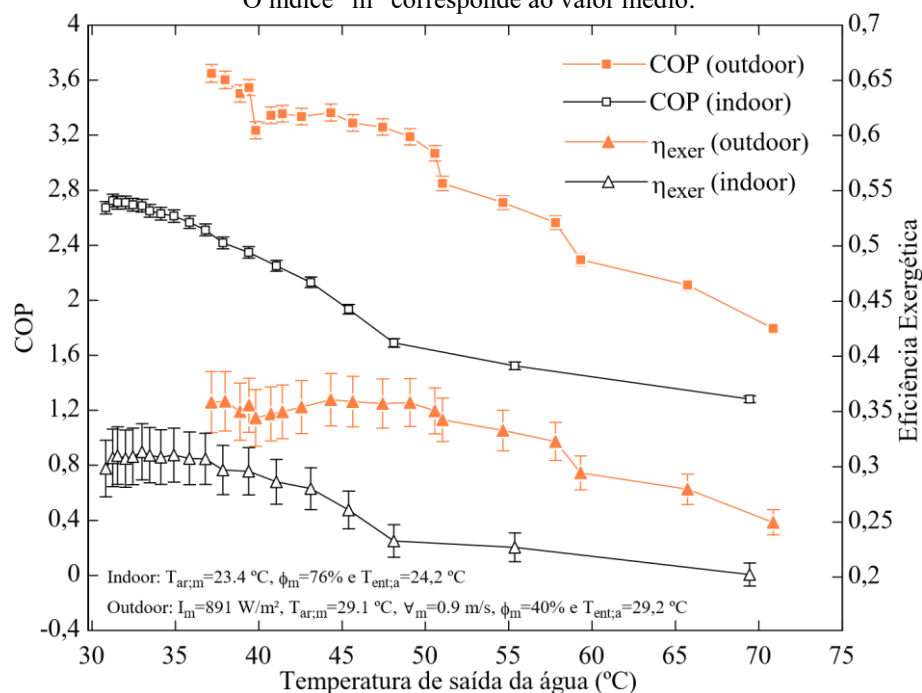
Tabela 4.13: Dados dos testes do sistema operando *outdoor*.

Data (dd/mm/ano)	I_{solar} (W/m ²)	T_{ar} (°C)	\dot{V}_{ar} (m/s)	$T_{a_{ent}}$ (°C)	$T_{a_{sai}}$ (°C)	ϕ (%)	t (h)
18/02/2022	744	28,0	1,5	28,4	37,2	37	1,28
18/02/2022	755	27,7	1,2	28,4	38,0	37	1,40
18/02/2022	791	28,4	0,7	28,4	38,9	36	1,54
18/02/2022	840	28,1	0,8	28,5	39,4	36	1,62
04/03/2022	877	27,2	0,9	28,8	39,8	42	1,71
04/03/2022	926	27,1	0,7	28,7	40,7	41	1,81
04/03/2022	874	27,8	0,6	28,6	41,4	41	1,92
04/03/2022	902	28,0	0,4	28,7	42,6	41	2,05
10/03/2022	956	28,2	1,1	28,9	44,3	40	2,20
10/03/2022	983	28,9	1,3	29,2	45,6	40	2,37
10/03/2022	1040	29,5	0,4	29,2	47,4	39	2,57
10/03/2022	990	29,7	0,4	29,2	49,1	41	2,81
10/03/2022	911	30,5	0,7	29,2	50,6	42	3,09
24/03/2022	910	30,0	1,2	29,1	51,0	42	3,44
24/03/2022	768	30,2	1,1	30,0	54,7	42	3,88
24/03/2022	748	31,2	0,9	30,3	57,8	41	4,44
24/03/2022	919	30,5	1,0	29,8	59,3	41	5,19
30/03/2022	963	30,8	1,0	30,3	65,7	38	6,25
30/03/2022	1029	31,1	0,8	30,8	70,9	37	7,86

Pela avaliação da Figura 4.46, percebe-se que o COP diminuiu à medida em que a temperatura final da água aumentou para ambas as condições. Esta tendência foi encontrada por Hawlader, Chou e Ullah (2001) com R134a, Li *et al.* (2007) com R22, por Kong *et al.* (2011) com R22, por Seara *et al.* (2012) com R134a, por Ibrahim *et al.* (2014) com R22, por Kong *et al.* (2020a) com R290 e por Kong *et al.* (2020b) com R290 e R134a, sendo todos estes trabalhos sobre DX-SAHP para aquecimento de água. Isto se justifica devido a redução da capacidade de aquecimento do sistema e aumento do trabalho de compressão, conforme pode ser identificado na Figura 4.47 mostrada mais adiante. Além disso, o trabalho de compressão cresce devido ao maior aumento da pressão de descarga em relação à pressão de admissão no compressor. O COP médio para as condições *indoor* e *outdoor* foi, respectivamente, $2,36 \pm 0,01$ (com variação de $1,28 \pm 0,02$ a $2,72 \pm 0,05$) e $3,06 \pm 0,01$ (com variação de $1,79 \pm 0,04$ a $3,65 \pm 0,06$).

O desempenho energético médio do sistema operando *outdoor* foi 29,8% maior em relação à condição *indoor*. A incerteza padrão combinada permite concluir que o desempenho energético foi superior para a situação *outdoor*. O COP decresceu 53,0 e 50,8% para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente, na variação da temperatura final da água (30,8 a 69,5 °C para a situação *indoor* e 37,2 a 70,9 °C para situação a *outdoor*).

Figura 4.46: Influência da temperatura final da água sobre o COP e a eficiência exergética. O índice “m” corresponde ao valor médio.



A Figura 4.46 também mostra que a eficiência exergética do sistema apresentou uma tendência de queda com o aumento da temperatura final da água para ambas as condições. Isto se justifica pelo maior crescimento da taxa total de exergia destruída pelo sistema (especialmente pelo compressor) em relação ao aumento da taxa de trabalho do compressor, conforme pode ser identificado na Figura 4.48 mostrada mais adiante. Este fato reforça o impacto do maior crescimento da pressão de alta em relação à pressão de baixa do sistema. Jiang *et al.* (2022) discutiram a influência da temperatura ambiente e da irradiância sobre a eficiência exergética em um trabalho teórico de uma ASHP com R410A para aquecimento de ar. Em média, a eficiência exergética do sistema para a situação *outdoor* ($33,8\pm 2,0\%$) foi 17,4% superior à situação *indoor* ($28,8\pm 1,8\%$). A incerteza padrão combinada permite concluir que a eficiência exergética foi superior para a situação *outdoor*. Houve queda na eficiência exergética em 32,2% (com variação de $29,8\pm 2,6$ a $20,2\pm 1,0\%$) e 30,4% (com variação de $35,9\pm 2,6$ a $25,0\pm 1,2\%$) ao longo da faixa de temperatura de saída da água avaliada para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente.

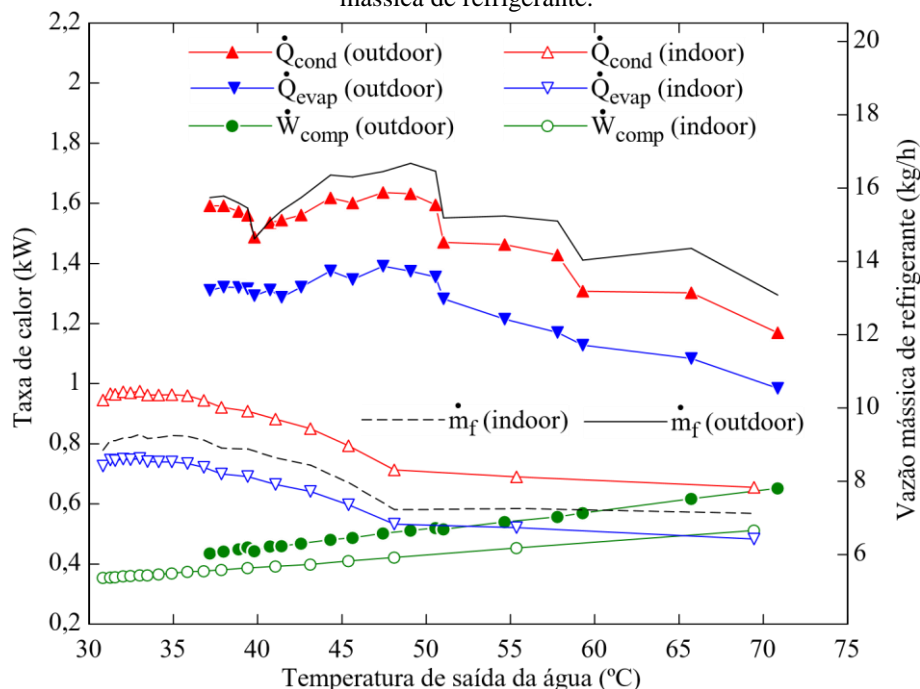
Pela avaliação da Figura 4.47, nota-se que as taxas de calor trocadas pelo evaporador e pelo condensador apresentaram uma tendência de queda e que a potência do compressor apresentou uma tendência de crescimento à medida que a temperatura final da água aumentou para ambas as condições. Estas tendências foram encontradas por Seara *et al.* (2012). A tendência de queda da capacidade de aquecimento foi observada por Ibrahim *et al.* (2014). A tendência de aumento do trabalho do compressor foi encontrada por Xiao *et al.* (2020) para uma ASHP com R134a e com uma mistura de refrigerante R290/R600a/R13I1 para aquecimento de água. A tendência de crescimento do trabalho do compressor e queda da capacidade de aquecimento foi identificada por Mota-Babiloni *et al.* (2021) em um trabalho experimental em uma WSHP com R134a, R1234ze(E) e R515B. A tendência de queda nas taxas trocadas pelos trocadores de calor se justifica pela queda na variação das entalpias na região bifásica (evaporação e condensação) e na vazão mássica do refrigerante, conforme a Figura 4.49. Por sua vez, as explicações para estas quedas nas variações de entalpias, se baseiam no fato de que para o evaporador houve o aumento contínuo do título de entrada do refrigerante (conforme a Figura 4.49) e no fato de que para o condensador houve o aumento contínuo da temperatura de entrada do refrigerante (descarga do compressor), o qual é discutido mais adiante (Figura 4.55).

Também em relação à Figura 4.47, devido sobretudo a alta irradiância solar em ambiente *outdoor*, a capacidade de aquecimento média, a taxa de calor média trocada pelo evaporador e o trabalho médio do compressor foram maiores nesta condição em 68,6, 86,5 e 30,2%, respectivamente, quando comparada com o ambiente *indoor*. Diversos trabalhos discutiram a influência da irradiância solar sobre o desempenho térmico de bombas de calor com assistência solar para aquecimento de água, tais como Chow *et al.* (2010), Rodríguez *et al.* (2012) e Deng e Yu (2016), trabalhos nos quais aplicaram o R134a, Kong *et al.* (2011), trabalho no qual se aplicou o R22, e Bai *et al.* (2020) e Kong *et al.* (2020a), trabalhos nos quais aplicaram o R290.

Também pela avaliação da Figura 4.47, percebe-se que a vazão mássica de refrigerante apresentou uma tendência de queda com o aumento da temperatura final da água para ambos os casos, além de ter sido, em média, 77,3% maior para a condição *outdoor*. Kong *et al.* (2020a) analisaram experimentalmente a influência da abertura de uma válvula eletrônica sobre a vazão mássica do sistema. Duarte *et al.* (2021b) analisaram experimentalmente a influência da temperatura de entrada da água sobre a vazão mássica de R744 em uma DX-SAHP para aquecimento de água. Mota-Babiloni *et al.* (2021) avaliaram a influência das temperaturas de evaporação e condensação sobre a vazão mássica de uma WSHP. Percebe-se que as curvas de capacidade de aquecimento e taxa de calor trocada pelo evaporador possuem um comportamento análogo à curva de vazão mássica para ambas as condições. Isto permite concluir que a vazão mássica influenciou fortemente nestas taxas de calor quando comparado

com as variações de entalpias específicas, pois estas possuem tendências de variação próximas de curvas lineares, conforme a Figura 4.49 mostrada mais adiante.

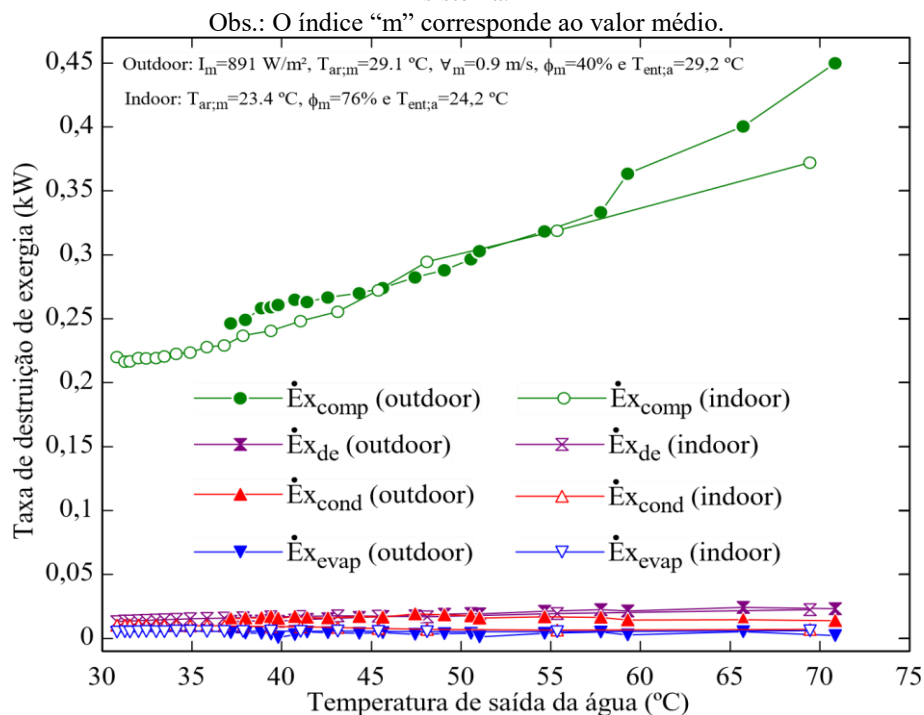
Figura 4.47: Influência da temperatura final da água sobre as taxas de transferência de calor do sistema e vazão mássica de refrigerante.



Por fim, ao avaliar os dados da Figura 4.47, identifica-se que a capacidade de aquecimento máxima do sistema na condição *indoor* foi de 975 W para a vazão volumétrica de água de 97,4 L/h com a variação de temperatura de 24,4 a 33,0 °C. Por outro lado, a menor capacidade de aquecimento do sistema neste ambiente foi de 655 W para a vazão de 12,4 L/h com a variação de temperatura de 23,4 a 69,5 °C. Em ambiente *outdoor*, a capacidade máxima de aquecimento registrada foi de 1637 W para a vazão de 77,8 L/h e variação de temperatura de 29,2 a 47,4 °C. Por fim, a menor capacidade de aquecimento neste ambiente foi de 1170 W para a vazão de 25,5 L/h e variação de temperatura de 30,8 a 70,9 °C.

Pela análise da Figura 4.48, percebe-se que a maior e menor taxa de destruição de exergia foram, respectivamente, do compressor e do evaporador para ambas as condições no transcórre do aumento da temperatura final da água. Para ambas as condições, a taxa de destruição de exergia do condensador foi maior que a do evaporador, pois no condensador, a diferença entre a temperatura do refrigerante e de sua fonte térmica foi 24 e 170% maior quando comparada com o evaporador e sua fonte térmica, para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente, contribuindo para maior irreversibilidade relativa no condensador. Este fato também foi discutido nos trabalhos de Paula *et al.* (2020a,b).

Figura 4.48: Influência da temperatura final da água sobre as taxas de destruição de exergia dos componentes sistema.

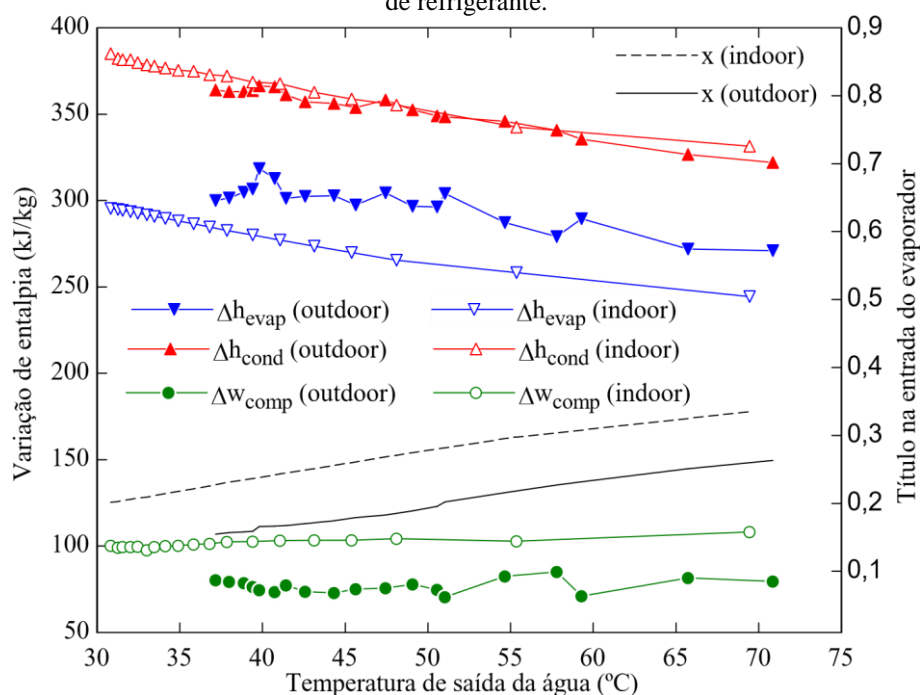


Também pela Figura 4.48, percebe-se que o compressor possui taxa de destruição de exergia que varia de 247 a 450 W e com média de 297 W para a condição *outdoor*. Para a condição *indoor* foi registrado a variação de 217 a 372 W com média de 246 W. É possível notar o crescimento da taxa de destruição de exergia do compressor com o aumento da temperatura final da água para ambas as condições. Isto se deve ao fato do aumento da irreversibilidade envolvida no processo de compressão no interior deste componente à medida que a temperatura de descarga do refrigerante aumenta. Em média, a taxa de destruição de exergia do compressor representou 89,0 e 88,8% do total para a condição *indoor* e *outdoor*, respectivamente. Esta distribuição de taxas de exergia foi similar aos trabalhos de Kara, Ulgen e Hepbasli (2008) em uma DX-SAHP com R22 para aquecimento de água e de Jiang *et al.* (2022). A participação expressiva da taxa de destruição de exergia do compressor em relação ao total foi identificada no trabalho experimental de Shikalgar (2019) para um refrigerador doméstico com R600a, e nos trabalhos teóricos de Altinkaynak, Olgun e Şahin (2019) com R407C, R410A, R448A e R22 e Paula *et al.* (2020a,b) com R290, R600a, R744, R1234yf e R134a. Por fim, Wu *et al.* (2018) investigaram experimentalmente o tamanho do condensador sobre a perda de eficiência exergética de uma ASHP para aquecimento de água.

Pela análise da Figura 4.49 é possível notar que o trabalho específico do compressor para ambas as condições apresentaram uma tendência aproximadamente constante com o aumento da temperatura final da água. Por outro lado, as taxas transferência de calor por

unidade de massa de refrigeração e de aquecimento apresentaram uma tendência de queda aproximadamente linear. A queda na capacidade específica de aquecimento foi identificada por Xiao *et al.* (2020). Mota-Babiloni *et al.* (2021) avaliaram a influência das temperaturas de evaporação e condensação sobre as variações de entalpias específicas de diferentes refrigerantes nos trocadores de calor do sistema.

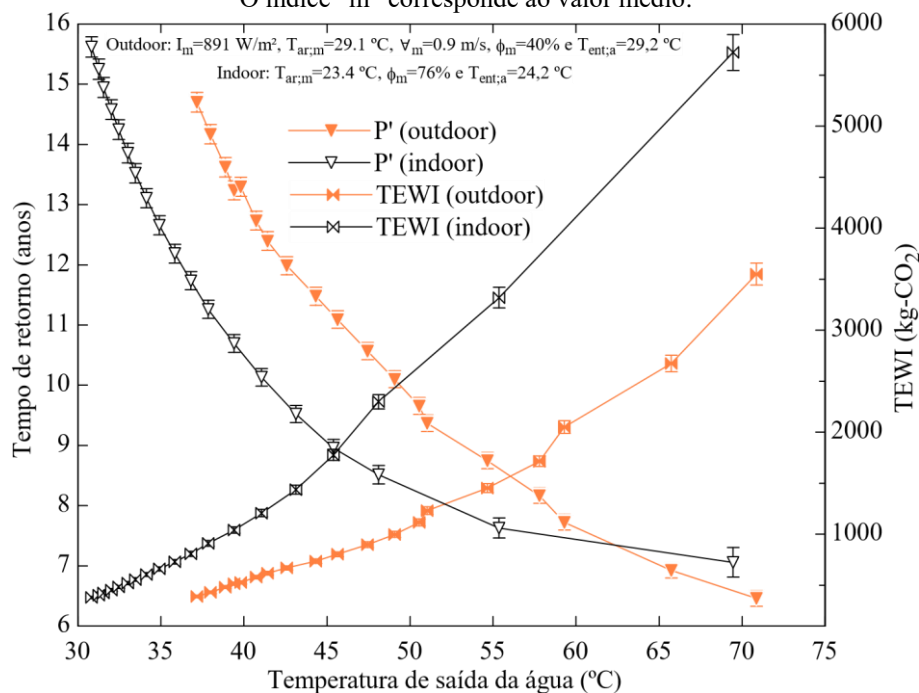
Figura 4.49: Influência da temperatura final da água sobre as variações de entalpias do sistema e vazão mássica de refrigerante.



A Figura 4.50 apresenta a influência da temperatura final da água sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema, ambos com incerteza padrão combinada. É possível perceber o crescimento do TEWI com o aumento da temperatura final da água. Isto ocorre, principalmente, por causa do aumento do consumo anual de energia elétrica (E_{anual}) presente no TEWI indireto, sendo E_{anual} diretamente proporcional ao tempo de operação do sistema para aquecer a quantidade diária de água desejada (este tempo cresce com o aumento da temperatura final da água) e inversamente proporcional ao COP (o desempenho energético do sistema diminui com o aumento da temperatura final da água, conforme discutido). Li e Yang (2009) discutiram em um trabalho teórico de uma DX-SAHP, SAHP e WSHP com R22 a influência da área do coletor sobre o TEWI destes sistemas. Alguns autores discutiram a influência do comprimento do condensador sobre o TEWI, tais como nos trabalhos de Ibrahim *et al.* (2014) e Duarte *et al.* (2019) com R290, R1234yf, R600a, R744 e R134a, ambos analisaram uma DX-SAHP para aquecimento de água. Duarte *et al.* (2019) também discutiram a influência da irradiância solar sobre o TEWI. Mota-Babiloni *et al.* (2021) avaliaram a influência do fator de emissão de CO_2

e a taxa anual de refrigerante emitido sobre o TEWI. O TEWI do sistema para o aquecimento da água na condição *indoor* variou de 380 ± 11 a 5722 ± 176 kg-CO₂, com média de 1249 ± 13 kg-CO₂, quando a temperatura final da água atingiu 30,8 e 69,5 °C, respectivamente. O TEWI sofreu um acréscimo de 14 vezes na faixa de temperatura da água final investigada. Por outro lado, em condição *outdoor*, o TEWI variou de 390 ± 12 a 3550 ± 108 kg-CO₂, com média de 1128 ± 10 kg-CO₂, quando a temperatura final da água atingiu 37,2 e 70,9 °C, respectivamente. Neste caso, o TEWI sofreu um acréscimo de 8,1 vezes na faixa de temperatura da água final investigada. Por fim, em média, o TEWI em condição *indoor* foi 10,7% maior em relação à condição *outdoor*. Isto se justifica principalmente pelo fato de a temperatura inicial da água no caso *indoor* ser, em média, 5 °C inferior ao caso *outdoor*, contribuindo para o maior gasto energético do sistema no caso *indoor* para se alcançar uma mesma temperatura final da água.

Figura 4.50: Influência da temperatura final da água sobre o TEWI e o tempo de retorno do sistema. O índice “m” corresponde ao valor médio.



Também ao avaliar Figura 4.50, identifica-se que o tempo de retorno diminuiu com o acréscimo da temperatura final da água para ambas as situações. Isto se justifica, especialmente, pelo fato do maior valor anual economizado (S_{anual}), sendo este dependente do E_{anual} e do COP, quando se aquece mais a água. Duarte *et al.* (2021a) discutiram a influência da temperatura ambiente sobre o tempo de retorno em um trabalho teórico de uma SAHP para aquecimento de água com R290. Jiang *et al.* (2022) discutiram a influência do custo da eletricidade sobre o tempo de retorno do sistema. Em condição *indoor*, o tempo de retorno variou de $7,06 \pm 0,25$ a $15,6 \pm 0,2$ anos, com média de $11,87 \pm 0,04$ para atingir a temperatura final

da água de 69,5 e 30,8 °C, respectivamente. Por outro lado, na condição *outdoor* o tempo de retorno variou de $6,46 \pm 0,13$ a $14,7 \pm 0,2$ anos, com média de $10,86 \pm 0,03$ anos, para atingir a temperatura final da água de 70,9 e 37,2 °C, respectivamente. Em média, o tempo de retorno em condição *indoor* foi 9,30% maior em relação à condição *outdoor*. Yan *et al.* (2021) obtiveram um tempo de retorno superior a 3 anos em um trabalho teórico e experimental de uma WSHP para aquecimento de água com R1234ze(E). Alguns autores discutiram a influência da área do coletor sobre o tempo de retorno de DX-SAHP para aquecimento de água, tais como Hawlader, Chou e Ullah (2001), Li e Yang (2009), Chaturvedi, Gagrani e Abdel-Salam (2014) com R134a e Rabelo *et al.* (2019b) com R290 e R134a. Ibrahim *et al.* (2014) discutiu a influência do comprimento do condensador sobre o tempo de retorno do sistema.

A Figura 4.51 apresenta o diagrama pressão em função da entalpia específica para cinco condições do sistema operando *indoor*, incluindo os pontos de operação de menor e maior aquecimento da água. Por outro lado, a Figura 4.52 apresenta esta mesma proposta, porém para o sistema operando em ambiente *outdoor*. Por fim, a Figura 4.53 apresenta uma comparação entre os ciclos termodinâmicos do sistema operando em ambos os ambientes para as situações de maior e menor aquecimento da água.

Figura 4.51: Diagrama pressão em função da entalpia específica para cinco condições do sistema em ambiente *indoor*.

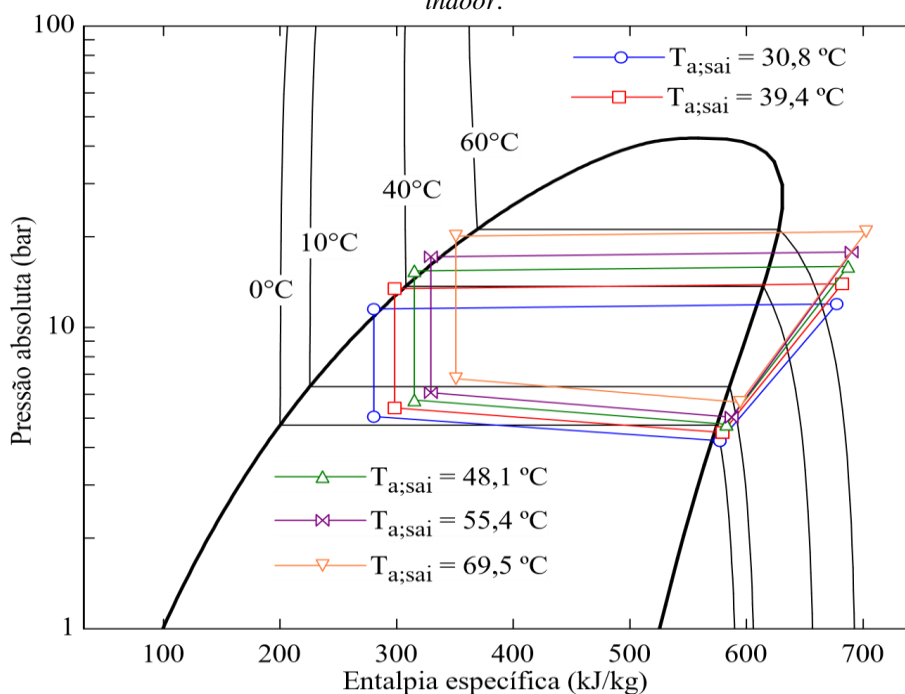


Figura 4.52: Diagrama pressão em função da entalpia específica para 5 condições do sistema em ambiente *outdoor*.

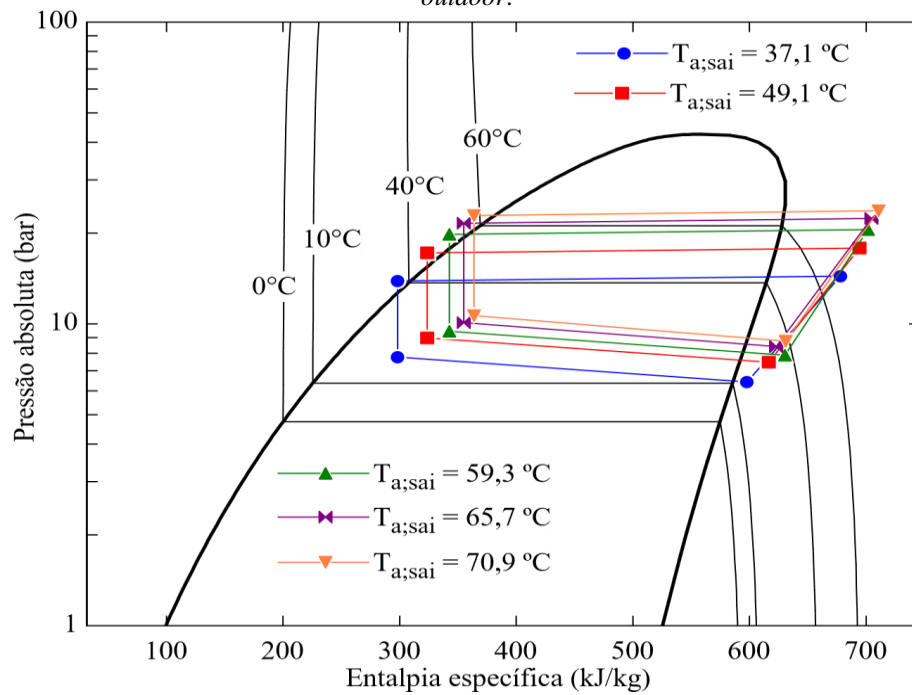
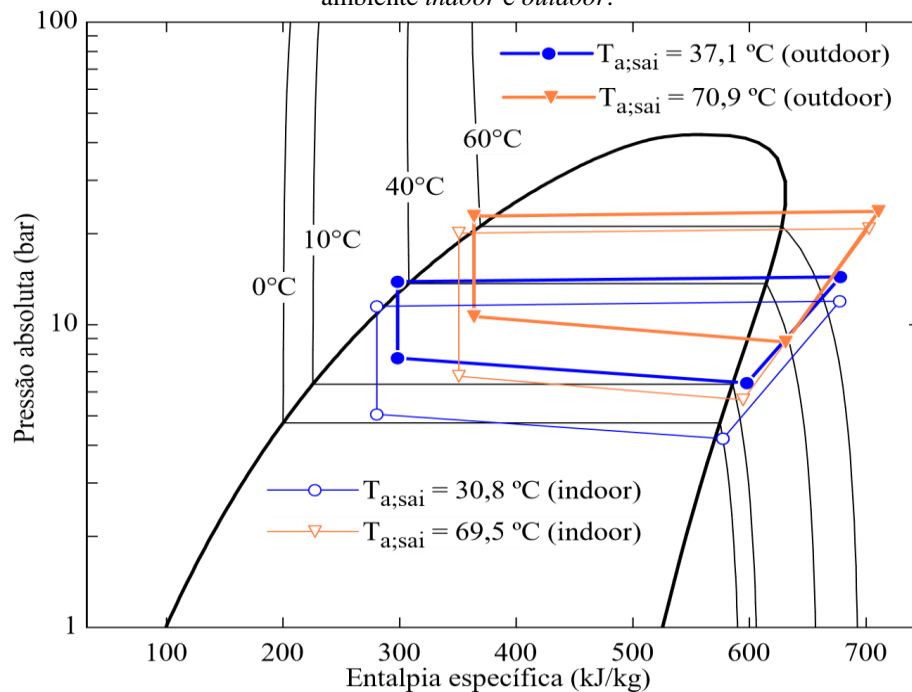


Figura 4.53: Diagrama pressão em função da entalpia específica para as 2 condições extremas do sistema em ambiente *indoor* e *outdoor*.



Nas Figura 4.51 e Figura 4.52 identifica-se a tendência de acréscimo das pressões de baixa e de alta (patamares de ebulição e condensação) do refrigerante à medida em que a temperatura final da água aumenta. Duarte *et al.* (2021b) analisaram por meio deste diagrama

a influência da temperatura de entrada da água sobre o desempenho térmico deste tipo de sistema. O aumento da pressão de condensação se justifica pelo fato de o refrigerante sempre estar a uma temperatura superior à da água. À medida em que a temperatura da água aumenta, a temperatura do refrigerante também cresce, pois deve haver um gradiente de temperatura entre os dois, viabilizando a transferência de calor entre eles.

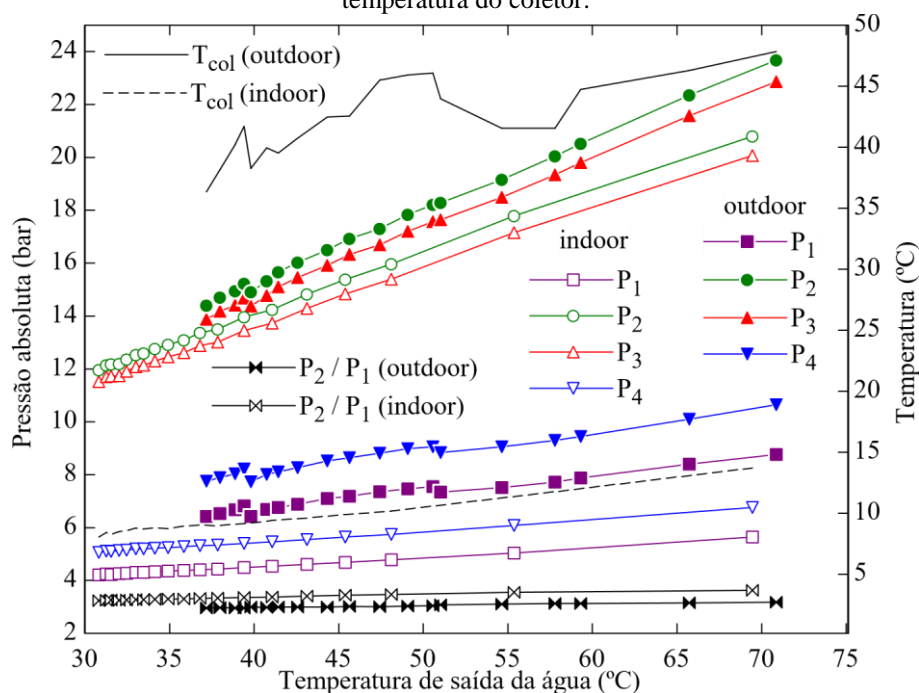
Por meio das Figura 4.51 e Figura 4.52 também é possível notar que o aumento da pressão de evaporação se justifica pelo fato do sistema operar com a mesma área de passagem do refrigerante pelo dispositivo de expansão (aplicação de um mesmo tubo capilar para cada ambiente em todos os testes), proporcionando uma queda de pressão entre os trocadores de calor (P_3 para P_4) com tendência de pequeno crescimento, conforme a Figura 4.54 mostrada mais adiante. Destaca-se que as condições ambientais no qual o coletor foi exposto se manteve sem grandes variações, logo não houve interferência externa significativa para o aumento da temperatura do refrigerante no evaporador. Desta forma, à medida com que a temperatura de condensação aumentou, a temperatura de evaporação tendeu a acompanhá-la para atenuar o crescimento da relação de compressão P_2/P_1 . A Figura 4.54 também mostra que a relação P_2/P_1 possui ligeiro crescimento com o acréscimo da temperatura final da água.

Ao se analisar a Figura 4.53, percebe-se que para se alcançar a maior e a menor temperatura final da água, as temperaturas de condensação e evaporação na condição *outdoor* são superiores à condição *indoor*. Além disso, ao se comparar os ciclos termodinâmicos do sistema nos dois ambientes, nota-se que o ciclo da condição *outdoor* é mais fechado do que na condição *indoor*, ou seja, as pressões de baixa e de alta são mais próximas entre si. Este fato também pode ser identificado em todos os ciclos do sistema ao se comparar as Figura 4.51 e Figura 4.52, pois ambas possuem a mesma escala nos eixos horizontal e vertical. Portanto, em geral, torna-se evidente o menor consumo do compressor para promover um determinado efeito de aquecimento, resultando em maior COP para o sistema em ambiente *outdoor*, conforme também pode ser identificado na Figura 4.46 (desempenho energético do sistema é sempre superior na condição *outdoor*).

Pela Figura 4.54, percebe-se que a relação de compressão P_2/P_1 para os casos *indoor* e *outdoor* cresceu 29,5 e 20,6%, respectivamente, com o acréscimo da temperatura final da água avaliada. Esta tendência foi identificada por Kong *et al.* (2020b) e por Xiao *et al.* (2020). Além disso, a razão de compressão na condição *indoor* é, em média, 28,0% maior que na condição *outdoor*. Isto se justifica, especialmente, devido à baixa temperatura do coletor e, por conseguinte, da temperatura do refrigerante no evaporador em condição *indoor*, o que faz com que o compressor aspire o refrigerante a uma pressão mais baixa, proporcionando maior taxa de compressão. Embora no ambiente *outdoor* a pressão de descarga do compressor seja, em

média, 25,5% maior que na condição *indoor* (distância entre as curvas P_2 *outdoor* e P_2 *indoor*), este efeito não supera a baixa pressão de aspiração na condição *indoor* em relação à *outdoor* (distância entre as curvas P_4 *indoor* e P_4 *outdoor*), pois a pressão na descarga em ambiente *outdoor* é, em média, 60,8% superior à condição *indoor*. Portanto, este fato demonstra uma vantagem da aplicação do sistema em ambiente *outdoor*.

Figura 4.54: Influência da temperatura final da água sobre as pressões absolutas do refrigerante e sobre a temperatura do coletor.

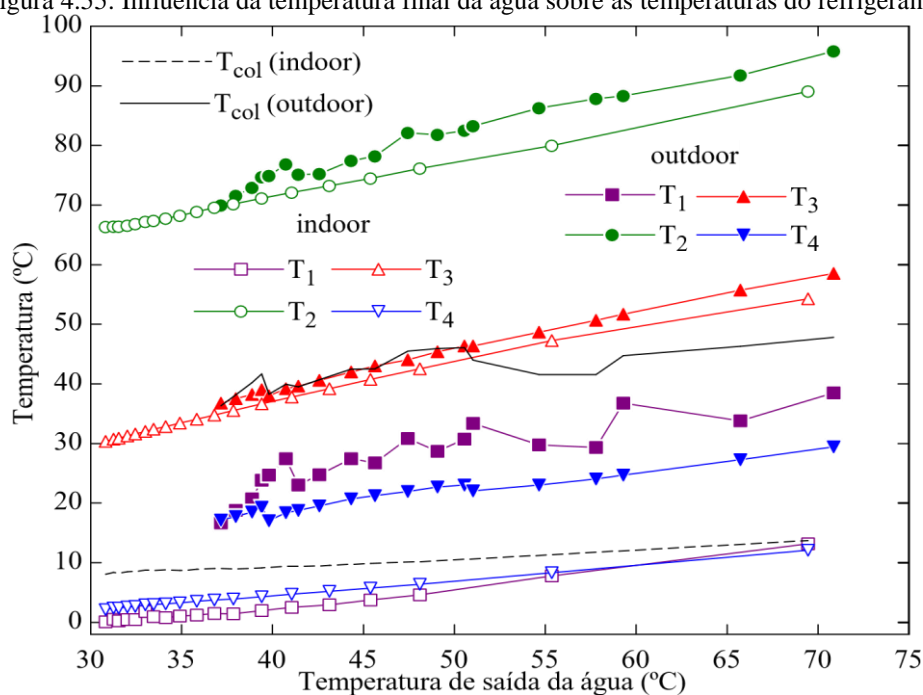


Também pela Figura 4.54, conclui-se que a temperatura do coletor na condição *indoor* aumentou 2,17% (276,7 a 282,7 K), enquanto houve uma tendência de aumento de 3,72% (309,3 a 320,8 K) na temperatura do coletor em condição *outdoor* ao longo das suas respectivas faixas de temperatura final da água avaliada. Além disso, em média, a temperatura do coletor em condição *outdoor* foi 14,3% maior em relação à condição *indoor*. A distância entre as curvas P_2 e P_3 indica a perda de carga no condensador, sendo ela, em média, de 0,40 e 0,52 bar para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente. Ademais, a distância entre as curvas P_4 e P_1 indica a perda de carga no evaporador, sendo ela, em média, de 0,92 e 1,4 bar para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente. Seara *et al.* (2012) obtiveram perdas de pressão aproximadamente constante nos trocadores de calor com o aumento da temperatura final da água. Kong *et al.* (2020b) analisaram a influência das condições ambientais, sobretudo da irradiância solar, sobre as perdas de carga dos trocadores de calor.

A Figura 4.55 apresenta a influência da temperatura final da água sobre as temperaturas do refrigerante. Pela análise das Figura 4.54 e Figura 4.55, nota-se que, com o crescimento da

temperatura final da água, todas as pressões e temperaturas do sistema aumentaram para ambas as condições. Esta tendência também foi encontrada por Li *et al.* (2007). É possível dizer que as temperaturas na entrada e saída do compressor, e entrada e saída do dispositivo de expansão são, respectivamente, 9,15, 2,73, 2,62 e 6,15% maiores, em média, na situação *outdoor*. Portanto, torna-se evidente que as temperaturas na entrada e saída do evaporador em condição *outdoor* possuem médias superiores quando comparadas com a condição *indoor*, sendo este fato um dos principais responsáveis pelo melhor desempenho energético do sistema operando em ambiente *outdoor*. Kong *et al.* (2020b) analisaram a influência das condições ambientais sobre as temperaturas de entrada e saída do coletor, sendo a irradiância solar mais relevante. Duarte *et al.* (2021b) analisaram a influência das condições ambientais sobre as temperaturas e as pressões do refrigerante nos principais pontos do ciclo termodinâmico deste tipo de sistema em condição ensolarada, sendo que a irradiância solar foi o fator mais impactante.

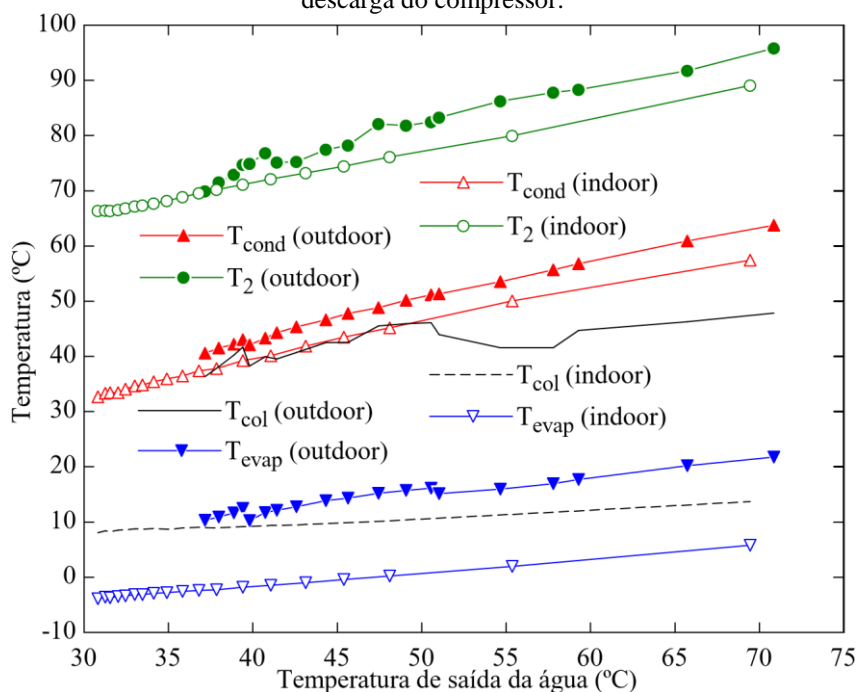
Figura 4.55: Influência da temperatura final da água sobre as temperaturas do refrigerante.



A Figura 4.56 apresenta a influência da temperatura final da água sobre as temperaturas de evaporação, de condensação e da descarga do compressor. Percebe-se que há uma tendência para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente, de crescimento das temperaturas de evaporação em 3,60 e 4,06%, de condensação em 8,08 e 7,40% e de descarga do compressor em 6,69 e 7,55% com o acréscimo da temperatura final da água. Esta tendência foi identificada por Seara *et al.* (2012), por Ibrahim *et al.* (2014) e por Kong *et al.* (2020a,b). A tendência de aumento da temperatura de descarga também foi identificada por Mota-Babiloni *et al.* (2021) com o aumento da temperatura de condensação. O comportamento de aumento da temperatura

de condensação e queda do COP também foi identificado por Ju *et al.* (2017) em bombas de calor para aquecimento de água. Consta-se que as temperaturas de evaporação, de condensação e de descarga do compressor foram, em média, 6,00, 3,24 e 2,73% maiores na situação *outdoor*. Portanto, torna-se claro que a vantagem do patamar de temperatura de evaporação mais elevado se sobrepõe à desvantagem do patamar de temperatura de condensação mais elevado para a situação *outdoor*, proporcionando melhor desempenho energético ao sistema neste ambiente. Percebe-se também que as curvas de temperatura do coletor estão acima das temperaturas de evaporação, conforme esperado, pois a fonte fria em contato com o coletor transfere calor ao refrigerante.

Figura 4.56: Influência da temperatura final da água sobre as temperaturas de evaporação, de condensação e da descarga do compressor.

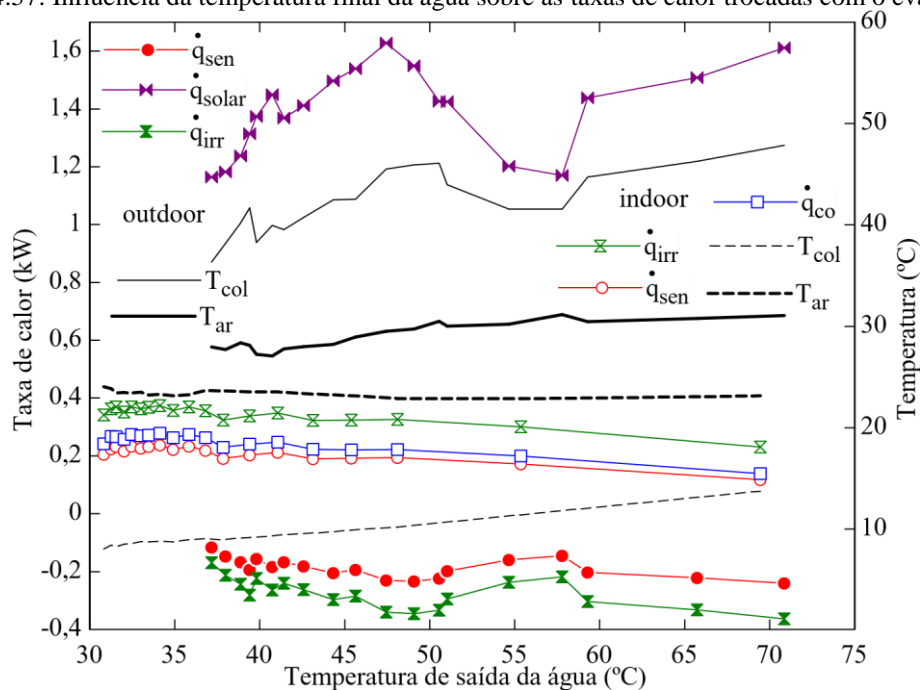


A temperatura de descarga do compressor é um fator limitante, pois quando demasiadamente alta como na situação *outdoor*, degrada mais rapidamente o seu óleo lubrificante e, por conseguinte, acelera o desgaste dos componentes mecânicos móveis deste equipamento. Ressalta-se que o refrigerante entra em contato com o óleo lubrificante (são miscíveis entre si) durante o seu percurso pelo interior do compressor. É desejável que a temperatura de descarga não ultrapasse a temperatura crítica do refrigerante (96,7 °C para o R290). Pela análise da Figura 4.56, percebe-se que a maior temperatura encontrada (*outdoor*) foi de 95,8 °C quando ocorreu o aquecimento da água até 70,9 °C. Deste modo, o sistema ficou abaixo, porém próximo, do limite que assegura a integridade do compressor, não sendo recomendável aquecer a água a temperatura superior à supracitada. Barve e Cremaschi (2012)

discutiram de forma análoga sobre o impacto das elevadas temperaturas de descarga do refrigerante neste equipamento em um estudo experimental de uma bomba de calor com aplicações residenciais operando com R32 e R1234yf como retrofit do R410A. Yan *et al.* (2021) desenvolveram um modelo matemático e construíram uma WSHP com R1234ze(E) que foi aplicada de forma segura ao compressor no aquecimento de água até 85 °C.

A Figura 4.57 apresenta o comportamento das taxas de calor trocadas com o evaporador em função da temperatura final da água. Identifica-se que, para a situação *outdoor*, a taxa de calor proveniente da irradiância solar possui um valor médio positivo de 1,40 kW, sendo esta fonte a responsável pela efetiva transferência de calor para o refrigerante. As taxas médias de calor transferidas por irradiação ambiente e por calor sensível foram -276 e -188 W, respectivamente. Ressalta-se que o calor latente do ar nesta situação foi zero, pois a temperatura do coletor permaneceu maior que a temperatura do ponto de orvalho, conforme a Figura 4.58 mostrada mais adiante. O valor negativo significa que o calor flui do coletor em direção ao ambiente (a temperatura do ar ambiente é inferior ao do coletor), ou seja, não contribui para a evaporação do refrigerante no evaporador. Diversos autores discutiram a influência da temperatura ambiente sobre o desempenho térmico de ASHP para aquecimento de água, como nos trabalhos teóricos e experimentais de Yamaguchi *et al.* (2011) com CO₂, Ibrahim *et al.* (2014) com R22 e Saikawa e Koyama (2016) com CO₂, e de DX-SAHP para aquecimento de água, como no trabalho de Kong *et al.* (2017) com R410A.

Figura 4.57: Influência da temperatura final da água sobre as taxas de calor trocadas com o evaporador.



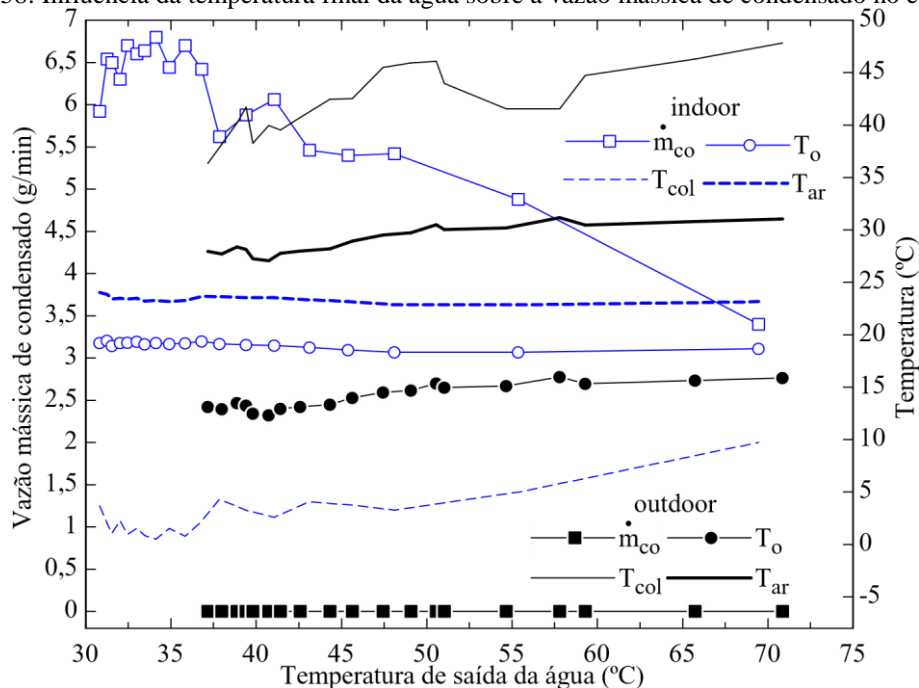
Também por meio da análise da Figura 4.57, percebe-se que as taxas de calor por irradiação ambiente e por calor sensível são provenientes do calor perdido pelo coletor ao receber a energia térmica proveniente da irradiância solar. Este fato impacta diretamente no rendimento do coletor, conforme a Figura 4.59 mostrada mais adiante. Portanto, neste ambiente a irradiância solar foi responsável por 100% da energia disponível ao coletor. Alguns autores avaliaram a influência da velocidade do vento sobre o desempenho do sistema, como nos trabalhos de Kong *et al.* (2011), de Paradeshi, Srinivas e Jayaraj (2016) em uma DX-SAHP com R22 para aquecimento de ar e de Duarte *et al.* (2018) em um estudo teórico de uma DX-SAHP com R1234yf e R134a para aquecimento de água. Por fim, nota-se que o comportamento da curva de temperatura do coletor é fortemente influenciado pela taxa de calor por irradiância solar, evidenciando que esta taxa é mandatória no aporte térmico do coletor ao operar em ambiente *outdoor*.

Por fim, pela avaliação da Figura 4.57 para a condição *indoor*, percebe-se que as taxas de calor por irradiação ambiente, por calor latente e por calor sensível foram, em média, 342, 245 e 208 W, respectivamente, e em termos relativos ao aporte térmico total disponível ao coletor, estas taxas foram, em média, 43,0, 30,8 e 26,2%, respectivamente. Este resultado está de acordo com a tendência encontrada por Scarpa e Tagliafico (2016), por Diniz (2017), por Diniz *et al.* (2017c), por Diniz *et al.* (2018b) e por Diniz *et al.* (2020c), todos com o sistema operando com R134a, e por Duarte *et al.* (2021b) e Santos *et al.* (2021) com o sistema operando com R744, sendo todos estes trabalhos relativos a DX-SAHP para aquecimento de água. Os autores destes trabalhos identificaram a forte participação do calor latente em relação às demais taxas de calor em um ambiente com pouco ou nenhuma irradiância solar. Observa-se que a temperatura do ar ambiente foi superior ao do coletor, conforme esperado, pois as taxas de calor são positivas e fluem do ambiente para o coletor. Por fim, à medida em que a temperatura final da água cresce, houve uma tendência de queda média de 38,2, 50,0 e 50,4% nas taxas de calor trocadas por irradiação ambiente, calor latente e calor sensível, respectivamente, devido ao aumento progressivo da temperatura do coletor.

A Figura 4.58 apresenta a influência da temperatura final da água sobre a formação de condensado de vapor de água no evaporador. Identifica-se que não houve formação de condensado na condição *outdoor*. Por outro lado, em ambiente *indoor* houve geração de condensado (medido experimentalmente) a uma taxa média de 5,98 g/min. Isto se justifica pelo fato de que a temperatura do coletor permaneceu abaixo da temperatura do ponto de orvalho. Percebe-se uma tendência de queda média de 50,0% na vazão mássica de condensado à medida que a temperatura final da água aumenta, pois a temperatura do coletor apresentou um

comportamento de crescimento médio de 3,37%, reduzindo a taxa de transferência de calor latente (50,0% em média).

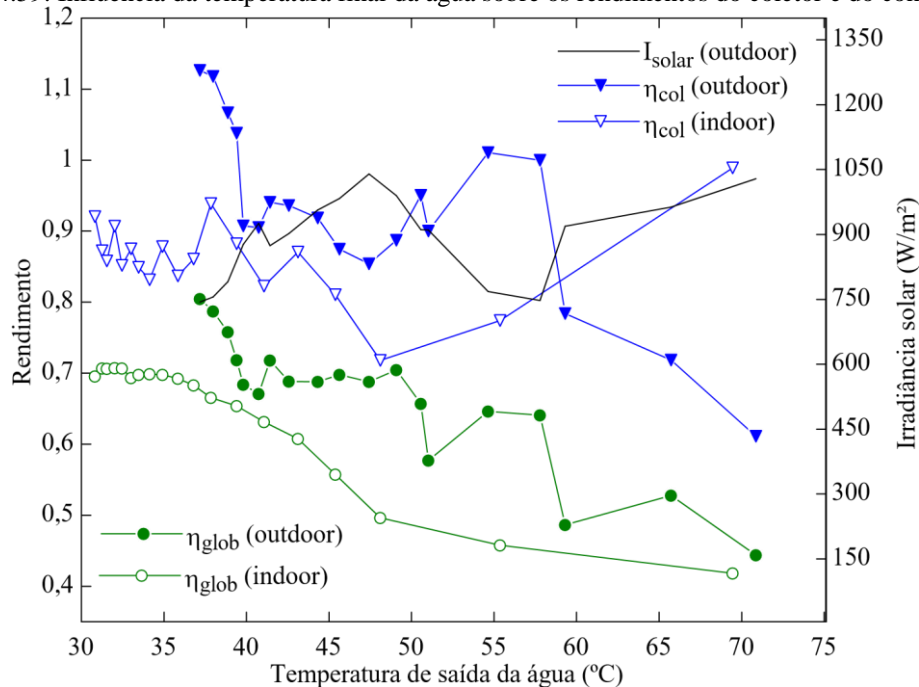
Figura 4.58: Influência da temperatura final da água sobre a vazão mássica de condensado no evaporador.



A Figura 4.59 evidencia a forte influência da irradiância solar sobre a eficiência do coletor na condição *outdoor*. O rendimento do coletor foi, aproximadamente, igual ou superior a 100% para valores de irradiância solar na faixa de 750-900 W/m². Quando a irradiância foi superior a 900 W/m², houve uma tendência de queda na eficiência do coletor, pois o calor proveniente desta fonte de energia superou a taxa máxima em que o refrigerante no evaporador conseguiu absorver. Portanto, isto evidencia que há um limite de irradiância solar para a maximização da eficiência do coletor. Esta eficiência está diretamente relacionada com a área do coletor, sendo que se torna desvantajoso do ponto de vista financeiro projetar o evaporador com área maior que a atual (1,65 m²) para operar em condição de irradiância solar superior a 900 W/m², pois caso a taxa de calor proveniente da fonte solar aumentasse, a eficiência do coletor diminuiria. Alguns autores discutiram a influência do tamanho do evaporador sobre a eficiência do coletor em DX-SAHP para aquecimento de água, tais como Hawlader, Chou e Ullah (2001), Kuang, Sumathy e Wang (2003), e Kong *et al.* (2011). Por fim, a eficiência média do coletor na condição *outdoor* foi de 92,4%. Por outro lado, quando se analisa o comportamento da eficiência do coletor na condição *indoor*, percebe-se uma oscilação ao entorno de um valor médio de 86,0%, variando de 71,8 a 98,9% à medida que a temperatura final da água aumentou. Resultados similares foram encontrados por Kong *et al.* (2011), os quais obtiveram eficiência média experimental de 91 e 88% para dia ensolarado e nublado,

respectivamente. O resultado médio encontrado para a condição *outdoor* foi superior ao encontrado por Kong *et al.* (2020b), os quais obtiveram eficiência média de 73% para o R290 e 66% para o R134a.

Figura 4.59: Influência da temperatura final da água sobre os rendimentos do coletor e do compressor.

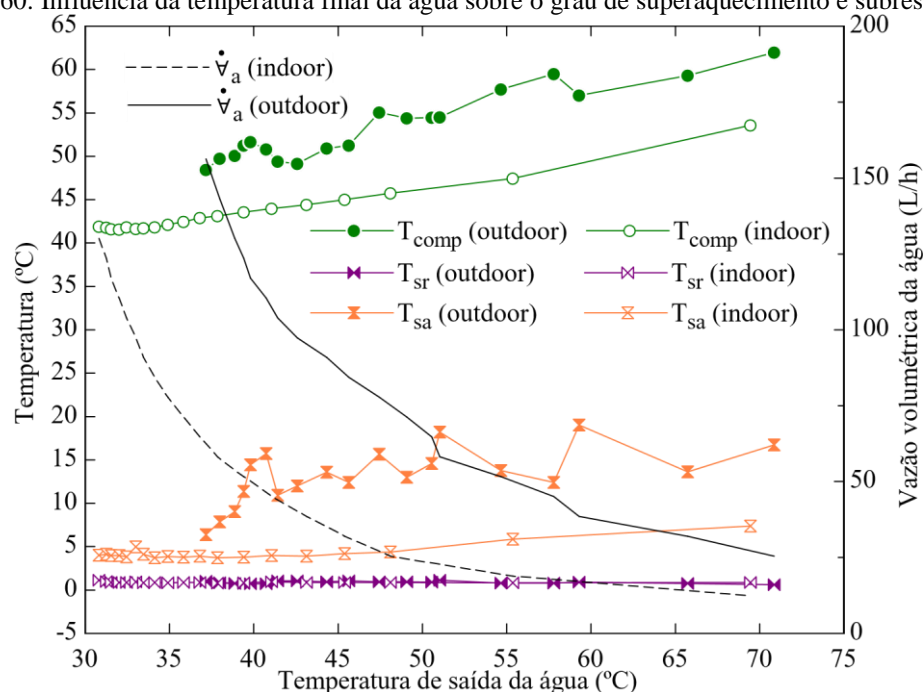


Pela Figura 4.59 também se identifica a tendência de queda em 40,9 e 44,8% na eficiência global do compressor nas condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente, com o acréscimo da temperatura da água. Mota-Babiloni *et al.* (2021) encontraram uma tendência de queda na eficiência do compressor com o aumento da razão de compressão. Isto se justifica, principalmente, pelo fato do crescimento das irreversibilidades no processo de compressão do refrigerante à medida em que as temperaturas de admissão e descarga aumentam, conforme a Figura 4.55. A consequência direta disso é o progressivo aumento do trabalho do compressor, conforme a Figura 4.47, contribuindo para a perda do desempenho energético do sistema, conforme a Figura 4.46.

A Figura 4.60 apresenta o comportamento do grau de superaquecimento, do grau de subresfriamento e da temperatura da carcaça do compressor com o aumento da temperatura final da água. Nota-se uma tendência de aumento de 1,31 e 4,52% no grau de superaquecimento para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente, com o aumento da temperatura final da água. Este fato está diretamente relacionado ao crescimento do patamar de evaporação à medida em que a temperatura final da água aumenta, conforme a Figura 4.51 e a Figura 4.52. Em média, a temperatura de superaquecimento foi de 4,30 °C (variando de 3,73 a 7,37 °C) e 13,2 °C (variado de 6,37 a 19,0 °C), respectivamente, para as condições *indoor* e *outdoor*. Seara *et al.*

(2012) encontraram grau de superaquecimento aproximadamente constante com o acréscimo da temperatura final da água em um sistema que possuía válvula termostática. Nota-se que de uma forma geral, o sistema operou com superaquecimento típico deste tipo de sistema, evidenciando que a área do coletor e a massa de refrigerante estão adequados para ambos as condições. Entretanto, para elevados valores da temperatura final da água na condição *outdoor*, o superaquecimento se tornou excessivo, visto que a massa de refrigerante para esta situação deveria ser maior ou o tamanho do coletor deveria ser menor (conforme observado o baixo rendimento do coletor na Figura 4.59 para altas temperaturas de saída da água). Os trabalhos sobre DX-SAHP para aquecimento de água de Hawlader, Chou e Ullah (2001) e de Rabelo *et al.* (2019b) abordaram a influência da área do coletor sobre o desempenho térmico do sistema.

Figura 4.60: Influência da temperatura final da água sobre o grau de superaquecimento e subresfriamento.

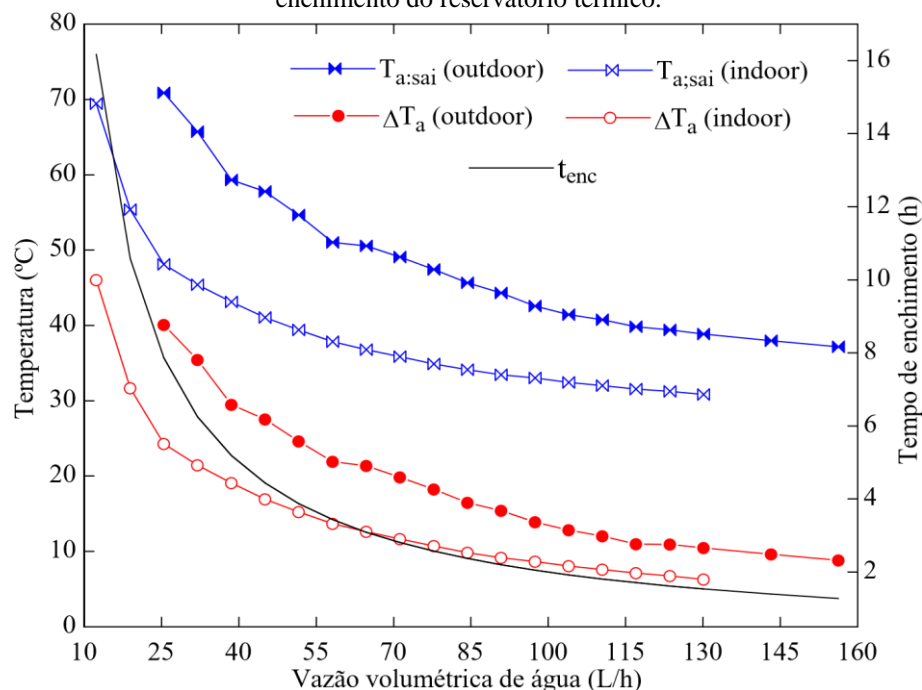


Percebe-se também pela Figura 4.60 que o grau de subresfriamento para ambas as condições apresentou um comportamento estável com o aumento da temperatura de saída da água, sendo que foi, em média, de 0,89 °C para ambos os ambientes. Isto evidencia que o tamanho do condensador está próximo do mínimo, tendo como premissa de que um condensador deva descarregar o refrigerante em estado subresfriado. Os trabalhos de Ibrahim *et al.* (2014) e de Duarte *et al.* (2019) analisaram a relação do comprimento do condensador com o desempenho térmico do sistema. Verifica-se também que a temperatura medida na carcaça do compressor apresentou tendência de aumento de 28,9 e 27,9 °C para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente, com o crescimento da temperatura de saída da água. Percebe-se que a temperatura medida na carcaça é inferior à temperatura de descarga para cada

ensaio realizado, conforme a Figura 4.56, pois o refrigerante ao sair da câmara de compressão é direcionado diretamente para fora do compressor (hermeticamente fechado), enquanto o refrigerante admitido pelo compressor (a baixa temperatura) entra em contato com suas partes internas, contribuindo para o seu arrefecimento. Ressalta-se que a temperatura da carcaça não deve se elevar demasiadamente, pois isto contribui para a redução da vida útil do acionamento elétrico do compressor. Por fim, a Figura 4.60 também mostra que há uma queda exponencial na vazão de água à medida que a temperatura final da água cresce para as duas condições.

A Figura 4.61 apresenta o comportamento da variação da temperatura da água (entre a entrada e a saída do condensador), da temperatura final da água e do tempo de enchimento do reservatório térmico do sistema (200 L) em função da vazão volumétrica de água.

Figura 4.61: Influência da vazão volumétrica da água sobre a variação de sua temperatura e tempo de enchimento do reservatório térmico.



Percebe-se pela Figura 4.61 que há uma queda exponencial da temperatura final da água, da variação de temperatura da água (grau de aquecimento) e do tempo de enchimento do reservatório térmico com o aumento da vazão volumétrica de água. Isto se justifica principalmente pelo fato de que à medida em que a vazão de água se reduz linearmente, a temperatura do refrigerante na descarga do compressor e a temperatura de condensação se elevam em uma proporção cada vez maior, resultando em uma elevação aproximadamente exponencial para a temperatura final da água. Além disso, este fato se relaciona com o limite operacional de aquecimento da água, pois a temperatura do refrigerante se torna

demasiadamente elevada até alcançar o limite suportado pelo compressor. Para uma mesma vazão de água, em média, o sistema operando *outdoor* atingiu uma temperatura final da água 2,82% maior quando comparado com a condição *indoor*. Wu *et al.* (2018) obtiveram resultado similar. O aquecimento (variação de temperatura) da água foi, em média, 288,1 K (variando de 279,3 a 319,1 K) e 292 K (variando de 281,8 a 313,1 K) para as condições *indoor* e *outdoor*, respectivamente. Logo, o aquecimento médio da água foi 1,35% maior na condição *outdoor*. Ademais, o tempo de enchimento do reservatório térmico é função única da vazão volumétrica de água imposta no condensador, variando de 1,28 h para a condição *outdoor* (aquecendo a água de 28,4 a 37,2 °C na vazão de 156 L/h) até 16,2 h para a condição *indoor* (aquecendo a água de 23,4 a 69,5 °C na vazão de 12,4 L/h).

4.6. Considerações finais

O R290 foi adotado como fluido de trabalho da DX-SAHP por mostrar melhor desempenho ambiental e térmico, e viabilidade logística na construção do sistema proposto. Apesar de sua inflamabilidade, a massa requisitada pelo sistema (203 g) está dentro do limite recomendado pela *International Electrotechnical Commission* (IEC, 2019) (500 g).

A validação do modelo por meio da análise termográfica dos comprimentos de escoamento do refrigerante no evaporador solar mostrou desvios relativos inferiores a 4%. Após validado, o modelo foi aplicado para investigar a influência de parâmetros ambientais e geométricos sobre as análises dos 4E com o sistema operando *outdoor*. O protótipo também foi estudado experimentalmente para investigar a influência da temperatura final da água sobre as análises dos 4E e demais variáveis envolvidas com o sistema operando *indoor* e *outdoor*.

5. CONCLUSÕES

A aplicação de uma DX-SAHP no aquecimento de água mostra-se uma ótima solução sustentável e a melhor alternativa dentre as bombas de calor para este fim. Os recentes estudos evidenciam que a adoção do evaporador do tipo solar (expansão direta do refrigerante) proporciona um dos melhores desempenhos energéticos dentre as demais possibilidades de evaporadores. O estado da arte também revela que na aplicação de refrigerantes em bombas de calor há um consenso na comunidade científica em se adotar fluidos de GWP inferior a 150 e ODP nulo. Os HFOs (R1234ze(E), R1233zd(E) e R1234yf) e hidrocarbonetos (R170, R290, R600, R600a e R1270) são os mais aplicados. O Inorgânico R744 se mantém tradicionalmente como uma opção sustentável ambientalmente, além do HFC R152a, uma das poucas opções dentre os refrigerantes de sua classe.

O projeto dos trocadores de calor e a determinação de massa requerida pelos mesmos e pelo restante do sistema viabilizou a análise de desempenho energético, ambiental e logístico (relativo à construção do sistema) de dez refrigerantes ecológicos selecionados (R152a, R744, R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), R170, R290, R600, R600a e R1270), além do refrigerante tradicional R134a. Como resultado, teve-se a seleção do R290 para operar o sistema proposto nesta tese. Este fluido foi aplicado no protótipo projetado e construído, proporcionando bom funcionamento do sistema e bom desempenho térmico.

Um modelo matemático do sistema baseado nas análises dos 4E foi desenvolvido e validado por meio da análise termográfica dos comprimentos de escoamento do refrigerante no coletor solar do protótipo, obtendo-se desvios relativos inferiores a 4%. Esta metodologia adotada mostrou-se eficaz em estabelecer as regiões de escoamento do refrigerante no evaporador e, por conseguinte, na validação do modelo matemático, abrindo um precedente para futuros trabalhos de validação por meio de termografia infravermelha. O modelo também foi validado por um parâmetro do sistema (COP), apresentando desvios relativos inferiores a 5%. Realizaram-se simulações computacionais do sistema carregado de R290 operando *outdoor* com o condensador coaxial para as temperaturas finais da água de 45 e 65 °C. As principais conclusões foram:

1. Aumento da irradiância solar proporciona o maior crescimento do COP dentre os demais parâmetros ambientais avaliados, alcançando o crescimento de 69,3 e 56,8%, respectivamente, no aquecimento da água até 45 e 65 °C.
2. O desempenho energético do sistema no aquecimento da água até 45 °C é maior que a 65 °C para todas as variações dos parâmetros ambientais investigados, e consegue-se obter uma

superioridade energética de até 25,0% quando ocorre a variação da velocidade do vento dentre os demais parâmetros ambientais avaliados.

3. A eficiência exergética média do sistema ao se realizar as variações dos quatro parâmetros ambientais são semelhantes entre si para as duas temperaturas finais da água avaliadas, sendo de 32,5%. Além disso, aquecer menos a água (45 °C em vez de 65 °C) corresponde, em média, a um ganho de exergia de menos de 3% para qualquer um dos parâmetros ambientais analisados.
4. O maior acréscimo na eficiência exergética ocorre com a modificação da irradiância solar, alcançando 7,48 e 8,72% para os casos da temperatura final da água de 45 e 65 °C.
5. O compressor é responsável pela maior taxa de destruição de exergia do sistema, seguido pelo dispositivo de expansão, condensador e evaporador. O compressor representa, em média, 86,0 e 83,5% do total de exergia destruída quando se alcança a temperatura final da água de 45 e 65 °C.
6. O maior decréscimo do TEWI e, conseqüentemente, nas emissões de CO₂, ocorre com o aumento da temperatura ambiente, alcançando queda de 88,6 e 62,8% para os casos da temperatura final da água de 45 e 65 °C, respectivamente. Portanto, regiões de clima quente são favoráveis à baixa emissão de gases de efeito estufa.
7. O desempenho ambiental do sistema no aquecimento da água a 45 °C é maior que a 65 °C para todas as variações dos parâmetros ambientais investigados. Aquecer mais a água é responsável por 1,3 a 1,5 vezes, em média, mais emissão de CO₂. Além disso, o TEWI indireto é o maior responsável pelo desempenho ambiental do sistema, sendo dependente principalmente do fator de emissão da matriz energética do país no qual o equipamento opera.
8. A variação da temperatura ambiente influi mais no tempo de retorno do que os outros parâmetros ambientais estudados e proporciona o menor tempo de retorno do sistema, sendo de 3,09 e 4,26 anos para o aquecimento da água até 65 e 45 °C, respectivamente. Conclui-se também que aquecer mais a água reduz o tempo de retorno de investimento. Além disso, aplicar o sistema em ambientes que estejam próximos da temperatura final da água, torna o tempo de retorno elevado, deixando o equipamento pouco atrativo. Portanto, o sistema é mais vantajoso financeiramente em regiões de clima frio.
9. Para situações de tempo nublado e úmido, a contribuição do calor latente do ar para o aumento nos desempenhos energético, exergético e ambiental do sistema é baixo (inferior a 8%) e para a redução do tempo de retorno é praticamente nulo.
10. O aumento de 181% no comprimento do condensador para alcançar o tamanho ótimo em relação ao aplicado no protótipo proporciona para a temperatura final da água igual a 45 e

65 °C, respectivamente, crescimento no COP de 13,4 e 7,21%, aumento na eficiência exergética de 0,91 e 1,16%, queda no TEWI de 11,8 e 6,73% ante a um crescimento no tempo de retorno de 11,5 e 10,6%.

11. O aumento de 29,9% na área do coletor no intuito de se alcançar a área ótima em relação a aplicada no protótipo proporciona para a temperatura final da água igual a 45 e 65 °C, respectivamente, aumento no COP de 9,46 e 7,25%, crescimento na eficiência exergética de 1,19 e 1,25%, diminuição no TEWI de 8,61 e 6,79% e, em contrapartida, aumento no tempo de retorno de 5,29 e 4,57%.

Apresentou-se um estudo experimental comparativo do sistema operando com R290 *indoor* (19 testes) e *outdoor* (19 testes) para diferentes temperaturas finais da água com a aplicação do condensador coaxial. As principais conclusões foram:

1. Devido especialmente a alta irradiância solar em ambiente *outdoor*, a capacidade de aquecimento média do sistema foi 68,6% maior quando comparada com o ambiente *indoor*. Por outro lado, o trabalho médio do compressor foi 30,2% maior na condição *outdoor*. Ademais, o sistema atingiu a capacidade máxima de aquecimento de 975 e 1637 W na condição *indoor* e *outdoor*, respectivamente.
2. O desempenho energético e a eficiência exergética do sistema ao operar na condição *outdoor* foram, em média, 29,8 e 17,4% maiores em relação à condição *indoor*.
3. Operar o sistema *indoor* é, em média, responsável por 10,7% a mais de emissão de CO₂. Além disso, o tempo de retorno do sistema ao operar em condição *indoor* foi, em média, 9,30% maior em relação à condição *outdoor*.
4. Em média, as temperaturas de evaporação e de condensação do refrigerante foram 6,00 e 3,24% superiores em ambiente *outdoor* quando comparado com o ambiente *indoor*. Portanto, o aporte térmico advindo do ambiente *outdoor* é o maior responsável pela vantagem de se aplicar este sistema nesta condição.
5. As taxas de calor provenientes da irradiação ambiente, do calor latente do ar e do calor sensível do ar foram, em média, 43,0, 30,8 e 26,2%, respectivamente, do total do aporte térmico disponível ao coletor para o ambiente *indoor*. Por outro lado, em ambiente *outdoor*, a irradiância solar foi responsável por 100% da energia disponível ao coletor. Por fim, a eficiência média do coletor foi 92,4 e 86% em condição *indoor* e *outdoor*, respectivamente.
6. A eficiência do coletor sofre forte influência do tamanho de sua dimensão, sendo que se torna desvantajoso financeiramente aumentar a área atual do evaporador do protótipo (1,65 m²) caso ele seja aplicado preferencialmente na condição de irradiância solar superior a 900 W/m².

7. Tendo como premissa garantir a saída do refrigerante do condensador coaxial no estado líquido subresfriado, o comprimento atual deste componente no protótipo (5,7 m) está próximo do seu valor mínimo admissível, pois o grau subresfriamento do sistema para ambas as condições foi, em média, 0,89 °C.

Este trabalho gerou uma ferramenta útil para a investigação técnica-econômica de uma DX-SAHP para quaisquer condições operacionais e com baixos desvios. Este modelo matemático pode transpor as análises dos 4E para diferentes refrigerantes, proporcionando redução nos custos do desenvolvimento de novos sistemas correlatos. Por fim, o protótipo construído pode ser aplicado para validar modelos matemáticos, desenvolver trabalhos experimentais comparativos entre os componentes e, sobretudo, ter a sua montagem aprimorada para novos estudos, como por exemplo, pela inclusão de painel fotovoltaico ou injetor de vapor.

REFERÊNCIAS

- ABAS, N.; KALAIR, A. R.; KHAN, N.; HAIDER, A.; SALEEM, Z.; SALEEM, M. S. *Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, p. 557-569, 2018;
- AGÊNCIA SENADO. **Bactéria até então desconhecida matou 34 nos EUA**, 2009. Disponível em: <<https://www12.senado.leg.br/noticias/especiais/especial-cidadania/ar-condicionado-exige-limpeza-cuidadosa/bacteria-ate-entao-desconhecida-matou-34-nos-eua#:~:text=A%20bactéria%20foi%20descoberta%20em,estado%20grave%20e%2034%20morreram>>. Acesso em: 10/09/2022;
- AHAMED, J. U.; SAIDUR, R. e MASJUKI, H. H. *A review on exergy analysis of vapour compression refrigeration system. International Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, nº 3, p. 1593–1600, 2011;
- AIRAH - *The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating. Methods of calculating total equivalent warming impact (TEWI) 2012*. Fitzroy, 2012;
- ALBERTAZZI, A. e SOUZA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**, 1ª edição, Florianópolis: Manole, 2008;
- ALVAREZ, C. E. C. **Projeto de um controlador para o ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO₂ com evaporador solar**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2015;
- ALTINKAYNAK M.; OLGUN E. e ŞAHIN A. Ş. *Comparative Evaluation of Energy and Exergy Performances of R22 and its Alternative R407C, R410A and R448A Refrigerants in Vapor Compression Refrigeration Systems. El-Cezeri Journal of Science and Engineering*, vol. 6, nº 3, p. 659-667, 2019;
- ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica, 2022. **Tarifas e Informações Econômico-Financeiras**. Disponível em: <<https://www.gov.br/aneel/pt-br/centrais-de-conteudos/relatorios-e-indicadores/tarifas-e-informacoes-economico-financeiras>>. Acesso em: 12 de julho de 2022;
- ANTUNES, A. H. P. e BANDARRA Filho, E. P. *Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. International Journal of Refrigeration*, vol. 70, p. 119-127, 2016;
- APREA, C. e MAIORINO, A. *Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: An experimental study. Applied Energy*, vol. 86, nº 11, p. 2373–2380, 2009;
- ASHRAE - *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Ashrae guideline 12-2000: Minimizing the risk of legionellosis associated with building water systems*. Atlanta, 2000;
- ASHRAE - *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Handbook - Fundamentals (SI Edition)*. Atlanta, 2017;

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *Standard 34, 2007 - Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Atlanta, 2007;

BAI, C.; HAN, Z., WEI, H., JU, X.; MENG, X.; FU, Q. *Simulation study on performance of a dual-source hybrid heat pump unit with alternative refrigerants*. ***Energy and Built Environment***, vol. 1, p. 1-10, 2020;

BARBIERI, P. E. L. **Estudo teórico-experimental da ebulição convectiva do refrigerante R134a em tubos lisos**. Tese de doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 2005;

BARROS, G. P. S.; DINIZ, H. A. G.; PEIXOTO, M. C. L.; SILVA, Z. V.; VIEIRA, J. M. G. *Analysis of the air conditioning system of a data center using thermography and CFD*. *17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT*. Águas de Lindóia, 2018;

BARVE, A. e CREMASCHI, L. *Drop-in performance of low-GWP refrigerants in a heat pump system for residential application*. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University*, West Lafayette, 2012;

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. e TSIFIS, G. *Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios*. ***Energy Conversion and Management***, vol. 148, p. 1055-1069, 2017;

BENDAPUDI, S.; BRAUN, J. E. e GROLL, E. A. *A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers*. ***International Journal of Refrigeration***, vol. 31, p. 1437-1452, 2008;

BEHFAR, A. e YUILL, D. *Evaluation of gray box thermostatic expansion valve mass flow models*. ***International Journal of Refrigeration***, vol. 96, p. 161-168, 2018;

BLISS JR., R. W. *The derivations of several “plate efficiency factors” useful in the design of flat-plate solar-heat collectors*. ***Solar Energy***, vol. 3, 4^o ed., p. 55-64, 1959;

BOBBO, S.; ZILIO, C.; SCATTOLINI, M.; FEDELE, L. *R1234yf as a substitute of R134a in automotive air conditioning. Solubility measurements in two commercial PAG oils*. ***International Journal of Refrigeration***, vol. 40, p. 302-308, 2014;

BORGNAKKE, C. e SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**, 8^a edição, São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2013;

BRAGA, I. F. C. M. **Modelo dinâmico do resfriador de gás de uma bomba de calor solar a CO₂ pelo método de fronteira móvel**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019;

BUKER, M. S. e RIFFAT, S. B. *Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review*. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, vol. 55, p. 399-413, 2016;

BERGER, X.; BURIOT, D.; GARNIER, F. *About the equivalent radiative temperature for clear skies*. ***Solar Energy***, vol. 32, p.725-733, 1984;

CANVA. *Canva Version 2022*. Canva Pty Ltd, <https://www.canva.com>, 2022;

CAPITAL REFRIGERAÇÃO, 2021. Disponível em: < <https://capitalrefrig.com.br>>. Acesso em: 14 de fevereiro de 2021;

CARVALHO, F. N.; DURTE, W. M.; MACHADO, L. *Review of the recent advances in solar assisted heat pumps integrated with renewable energy sources*. 19th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Bento Gonçalves, 2022;

CAVALLINI, A. e ZILIO, C. *Carbon dioxide as a natural refrigerant*. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 2, p. 225–249, 2007;

CEMIG - Companhia Energética de Minas Gerais. **IM-OM-SE-00500 - Instrução de execução e critérios para inspeção termográfica em subestações e linhas de transmissão utilizando o termovisor**. Belo Horizonte, 2010;

ÇENGEL, Y. A. e BOLES, M. A. **Termodinâmica**, 7^a edição, Porto Alegre: *McGraw-Hill Education*, 2013;

CERIT, E. e ERBAY, L. B. *Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally*. *Energy Conversion and Management*, vol. 72, p. 163-170, 2013;

CHATA, F.B.G.; CHATURVEDI, S.K. e ALMOGBEL, A. *Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants*. *Energy Conversion and Management*, vol. 46, p. 2614-2624, 2005;

CHATURVEDI, S. K.; GAGRANI, V. D. e ABDEL-SALAM, T. M. *Solar-assisted heat pump—A sustainable system for low-temperature water heating applications*. *Energy Conversion and Management*, vol. 77, p. 550-557, 2014;

CHEN, J. C. *Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow*. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, vol. 5, p. 322-329, 1966;

CHEN, J.; CHEN, L.; LIN, X.; CHEN, Y.; LUO, X.; YANG, Z.; LIANG, Y. *Performance of heat pump water heater (HPWH) with and without liquid-separation: Detailed experimental comparisons*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 179, 115713, 2020;

CHEN, J.; CHEN, Q.; QIN, X.; WANG, D. *Energy, exergy, economic and environmental analyses and optimization of a novel vapor injection autocascade heat pump for high-temperature water heating*. *Energy Conversion and Management*, vol. 267, 115909, 2022a;

CHEN, J.; ZHANG, Z.; ZHANG, G.; WANG, D. *Energy, exergy, economic and environmental analysis of a novel direct-expansion solar-assisted flash tank vapor injection heat pump for water heater*. *Energy Conversion and Management*, vol. 254, 115239, 2022b;

CHEUNG, H. e BRAUN, J. E. *Simulation of fault impacts for vapor compression systems by inverse modeling. Part I: Component modeling and validation*. *HVAC&R Research*, vol. 19, n° 7, p. 892-906, 2013a;

- CHEUNG, H. e BRAUN, J. E. *Simulation of fault impacts for vapor compression systems by inverse modeling. Part II: System modeling and validation. HVAC&R Research*, vol. 19, n° 7, p. 907-921, 2013b;
- CHINGULPITAK, S.; WONGWISES, S. *A comparison of flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic straight and helical capillary tubes. International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, p. 398-404, 2010;
- CHOI, S.; OH, J.; HWANG, Y.; LEE, H. *Life cycle climate performance evaluation (LCCP) on cooling and heating systems in South Korea. Applied Thermal Engineering*, vol. 120, p. 88-98, 2017;
- CHOW, T. T.; PEI, G.; FONG, K. F.; LIN, Z.; CHAN, A. L. S.; HE, M. *Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong. Applied Energy*, vol. 87, p. 643-649, 2010;
- CHURCHILL, S. W. e CHU, H. H. S. *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, n° 9, p. 1049-1053, 1975a;
- CHURCHILL, S. W. e CHU, H. H. S. *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, n° 11, p. 1323-1329, 1975b;
- CHURCHILL, S. W. *Friction-factor equation span all fluid-flow regimes. Chemical Engineering Journal*, vol. 84, 91-92, 1977;
- CLELAND, A. C. *Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. International Journal of Refrigeration*, vol. 9, n. 6, p. 346-351, 1986;
- COOLSELECTOR. **Coolselector Version 2**. Danfoss, www.danfoss.com, 2021;
- COLLIER, J. G. e THOME, J. R. *Convective boiling and condensation, 3th edition, New York: Oxford University Press Inc.*, 1996;
- EUROPEAN COMMISSION. *Regulation (EU) N° 517/2014 of the European Parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated green-house gases and repealing regulation (EC) N° 842/2006. Official Journal of the European Union*, vol. 57, p. 195-230, 2014;
- COSTA, F. N. **Análise comparativa da válvula de expansão eletrônica e do tubo capilar em sistemas de refrigeração**. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2014;
- DAMASCENO JUNIOR, L. **Estudo teórico e experimental da perda de pressão em curvas de retorno com escoamento bifásico da mistura zeotrópica R407C**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2015;
- DENG, W. e YU, J. *Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater. Energy Conversion and Management*, vol. 120, p. 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.**

Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2017;

DINIZ, H. A. G.; GONÇALVES, G. S. V.; LUZ, A. P.; MIRANDA, L. S. P.; OLIVEIRA, R. N. **Sistema de medição de vazão por meio de tubo de pitot em uma bancada de escoamento forçado de ar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021a;

DINIZ, H. A. G.; GONÇALVES, G. S. V.; LUZ, A. P.; FONSECA, E. A. C.; OLIVEIRA, R. N. **Aplicação das equações de Rateaux em um soprador de ar de uma bancada experimental.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021b;

DINIZ, H. A. G.; GONÇALVES, G. S. V.; LUZ, A. P.; GAMA, G. R.; OLIVEIRA, R. N. **Sistema de medição de pressão diferencial via manômetro em U e manômetro inclinado em uma bancada de escoamento forçado de ar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021c;

DINIZ, H. A. G.; GONÇALVES, G. S. V.; LUZ, A. P.; RABELO, S. N.; OLIVEIRA, R. N. **Sistema de medição de vazão por meio de placa de orifício em uma bancada de escoamento forçado de ar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021d;

DINIZ, H. A. G.; GONÇALVES, G. S. V.; LUZ, A. P.; SOUZA, J. P. B.; OLIVEIRA, R. N. **Análise operacional de associações de bombas centrífugas para água.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021e;

DINIZ, H. A. G.; GONÇALVES, G. S. V.; LUZ, A. P.; SOUZA, J. P. B.; OLIVEIRA, R. N. **Análise operacional de bombas centrífugas para água.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021f;

DINIZ, H. A. G.; LUZ, A. P.; MEYER, I. Z. L.; TRAVIZOLI, P. V.; MACHADO, LUIZ. **Análise termodinâmica de uma máquina de refrigeração e aquecimento ar-ar por ciclo de compressão de vapor com trocador de calor intermediário.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021g;

DINIZ, H. A. G.; LUZ, A. P.; OLÍMPIO, B. J. G.; VICTOR, E. F.; MACHADO, LUIZ. **Análise termodinâmica e térmica de um compressor frigorífico de uma máquina de refrigeração e aquecimento ar-ar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021h;

DINIZ, H. A. G.; LUZ, A. P.; VICTOR, E. F.; GONÇALVES, C. N.; MACHADO, LUIZ. **Balço de energia em evaporador e condensador de uma máquina frigorífica ar-ar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021i;

DINIZ, H. A. G.; MACHADO, A. A.; RODRIGUEZ, O. R. S.; MEYER, I. Z. L.; OLIVEIRA, N. C. G. **Thermal performance analysis of a heat pump with solar evaporator.** 24th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM. Curitiba, 2017a;

DINIZ, H. A. G.; OLIVEIRA, A. G.; PINHEIRO, S. M. S.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. **Direct expansion heat pump condensers mathematical modeling for the selection of a refrigerant with optimized environmental performance.** *18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT.* Online, 2020a;

DINIZ, H. A. G.; OLIVEIRA, A. G.; PINHEIRO, S. M. S.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. **Direct expansion heat pump evaporator mathematical modeling for the selection of a refrigerant with optimized environmental performance.** *18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT.* Online, 2020b;

DINIZ, H. A. G.; PAULINO, T. F.; PABON, J. J. G.; MAIA, A. A. T.; OLIVEIRA, R. N. **Dynamic model of a transcritical CO₂ heat pump for residential water heating.** *Sustainability*, vol. 13, 3464, 2021;

DINIZ, H. A. G.; PINHEIRO, S. M. S.; COSTA, A. O. S.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. **Thermal analysis of a heat pump solar evaporator.** *18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT.* Online, 2020c;

DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; LUZ, A. P.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L. **Análise térmica de bombas de calor com expansão direta.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021j;

DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; LUZ, A. P.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L. **Análise térmica do evaporador solar de uma bomba de calor de expansão direta.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021k;

DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; LUZ, A. P.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L. **Análise térmica do resfriador de gás de uma bomba de calor de expansão direta.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021l;

DINIZ, H. A. G.; ROCHA, T. T. M.; RESENDE, S. I. M.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. **Mathematical modeling of capillary tubes of a direct- expansion heat pump charged with propane.** *18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT.* Online, 2020d;

DINIZ, H. A. G.; SANTOS, F. N. Q.; PABON, J. J. G.; KOURY, R. N. N.; MACHADO, L. **Thermal performance of a heat pump with solar evaporator in sunny environments.** *24th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM.* Curitiba, 2017b;

DINIZ, H. A. G.; SANTOS, F. N. Q.; PABON, J. J. G.; KOURY, R. N. N.; MACHADO, L. **Thermal performance of a heat pump with solar evaporator under zero solar radiation conditions.** *24th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM.* Curitiba, 2017c;

DINIZ, H. A. G.; MEYER, I. Z. L.; BARROS, G. P. S.; VIEIRA, J. M. G.; GAMA, G. R.; OLIVEIRA, N. C. G. **Experimental study of a vapor compression cycle performance behaviour.** *17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT.* Águas de Lindóia, 2018a;

DINIZ, H. A. G.; VIEIRA, N. M. R.; PINHEIRO, S. M. S.; NITERÓI, M. H. G.; RABELO, S. N. *Energy efficiency of a solar heat pump operating in null solar radiation condition. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018b;*

DITTUS, F. W. e BOELTER, L. M. K. *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. University of California Publication on Engineering, vol. 2, No. 13, Berkeley, 1930;*

DUARTE, W. M. **Modelo fenomenológico para compressores alternativos.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2014;

DUARTE, W. M. *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.* Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2018;

DUARTE, W. M.; DINIZ, H. A. G.; PAULINO, T. F.; RABELO, S. N.; MACHADO, L. *Performance comparison of direct expansion solar assisted heat pump working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018;*

DUARTE, W. M.; PAULINO, T. F.; PABON, J. J. G.; SAWALHA, S.; MACHADO, L. *Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. Solar Energy, vol. 184, p. 527-538, 2019;*

DUARTE, W. M.; PAULINO, T. F.; TAVARES, S. G.; MAIA, A. A. T.; MACHADO, L. *Feasibility of solar-geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates. International Journal of Refrigeration, vol. 124, p. 184-196, 2021a;*

DUARTE, W. M.; RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; PABON, J. J. G.; MACHADO, L. *Experimental performance analysis of a CO₂ direct-expansion solar assisted heat pump water heater. International Journal of Refrigeration, vol. 125, p. 52-63, 2021b;*

DUFFIE, J. A. e BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal processes. 4th edition, Hoboken: John Wiley and Sons, 2013;*

EAMES, I. W.; MILAZZO, A.; e MAIDMENT, G. G. *Modelling thermostatic expansion valves. International Journal of Refrigeration, vol. 38, p. 189-197, 2014;*

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **BEN: Balanço Energético Nacional de 2019.** Rio de Janeiro, 2019;

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **BEN: Balanço Energético Nacional de 2021.** Rio de Janeiro, 2021;

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Eficiência Energética e Geração Distribuída para os próximos 10 anos (2015-2024).** Rio de Janeiro, 2016;

ESBRÍ, J. N.; MILIÁN, V.; MOTA-BABILONI, A.; MOLÉS, F.; VERDÚ, G. *Effect of mean void fraction correlations on a shell-and-tube evaporator dynamic model performance. Science and Technology for the Built Environment, vol. 21, n° 7, p. 1059-1072, 2015;*

FAN, Yi.; ZHAO, X.; LI, J.; LI, G.; MYERS, S.; CHENG, Y.; BADI EI, A.; YU, M.; GOLIZADEH, A.; SHITTU, S.; MA, X. *Economic and environmental analysis of a novel rural house heating and cooling system using a solar-assisted vapour injection heat pump. Applied Energy*, vol. 275, 115323, 2020;

FARIA, R. N. **Avaliação do comportamento de uma máquina frigorífica com controle do grau de superaquecimento por válvulas termostática e eletrônica.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2004;

FARIA, R. N. **Projeto e construção de uma bomba de calor a CO₂ operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2013;

FARIA, R. N.; NUNES, O. R.; KOURY, R. N. N.; MACHADO, L. *Dynamic modeling study for a solar evaporator with expansion valve assembly of a transcritical CO₂ heat pump. International Journal of Refrigeration*, vol. 64, p. 203-213, 2016;

FAZELPOUR, F. e MOROSUK, T. *Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. International Journal of Refrigeration*, vol. 38, p. 128–139, 2014;

FERNANDES, B. G. **Otimização econômica de um sistema bomba de calor e reservatório térmico para aquecimento de água para fins domésticos em edifício.** Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2012;

FERREIRA, R. A. M. **Metodologia para avaliação do desempenho de painéis fotovoltaicos utilizando um modelo elétrico-térmico e termografia quantitativa.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2018;

FERREIRA, R. A.; POTTIE, D. L.; DIAS, L. H.; CARDOSO FILHO, B. J.; PORTO, M. P. *A directional-spectral approach to estimate temperature of outdoor PV panels. Solar Energy*, vol. 183, p. 782-790, 2019a;

FERREIRA, R. A. M.; SILVA, B. P. A.; TEIXEIRA, G. G. D.; ANDRADE, R. M.; PORTO, M. P. *Uncertainty analysis applied to electrical components diagnosis by infrared thermography. Measurement*, vol.132, p. 263-271, 2019b;

FIGLIOLA, R. S. e BEASLEY, D. E. **Teoria e projeto para medições mecânicas.** 4ª edição, Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2007;

FLIR TOOLS. **FLIR Tools Version 6.4.** Teledyne FLIR, www.flir.com, 2022;

FONSECA JÚNIOR, J. N. **Análise do efeito do superaquecimento sobre o desempenho de compressores alternativos aplicados a bomba de calor.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2012;

FORSTER, H. K. e ZUBER, N. *Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. Chemical Engineering Progress*, vol. 1, p. 531-535, 1955;

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; MITCHELL, J. C.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 9ª edição, Rio de Janeiro: LTC Editora Ltda, 2018;

FRIGELAR, 2021. Disponível em: < <https://www.frigelar.com.br>>. Acesso em: 10 de fevereiro de 2021;

G1. **Especialistas dão dicas para manter a sua casa limpa e saudável**, 2015. Disponível em: <<http://g1.globo.com/bemestar/noticia/2015/11/ambientes-arejados-evitam-proliferacao-de-bacterias-e-virus.html>>. Acesso em: 10/09/2022;

GARCIA, J.; ALI, T.; DUARTE, W. M.; KHOSRAVI, A.; MACHADO, L. *Comparison of transient response of an evaporator model for water refrigeration system working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. International Journal of Refrigeration*, vol. 91, p. 211-222, 2018;

GECR - *Global Environmental Change Report. Kyoto Protocol to the United Nations Framework Conservation on Climate Change. New York*, 1997;

GHIAASIAAN, S. M. *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation - In conventional and miniature systems, 1st edition*, Cambridge: Cambridge University Press, 2008;

GHOUBALI, R.; BYRNE, P. e BAZANTAY, F. *Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters. International Journal of Refrigeration*, vol. 76, p. 230-244, 2017;

GNIELINSKI, V. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemical Engineering*, vol.16, p. 359-368, 1976;

GOMES, L. F. **Estudo experimental e simulação de um tubo capilar operando em regime permanente. Dissertação de mestrado**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2003;

GRALD, E. W. e MACARTHUR, J. W. *A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows. International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 13, nº 3, p. 266-272, 1992;

GUNGOR, K. E. e WINTERTON, R. H. S. *Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. Chemical Engineering Research and Design*, vol. 65, p. 148–156, 1987;

HAWLADER, M. N. A.; CHOU, S. K. e ULLAH, M. Z. *The performance of a solar assisted heat pump water heating system. Applied Thermal Engineering*, vol. 21, p. 1049-1065, 2001;

HERZOG, M. M. **Modelagem de um tubo capilar de uma bomba de calor operando com dióxido de carbono (CO₂) em ciclo de compressão de vapor transcrito**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2010;

HOTTEL, H. C. e WHILLIER, A. *Evaluation of Flat-Plate Solar Collector Performance. Transaction of the Conference on the Use of Solar Energy: The Scientific Basis*, vol. 2, p. 74-104, 1955;

HU, B.; WANG, X.; CAO, F.; HE, Z.; XING, Z. *Experimental analysis of an air-source transcritical CO₂ heat pump water heater using the hot gas bypass defrosting method. Applied Thermal Engineering*, vol. 71, p. 528-535, 2014;

HUMIA, G. M. **Estudo experimental e modelo de simulação do inventário de refrigerante em uma bomba de calor a CO₂ dotada de evaporador solar.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2022;

HUMIA, G. M. **Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R134a e HFO1234yf.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2017;

HUMIA, G. M.; DUARTE, W. M.; PABON, J. J. G.; PAULINO, T. F.; MACHADO, L. *Experimental study and simulation model of a direct expansion solar assisted heat pump to CO₂ for water heating: Inventory, coefficient of performance and total equivalent warming impact. Solar Energy*, vol. 230, 278-297, 2021;

IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2022. **Inflação**. Disponível em: <<https://www.ibge.gov.br/explica/inflacao.php>>. Acesso em: 12 de julho de 2022;

IBRAHIM, O.; FARDOUN, F.; YOUNES, R.; LOUAHLIA-GUALOUS, H. *Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers. Energy*, vol. 64, p. 1102-1116, 2014;

ICERI, D. M. **Análise da relação desempenho/custo de alguns coletores solares comerciais.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Bauru (Universidade Estadual Paulista). Bauru, 2014;

IEC - *International Electrotechnical Commission. 60335-2-89 ED. 3.0 B:2019 Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances withan incorporated or remote refrigerant unit or compressor.* Genebra, 2019;

IEA - *International Energy Agency. Key World Energy Statistics 2019.* Paris, 2019;

IEA - *International Energy Agency. Key World Energy Statistics 2021.* Paris, 2021;

INMET - Instituto Nacional de Meteorologia, Estação Meteorológica da Pampulha, <http://www.inmet.gov.br>, 2021;

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. e LAVINE, A. S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th edition, Hoboken: John Wiley and Sons*, 2007;

ITO, S., MIURA, N. e WANG, K. *Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors. Solar Energy*, vol. 65, nº 3, p. 189-196, 1999;

JAIN, V.; SACHDEVA, G. e KACHHWAHA, S. S. *Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system. Energy*, vol. 91, p. 816-832, 2015;

JAJJA, S. A. e FRONK, B. M. *Investigation of near-critical heat transfer in rectangular microchannels with single wall heating using infrared thermography. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 177, 121470, 2021;

JIANG, Y.; ZHANG, H.; ZHAO, R.; WANG, Y.; LIU, M.; YOU, S.; WU, Z.; LIU, Z.; WEI, S. *Energy, exergy, economic and environmental assessment of the triangular solar collector assisted heat pump. Solar Energy*, vol. 236, p. 280-293, 2022;

JOYBARI, M. M.; HAGHIGHAT, F.; MOFFAT, J.; SRA, P. *Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review. Energy and Buildings*, vol. 106, p. 111-124, 2015;

JU, F.; FAN, X.; CHEN, Y.; OUYANG, H.; KUANG, A.; MA, S.; WANG, F. *Experiment and simulation study on performances of heat pump water heater using blend of R744/R290. Energy and Buildings*, vol. 169, p. 148-156, 2018a;

JU, F.; FAN, X.; CHEN, Y.; WANG, T.; TANG, X.; KUANG, A.; MA, S. *Experimental investigation on a heat pump water heater using R744/R290 mixture for domestic hot water. International Journal of Thermal Sciences*, vol. 132, p. 1-13, 2018b;

JU, F.; FAN, X.; CHEN, Y.; ZHANG, H.; WANG, T.; TANG, X. *Performance assessment of heat pump water heaters with R1233zd(E)/HCs binary mixtures. Applied Thermal Engineering*, vol. 123, p. 1345–1355, 2017;

KANOĞLU, M; ÇENGEL, Y. A. e CIMBALA, J. M. *Fundamentals and Applications of Renewable Energy, 1st edition, New York: McGraw-Hill Education, 2020;*

KARA, O.; ULGEN, K. e HEPBASLI, A. *Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 12, n° 5, p. 1383-1401, 2008;

KLEIN, S.A. e ALRANRADO, F.L. *Engineering Equation Solver, EES, Version 10. F-Chart Software, www.fchart.com. Wisconsin Madison, 2015;*

KONG, X.; MA, S.; MA, T.; LI, Y.; CONG, X. *Mass flow rate prediction of direct-expansion solar-assisted heat pump using R290 based on ANN model. Solar Energy*, vol. 215, p. 375-387, 2021;

KONG, X. Q.; ZHANG, D.; LI, Y.; YANG, Q. M. *Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. Energy*, vol. 36, p. 6830-6838, 2011;

KONG, X. Q.; LI, Y.; LIN, L.; YANG, Y. G. *Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A. International Journal of Refrigeration*, vol. 76, p. 136-146, 2017;

KONG, X.; YANG, Y.; ZHANG, M.; LI, Y.; 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, p. 38-48, 2020a;

KONG, X.; ZHANG, M.; YANG, Y.; LI, Y.; WANG, D. *Comparative experimental analysis of direct-expansion solar-assisted heat pump water heaters using R134a and R290*. *Solar Energy*, vol. 203, p. 187-196, 2020b;

KORNILIOU, S.; MACKENZIE-DOVER, C.; CHRISTY, J. R.; HARMAND, S.; WALTON, A. J.; SEFIANE, K. *Two-dimensional heat transfer coefficients with simultaneous flow visualisations during two-phase flow boiling in a PDMS microchannel*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, p. 624-636, 2018;

KOURY, R. N. N.; FARIA, R. N.; NUNES, R. O.; ISMAIL, K.A.R.; MACHADO, L. *Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use*. *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, p. 674-688, 2013;

KOURY, R. N. N. **Modelagem numérica de uma máquina frigorífica de compressão de vapor**. Tese de doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de São Paulo. Campinas, 1998;

KOYAMA, S.; MIYAZAKI, T.; HIRAYAMA, J.; TAKATA, N.; HIGASHI, Y. *Performance Evaluation of Heat Pump Cycle using Low GWP Refrigerant Mixtures of HFC-32 and HFO-1123*. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University*, West Lafayette, 2018;

KUANG, Y. H.; SUMATHY, K. e WANG, R. Z. *Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system*. *International Journal of Energy Research*, vol. 27, nº 5, p. 531-548, 2003;

KUSAKANA, K. e TANGWE, S. *Evaluating thermal dynamics of air to water heat pump due to stratification: Experiment and modelling*. *Energy Reports*, vol. 8, p. 1118-1125, 2022;

LABVIEW. *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench Version 2016*. National Instruments, www.ni.com, 2016;

LAUAR, T. A. R. **Modelo dinâmico para um evaporador operando com R-1234yf e R-134a**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2018;

LAUGHMAN, C. R.; QIAO, H.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. *A comparison of transient heat pump cycle models using alternative flow descriptions*. *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 21, p. 666-680, 2015;

LEBLAY, P.; HENRY, J. F.; CARON, D.; LEDUCQ, D.; FOURNAISON, L.; BONTEMPS, A. *Characterisation of the hydraulic maldistribution in a heat exchanger by local measurement of convective heat transfer coefficients using infrared thermography*. *International Journal of Refrigeration*, vol. 45, p. 73-82, 2014;

LI, H. e BRAUN, J. E. *A method for modeling adjustable throat-area expansion valves using manufacturers' rating data*. *HVAC&R Research*, vol. 14, nº 4, p. 581-595, 2008;

- LI, W.; CHU, Y.; XU, P.; YANG, Z.; JI, Y.; NI, L.; BAO, Y.; WANG, K. *A transient model for the thermal inertia of chilled-water systems during demand response. Energy and Buildings*, vol. 150, p. 383-395, 2017;
- LI, J.; FAN, Y.; ZHAO, X.; BAI, X.; ZHOU, J.; BADI EI, A.; MYERS, S.; MA, X. *Design and analysis of a novel dual source vapor injection heat pump using exhaust and ambient air. Energy and Built Environment*, vol. 3, p. 95-104, 2022;
- LI, H. e HRNJAK, P. *An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect. International Journal of Refrigeration*, vol. 59, p. 259-268, 2015a;
- LI, H. e HRNJAK, P. *Quantification of liquid refrigerant distribution in parallel flow microchannel heat exchanger using infrared thermography. Applied Thermal Engineering*, vol. 78, p. 410-418, 2015b;
- LI, W. e HRNJAK, P. *Quantification of two-phase refrigerant distribution in brazed plate heat exchangers using infrared thermography. International Journal of Refrigeration*, vol. 131, p. 348-358, 2021;
- LI, H.; JEONG, S. K. e YOU, S. S. *Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system. Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 5-6, p. 1067-1074, 2009;
- LI, H. e YANG, H. X. *Potential application of solar thermal systems for hot water production in Hong Kong. Applied Energy*, vol. 86, p. 175–80, 2009;
- LI, Y. W.; WANG, R. Z.; WU, J. Y. e XU, Y. X. *Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. Applied Thermal Engineering*, vol. 27, p. 2858-2868, 2007;
- LI, X.; ZHANG, Y.; FANG, L.; JIN, Z.; ZHANG, Y.; YU, X.; MAA, X.; DENG, N.; WU, Z. *Energy, exergy, economic, and environmental analysis of an integrated system of high-temperature heat pump and gas separation unit. Energy Conversion and Management*, vol. 198, 111911, 2019;
- LIU, J.; TIAN, X. e LIN, Z. *4E analyses of novel dual-heat source/sink ejector-compression heat pump system. Building and Environment*, vol. 196, 107787, 2021;
- LIU, C.; WANG, D.; SUN, Z.; CHEN, L.; SHI, J.; CHEN, J. *Effects of charge on the performance of R290 air conditioner with different expansion devices. Applied Thermal Engineering*, vol. 140, p. 498-504, 2018;
- LIU, B.; YANG, Z.; ZHANG, Y.; LV, Z.; CHEN, Y.; CHEN, S. *Evaluation of a low-GWP and nonflammable blend as a new alternative for R134a in the heat pump system. International Journal of Refrigeration*, vol. 143, p. 1-10, 2022;
- LOBATÓN, O. A. C. **Otimização térmica e econômica de bomba de calor para aquecimento de água, utilizando programação quadrática sequencial e simulação através do método de substituição-Newton Raphson.** Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2011;

LOCKHART, R. W. e MARTINELLI, R. C. *Proposed correlations of data for isothermal two-phase, two-component flow in a pipe. Chemical Engineering Progress*, vol. 45, p. 39-48, 1949;

LUZ, A. P.; DINIZ, H. A. G.; MACHADO, A. A.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L. **Análise experimental do comportamento térmico de uma bomba de calor ar-água a R134a.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021a;

LUZ, A. P.; DINIZ, H. A. G.; VIEIRA, N. M. R.; RESENDE, S. I. M.; MACHADO, LUIZ. **Análise transiente da operação de uma válvula de expansão termostática em uma máquina de refrigeração ar-ar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021b;

LUZ, A. P.; FONSECA, E. A. C.; PAULINO, T. F.; DINIZ, H. A. G.; MAIA, A. A. T. **Projeto de controlador para ajuste de temperatura de saída de água em uma bomba de calor com evaporador solar.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021c;

LUZ, A. P.; RIBEIRO, A. C. C.; SOARES, C. P. M.; DINIZ, H. A. G.; MACHADO, LUIZ. **Regressão para cálculo do coeficiente de descarga de uma válvula agulha operando em uma bomba de calor a CO₂.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021d;

LV, X.; YU, M. e YU, J. *Performance analysis of an ejector-boosted solar-assisted flash tank vapor injection cycle for ASHP applications. Solar Energy*, vol. 224, p. 607–616, 2021;

MACHADO, L. *Modèle de simulation et étude expérimentale d'un évaporateur de machine frigorifique en régime transitoire.* Tese de doutorado. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, 1996;

MAIA, A. A. T. **Estudo experimental do comportamento transiente do conjunto evaporador-válvula de expansão.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2000;

MAIA, A. A. T. **Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2005;

MAIA, G. F. F. **Modelagem matemática e estudo experimental de uma bomba de calor ar-água de baixo custo para uso residencial.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2007;

MAIA, A. A.; HORTA-GUTIERREZ, J. C.; KOURY, R. N.; MACHADO, L. *Superheating control using an adaptive PID controller. Hvac&R Research*, vol. 20, n° 4, p. 424-434, 2014;

MAKHNATCH, P. e KHODABANDEH, R. *Selection of low GWP refrigerant for heat pump by assessing the life cycle climate performance (LCCP).* 11th IEA Heat Pump Conference. Montréal, 2014a;

MAKHNATCH, P. e KHODABANDEH, R. *The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant. Energy Procedia*, vol. 61, p. 2460-2463, 2014b;

MCT - Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovações. **Fator médio - Inventários corporativos**. Disponível em: <<https://www.gov.br/mcti/pt-br/acompanhe-o-mcti/sirene/dados-e-ferramentas/fatores-de-emissao>>. Acesso em: 12 de julho de 2022;

MELO, C.; FERREIRA, R. T. S.; BOABAID NETO, C.; GONÇALVES, J. M.; MEZAVILA, M. M. *An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. Applied Thermal Engineering*, vol. 19, p. 669-684, 1999;

MENDOZA-MIRANDA, J. M.; MOTA-BABILONI, A.; RAMÍREZ-MINGUELA, J. J.; MUÑOZ-CARPIO, V. D.; CARRERA-RODRÍGUEZ, M.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; SALAZAR-HERNANDEZ, C. *Comparative evaluation of R1234yf, R1234ze (E) and R450A as alternatives to R134a in a variable speed reciprocating compressor. Energy*, vol. 114, p. 753–766, 2016;

MEYER, I. Z. L.; BARROS, G. P. S.; DINIZ, H. A. G.; CAMARGOS, T. P. L.; DUARTE, W. M. *Case studies of photovoltaic cell appliances and alternative energy production methods. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia*, 2018;

MINETTO, S. *Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. International Journal of Refrigeration*, vol. 34, nº 3, p. 742–751, 2011;

MOHAMED, E.; RIFFAT, S.; OMER, S. *Low-temperature solar-plates-assisted heat pump: a developed design for domestic applications in cold climate. International Journal of Refrigeration*, vol. 81, p. 134-150, 2017;

MOHANRAJ, M.; BELYAYEV, Y.; JAYARAJ, S.; KALTAYEV, A. *Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications). Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 83, p. 90 – 123, 2018;

MOTA-BABILONI, A.; MATEU-ROYO, C.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGÁN-CERVERA, Á. *Experimental comparison of HFO-1234ze (E) and R-515B to replace HFC-134a in heat pump water heaters and moderately high temperature heat pumps. Applied Thermal Engineering*, vol. 196, 117256, 2021;

NAVARRO-PERIS, E.; ALVAREZ-PIÑEIRO, L.; ALBALADEJO, P.; SCHNABEL, L.; CORBERAN, J. M. *Refrigerant maldistribution in brazed plate heat exchanger evaporators. Part A: Testing campaign and experimental results. International Journal of Refrigeration*, vol. 131, p. 119-128, 2021a;

NAVARRO-PERIS, E.; ALVAREZ-PIÑEIRO, L.; SCHNABEL, L.; CORBERAN, J. M. *Refrigerant maldistribution in brazed plate heat exchanger evaporators. Part B: Analysis of the influence of maldistribution on the evaporator performance. International Journal of Refrigeration*, 131, 312-321, 2021b;

NAWAZ, K.; SHEN, B.; ELATAR, A.; BAXTER, V.; ABDELAZIZ, O. *R1234yf and R1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters*. **International Journal of Refrigeration**, vol. 82, p. 348-365, 2017a;

NAWAZ, K.; SHEN, B.; ELATAR, A.; BAXTER, V.; ABDELAZIZ, O. *R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters*. **Applied Thermal Engineering**, vol. 127, p. 870-883, 2017b;

NIKITIN, A.; FARAHNAK, M.; DEYMI-DASHTEBAYAZ, M.; MURAVEINIKOV, S.; NIKITINA, V.; NAZERI, R. *Effect of ice thickness and snow cover depth on performance optimization of ground source heat pump based on the energy, exergy, economic and environmental analysis*. **Renewable Energy**, vol. 185, p. 1301-1317, 2022;

NOTÍCIAS R7. **Bactéria legionella é causa de surto de pneumonia que deixou ao menos 4 mortos na argentina, diz ministra da Saúde**, 2022. Disponível em: <<https://noticias.r7.com/saude/argentina-chega-a-seis-mortos-em-surto-de-pneumonia-causada-pela-bacteria-legionella-05092022#/foto/1>>. Acesso em: 10/09/2022;

NUNES, M. V. F.; LUZ, A. P.; DINIZ, H. A. G.; RESENDE, S. I. M.; OLIVEIRA, R. N. **Estudo da viabilidade econômica de uma bomba de calor a propano para aquecimento de água para uso residencial**. XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021;

NUNES, R. O.; CASTRO, L. F. N.; MACHADO, L.; KOURY, R. N. N. *Distributed and Nonsteady-State Model of an Air Cooler Working with R22 and R410A*. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, vol. 24, nº 2; 2016a;

NUNES, R. O.; FARIA, R. N.; TORRES, F. A.; MACHADO, L.; KOURY, R. N. N. *Dynamic model and experimental validation for a gas cooler of a CO₂ heat pump for heating residential water*. **Science and Technology for the Built Environment**, vol. 22, nº 1, p. 30–40, 2016b;

OLIVEIRA, A. G.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. *Comparative study of a directed expansion solar assisted heat pump using capillary tubes and thermostatic expansion valve*. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Online, 2020a;

OLIVEIRA, A. G.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M.; MACHADO, L.; OLIVEIRA, R. N. *Experimental validation and numerical simulation of a direct-expansion solar-assisted heat pump for heating water*. XLI Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering - CILAMCE. Foz do Iguaçu, 2020b;

OLIVEIRA, A. G. **Estudo experimental de uma bomba de calor solar a propano para aquecimento de água dotada de tubo capilar duplo**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2021;

OLIVEIRA, R. N. **Modelo transiente para um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2010;

OLIVEIRA, R. N. **Modelo dinâmico e estudo experimental para um resfriador de uma bomba de calor operando com CO₂ para aquecimento de água residencial.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2013;

OMOJARO, P. e BREITKOPF, C. *Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research.* **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 22, p. 33-45, 2013;

PABON, J. J. G. **Estudo experimental da perda de pressão em canais convencionais com o refrigerante R1234yf em ebulição convectiva.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2018;

PABON, J. J. G. **Estudo experimental da perda de pressão em escoamento com ebulição convectiva para a mistura zeotrópica R-407C.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2014;

PAES, V. F. **Resultados de incerteza de calibração para sensores infravermelho do tipo MEMS termopilha.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2021;

PANGBORN, H.; ALLEYNE, A. e WU, N. *A comparison between finite volume and switched moving boundary approaches for dynamic vapor compression system modeling.* **International Journal of Refrigeration**, vol. 53, p. 101-114, 2015;

PARADESHI, L., SRINIVAS, M. e JAYARAJ, S. *Parametric studies of a simple direct expansion solar assisted heat pump operating in a hot and humid environment.* **Energy Procedia**, vol. 90, p. 635-644, 2016;

PARK, K. J. e JUNG, D. *Performance of heat pumps charged with R170/R290 mixture.* **Applied Energy**, vol. 86, p. 2598-2603, 2009;

PAULA, C. H. **Thermo-economic and environmental analysis of a refrigeration system operating with ecological refrigerants.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2021;

PAULA, C. H.; DUARTE, W. M.; ROCHA, T. T. M.; OLIVEIRA, R. N.; MAIA, A. A. T. *Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a.* **International Journal of Refrigeration**, vol. 113, p. 10-20, 2020a;

PAULA, C. H.; DUARTE, W. M.; ROCHA, T. T. M.; OLIVEIRA, R. N.; MENDES, R. P.; MAIA, A. A. T. *Thermo-economic and environmental analysis of a small capacity vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R600a.* **International Journal of Refrigeration**, vol. 118, p. 250-260, 2020b;

PAULINO, T. F. **Experimental and theoretical study of the dynamic response of a small size CO₂ direct expansion solar assisted heat pump.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019;

PAULINO, T. F.; OLIVEIRA, R. N.; MAIA, A. A. T.; PALM, Björn; MACHADO, L. *Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump. **Applied Thermal Engineering***, vol. 148, p. 160-172, 2019;

PENG, X.; WANG, D.; WANG, G.; YANG, Y.; XIANG, S. *Numerical investigation on the heating performance of a transcritical CO₂ vapor-injection heat pump system. **Applied Thermal Engineering***, vol. 166, 114656, 2020;

PENNA, G. A. U. **Modelagem numérica de uma bomba de calor com evaporador estático**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2003;

PETUKHOV, B.S. *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. **Advances in Heat Transfer***, vol. 6, p. 503-564, 1970;

QU, M.; YAN, X.; WANG, H.; HEI, Y.; LIU, H.; LI, Z. *Energy, exergy, economic and environmental analysis of photovoltaic/thermal integrated water source heat pump water heater. **Renewable Energy***, vol. 194, p. 1084-1097, 2022;

RABELO, S. N.; NITERÓI, M. H. G.; NOGUEIRA, E. A. S.; VIEIRA, N. M. R.; DINIZ, H. A. G. *Characterization and analysis of the efficiency of a hermetic compressor. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018a;*

RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; DUARTE, W. M.; SAWALHA, S.; MACHADO, L. *Experimental analysis of the influence of water mass flow rate on the performance of a CO₂ direct-expansion solar assisted heat pump. **International Journal of Chemical and Molecular Engineering***, vol.12, nº 7, 2018b;

RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; DUARTE, W. M.; MAIA, A. A. T.; MACHADO, L. *Experimental analysis of the influence of the expansion valve opening on the performance of the small size CO₂ solar assisted heat pump. **Solar Energy***, vol. 190, p. 255-263, 2019a;

RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; MACHADO, L.; DUARTE, W. M. *Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. **Solar Energy***, vol. 188, p. 164-174, 2019b;

RASTI, M. e JEONG, J. H. *A generalized continuous empirical correlatin for predicting refrigerant mass flow rates through adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering***, vol. 139, p. 47-60, 2018.

REIS, R. V. M. **Análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio de energia para um aquecedor solar de água**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2012;

REIS, M. M. L. **Comparação das eficiências energéticas entre sistemas de bombas de calor para atendimento às demandas de ar condicionado e aquecimento de água em edifício**. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 2014;

REIS, R. V. M.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L.; KOURY, R. N. N. *Using a heat pump as an alternative to support solar collector of wather heating in Brazil. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 20, n° 3 (1250013 - 12 pages), 2012;

RESENDE, S. I. M.; DINIZ, H. A. G.; BRAGA, I. F. C. M.; FARIA, R. N.; OLIVEIRA, R. N. *Modeling a direct-expansion solar assisted heat pump condenser with emphasis on convective heat transfer coefficients. 19th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT*. Bento Gonçalves, 2022;

ROCHA, T. T. M. *Experimental study of a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump operating with an adiabatic coiled capillary tube*. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2020;

ROCHA, T. T. M.; PAULA, C. H.; CANGUSSU, V. M.; MAIA, A. A. T.; OLIVEIRA, R. N. *Effect of surface roughness on the mass flow rate predictions for adiabatic capillary tubes. International Journal of Refrigeration*, vol. 118, p. 269-278, 2020a;

ROCHA, T. T. M.; PAULA, C. H.; MAIA, A. A.; PAULINO, T. F.; OLIVEIRA, R. N. *Experimental assessment of a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump operating with capillary tubes and air-solar heat source. Solar Energy*, vol. 218, p. 413-424, 2021;

ROCHA, T. T. M.; PAULA, C. H.; PABON, J. J. G.; PAULINO, T. F.; OLIVEIRA, R. N. *Algebraic solution and experimental validation for adiabatic coiled capillary tubes operating in transcritical CO₂ cycle. Applied Thermal Engineering*, vol. 181, 115930, 2020b;

ROCHA, T. T. M.; RESENDE, S. I. M.; DINIZ, H. A. G.; RODRIGUES FILHO, F. A.; OLIVEIRA, R. N. *Assessment of a simpler friction factor in an algebraic solution for adiabatic coiled capillary tubes. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 28, n° 4, 2020c;

RODRÍGUEZ, A. M.; GIL, G. A.; IZQUIERDO, M.; HERNANDO, N. G. *Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications. Energy*, vol. 45, p. 704-715, 2012;

RODRIGUEZ, E. e RASMUSSEN, B. *A comparison of modeling paradigms for dynamic evaporator simulations with variable fluid phases. Applied Thermal Engineering*, vol. 112, p. 1326-1342, 2017.

RODRÍGUEZ, O. R. S. **Desenvolvimento de um simulador de coletor solar para reprodução das condições de operação de uma bomba de calor para aquecimento de água residencial**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2015;

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P. e CHO, Y. I. *Handbook of heat transfer, 3rd edition*, New York: McGraw-Hill, 1998;

ROSA, F. N. **Aplicabilidade de coletores solares com tubo evacuado no Brasil**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2012;

ROUHANI, S. Z. e AXELSSON, E. *Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 13, n. 2, p. 383-393, 1970;

ROY, R. e MANDAL, B. K. *Thermo-economic assessment and multi-objective optimization of vapour compression refrigeration system using low gwp refrigerants. 8th International Conference on Modeling, Simulation and Applied Optimization*, Bahrain, 2019;

RUAS, S. N. R. **Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO₂ assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial.** Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019;

SAIKAWA, M. e, KOYAMA, S. *Thermodynamic analysis of vapor compression heat pump cycle for tap water heating and development of CO₂ heat pump water heater for residential use. Applied Thermal Engineering*, vol. 106, p. 1236-1243, 2016;

SANTOS, F. N. Q.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M.; KOURY, R. N. N. **Avaliação experimental do desempenho térmico do ciclo de compressão a vapor ao se alterar as temperaturas das fontes quente e fria.** IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM. Fortaleza, 2016a;

SANTOS, M. M.; LUZ, A. P.; RABELO, S. N.; DINIZ, H. A. G.; OLIVEIRA, R. N. **Determinação do aporte energético de condensação do evaporador solar de uma bomba de calor à CO₂.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021;

SANTOS, F. N. Q.; HUMIA, G. M.; PABON, J. J. G.; DINIZ, H. A. G.; MACHADO, L. **Estudo experimental para determinação do inventário em um condensador de máquinas de refrigeração.** Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM. Fortaleza, 2016b;

SARBU, I. *A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. International Journal of Refrigeration*, vol. 46, p. 123-141, 2014;

SARRAF, K.; LAUNAY, S.; EL ACHKAR, G.; TADRIST, L. *Local vs global heat transfer and flow analysis of hydrocarbon complete condensation in plate heat exchanger based on infrared thermography. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 90, p. 878-893, 2015;

SARRAF, K.; LAUNAY, S. e TADRIST, L. *Analysis of enhanced vapor desuperheating during condensation inside a plate heat exchanger. International Journal of Thermal Sciences*, vol. 105, p. 96-108, 2016;

SHAH, M. M. *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 22, p.547-556, 1979;

SHAO, S.; SHI, W.; LI, X.; MA, J. *A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water. Energy conversion and management*, vol. 45, n° 13-14, p. 2255-2268, 2004;

- SCARPA, F. e TAGLIAFICO, L. A. *Exploitation of humid air latent heat by means of solar assisted heat pumps operating below the dew point. Applied Thermal Engineering*, vol. 100, p. 820-828, 2016;
- SEARA, J. F.; PIÑEIRO, C.; DOPAZO, J. A.; FERNANDES, F.; SOUSA, P. X. B. *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, p. 1-8, 2012;
- SHI, G.H.; AYE, L.; LI, D. e DU, X. J. *Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 109, p. 349-366, 2019;
- SHIKALGAR, N. D. *Energy and exergy analysis of a domestic refrigerator: Approaching a sustainable refrigerator. Journal of Thermal Engineering*, v. 5, n. 5, p. 469-481, 2019;
- SILVA, C. H. N.; DINIZ, H. A. G.; MEYER, I. Z. L.; GAMA, G. R.; PINTO, L. S. *Design of a finned tube evaporator with cross-flow for a refrigeration machine operating with CO₂ in subcritical cycle. 24th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM. Curitiba, 2017a;*
- SILVA, C. H. N.; DINIZ, H. A. G.; PINHEIRO, S. M. S.; GAMA, G. R.; SILVA, E. V. *Design of a counter-current coaxial condenser for a refrigerating machine operating with CO₂ in a subcritical cycle. 24th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM. Curitiba, 2017b;*
- SILVA, C. H. N.; DINIZ, H. A. G.; VIEIRA, N. M. R.; PINHEIRO, S. M. S.; RABELO, S. N. *Design of a cooling machine operating with CO₂ in subcritical cycle. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018;*
- SILVA, D. G.; LUZ, A. P.; DINIZ, H. A. G.; RIBEIRO, A. C. C.; OLIVEIRA, R. N. **Sub-rotinas computacionais para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos R1234yf, R1234ze e CO₂.** XXI Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial - CONEMI. Belo Horizonte, 2021;
- SOLOTYCH, V.; LEE, D.; KIM, J.; AMALFI, R. L.; THOME, J. R. *Boiling heat transfer and two-phase pressure drops within compact plate heat exchangers: Experiments and flow visualizations. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 94, p. 239-253, 2016;
- STARKE, A. R. **Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2013;
- STEINER, D. *Heat transfer to boiling saturated liquids. VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Düsseldorf, 1993;*
- STHAPAK, H.; VARMA, H. K. e GUPTA, C. P. *Mass vapour fraction at the onset of dryout in a horizontal tube evaporator, XII International Congress of Refrigeration*, p. 318-324, Moscou, 1975;

STOECKER, W. F. e JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2ª edição, São Paulo: Edgard Blücher, 2002;

SZCZUKIEWICZ, S.; BORHANI, N. e THOME, J. R. *Fine-resolution two-phase flow heat transfer coefficient measurements of refrigerants in multi-microchannel evaporators*. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 67, p. 913-929, 2013a;

SZCZUKIEWICZ, S.; BORHANI, N. e THOME, J. R. *Two-phase flow operational maps for multi-microchannel evaporators*. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 42, p. 176-189, 2013b;

TAMMARO, M.; MONTAGUD, C.; CORBERÁN, J. M.; MAURO, A. W.; MASTRULLO, R. *Seasonal performance assessment of sanitary hot water production systems using propane and CO₂ heat pumps*. **International Journal of Refrigeration**, vol. 74, p. 224-239, 2017;

TAYLOR B. N. e KUYATT, C. E. **Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results**. National Institute of Standards and Technology, technical note 1297, 1994;

TIRANDAZI, B.; MEHRPOOYA, M.; VATANI, A.; MOOSAVIAN, S. A. *Exergy analysis of C2+ recovery plants refrigeration cycles*. **Chemical Engineering Research and Design**, vol. 89, nº 6, p. 676-689, 2011;

UNEP - United Nations Environment Programme. **Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer**. New York, 1987;

UNEP - United Nations Environment Programme. **The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer**. Kigali, 2016;

UNEP - United Nations Environment Programme, 2019. **Saving water one droplet at a time**. Disponível em: <<https://www.unep.org/news-and-stories/story/saving-water-one-droplet-time>>. Acesso em: 5 de abril de 2020;

VIEIRA, N. M. R. **Estudo da viabilidade do uso de válvulas de expansão termostática para bomba de calor de pequeno porte utilizando evaporador solar**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019;

VIEIRA, N. M. R.; ALVES, L. D.; DINIZ, H. A. G.; VIEIRA, J. M. G.; MAIA, A. A. T. **Experimental analysis of the operation control of a refrigerating machine**. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018a;

VIEIRA, N. M. R.; DINIZ, H. A. G.; VIEIRA, J. M. G.; RODRIGUEZ, O. R. S.; PABON, J. J. G.; MACHADO, L. **Transient analysis of a heat pump solar evaporator through a temperature step**. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018b;

VIEIRA, J. M. G.; VIEIRA, M. A. G. e DINIZ, H. A. G. **Integration of a concentrated solar power plant, a biodigestion plant and a sugarcane biorrefinery**. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Águas de Lindóia, 2018;

- WANG, H. e TOUBER, S. *Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler. International Journal of Refrigeration*, vol. 14, p. 98-111, 1991;
- WANG, J.; QV, D.; YAO, Y.; NI, L. *The difference between vapor injection cycle with flash tank and intermediate heat exchanger for air source heat pump: An experimental and theoretical study. Energy*, vol. 221, 119796, 2021;
- WANG, S.; WANG, Q.; ZHANG, H.; WANG, Y.; ZHOU, J.; ZHAO, P.; LIU, J. *Performance analysis on parallel condensing air-source heat pump water heater system. Energy Reports*, vol. 8, p. 398-414, 2022;
- WHILLIER, A. *Prediction of Performance of Solar Collectors. Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings*, vol. 8, p. 1-14, 1977;
- WILLEM, H.; LIN, Y. e LEKOV, A. *Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. Energy and Buildings*, vol. 143, p. 191-201, 2017;
- WU, J.; FENG, Y.; LIU, C.; LI, H. *Heat transfer characteristics of an expanded graphite/paraffin PCM-heat exchanger used in an instantaneous heat pump water heater. Applied Thermal Engineering*, vol. 142, p. 644-655, 2018;
- XIAO, B.; CHANG, H.; HE, L.; ZHAO, S.; SHU, S. *Annual performance analysis of an air source heat pump water heater using a new eco-friendly refrigerant mixture as an alternative to R134a. Renewable Energy*, vol. 147, p. 2013-2023, 2020;
- XU, Y. e FANG, X. *Correlations of void fraction for two-phase refrigerant flow in pipes. Applied Thermal Engineering*, vol. 64, p. 242-251, 2014;
- XU, Y.; JIANG, N.; PAN, F.; WANG, Q.; GAO, Z.; CHEN, G. *Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses. Energy Conversion and Management*, vol. 133, p. 535-547, 2017;
- YADAV, S.; LIU, J. e KIM, S. C. *A comprehensive study on 21st-century refrigerants-R290 and R1234yf: A review. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 182, 121947, 2022;
- YAMAGUCHI, S.; KATO, D.; SAITO, K.; KAWAI, S. *Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, p.1896-1906, 2011;
- YAN, H.; WU, D.; LIANG, J.; HU, B.; WANG, R. Z. *Selection and validation on low-GWP refrigerants for a water-source heat pump. Applied Thermal Engineering*, vol. 193, 116938, 2021;
- YANG, S. e ORDONEZ, J. C. *Integrative thermodynamic optimization of a vapor compression refrigeration system based on dynamic system responses. Applied Thermal Engineering*, vol. 135, p. 493-503, 2018;
- YANG, C.; SEO, S.; TAKATA, N.; THU, K.; MIYAZAKI, T. *The life cycle climate performance evaluation of low-GWP refrigerants for domestic heat pumps. International Journal of Refrigeration*, vol. 121, p. 33-42, 2021;

- YANG, L e WANG, W. *A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes. International Journal of Refrigeration*, vol. 31, p. 197-203, 2008;
- YAO, J.; ZHENG, S.; CHEN, D.; DAI, Y.; HUANG, M. *Performance improvement of vaporinjection heat pump system by employing PVT collector/evaporator for residential heating in cold climate region. Energy*, vol. 219, 119636, 2021;
- YATAGANBABA, A.; KILICARSLAN, A. e KURTBAŞ, İ. *Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. International Journal of Refrigeration*, vol. 60, p. 26-37, 2015;
- YILMAZ, T. e UNAL, S. *General Equation for the Design of Capillary Tubes. Journal of Fluids Engineering*, vol. 118, p. 150-154, 1996;
- ZHANG, C. e DING, G. *Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube. International Journal of Refrigeration*, vol. 27, p. 17-24, 2004;
- ZHANG, M. e MUEHLBAUER, J. *Life cycle climate performance model for residential heat pump systems. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University, West Lafayette, 2012;*
- ZHANG, D.; WU, Q. B.; LI, J.P.; KONG, X.Q. *Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. Applied Thermal Engineering*, vol. 73, p. 522–528, 2014;
- ZHANG, W. J. e ZHANG, C. L. *A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. International Journal of Refrigeration*, vol. 29, p. 1119-1127, 2006.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Classes de fluidos refrigerantes

1 CFCs

Os primeiros fluidos fluorados desenvolvidos foram os clorofluorcarbonetos (CFCs) em 1928, compostos por carbono, flúor e cloro. Passaram a ser aplicados na primeira metade do século XX e tiveram seu auge, segundo Faria (2013), na segunda metade do mesmo século, tendo o fim de sua produção em 1999. Podem ser citados como exemplos de CFCs os fluidos R11, R12, R13, R114 e R115. Porém em 1974, confirmou-se que o cloro presente neste tipo de fluido contribuíria significativamente para a destruição da camada de ozônio. A medida da capacidade do material para esgotar o ozônio estratosférico é o seu potencial de destruição do ozônio (ODP), um valor relativo ao do R11, que possui ODP igual 1,0. Assim, em 1987 foi acordado por diversos países o protocolo de Montreal (UNEP, 1987), estipulando prazos para a erradicação da utilização deste tipo de fluido.

2 HCFCs

O segundo tipo de fluidos fluorados são os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), compostos por hidrogênio, cloro, flúor e carbono. Foram utilizados na tentativa de substituir os CFCs. Por possuírem em suas composições o elemento hidrogênio, são menos agressivos à camada de ozônio. Porém, segundo Oliveira (2013), padrões pós-protocolo de Montreal exigiam a redução, até seu completo desuso, deste tipo de fluido. Apesar de menos agressivos à camada de ozônio em relação aos CFCs, possuem números de ODP ainda elevados, inaceitáveis nos padrões atuais. Podem ser citados como exemplos de HCFCs os fluidos R22, R123, R124 e R142b.

3 HFCs

O terceiro tipo de fluidos fluorados são os HFCs, compostos por hidrogênio, flúor e carbono. Representam uma alternativa aos CFCs e HCFCs. Por não possuírem cloro na composição, possuem ODP nulo, logo não causam danos à camada de ozônio. São utilizados atualmente de forma pura, como o R134a, R152a e o R32, ou como mistura, como o R407C e R410A, dentre outros. Há também misturas de HCFCs com HFCs, como, por exemplo, o

R401A. Porém, esses fluidos contribuem para o aquecimento global, uma vez que possuem número de GWP alto. Segundo Sarbu (2014), as misturas de HFCs, como R404A, R407C e R410A, são relatadas como possíveis alternativas ao R22 em sistemas de refrigeração, ar condicionado e bomba de calor. No entanto, misturas de HFCs não são miscíveis em óleo mineral, aplicado como lubrificante nos sistemas CFCs e HCFCs, requerendo lubrificante sintético como o poliéster. Portanto, é necessária uma modificação importante para que as misturas de HFCs se adaptem aos sistemas de HCFCs. De acordo com Barve e Cremaschi (2012), o R410A é um dos principais refrigerantes usados para sistemas de ar condicionado e bombas de calor em aplicações residenciais. Seu ODP é nulo, mas seu GWP é próximo de 2000. Os autores também destacam que na China e no Japão, o refrigerante R32 foi proposto como possível substituição para o R410A, porém o R32 é ligeiramente inflamável, não isentando os sistemas de um possível risco de incêndio.

A escala GWP está relacionada com o tempo de permanência do fluido na atmosfera, contribuindo para o aquecimento global. Em 1997 foi implementado o protocolo de Kyoto (GECCR, 1997), exigindo a redução de emissões de gases causadores do efeito estufa. Assim, alguns desses fluidos entraram na lista de gases que devem ter suas emissões reduzidas, estimulando assim, a pesquisa por novos fluidos compatíveis com as exigências dos protocolos em vigor. O regulamento do Parlamento Europeu e do Conselho da União Europeia em 2014 (EUROPEAN COMMISSION, 2014) e a Emenda de Kigali em 2016 (UNEP, 2016) ao protocolo de Montreal estabeleceram prazos para a eliminação gradual dos HFCs na expectativa de evitar o aumento da temperatura global, reduzindo a emissão de dióxido de carbono na atmosfera.

4 HFOs

A quarta geração de fluidos fluorados é atualmente uma linha de pesquisa promissora, comprometida com o desenvolvimento de soluções ambientalmente corretas e de acordo com os protocolos vigentes (DINIZ, 2017). Estes tipos de fluido são os HFOs, compostos por hidrogênio, flúor e dupla ligação de carbonos (olefina). São refrigerantes de baixa inflamabilidade, não tóxicos e possuem GWP baixo. Pode-se citar, como exemplo, o R1234yf, que foi desenvolvido com o propósito de substituir o R134a em aplicações automotivas, uma realidade na Europa (BOBBO *et al.*, 2014). Este fluido possui GWP próximo de 4 e propriedades termofísicas similares ao R134a, embora tenha custo de aquisição elevado, conforme destacam Garcia *et al.* (2018). Nawaz *et al.* (2017a) afirmam que, devido as crescentes preocupações relativas ao alto potencial de aquecimento global dos refrigerantes

atuais, está em andamento um grande esforço para encontrar substitutos com menores GWPs. Os refrigerantes à base de hidrofluoroleofinas R1234yf e R1234ze(E) estão sendo considerados para uso em múltiplas aplicações de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração devido aos seus baixos GWPs.

5 HCs

Os fluidos naturais já eram utilizados antes mesmo do surgimento dos fluidos sintéticos. Dentre eles destacam-se os HCs puros, compostos apenas por hidrogênio e carbono. Nawaz *et al.* (2017b) sintetizam que a crescente conscientização sobre os possíveis impactos ambientais de vários refrigerantes levou à redução progressiva dos refrigerantes de hidrofluorcarbonetos e às iniciativas que substituem os HFCs por hidrocarbonetos puros ou outros fluidos ecológicos. Como pontos positivos, destacam-se a alta compatibilidade com materiais e lubrificantes e alta eficiência energética (NAWAZ *et al.*, 2017b; TAMMARO *et al.*, 2017). Porém possuem pontos negativos, tais como toxicidade e inflamabilidade, exigindo equipamentos e medidas preventivas de segurança. Uma estratégia para mudar a natureza inflamável dos refrigerantes HCs pode ser a mistura deles com refrigerantes HFCs (SARBU, 2014). Ghouali, Byrne e Bazantay (2017) recomendam que os trocadores de calor da BDC sejam projetados de forma a otimizar a massa de fluido e, conseqüentemente, aumentar a segurança operacional.

Segundo Abas *et al.* (2018), os refrigerantes hidrocarbonetos puros incluem metano (R50), R170, R290, R600, R600a, etileno (R1150) e R1270. Os HCs não contribuem para a destruição da camada de ozônio e possuem GWP mais baixo quando comparado aos HFCs. Os HCs puros oferecem excelente miscibilidade com óleo sintético, menor carga de refrigerante e são compatíveis com o material dos sistemas existentes de refrigeração e bomba de calor. O R290 e o R600 possuem características semelhantes aos fluidos sintéticos. Abas *et al.* (2018) relatam que o R290 apresenta uma capacidade de resfriamento maior que o R12 e COP semelhante quando testado em um sistema de refrigeração por compressão de vapor apropriado e que o R1270 é uma alternativa eficaz do R22 com maior capacidade e COP. As temperaturas de ignição dos HCs puros estão na faixa de 420 °C (R600) a 600 °C (R50). Os HCs puros possuem excelentes propriedades termodinâmicas ecológicas ao meio ambiente, mas são inflamáveis. Quando alguns átomos de hidrogênio são substituídos por cloro, flúor e bromo, a inflamabilidade diminui, mas começa a produzir efeitos ambientais indesejáveis que não os deixam mais como refrigerantes naturais.

Segundo Yadav, Liu e Kim (2022), nos últimos anos, investigações foram realizadas para a transferência de calor por ebulição e condensação de fluidos refrigerantes do século XXI

utilizando técnicas de aprimoramento de desempenho com micro aletas, tubos achatados, inserções de fita torcida e trocadores de calor de placas corrugadas. O maior desempenho foi encontrado para o R290 em comparação com o R1234yf.

De acordo com Abas *et al.* (2018), os refrigerantes HCs puros são usados em geladeiras domésticas, freezers e condicionadores de ar. As aplicações comerciais incluem bebidas, máquinas de sorvete, geladeiras montadas em caminhões, bombas de calor e chillers de 1 kW a 150 kW. Os refrigeradores domésticos e equipamentos comerciais de temperatura média podem usar R290 e R600a, enquanto o R170 tem aplicações de baixa temperatura. O R600a é amplamente utilizado como refrigerante em unidades de refrigeração domésticas na Europa e em outras partes do mundo. Com o crescimento, grandes compressores comerciais e industriais podem usar R170, R290 e R600a.

6 Inorgânicos

Dos fluidos naturais inorgânicos, destacam-se o dióxido de carbono, o dióxido de enxofre (R764) e a amônia (R717). Destes três, apenas o CO₂ não é tóxico, porém possui duas marcantes desvantagens. A primeira devido a altas pressões de trabalho, exigindo um sistema de compressão robusto e muitas das vezes disponibilizado por um número restrito de fabricantes. A segunda é ser relativamente perigoso, pois, apesar de não ser tóxico, é inodoro e mais denso que o ar atmosférico, tornando um ambiente com pouca ventilação em um local propício para asfixia, uma vez que o vazamento de CO₂ faz com que o ar ambiente seja rapidamente substituído por este fluido. Segundo Sarbu (2014), as duas principais desvantagens do R744 são: alta pressão crítica e menor eficiência do ciclo. Devido à sua temperatura crítica mais baixa (31 °C), o R744 frequentemente é operado com ciclo transcrito. Para superar os inconvenientes, o R744 pode ser misturado com outros refrigerantes para melhorar o desempenho, como, por exemplo, os HFCs.

Os fluidos naturais foram os primeiros a serem utilizados, porém, devido a problemas técnicos supracitados, de uma forma geral perderam espaço para os fluidos sintéticos. Há exceções como, por exemplo, a aplicação nos dias atuais da amônia na indústria alimentícia e na refrigeração de grande porte a temperaturas baixas. Entretanto, com as limitações dos protocolos de Montreal e Kyoto, os fluidos naturais voltaram a ser alvos de investigação pela comunidade acadêmica, pois possuem ótimas propriedades termodinâmicas e de transporte de calor, e sobretudo, baixo índice de GWP e índice ODP nulo, além do baixo custo (RUAS, 2019; PAULINO, 2019).

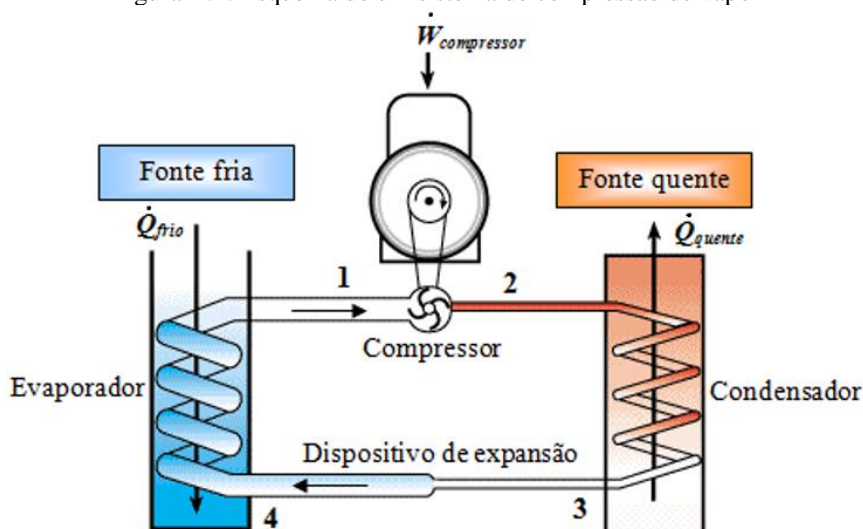
7 Misturas

Diversos fluidos puros possuem propriedades limitadas para fornecerem alternativas completas aos refrigerantes halogenados existentes com relação a aplicabilidade doméstica/industrial. A mistura de dois ou mais refrigerantes oferece uma oportunidade de ajustar as propriedades mais desejáveis. As três categorias de misturas usadas nas aplicações de refrigeração e aquecimento são: azeotrópica, quase-azeotrópica e não azeotrópica (SARBU, 2014). A mistura azeotrópica é constituída de substâncias que não podem ser separadas por simples destilação. Esta mistura tem ponto de ebulição constante e inferior aos de seus constituintes, atuando como uma substância única no estado líquido e no vapor. Além disso, é usada em aplicações de refrigeração a baixa temperatura. Alguns exemplos de misturas azeotrópicas são o R500 (73,8% de R12 + 26,6% de R152a), R503 (59,9 de R13 + 40,1% de R23) e R504 (48,2% de R32 + 51,8% de R115) (LAUAR, 2018). O objetivo com misturas quase-azeotrópicas é estender a gama de alternativas de refrigerante para além de compostos únicos. Este tipo de mistura possui quase todos os atributos que uma mistura azeotrópica e oferece uma possibilidade de seleção mais ampla. No entanto, podem alterar sua composição e propriedades sob condições de vazamento. A mistura não azeotrópica, também conhecida como mistura zeotrópica ou *blend* de dois ou mais refrigerantes, não se comporta como uma única substância quando muda de estado. Em vez disso, evapora e condensa entre duas temperaturas, ou seja, as mudanças de fases da mistura não ocorrem segundo um processo isotérmico. Possuem maior potencial para melhorias na eficiência energética e na capacidade. No entanto, a principal desvantagem é o vazamento preferencial de componentes mais voláteis, levando a alterações na composição da mistura. As misturas zeotrópicas mais conhecidas são R11 + R12, R12+ R22, R12 + R114, R13B1 + R152a, R22 + R114 e R114 + R152a, contudo na década de 90, a comunidade científica concentrou seus esforços em analisar três misturas, R12 + R114, R22 + R114 e R13B1 + R152a (LAUAR, 2018).

APÊNDICE B – Ciclos termodinâmicos aplicados a bombas de calor

O ciclo por compressão mecânica de vapor é composto por quatro componentes básicos: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. Conforme apresentado na Figura B.1, o ciclo de compressão de vapor real é dividido em quatro processos. No processo 1-2, o fluido inicialmente no estado vapor é comprimido da pressão de baixa para a pressão de alta. No processo 2-3, o refrigerante inicialmente no estado vapor cede calor à fonte quente no condensador. No processo, 3-4 o fluido inicialmente no estado líquido sofre queda de pressão de alta para a pressão de baixa. Por fim, no processo 4-1, o refrigerante inicialmente no estado líquido-vapor recebe calor da fonte fria, chegando ao estado vapor e retomando o ciclo.

Figura B.1: Esquema de um sistema de compressão de vapor

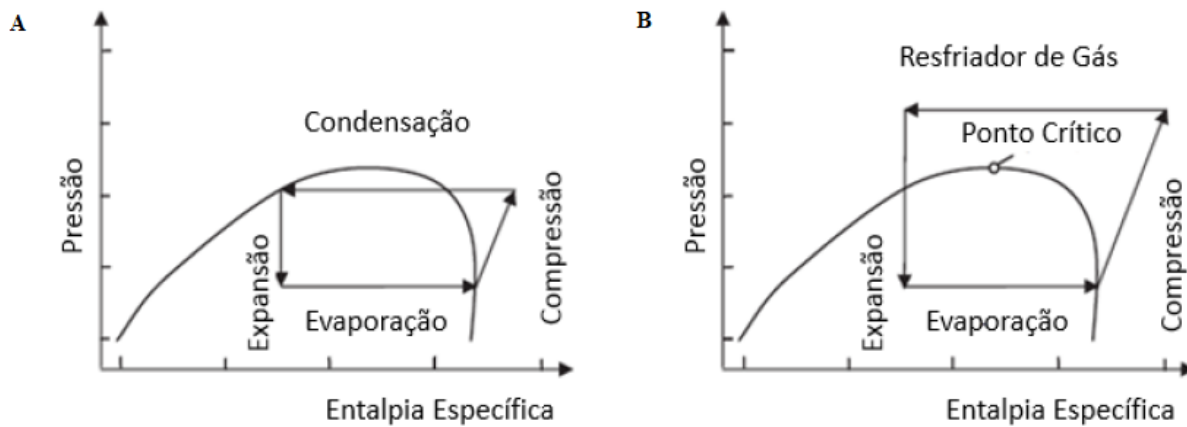


Fonte: Adaptado de Diniz (2017), p. 30.

Para a maior parte dos refrigerantes, o ciclo de refrigeração por compressão é subcrítico, no qual o fluido sofre condensação, ocorrendo abaixo da sua temperatura crítica. Entretanto, em um ciclo transcrito, como ocorre com o R744 e R170, por exemplo, o processo de troca de calor com a fonte quente ocorre com o fluido no estado de temperatura acima da sua temperatura crítica. O processo de perda de calor neste caso denomina-se resfriamento e ocorre em um resfriador de gás (conhecido na literatura especializada como *gas cooler*) com o refrigerante permanecendo no estado gasoso durante todo o processo, caso sua temperatura se mantenha superior à crítica. Entretanto, caso a sua temperatura fique abaixo da crítica, ele sofre subresfriamento, passando para o estado líquido. A Figura B.2 apresenta os ciclos supracitados. Fluidos tradicionalmente transcritos na pressão de alta também podem ser aplicados em ciclos

subcríticos (com condensação), embora não comum, conforme o projeto desenvolvido por Silva *et al.* (2018) para o R744.

Figura B.2: Diagrama do ciclo de compressão de vapor.
(A) ciclo subcrítico e (B) ciclo transcrito



Fonte: Adaptado de Ruas (2019), p. 42.

APÊNDICE C – Síntese dos modelos matemáticos

A Tabela C.1 apresenta o resumo das vantagens e desvantagens dos modelos matemáticos.

Tabela C.1: Vantagens e desvantagens dos modelos matemáticos.

Modelo	Vantagens	Desvantagens	Referências
Indutivo	<ul style="list-style-type: none"> - Boa precisão para o domínio investigado do sistema. - Frequentemente aplicado a compressores e dispositivos de expansão. 	<ul style="list-style-type: none"> - Não considera leis físicas presentes no sistema. - Dependente de dados experimentais. - Impreciso para regiões fora do domínio investigado. 	Li, Jeong e You (2009); Maia <i>et al.</i> (2014); Garcia <i>et al.</i> (2018).
Dedutivo – <i>Lumped</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Método simplificado. - Apenas um único volume de controle. - Baixo tempo computacional. - Frequentemente aplicado a trocadores de calor. 	<ul style="list-style-type: none"> - Baixa precisão. - Ineficiente quando ocorre mudança de fase. - Ineficiente em regime transiente. 	Zhang, W. e Zhang, C. (2006); Joybari <i>et al.</i> (2015); Li <i>et al.</i> (2017).
Dedutivo – <i>Moving Boundary</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Média complexidade. - Médio tempo computacional. - Boa precisão. - Parâmetros médios são adotados para cada zona. - Frequentemente aplicado a trocadores de calor. 	<ul style="list-style-type: none"> - Ineficiente quando se requer alta precisão. - Possibilidade de ineficiência em regime transite. - Geralmente apresenta descontinuidades entre as zonas. 	Esbrí <i>et al.</i> (2015); Joybari <i>et al.</i> (2015); Yang e Ordonez (2018).
Dedutivo - <i>Distributed</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Alta precisão em regime permanente e transiente. - Proporciona detalhes espaciais e temporais. - Fornece efeitos de superaquecimento e subresfriamento em trocadores de calor. - Frequentemente aplicado a trocadores de calor. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto tempo computacional. - O método computacional é complexo. - Pode haver problemas de descontinuidade de propriedades entre volumes de controle. 	Laughman <i>et al.</i> (2015); Joybari <i>et al.</i> (2015); Rodriguez e Rasmussen (2017); Paulino <i>et al.</i> (2019).
Inverso	<ul style="list-style-type: none"> - Boa precisão para o domínio investigado do sistema. - Considera um padrão matemático de equações. - Frequentemente aplicado a compressores e dispositivos de expansão. 	<ul style="list-style-type: none"> - Não considera leis físicas presentes no sistema. - Dependente de dados experimentais. - Pode apresentar falhas para regiões fora do domínio investigado. 	Cheung e Braun (2013a,b); Behfar e Yuill (2018).

APÊNDICE D – Complementos e síntese do estado da arte

1 Substituição de refrigerantes tradicionais por ecológicos

A Tabela D.1 apresenta os demais trabalhos sobre retrofit de fluidos em bombas de calor.

A Tabela D.2 apresenta um resumo dos trabalhos sobre substituição de refrigerantes tradicionais por ecológicos, destacando o tipo de sistema térmico, o tipo de estudo e os fluidos avaliados. Salienta-se que estes trabalhos tiveram como objetivo a análise de diferentes refrigerantes.

2 Desenvolvimento de modelos matemáticos e estudos experimentais

A Tabela D.3 apresenta os demais trabalhos teóricos e experimentais em bombas de calor.

A Tabela D.4 resume os trabalhos sobre desenvolvimento de modelos matemáticos e estudos experimentais, destacando o tipo de sistema térmico, o tipo de estudo, o fluido de trabalho e parâmetros do sistema. Salienta-se que estes trabalhos tiveram como alvo a análise de apenas um refrigerante.

Tabela D.1: Demais trabalhos sobre retrofit de fluidos em bombas de calor.

Autores	Descrição
Zhang e Muehlbauer (2012)	Apresentaram um modelo LCCP para sistemas de bombas de calor residenciais com diferentes refrigerantes, como R410A, R134a e R1234yf. O programa foi construído em Excel com sub-rotinas VBA (<i>Visual Basic for Applications</i>) e utilizou dados disponíveis com a finalidade de se calcular as emissões diretas ou indiretas. O R1234yf apresentou as menores emissões ao longo da vida, em comparação com os refrigerantes R134a e R410A. No entanto, eles assumiram o mesmo desempenho da bomba de calor para cada refrigerante analisado e, portanto, subestimaram a influência da seleção de refrigerante no LCCP total da bomba de calor.
Koyama <i>et al.</i> (2018)	Avaliaram experimentalmente o desempenho de uma WSHP usando misturas de refrigerante de HFC R32 e HFO R1123 como retrofit do R410A. Verificou-se que o COP da mistura HFC-32/HFO-1123 (58/42% em massa) foi quase o mesmo do R410A, enquanto o da mistura HFC-32/HFO-1123 (42/58% em massa) foi um pouco menor do que o R410A nos modos de aquecimento e refrigeração. Concluíram que as misturas testadas de HFC-32/HFO-1123 seriam candidatas alternativas ao R410A se os projetos dos compressores e dos trocadores de calor fossem otimizados.
Liu <i>et al.</i> (2022)	Propuseram um novo refrigerante misto, denominado RGT2 (com GWP igual a 560), como alternativa ao R134a em uma WSHP. RGT2 é uma mistura composta por R134a/R1234yf/R161 (54%/43%/3% em peso%) sem toxicidade. A capacidade de refrigeração do sistema de bomba de calor preenchido com a mistura RGT2 foi próxima do R134a e o coeficiente de desempenho foi 3,8% menor que o de R134a. Considerando que a mistura RGT2 é mais ecologicamente correta e segura, e suas propriedades termodinâmicas e desempenho do ciclo são próximas do R134a, ela pode ser usada como refrigerante substituto do R134a em sistemas de bombas de calor.
Wang <i>et al.</i> (2022)	Desenvolveram um estudo teórico e propuseram um sistema de ASHP de condensação paralela para aquecimento de água e compararam com uma ASHP tradicional. Analisaram-se o COP e o consumo de energia do sistema em cada mês para os refrigerantes R134a, R123, R22 e R600. O COP médio no modo verão aumentou 19% (de 5,42 para 6,44) e o COP médio no modo inverno aumentou 34,7% (de 4,05 para 5,45).

Tabela D.2: Síntese dos trabalhos sobre retrofit de fluidos em bombas de calor.

Autores	Sistema Térmico	MM – Modelo Matemático (tipo/software) EE - Estudo Experimental	Fluidos avaliados
Park e Jung (2009)	ASHP	EE	R170/R290/ R22
Barve e Cremaschi (2012)	ASHP	EE	R32/R1234yf/ R410A
Zhang e Muehlbauer (2012)	ASHP	MM (Excel)	R410A/R134a/ R1234yf
Makhnatch e Khodabandeh (2014a,b)	ASHP	MM	R410A/R290/R1270/ R152a/R1234yf
Ju <i>et al.</i> (2017)	ASHP	MM (EES)	R1233zd(E)/ R22/R134a/ R1270/R290
Nawaz <i>et al.</i> (2017a)	ASHP	MM	R1234yf/R1234ze(E)/ R134a
Nawaz <i>et al.</i> (2017b)	ASHP	MM	R290/R600a/ R134a
Koyama <i>et al.</i> (2018)	WSHP	EE	R32/R1123
Ju <i>et al.</i> (2018a,b)	WSHP	MM (EES)	R744/R290/ R22
Duarte <i>et al.</i> (2019)	DX-SAHP	MM (permanente 1 zona/ EES)	R290/R600a/R744/ R1234yf/ R134a
Rabelo <i>et al.</i> (2019b)	DX-SAHP	MM (permanente 1 zona/ EES)	R290/R134a
Xiao <i>et al.</i> (2020)	ASHP	MM	R290/R600a/R131I/R134a
Bai <i>et al.</i> (2020)	SAHP	MM (MATLAB)	R32/R290/ R600a/ R134a
Kong <i>et al.</i> (2020b)	DX-SAHP	EE	R134a/R290
Mota-Babiloni <i>et al.</i> (2021)	WSHP	EE	R134a/R1234ze(E)/R515B
Yan <i>et al.</i> (2021)	WSHP	MM e EE	R1233zd(E)/R1224yd(Z)/ R1234yf/R1234ze(E)/ R1234ze(Z)/R1336mzz(Z)/R134a
Liu <i>et al.</i> (2022)	WSHP	MM e EE	R134a/R1234yf/R161
Wang <i>et al.</i> (2022)	ASHP	EE	R134a/R123/ R22/R600

Tabela D.3: Demais trabalhos teóricos e experimentais em bombas de calor.

Autores	Descrição
Maia (2007)	Desenvolveu um estudo teórico e experimental de uma ASHPWH com R134a, desenvolvendo um modelo dinâmico discretizado do sistema no software FORTRAN (<i>Formula Translation</i>). O modelo foi validado por meio de testes experimentais. Pelo estudo experimental constatou-se que o COP do sistema operando com uma válvula termostática foi 2,07 e operando com tubo capilar foi 1,90. O modelo matemático permitiu prever o comportamento transiente dos perfis de temperatura e do COP durante a operação.
Oliveira (2010)	Desenvolveu um modelo matemático discretizado em regime transiente para simular um evaporador solar de uma DX-SAHPWH operada a R134a em condições ambientais <i>indoor</i> . O modelo foi desenvolvido no software FORTRAN, validado por testes experimentais e permitiu concluir que a temperatura ambiente foi o parâmetro ambiental que mais influenciou termicamente no evaporador.
Lobatón (2011)	Desenvolveu metodologias computacionais no software MATLAB de otimização e simulação para o projeto de um sistema de bomba de calor para aquecimento de água em prédios residenciais. Cada componente do sistema foi otimizado mediante uma análise térmica e econômica que permitiu reduzir custos de investimento e de operação através do desenho e dimensionamento de cada trocador.
Reis <i>et al.</i> (2012)	Realizaram um estudo experimental comparativo de uma bomba de calor para aquecimento de água com R134a que operou em modo ASHP e em modo DX-SAHP na condição <i>indoor</i> . Registrou-se um COP médio de 2,15 para a DX-SAHP na condição <i>indoor</i> e COP médio de 1,96 para a ASHP. Um estudo de viabilidade financeira no Brasil indicou um <i>payback</i> entre 2,56 e 4,43 anos.
Fernandes (2012)	Desenvolveu um modelo matemático para otimização no software MATLAB de uma bomba de calor para aquecimento de água predial. O valor do COP da bomba de calor após otimização foi 3,32, enquanto antes foi obtido um valor de 2,72. A otimização aumentou o custo de investimento inicial, mas diminuiu consideravelmente o custo de operação ao longo do tempo de vida útil da bomba de calor.
Koury <i>et al.</i> (2013)	Desenvolveram um modelo dinâmico discretizado de uma ASHPWH com R134a por meio do software FORTRAN e o validaram por meio de testes experimentais. O modelo matemático foi formulado com a aplicação das equações de conservação de massa, momento e energia, permitindo determinar perfis espaciais e temporais de temperaturas, pressões, vazões mássicas e distribuição do refrigerante nos trocadores de calor.
Nunes <i>et al.</i> (2016b) e Faria <i>et al.</i> (2016)	Desenvolveram, respectivamente, um modelo dinâmico discretizado para um resfriador de gás e para um evaporador solar de uma DX-SAHPWH com R744. As variações espaciais de temperatura, pressão, volume específico e taxa de fluxo de massa foram previstas a cada etapa do tempo, desde a partida ao desligamento do sistema. Os modelos foram desenvolvidos no software FORTRAN e validados por testes experimentais.

Autores	Descrição
Rabelo <i>et al.</i> (2018b)	<p>Analisaram experimentalmente a influência da variação da vazão mássica de água pelo resfriador de gás de uma DX-SAHP com R744. A faixa de coeficiente de desempenho medido foi de 3,2 a 5,34. Observou-se que, com a maior vazão mássica de água, a temperatura de saída desta diminuiu e, conseqüentemente, o coeficiente de desempenho do sistema aumentou, pois a transferência de calor no resfriador de gás foi maior. Além disso, a alta pressão do sistema e a temperatura de saída do resfriador de gás diminuíram.</p>
Paulino <i>et al.</i> (2019)	<p>Desenvolveram um modelo dinâmico discretizado no software FORTRAN de um evaporador de uma DX-SAHPWH com R744 e o validaram por meio de testes experimentais. Os autores notaram que uma pequena variação da irradiação solar levou a uma variação significativa no superaquecimento, exigindo uma ação imediata do dispositivo de expansão. Concluiu-se que uma válvula de expansão eletrônica seria mais adequada para atender às necessidades de intervenções rápidas na vazão mássica na entrada do evaporador e também porque o sistema poderia operar em uma condição transiente em algumas estações do ano.</p>
Braga (2019)	<p>Desenvolveu um modelo dinâmico do tipo fronteira móvel no software FORTRAN de um resfriador de gás de uma DX-SAHPWH com R744. O modelo foi validado por meio de um banco de testes presente na literatura. Contataram que o tempo de simulação do modelo até o alcance do regime permanente foi consideravelmente inferior ao tempo de simulação dos modelos do tipo distribuídos de trocadores de calor observados na literatura.</p>
Rabelo <i>et al.</i> (2019a)	<p>Analisaram experimentalmente a influência da abertura do dispositivo de expansão no desempenho de uma DX-SAHPWH com R744. O valor da abertura do dispositivo de expansão que proporcionava o COP máximo era praticamente o mesmo, independentemente da irradiação solar. Nos testes, a água foi aquecida de 25,5 a 60 °C. O COP variou de 2,13 a 2,58. Concluiu-se que, para uma configuração básica de ciclo, seria adequado um tubo capilar visando reduzir os custos do sistema.</p>
Diniz <i>et al.</i> (2021)	<p>Desenvolveram um modelo matemático dinâmico distribuído para uma DX-SAHPWH com R744. O mesmo foi validado para condições transientes e de estado estacionário usando dados experimentais. Constataram que a condição transiente de partida do sistema durou 100 s e que o tempo necessário para aquecer a água foi de 3 h, e, conseqüentemente, o estado transitório ocorre em uma pequena faixa do tempo de operação da DX-SAHP. Os resultados obtidos com o modelo matemático revelaram que uma redução na vazão mássica de água resultou em um aumento na sua temperatura de saída. Percebeu-se também que a redução da área interna do dispositivo de expansão resultou em um aumento das temperaturas de entrada e saída do compressor, bem como na temperatura de saída da água. Além disso, quando a vazão mássica de refrigerante foi reduzida, as temperaturas de entrada e saída do compressor aumentaram, bem como a temperatura de saída da água.</p>

Autores	Descrição
Kong <i>et al.</i> (2021)	Desenvolveram um modelo de rede neural artificial para prever a vazão mássica de uma DX-SAHPWH com R290. Concluíram que à medida que a temperatura ambiente aumentou, a vazão mássica do refrigerante aumentou. À medida que a intensidade da irradiação solar aumentou, a vazão mássica do refrigerante aumentou em geral, e o efeito da intensidade da irradiação solar foi enfraquecido com o aumento da temperatura ambiente. Em um nível mais alto de frequência de rotação do compressor, a variação na vazão mássica do refrigerante foi aproximadamente linear com a temperatura ambiente, intensidade da irradiação solar, abertura da válvula eletrônica e temperatura da água.
Kusakana e Tangwe (2022)	Realizaram um estudo experimental e desenvolveram um modelo matemático para representar a estratificação térmica no reservatório de armazenamento de água de uma ASHP para prever a evolução das temperaturas nas diferentes camadas de água. Os resultados mostraram que o modelo linear de uma dimensão previu com precisão a evolução das temperaturas da água em cada camada devido à estratificação térmica com R^2 e <i>root mean square error</i> de 0,9932 e 0,9253, respectivamente. O COP médio sob estratificação térmica (3,106) foi menor do que sem a consideração da estratificação térmica (3,280).

Tabela D.4: Síntese dos trabalhos teóricos e experimentais em bombas de calor.

Autores	Sistema Térmico	MM – Modelo Matemático (tipo/software) EE - Estudo Experimental	Fluido de trabalho	Temperatura de aquecimento da água (°C)	COP
Hawladar, Chou e Ullah (2001)	DX-SAHP	MM e EE	R134a	30-50	4-9
Maia (2007)	ASHP	MM (dinâmico discretizado/ FORTRAN) e EE	R134a	-	-
Li <i>et al.</i> (2007)	DX-SAHP	EE	R22	13,4-50,5	5,25
Oliveira (2010)	DX-SAHP	MM (discretizado transiente/ FORTRAN)	R134a	-	-
Chow <i>et al.</i> (2010)	DX-SAHP	MM e EE	R134a	22,5-50	5,33-7,5
Yamaguchi <i>et al.</i> (2011)	ASHP	MM e EE	R744	20,5-90	2,5-3,5
Kong <i>et al.</i> (2011)	DX-SAHP	MM e EE	R22	13,4-50,5	5,21-6,61
Reis <i>et al.</i> (2012)	ASHP	EE	R134a	35-45	1,96-2,15
Seara <i>et al.</i> (2012)	DX-SAHP	EE	R134a	14-55	2,11-3,01
Rodríguez <i>et al.</i> (2012)	DX-SAHP	MM e EE	R134a	51	1,7-2,9
Koury <i>et al.</i> (2013)	ASHP	MM (dinâmico discretizado/ FORTRAN)	R134a	-	-
Cerit e Erbay (2013)	DX-SAHP	EE	R134a	-	2,42-3,3
Ibrahim <i>et al.</i> (2014)	ASHP	MM (dinâmico/ MATLAB) e EE	R22	-	3,7
Saikawa e Koyama (2016)	ASHP	MM e EE	R744	8-65	3,4
Scarpa e Tagliafico (2016)	DX-SAHP	EE	R134a	-	5,8
Nunes <i>et al.</i> (2016b); Faria <i>et al.</i> (2016)	DX-SAHP	MM (dinâmico discretizado/ FORTRAN)	R744	-	-
Deng e Yu (2016)	DX-SAHP	MM	R134a	20-55	3,91-6,22
Ghoubali, Byrne e Bazantay (2017)	ASHP	EE	R290	-	3,17

Autores	Sistema Térmico	MM – Modelo Matemático (tipo/software) EE - Estudo Experimental	Fluido de trabalho	Temperatura de aquecimento da água (°C)	COP
Diniz (2017)	DX-SAHP	EE	R134a	25-45	2,29-2,76
Kong <i>et al.</i> (2017)	DX-SAHP	MM	R410A	5-30	-
Rabelo <i>et al.</i> (2018b)	DX-SAHP	EE	R744	-	3,2-5,34
Paulino <i>et al.</i> (2019)	DX-SAHP	MM (dinâmico discretizado/ FORTRAN)	R744	-	-
Braga (2019)	DX-SAHP	MM (dinâmico fronteira móvel/ FORTRAN)	R744	-	-
Rabelo <i>et al.</i> (2019a)	DX-SAHP	EE	R744	25,5-60	2,13-2,58
Kong <i>et al.</i> (2020a)	DX-SAHP	EE	R290	37,7-54,9	2,12-4,43
Diniz <i>et al.</i> (2021)	DX-SAHP	MM	R744	39-46	2,75-3,21
Duarte <i>et al.</i> (2021b)	DX-SAHP	EE	R744	15-62	1,87-2,62
Kong <i>et al.</i> (2021)	DX-SAHP	MM e EE	R290	10-55	-

APÊNDICE E – Demais configurações do protótipo

A Figura E.1 à Figura E.3 apresentam as demais configurações simplificadas da DX-SAHP.

Figura E.1: Diagrama simplificado da DX-SAHP operando com evaporador solar e condensador por imersão.

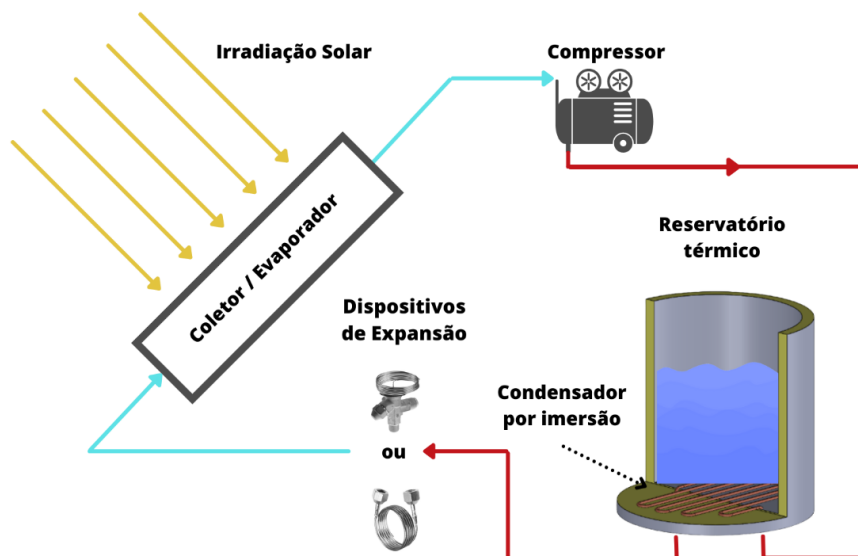


Figura E.2: Diagrama simplificado da ASHP operando com evaporador de tubos aletados e condensador coaxial.

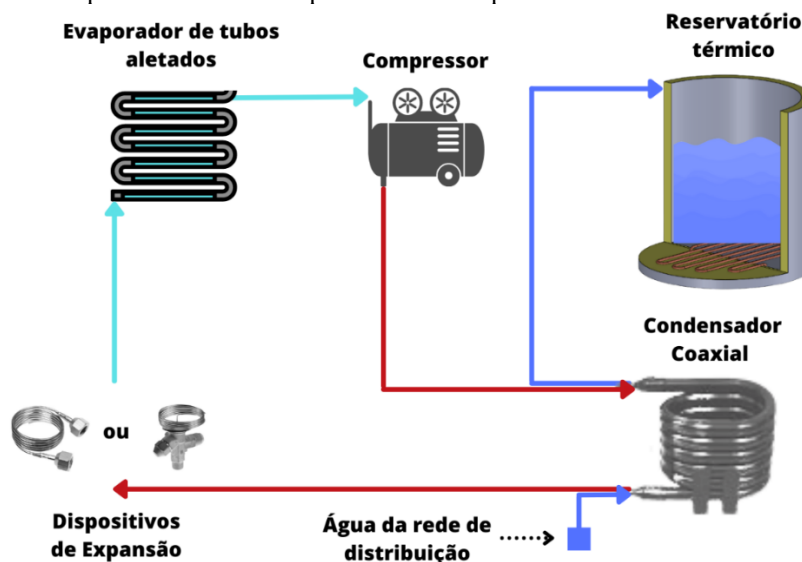
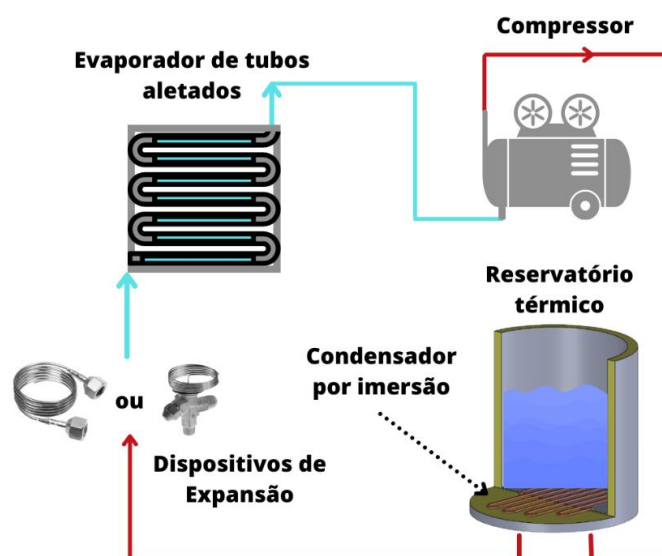


Figura E.3: Diagrama simplificado da ASHP operando com evaporador de tubos aletados e condensador por imersão.



APÊNDICE F – Modelagem matemática do condensador coaxial

A Equação F.1 permite o cálculo da vazão mássica de água \dot{m}_a , em que \bar{c}_{p_a} é o calor específico a pressão constante da água. A vazão mássica do fluido refrigerante \dot{m}_f é calculada pela Equação F.2, dependente das suas entalpias específicas na entrada i_{f_2} e na saída i_{f_3} do trocador de calor. Considera-se o índice “2” relativo a entrada do condensador (saída do compressor) e o índice “3” relativo a saída do condensador (entrada do dispositivo de expansão), conforme o diagrama da Figura B.1 Sendo assim, o calor liberado pelo fluido refrigerante, fazendo-o resfriar, é absorvido integralmente pela água que então, se aquece.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_a \bar{c}_{p_a} (T_{a_{sai}} - T_{a_{ent}}) \quad \text{F.1}$$

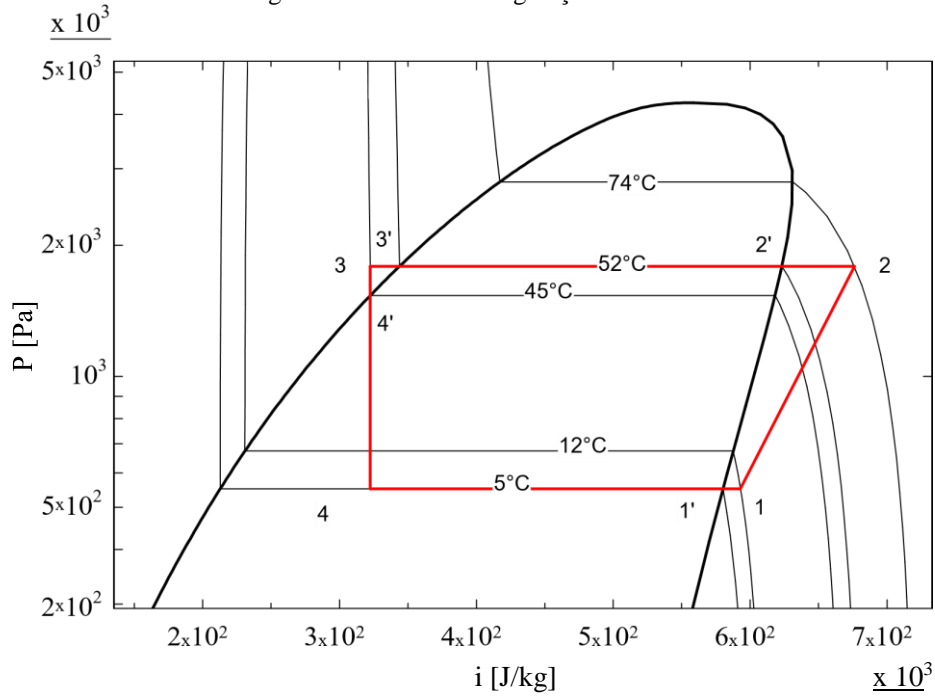
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f (i_{f_2} - i_{f_3}) \quad \text{F.2}$$

A região de dessuperaquecimento consiste na mudança do fluido de trabalho do estado vapor superaquecido ao estado vapor saturado, isto é, ponto 2 ao ponto 2' da Figura F.1 Este gráfico apresenta o ciclo de refrigeração para o fluido refrigerante R290, porém a sua configuração é semelhante para os demais fluidos em que a troca de calor com a fonte quente ocorre por meio de um ciclo subcrítico. Para a elaboração deste diagrama, considera-se que a temperatura de evaporação é 5 °C com 7 °C de superaquecimento, sendo que estes parâmetros são discutidos na seção do projeto do evaporador solar.

O fluido refrigerante entra no condensador no ponto 2, enquanto a água está saindo do componente. Depois, o refrigerante segue para o ponto 2' com temperatura $T_{f_{2'}}$, liberando calor que é absorvido pela água, sendo que neste ponto a temperatura da água é $T_{a_{sai'}}$. A carga térmica na região de dessuperaquecimento \dot{Q}_{des} é calculada por meio de uma equação análoga a Equação F.2, utilizando a entalpia específica do vapor saturado na temperatura $T_{f_{2'}}$ e então $T_{a_{sai'}}$ é calculada por uma equação análoga a Equação F.1.

Para determinar o comprimento da região de dessuperaquecimento L_{des} utiliza-se a Equação F.3. Aplica-se, segundo Incropera *et al.* (2007), o conceito de temperatura média logarítmica $\Delta T_{ml_{des}}$ de trocador de calor em contracorrente, dada pela Equação F.4.

Figura F.1: Ciclo de refrigeração do R290.



$$\dot{Q}_{des} = U_{des} \pi d_{ext_f} L_{des} \Delta T_{ml_{des}} \quad \text{F.3}$$

$$\Delta T_{ml_{des}} = \frac{(T_{f_2} - T_{a_{sai}}) - (T_{f_{2'}} - T_{a_{sai'}})}{\ln\left(\frac{T_{f_2} - T_{a_{sai}}}{T_{f_{2'}} - T_{a_{sai'}}}\right)} \quad \text{F.4}$$

Em que U_{des} é o coeficiente global na região de dessuperaquecimento dado pela Equação F.5, em que k_{par} é a condutividade térmica do tubo na temperatura da parede na região, que neste caso é $T_{par_{des}}$ dada pela Equação F.6. É importante ressaltar que o efeito da condução de calor pela parede do tubo central é levado em consideração. Para a determinação da temperatura da parede, assume-se a simplificação de que ela é a mesma para a parte interna e externa do tubo, consideração razoável para se calcular apenas a condutividade térmica do tubo.

$$\frac{1}{U_{des}} = \frac{1}{\bar{h}_{a_{des}}} + \frac{d_{ext_f}}{\bar{h}_{f_{des}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln\left(\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}}\right)}{2k_{par}} \quad \text{F.5}$$

$$T_{par_{des}} = \frac{\bar{h}_{f_{des}} \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_{2'}}}{2}\right) + \bar{h}_{a_{des}} \left(\frac{T_{a_{sai}} + T_{a_{sai'}}}{2}\right)}{\bar{h}_{f_{des}} + \bar{h}_{a_{des}}} \quad \text{F.6}$$

Em que $\bar{h}_{f_{des}}$ e $\bar{h}_{a_{des}}$ são, respectivamente, os coeficientes médios convectivos interno do fluido frigorífico e externo da água, na região de dessuperaquecimento. Segundo Ghiaasiaan (2008), para determinar $\bar{h}_{f_{des}}$, utiliza-se a correlação Equação F.7 de Dittus e Boelter (1930) para o caso de resfriamento, sendo o escoamento considerado turbulento e com baixa diferença de temperatura entre a parede e o fluido. Para escoamento monofásico, esta correlação foi adotada por Machado (1996) e Koury (1998) em seus trabalhos.

$$Nu_{desf} = 0,023Re_f^{0,8}Pr_f^{0,3} \quad F.7$$

Em que Nu_{desf} é o número de Nusselt dado pela Equação F.8, válida para número de Reynolds do fluido Re_f maior que 4000 (turbulento). Complementando, Pr_f é o número de Prandtl e k_f é a condutividade térmica do fluido frigorífico, além de Re_f ser dado pela Equação F.9. Ressalta-se que todas as propriedades termofísicas do fluido, quando se aplica a correlação de Dittus e Boelter (1930), são baseadas na temperatura média do fluido na região analisada.

$$Nu_{desf} = \frac{\bar{h}_{f_{des}}d_{intf}}{k_f} \quad F.8$$

$$Re_f = \frac{\dot{m}_f d_{intf}}{A_f \mu_f} \quad F.9$$

Em que μ_f é a viscosidade dinâmica do fluido e A_f é a área de seção de escoamento do tubo interno.

O coeficiente médio convectivo de transferência de calor da água para essa região é determinado utilizando-se a Equação F.10, se o escoamento for turbulento ou Equação F.11, se o escoamento for laminar (número de Reynolds menor que 4000), além da Equação F.12, onde Nu_{desa} é o número de Nusselt para a água que escoar pelo espaço anular. Ressalta-se que a Equação F.11 é apresentada por Incropera *et al.* (2007), em referência a Rohsenow, Hartnett e Cho (1998), para o caso de um tubo isolado (tubo externo) e o outro com temperatura superficial constante (tubo interno). Esta equação leva em conta o espaço anular para a relação entre o diâmetro interno pelo diâmetro externo dos tubos ($d_{extf}/D_{inta} = 0,666$ no caso do condensador em dimensionamento), porém o valor mais próximo disponível é para o caso de $d_{extf}/D_{inta} =$

0,50. Uma interpolação foi realizada e observou-se que o valor mais adequado foi 5,29. Adota-se D_{hid_a} como diâmetro hidráulico para o escoamento da água dado pela Equação F.13, levando em consideração o espaço anular. Em que Pr_a é o número de Prandtl e k_a é a condutividade térmica da água na região. Já o número de Reynolds para a água na região Re_a é dado pela Equação F.14.

$$Nu_{des_a} = 0,023Re_a^{0,8}Pr_a^{0,3} \quad \text{F.10}$$

$$Nu_{des_a} = 5,29 \quad \text{F.11}$$

$$Nu_{des_a} = \frac{\bar{h}_{a_{des}}D_{hid_a}}{k_a} \quad \text{F.12}$$

$$D_{hid_a} = D_{int_a} - d_{ext_f} \quad \text{F.13}$$

$$Re_a = \frac{\dot{m}_a D_{hid_a}}{A_a \mu_a} \quad \text{F.14}$$

Em que μ_a é a viscosidade dinâmica da água na região e A_a é a área de seção de escoamento de água entre os tubos (região anular).

A segunda região é a de condensação do fluido frigorífico, que corresponde ao intervalo entre os pontos 2' e 3' da Figura F.1. Esta etapa caracteriza-se pela mudança de fase do fluido de vapor saturado para líquido saturado, transferindo uma grande quantidade de energia para a água \dot{Q}_{cd} , devido ao alto coeficiente de transferência de calor por condensação. Nesta fase, a temperatura do refrigerante não varia, sendo nos pontos 2' e 3' iguais a $T_{f_{cd}}$. Já a temperatura da água é $T_{a_{ent}}$ ao chegar no ponto 3'.

Para determinar o comprimento da região de condensação L_{cd} utiliza-se a Equação F.15. Aplica-se novamente a temperatura média logarítmica na região $\Delta T_{ml_{cd}}$ dada pela Equação F.16.

$$\dot{Q}_{cd} = U_{cd} \pi d_{ext_f} L_{cd} \Delta T_{ml_{cd}} \quad \text{F.15}$$

$$\Delta T_{mlcd} = \frac{(T_{f3l} - T_{aentl}) - (T_{f2l} - T_{asail})}{\ln\left(\frac{T_{f3l} - T_{aentl}}{T_{f2l} - T_{asail}}\right)} \quad \text{F.16}$$

Em que U_{cd} é o coeficiente global do fluido frigorífico na região de condensação dado pela Equação F.17 e a temperatura da parede T_{parcd} na região é dada pela Equação F.18. O cálculo de T_{aentl} é mostrado mais adiante, para a região de subresfriamento.

$$\frac{1}{U_{cd}} = \frac{1}{\bar{h}_{acd}} + \frac{d_{extf}}{\bar{h}_{fcd} d_{intf}} + \frac{d_{extf} \ln\left(\frac{d_{extf}}{d_{intf}}\right)}{2k_{par}} \quad \text{F.17}$$

$$T_{parcd} = \frac{\bar{h}_{fcd} T_{fcd} + \bar{h}_{acd} \left(\frac{T_{aentl} + T_{asail}}{2}\right)}{\bar{h}_{fcd} + \bar{h}_{acd}} \quad \text{F.18}$$

Em que \bar{h}_{fcd} é o coeficiente médio interno de transferência de calor do fluido frigorífico na região de condensação e \bar{h}_{acd} é o coeficiente médio externo de transferência de calor da água para essa região.

Para o cálculo do \bar{h}_{fcd} , Ghiaasiaan (2008) apresenta a correlação de Shah (1979) conforme a Equação F.19. Ghiaasiaan (2008) afirma que a correlação de Shah (1979) é válida para ampla faixa de vazão mássica por área G_f , na faixa de $10,8 \leq G_f \leq 1599$ kg/s.m², sendo esta dada na Equação F.20. Esta correlação foi adotada por Koury (1998), Maia (2007) e Diniz (2017) em seus trabalhos.

$$h_{fcd} = 0,023 Re_{fl}^{0,8} Pr_{fl}^{0,4} \frac{k_{fl}}{d_{intf}} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right] \quad \text{F.19}$$

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{A_f} \quad \text{F.20}$$

Em que h_{fcd} é o coeficiente local interno de transferência de calor do fluido frigorífico na região de condensação, P_{red} é a pressão reduzida definida pela relação entre a pressão de saturação (correspondente à T_{fcd}) e a pressão crítica do fluido frigorífico, x é o título de vapor, e por fim, Pr_{fl} e k_{fl} são, respectivamente, o número de Prandtl e a condutividade térmica do

refrigerante no estado líquido saturado. O número de Reynolds do líquido saturado Re_{f_l} é dado pela Equação F.21, onde μ_{f_l} é a viscosidade dinâmica do líquido saturado. As propriedades termofísicas do refrigerante relativas ao estado líquido saturado estão relacionadas à temperatura de condensação.

$$Re_{f_l} = \frac{\dot{m}_f d_{intf}}{A_f \mu_{f_l}} \quad \text{F.21}$$

Porém, como o título do fluido frigorífico varia ao longo do comprimento da região analisada, a correlação de Shah (1979) é aplicada considerando o título variando de forma linear. Nesta região, o título foi dividido em N partes, o suficiente para obtenção de um valor estável (200 divisões são consideradas após a realização de um teste de malha). Logo, considerou-se um valor médio para este coeficiente ($\bar{h}_{f_{cd}}$) levando em conta as divisões supracitadas.

O \bar{h}_{acd} é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento, utilizando-se Equações análogas às F.10 a F.12, levando em conta as novas condições dessa região.

A região de subresfriamento corresponde à redução da temperatura do fluido frigorífico, correspondente ao grau de subresfriamento, após ter alcançado a fase líquida, do ponto 3' a 3, segundo da Figura F.1. Esta etapa garante que o dispositivo de expansão não receba o fluido no estado de vapor. A metodologia de cálculo do comprimento desta região é semelhante ao utilizado para a região de dessuperaquecimento, porém considerando-se que o fluido de trabalho passa da temperatura $T_{f_{3'}}$ para T_{f_3} , a qual depende do grau de subresfriamento selecionado. Já a temperatura da água passa de $T_{a_{ent'}}$ para $T_{a_{ent}}$. A carga térmica na região de subresfriamento \dot{Q}_{sr} é calculada por meio de uma equação análoga a Equação F.2 utilizando a entalpia específica do líquido saturado na temperatura $T_{f_{3'}}$ e então $T_{a_{ent'}}$ é calculada por uma equação análoga a Equação F.1.

Para determinar o comprimento da região de subresfriamento L_{sr} utiliza-se a Equação F.22. Aplica-se a temperatura média logarítmica $\Delta T_{ml_{sr}}$ na região dada pela Equação F.23.

$$\dot{Q}_{sr} = U_{sr} \pi d_{extf} L_{sr} \Delta T_{ml_{sr}} \quad \text{F.22}$$

$$\Delta T_{m_{l_{sr}}} = \frac{(T_{f_{3l}} - T_{a_{entl}}) - (T_{f_3} - T_{a_{ent}})}{\ln\left(\frac{T_{f_{3l}} - T_{a_{entl}}}{T_{f_3} - T_{a_{ent}}}\right)} \quad \text{F.23}$$

Em que U_{sr} é o coeficiente global na região de subresfriamento dado pela Equação F.24 e a temperatura da parede $T_{par_{sr}}$ na região é dada pela Equação F.25.

$$\frac{1}{U_{sr}} = \frac{1}{\bar{h}_{a_{sr}}} + \frac{d_{ext_f}}{\bar{h}_{f_{sr}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln\left(\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}}\right)}{2k_{par}} \quad \text{F.24}$$

$$T_{par_{sr}} = \frac{\bar{h}_{f_{sr}} \left(\frac{T_{f_3} + T_{f_{3l}}}{2}\right) + \bar{h}_{a_{sr}} \left(\frac{T_{a_{ent}} + T_{a_{entl}}}{2}\right)}{\bar{h}_{f_{sr}} + \bar{h}_{a_{sr}}} \quad \text{F.25}$$

Em que $\bar{h}_{f_{sr}}$ e $\bar{h}_{a_{sr}}$ são, respectivamente, os coeficientes médios convectivos interno do refrigerante e externo da água, na região de subresfriamento.

O $\bar{h}_{f_{sr}}$ para essa região é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento, utilizando-se Equações análogas às F.7 a F.9. O $\bar{h}_{a_{sr}}$ para essa região é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento, utilizando-se Equações análogas às F.10 a F.14, levando em conta as novas condições dessa região.

O comprimento total L_{cond} do condensador é a soma dos comprimentos obtidos para as três regiões, dado pela Equação F.26. Já a potência de troca de calor do condensador, e consequentemente a potência de aquecimento da DX-SAHP utilizando este condensador é dada pela Equação F.27.

$$L_{cond} = L_{des} + L_{cd} + L_{sr} \quad \text{F.26}$$

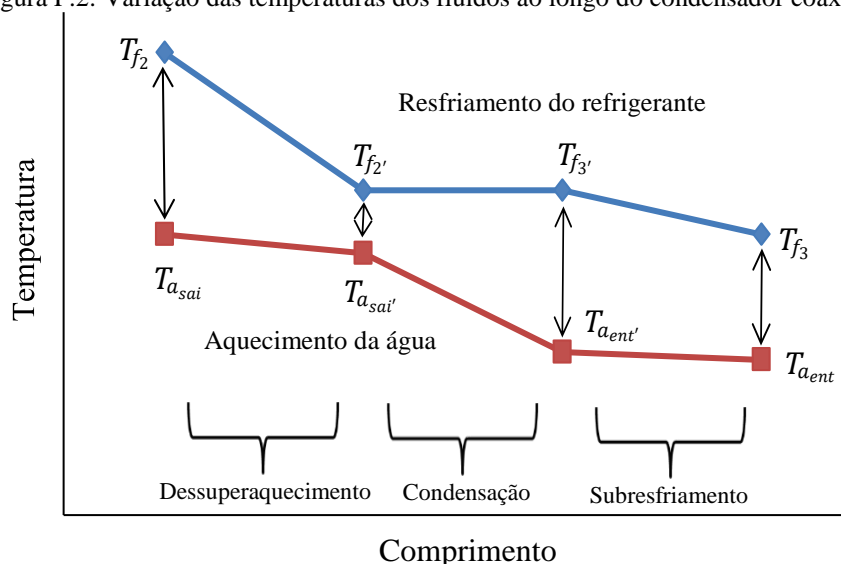
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{des} + \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{sr} \quad \text{F.27}$$

A Figura F.2 auxilia na compreensão do processo que ocorre no interior do condensador coaxial, evidenciando as localizações das temperaturas dos fluidos ao longo do trocador de calor e das regiões citadas no dimensionamento do equipamento.

Para fluidos que operam em estado transcrito quando trocam calor com a fonte quente, o dimensionamento que deve ser feito é do resfriador de gás do tipo coaxial. Em refrigerantes

como o CO₂ ou R170, o processo de troca de calor é inteiramente monofásico e ocorre com o resfriamento do vapor do ponto 2 para o ponto 3 na Figura F.1, não havendo, portanto, os pontos 2' e 3'. Idealiza-se que o processo ocorra em uma pressão constante, conhecida como pressão de alta, correspondente a um patamar horizontal na Figura F.2, localizado acima do ponto crítico.

Figura F.2: Variação das temperaturas dos fluidos ao longo do condensador coaxial.



O dimensionamento do resfriador é mais simples que o projeto do condensador. Pelas Equações F.1 e F.2, obtém-se a vazão mássica de água e a de refrigerante. Para determinar o comprimento L_{resf} do resfriador utiliza-se a Equação F.28 que fornece a taxa de calor trocada no resfriador \dot{Q}_{resf} . Aplica-se, segundo Incropera *et al.* (2007), o conceito de temperatura média logarítmica $\Delta T_{ml_{des}}$ de trocador de calor em contracorrente, dada pela Equação F.29.

$$\dot{Q}_{resf} = U_{resf} \pi d_{extf} L_{resf} \Delta T_{ml} \quad \text{F.28}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{f_2} - T_{a_sai}) - (T_{f_3} - T_{a_ent})}{\ln \left(\frac{T_{f_2} - T_{a_sai}}{T_{f_3} - T_{a_ent}} \right)} \quad \text{F.29}$$

Em que U_{resf} é o coeficiente global dado pela Equação F.30 e a temperatura da parede T_{par} é dada pela Equação F.31.

$$\frac{1}{U_{resf}} = \frac{1}{\bar{h}_a} + \frac{d_{extf}}{\bar{h}_f d_{intf}} + \frac{d_{extf} \ln\left(\frac{d_{extf}}{d_{intf}}\right)}{2k_{par}} \quad \text{F.30}$$

$$T_{par} = \frac{\bar{h}_f \left(\frac{T_{f2} + T_{f3}}{2}\right) + \bar{h}_a \left(\frac{T_{aent} + T_{a3ai}}{2}\right)}{\bar{h}_f + \bar{h}_a} \quad \text{F.31}$$

Em que \bar{h}_f e \bar{h}_a são, respectivamente, os coeficientes médios convectivos interno do refrigerante e externo da água. Para determinar \bar{h}_f , Incropera *et al.* (2007) apresentam a correlação de Gnielinski (1976), conforme a Equação F.32, como uma alternativa à correlação de Dittus e Boelter (1930), a qual proporciona um desvio menor. Nu_f é o número de Nusselt dado pela Equação 33. Adota-se Gnielinski (1976) por se tratar de um comprimento longo e com maior variação das propriedades termofísicas do refrigerante. Oliveira (2013) e Duarte (2018) também adotaram esta correlação em seus trabalhos.

$$Nu_f = \frac{\frac{f}{8}(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad \text{F.32}$$

$$Nu_f = \frac{\bar{h}_{f_{sa}} d_{intf}}{k_f} \quad \text{F.33}$$

A Equação F.32 é válida para $3000 \leq Re_f \leq 5 \times 10^6$ e $0,5 \leq Pr_f \leq 2000$. As propriedades devem ser estimadas na temperatura média do refrigerante. Por fim, f é o fator de atrito dado pela correlação de Petukhov (1970), apresentado pela Equação F.34. Esta equação é apropriada para $Re_f \geq 10000$.

$$f = (0,79 \ln Re_f - 1,64)^{-2} \quad \text{F.34}$$

O \bar{h}_a é determinado utilizando-se Equações análogas às F.10 a F.12.

APÊNDICE G – Modelagem matemática do condensador por imersão

A Equação G.1, dada por Incropera *et al.* (2007), permite o cálculo do tempo Δt gasto para aquecimento de uma determinada massa de água m_a .

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{m_a \bar{c}_{p_a} (T_{a_{final}} - T_{a_{inicial}})}{\Delta t} \quad \text{G.1}$$

O processo de aquecimento da água é transiente por todo o seu período de elevação de temperatura, partindo da temperatura inicial até alcançar a temperatura final. Os patamares de evaporação e, sobretudo, de condensação mudam continuamente. Considera-se o valor médio da temperatura da água para efeito de dimensionamento.

Para determinar o comprimento da região de dessuperaquecimento utiliza-se a Equação G.2.

$$\dot{Q}_{des} = U_{des} \pi d_{ext_f} L_{des} \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_{2'}}}{2} - \bar{T}_a \right) \quad \text{G.2}$$

Em que \bar{T}_a é a temperatura média da água dada pela Equação G.3 e a temperatura da parede na região é dada pela Equação G.4. Em que U_{des} é avaliado pela equação já apresentada, porém k_{par} é obtido na temperatura indicada pela Equação G.4.

$$\bar{T}_a = \frac{T_{a_{final}} + T_{a_{inicial}}}{2} \quad \text{G.3}$$

$$T_{par_{des}} = \frac{\bar{h}_{f_{des}} \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_{2'}}}{2} \right) + \bar{h}_{a_{des}} \bar{T}_a}{\bar{h}_{f_{des}} + \bar{h}_{a_{des}}} \quad \text{G.4}$$

Para determinar $\bar{h}_{a_{des}}$, Incropera *et al.* (2007) recomendam a correlação de Churchill e Chu (1975a) dada pela Equação G.5. Esta correlação é apropriada para a convecção livre de um fluido ao entorno de um cilindro isotérmico, sendo válida para $Ra_a \leq 10^{12}$, em que Ra_a é o número de Rayleigh para a água (fluido em questão). Considera-se o tubo dividido em três partes, cada qual correspondente a um dos comprimentos das regiões características do

condensador. Cada parte do tubo encontra-se em uma situação isotérmica, permitindo a aplicação da correlação supracitada.

$$Nu_{a_{des}} = \left\{ 0,6 + 0,387 Ra_{a_{des}}^{\frac{1}{6}} \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_a} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{8}{27}} \right\}^2 \quad G.5$$

Em que $Ra_{a_{des}}$ é o número de Rayleigh para a água na região. Ressalta-se que para a aplicação da correlação de Churchill e Chu (1975a), todas as propriedades termofísicas do fluido devem ser obtidas na temperatura do filme na região (média entre a temperatura da parede e a da água). Ainda em relação a Equação G.5, $Ra_{a_{des}}$ é dado pela Equação G.6 e $Nu_{a_{des}}$ é dado pela Equação G.7.

$$Ra_{a_{des}} = g\beta_a(T_{par_{des}} - \bar{T}_a) \frac{d_{ext_f}^3}{\nu_a \alpha_a} \quad G.6$$

$$Nu_{a_{des}} = \frac{\bar{h}_{a_{des}} d_{ext_f}}{k_a} \quad G.7$$

Em que β_a , ν_a , α_a e k_a são, respectivamente, o coeficiente de expansão volumétrica térmica, a viscosidade cinemática, a difusividade térmica e a condutividade térmica da água.

Para determinar o comprimento da região de condensação, adota-se a Equação G.8.

$$\dot{Q}_{cd} = U_{cd} \pi d_{ext_f} L_{cd} (T_{f_{cd}} - \bar{T}_a) \quad G.8$$

Em que a temperatura da parede na região é dada pela Equação G.9. Aqui também é válida a consideração discutida para k_{par} realizada na região de dessuperaquecimento.

$$T_{par_{cd}} = \frac{\bar{h}_{f_{cd}} T_{f_{cd}} + \bar{h}_{a_{cd}} \bar{T}_a}{\bar{h}_{f_{cd}} + \bar{h}_{a_{cd}}} \quad G.9$$

Considera-se 200 divisões do título para determinar $\bar{h}_{f_{cd}}$. Esta quantidade de divisões é a mesma adotada para o caso do condensador coaxial, pois assegura a obtenção de um valor

estável para o coeficiente de transferência de calor em questão após a realização de um teste de malha. O \bar{h}_{acd} é dado por Equações análogas às G.5 a G.7.

Para determinar o comprimento da região de subresfriamento, adota-se a Equação G.10.

$$\dot{Q}_{sr} = U_{sr} \pi d_{ext_f} L_{sr} \left(\frac{T_{f_3} + T_{f_3'}}{2} - \bar{T}_a \right) \quad \text{G.10}$$

Em que a temperatura da parede na região é dada pela Equação G.11. Novamente, aqui também é válida a consideração discutida para k_{par} realizada anteriormente.

$$T_{par_{sr}} = \frac{\bar{h}_{f_{sr}} \left(\frac{T_{f_3} + T_{f_3'}}{2} \right) + \bar{h}_{a_{sr}} \bar{T}_a}{\bar{h}_{f_{sr}} + \bar{h}_{a_{sr}}} \quad \text{G.11}$$

Em que $\bar{h}_{a_{sr}}$ é dado por equações análogas às Equações G.5 a G.7.

Para o dimensionamento do resfriador de gás a CO₂ ou R170 do tipo por imersão são válidos os procedimentos utilizados para o projeto do resfriador coaxial. Apenas as diferenças são destacadas adiante.

Com uma equação análoga a Equação G.1 se obtém o tempo gasto para aquecimento de uma determinada massa de água. Para determinar o comprimento do resfriador utiliza-se a Equação G.12.

$$\dot{Q}_{resf} = U_{resf} \pi d_{ext_f} L_{resf} \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_3}}{2} - \bar{T}_a \right) \quad \text{G.12}$$

A temperatura da parede é dada pela Equação G.13.

$$T_{par} = \frac{\bar{h}_f \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_3}}{2} \right) + \bar{h}_a \bar{T}_a}{\bar{h}_f + \bar{h}_a} \quad \text{G.13}$$

Em que \bar{h}_a é dado por equações análogas às Equações G.5 a G.7.

APÊNDICE H – Modelagem matemática do evaporador solar

A superfície da aleta é responsável pela maior parte da transferência de calor do evaporador. Entretanto, nem toda a área disponível fisicamente é aproveitada para tal finalidade, sendo imprescindível determinar a eficiência η_{al} de aproveitamento da superfície da aleta para as trocas térmicas. Segundo Incropera *et al.* (2007), aplica-se a Equação H.1 para a determinação da eficiência em questão, em que M é o coeficiente da aleta, dado pela Equação H.2.

$$\eta_{al} = \frac{\tanh(ML_{al})}{ML_{al}} \quad \text{H.1}$$

$$M = \sqrt{\frac{\bar{h}_{amb}Pe_{al}}{A_{tr}k_{al}}} \quad \text{H.2}$$

Em que Pe_{al} é o perímetro da área exposta ao fluxo de calor pela aleta dado pela Equação H.3, A_{tr} é a área da seção transversal ao fluxo de calor pela aleta dado pela Equação H.4, k_{al} é a condutividade térmica do material que constitui a aleta e \bar{h}_{amb} é o coeficiente médio de transferência de calor do ambiente, sendo modelado matematicamente mais adiante.

$$Pe_{al} = 2L_{evap} + 2\delta_{al} \quad \text{H.3}$$

$$A_{tr} = L_{evap}\delta_{al} \quad \text{H.4}$$

Em que L_{evap} é o comprimento do tubo do evaporador. Os seguintes parâmetros são importantes para determinar as taxas de calor trocadas entre o evaporador e o ambiente (mostradas mais adiante): a área de uma das faces da aleta A_{al} dada pela Equação H.5 e a área da base da aleta A_b dada pela Equação H.6.

$$A_{al} = 2L_{evap}L_{al} \quad \text{H.5}$$

$$A_b = \pi d_{ext}L_{evap} - 2\delta_{al}L_{evap} \quad \text{H.6}$$

A transferência de calor em um evaporador ocorre em dois regimes distintos, correspondentes às etapas de ebulição e superaquecimento do fluido refrigerante. Para cada uma destas regiões é necessário calcular o comprimento correspondente na qual ocorre o respectivo processo.

A vazão mássica do fluido frigorífico calculada para o dimensionamento dos condensadores é utilizada para o projeto do evaporador. A carga térmica da região de ebulição \dot{Q}_{eb} é dada pela Equação H.7 e a carga térmica da região de superaquecimento \dot{Q}_{sa} é dada pela Equação H.8. Por fim, a Equação H.9 apresenta a carga térmica total referente ao trocador de calor, também conhecida como capacidade de refrigeração.

$$\dot{Q}_{eb} = \dot{m}_f(i_{f_{1'}} - i_{f_4}) \quad \text{H.7}$$

$$\dot{Q}_{sa} = \dot{m}_f(i_{f_1} - i_{f_{1'}}) \quad \text{H.8}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{eb} + \dot{Q}_{sa} \quad \text{H.9}$$

A capacidade térmica do evaporador é dependente da entalpia específica em sua entrada i_{f_4} e em sua saída i_{f_1} . Reitera-se que o processo que ocorre no dispositivo de expansão é considerado como isentálpico, logo i_{f_4} tem o mesmo valor que i_{f_2} . Considera-se o índice “4” relativo à entrada do evaporador (saída do dispositivo de expansão) e o índice “1” relativo à saída do evaporador (entrada do compressor), conforme o diagrama da Figura B.1. Sendo assim, o calor proveniente do ambiente é absorvido pelo fluido frigorífico, fazendo-o evaporar e superaquecer. Por fim, $h_{f_{1'}}$ é a entalpia específica do refrigerante na divisa entre a região de ebulição e a região de superaquecimento.

A primeira região a ser dimensionada é a de ebulição do fluido frigorífico, que corresponde ao intervalo entre os pontos 4 e 1' da Figura F.1. Esta etapa caracteriza-se pela mudança de fase do fluido no estado bifásico líquido-vapor para vapor saturado, absorvendo grande quantidade de energia do ambiente, devido ao alto coeficiente de transferência de calor por ebulição. Nesta fase, a temperatura do refrigerante não varia, sendo nos pontos 4 e 1' iguais a $T_{f_{eb}}$.

Para determinar o comprimento da região de ebulição L_{eb} , utiliza-se a Equação H.10.

$$\dot{Q}_{eb} = U_{eb}\pi d_{ext} L_{eb}(T_{amb} - T_{eb}) \quad \text{H.10}$$

Em que U_{eb} é o coeficiente global do fluido frigorífico na região de ebulição dado pela Equação H.11 e a temperatura da parede $T_{par_{eb}}$ na região é dada pela Equação H.12.

$$\frac{1}{U_{eb}} = \frac{1}{\bar{h}_{amb}} + \frac{d_{ext_f}}{\bar{h}_{f_{eb}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln\left(\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}}\right)}{2k_{par}} \quad \text{H.11}$$

$$T_{par_{eb}} = \frac{\bar{h}_{f_{eb}} T_{f_{eb}} + \bar{h}_{amb} T_{amb}}{\bar{h}_{f_{eb}} + \bar{h}_{amb}} \quad \text{H.12}$$

Em que $\bar{h}_{f_{eb}}$ é o coeficiente médio interno de transferência de calor do fluido frigorífico na região de ebulição.

De acordo com Koury (1998), para o cálculo do $h_{f_{eb}}$ (coeficiente local interno de transferência de calor do fluido frigorífico na região de ebulição), deve-se levar em consideração que o processo de ebulição se divide em duas partes. A primeira parte é denominada zona de ebulição plena, caracterizada pela ascensão do coeficiente de transferência de calor à medida que ocorre o escoamento do refrigerante. Ela se inicia com o fluido frigorífico no estado de baixo título na entrada do evaporador x_{ent} (geralmente em torno de 20%) e termina quando o refrigerante alcança um título crítico x_{crit} (geralmente em torno de 80%). A zona de ebulição plena por sua vez se divide em duas regiões, sendo a primeira região ocorrendo no início do processo de ebulição do refrigerante, onde a mistura é rica em líquido, tendo como mecanismo preponderante de transferência de calor a ebulição nucleada. A medida que o fluido escoar, o título e a velocidade da fase vapor aumentam, culminando na segunda região, a qual possui a convecção forçada como mecanismo predominante de transferência de calor. A transferência de calor por convecção aumenta progressivamente com o escoamento do refrigerante até o ponto em que a ebulição nucleada desaparece. Existe uma posição no tubo onde o líquido não molha mais a parede, dando origem à segunda parte do processo de ebulição, denominada zona deficiente de líquido, iniciando-se com o título crítico (local de maior coeficiente de transferência de calor de todo o processo de ebulição) e se desenvolvendo até o refrigerante alcançar o estado de vapor saturado. A zona deficiente de líquido caracteriza-se pela queda vertiginosa do coeficiente de transferência de calor, pois as trocas térmicas ocorrem principalmente com o refrigerante na fase vapor.

Collier e Thome (1996) apresentam a correlação de Chen (1966), conforme a Equação H.13, para o cálculo do coeficiente local de transferência de calor da região de ebulição plena $h_{f_{eb_{plena}}}$ do refrigerante para um determinado título de vapor. Esta correlação foi desenvolvida para tubos verticais para escoamento em seção circular e anular, sendo aplicada nos trabalhos de Machado (1996), Koury (1998), Penna (2003) e Maia (2007).

$$h_{f_{eb_{plena}}} = F_{chen} h_{conv_{dittus}} + S_{chen} h_{eb_{forster}} \quad \text{H.13}$$

Em que $h_{conv_{dittus}}$ e $h_{eb_{forster}}$ representam, respectivamente, a contribuição local da convecção forçada e da ebulição nucleada, e F_{chen} e S_{chen} representam, respectivamente, o fator de aumento do efeito convectivo e o fator de supressão da ebulição nucleada. O $h_{conv_{dittus}}$ é determinado pela correlação de Dittus e Boelter (1930) para o caso de aquecimento, dado pela Equação H.14.

$$Nu_{f_l} = 0,023 Re_{f_l}^{0,8} Pr_{f_l}^{0,4} \quad \text{H.14}$$

Em que Nu_{f_l} é o número de Nusselt do líquido saturado dado pela Equação H.15, válida para número de Reynolds do fluido no estado líquido saturado Re_{f_l} em escoamento turbulento. Para o caso de escoamento laminar, utiliza-se a Equação H.16, sugerida por Incropera *et al.* (2007) para a situação em que a temperatura da parede é constante.

$$Nu_{f_l} = \frac{h_{conv_{dittus}} d_{int_f}}{k_{f_l}} \quad \text{H.15}$$

$$Nu_{f_l} = 3,66 \quad \text{H.16}$$

Em que Pr_{f_l} é o número de Prandtl e k_{f_l} é a condutividade térmica do fluido frigorífico no estado líquido saturado. O Re_{f_l} é dado pela Equação H.17. As propriedades termofísicas do refrigerante relativas ao estado líquido saturado estão relacionadas à temperatura de ebulição.

$$Re_{f_l} = \frac{G_f(1-x)d_{int_f}}{\mu_{f_l}} \quad \text{H.17}$$

O fator F_{chen} é dado pela Equação H.18.

$$\begin{cases} F_{chen} = 1, \text{ para } \frac{1}{\chi} < 0,1 \\ F_{chen} = 2,35 \left(\frac{1}{\chi} + 0,213 \right)^{0,736}, \text{ para } \frac{1}{\chi} \geq 0,1 \end{cases} \quad \text{H.18}$$

Em que χ é o parâmetro de Lockhart e Martinelli (1949), dado pela Equação H.19.

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{fl}}{\rho_{fv}} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{fl}}{\mu_{fv}} \right)^{0,1} \quad \text{H.19}$$

Em que ρ_{fl} e ρ_{fv} são, respectivamente, as massas específicas do refrigerante nos estados líquido saturado e vapor saturado. Além disso, μ_{fv} é a viscosidade dinâmica do refrigerante no estado vapor saturado. As propriedades termofísicas do refrigerante relativas ao estado vapor saturado estão relacionadas à temperatura de ebulição.

O $h_{ebforster}$ é determinado pela correlação de Forster e Zuber (1955), dado pela Equação H.20.

$$H_{ebforster} = 0,00122 \frac{k_{fl}^{0,79} c_{p_{fl}}^{0,45} \rho_{fl}^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_{fl}^{0,29} i_{lvf}^{0,24} \rho_{fv}^{0,24}} \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75} \quad \text{H.20}$$

Em que $c_{p_{fl}}$ é o calor específico a pressão constante do refrigerante no estado líquido saturado, σ é a tensão superficial do refrigerante, i_{lvf} é o calor latente específico de vaporização do refrigerante, ΔT_{sat} é a diferença entre a temperatura da parede na região e a temperatura de saturação do refrigerante (temperatura de ebulição) e ΔP_{sat} é a diferença de pressão entre o vapor saturado do refrigerante na temperatura da parede e o vapor saturado do refrigerante na temperatura de saturação.

O fator S_{chen} é dado pela Equação H.21.

$$S_{chen} = \frac{1}{1 + 2,53 \times 10^{-6} Re_{feb}^{1,12}} \quad \text{H.21}$$

Em que Re_{feb} é o número de Reynolds do refrigerante no estado bifásico, dado pela Equação H.22.

$$Re_{feb} = Re_{fl} F_{chen}^{1,25} \quad H.22$$

A correlação de Chen (1966) é válida para $1,4 \times 10^4 \leq Re_{feb} \leq 3,4 \times 10^5$ e $0,001 \leq \chi \leq 1$. O x_{crit} pode ser calculado pela correlação de Sthapak, Varma e Gupta (1975), dada pela Equação H.23.

$$x_{crit} = 7,943 [Re_{fv} (2,03 \times 10^4 Re_{fv}^{-0,8} \Delta T_{sat} - 1)]^{-0,161} \quad H.23$$

Em que Re_{fv} é o número de Reynolds do refrigerante no estado vapor saturado, dado pela Equação H.24.

$$Re_{fv} = \frac{G_f x d_{intf}}{\mu_{fv}} \quad H.24$$

Porém, como o título de vapor do fluido frigorífico varia ao longo do processo, a correlação de Chen (1966) é aplicada para o título partindo de x_{ent} até x_{crit} de forma a considerar uma variação linear do mesmo.

Para a região deficiente de líquido, a correlação de Chen (1966) não é aplicável. Para essa região existem outras correlações apropriadas, porém ao serem aplicadas haveria uma descontinuidade no coeficiente de transferência de calor no ponto de título crítico e uma descontinuidade no ponto de título correspondente ao vapor saturado. Em virtude disto, Wang e Toubert (1991) propuseram um polinômio de segundo grau, dado pela Equação H.25, para estimar o coeficiente local de transferência de calor na zona deficiente de líquido $h_{feb_{deficiente}}$, assegurando a continuidade deste coeficiente entre as três regiões do processo de aquecimento (zona de ebulição plena, zona deficiente de líquido e zona de superaquecimento do vapor).

$$h_{feb_{deficiente}} = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 \quad H.25$$

Em que a_0 , a_1 e a_2 são constantes do polinômio calculados a partir de três condições para manter a continuidade do coeficiente de transferência de calor na zona deficiente de

líquido. A primeira condição é que na entrada desta zona o coeficiente de transferência de calor seja o mesmo que o calculado na saída da zona de ebulição plena (no título crítico). A segunda é que na saída da zona deficiente de líquido o coeficiente de transferência de calor seja o mesmo que o calculado para o início da região de superaquecimento (no título do vapor saturado). Por fim, a terceira condição é que na entrada da zona deficiente de líquido a derivada da Equação H.25 em relação a x seja zero, evitando uma transição abrupta no ponto de fronteira entre a zona de ebulição plena e a zona deficiente de líquido.

Por fim, a região total de ebulição é dividida (variável título) em 200 partes (assegura a obtenção de um valor estável para o coeficiente de transferência de calor em questão após a realização de um teste de malha) e o valor de $\bar{h}_{f_{eb}}$ utilizado no projeto é dado pela Equação H.26, sendo que os índices i e j representam, respectivamente, o i -ésimo e o j -ésimo elemento da variável ou parâmetro analisado. Por sua vez, a j -ésima parte da divisão corresponde a fronteira com o x_{crit} .

$$\bar{h}_{f_{eb}} = \frac{\sum_{i=1}^{j-1} h_{f_{eb_{plena}}_i} + \sum_{i=j}^N h_{f_{eb_{deficiente}}_i}}{N} \quad \text{H.26}$$

O \bar{h}_{amb} representa a contribuição de todos os aportes energéticos provenientes do ambiente, sendo dado pela Equação H.27.

$$\bar{h}_{amb} = \bar{h}_{ar} + \bar{h}_{irr} + \bar{h}_{solar} \quad \text{H.27}$$

Em que \bar{h}_{ar} , \bar{h}_{irr} e \bar{h}_{solar} são, respectivamente, os coeficientes médios de transferência de calor pelo ar, por irradiação ambiente e por irradiação solar.

O coeficiente médio de transferência de calor pelo ar por sua vez é dependente de três parcelas: coeficiente médio de convecção natural $\bar{h}_{ar_{nat}}$, coeficiente médio de convecção forçada $\bar{h}_{ar_{for}}$ (sendo estas duas primeiras parcelas classificadas como calor sensível) e coeficiente médio de condensação do vapor de água presente no ar $\bar{h}_{ar_{co}}$ (sendo esta última parcela classificada como calor latente).

O coeficiente médio convectivo natural de transmissão de calor pelo ar é dado pela Equação H.28.

$$\bar{h}_{ar_{nat}} = \frac{Nu_{ar_{nat}} k_{ar}}{L_{pl}} \quad \text{H.28}$$

Em que k_{ar} é a condutividade térmica do ar e $Nu_{ar_{nat}}$ é o número de Nusselt para a convecção natural. Para determinar $\bar{h}_{ar_{nat}}$, Incropera *et al.* (2007) recomendam a correlação de Churchill e Chu (1975b) para uma placa vertical isotérmica, dada pela Equação H.29.

$$Nu_{ar_{nat}} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_{ar}^{1/6}}{[1 + (0,437/Pr_{ar})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{H.29}$$

Em que Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar e Ra_{ar} é o número de Rayleigh do ar dado pela Equação H.30, adaptada para o caso de uma placa plana inclinada (leva em consideração a inclinação θ da placa com a vertical). A validade desta equação é $0,1 < Ra_{ar} < 10^{12}$. Ressalta-se que para a aplicação da correlação de Churchill e Chu (1975b), todas as propriedades termofísicas do fluido devem ser obtidas na temperatura do filme região (média entre a temperatura da parede e a do ar).

$$Ra_{ar} = \frac{g \cos \theta \beta_{ar} (T_{ar} - T_{par}) L_{pl}^3}{\alpha_{ar} \nu_{ar}} \quad \text{H.30}$$

Em que β_{ar} é o coeficiente de expansão volumétrica térmica do ar, T_{par} é a temperatura da parede do tubo do evaporador (média ponderada das temperaturas das paredes das regiões de ebulição e superaquecimento, considerando os respectivos comprimentos destas regiões), α_{ar} é a difusividade térmica do ar e ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar. O comprimento e a temperatura da parede da região de superaquecimento e comprimento da região de ebulição são mostrados mais adiante.

O coeficiente médio convectivo forçado de transmissão de calor pelo ar é dado pela Equação H.31.

$$\bar{h}_{ar_{for}} = \frac{Nu_{ar_{for}} k_{ar}}{L_{pl}} \quad \text{H.31}$$

Em que $Nu_{ar_{for}}$ é o número de Nusselt para a convecção forçada realizada pela ação do vento. Incropera *et al.* (2007) recomendam a Equação H.32 (regime turbulento) e a Equação H.33 (regime laminar) para o caso de uma placa plana com fluxo térmico constante. Destaca-

se que, como a contribuição via calor por convecção forçada ocorre apenas na condição *outdoor*, o seu efeito considerado no dimensionamento do evaporador é de 50% do estimado.

$$Nu_{ar_{for}} = 0,0308 Re_{ar}^{4/5} Pr_{ar}^{1/3} \quad \text{H.32}$$

$$Nu_{ar_{for}} = 0,453 Re_{ar}^{1/2} Pr_{ar}^{1/3} \quad \text{H.33}$$

As expressões são válidas para $0,6 \leq Pr_{ar} \leq 60$ em regime turbulento e $Pr_{ar} < 0,6$ em regime laminar. Em que Re_{ar} é o número de Reynolds do ar, dado pela Equação H.34, e V_{ar} é a velocidade do vento.

$$Re_{ar} = \frac{V_{ar} L_{pl}}{u_{ar}} \quad \text{H.34}$$

O evaporador está submetido, simultaneamente, às duas formas de transferência de calor sensível supracitadas (convecção mista). Para avaliar a relevância de cada uma delas no fenômeno é necessário determinar o valor da relação Gr_{ar}/Re_{ar}^2 , em que Gr_{ar} é o número de Grashof, sendo obtido por meio da Equação H.35.

$$Ra_{ar} = Gr_{ar} Pr_{ar} \quad \text{H.35}$$

Incropera *et al.* (2007) recomendam a Equação H.36 para o caso de uma placa plana que sofre um fluxo transversal de escoamento de ar em relação ao escoamento do refrigerante (direções perpendiculares) no intuito de determinar o número de Nusselt do ar relativo à transmissão de calor sensível $Nu_{ar_{sen}}$ quando $Gr_{ar}/Re_{ar}^2 \approx 1$.

$$Nu_{ar_{sen}}^3 = Nu_{ar_{nat}}^3 + Nu_{ar_{for}}^3 \quad \text{H.36}$$

Para o caso $Gr_{ar}/Re_{ar}^2 \ll 1$, despreza-se a convecção natural, e para $Gr_{ar}/Re_{ar}^2 \gg 1$, despreza-se a convecção forçada. O coeficiente médio de transmissão de calor sensível pelo ar $\bar{h}_{ar_{sen}}$ é dado pela Equação H.37.

$$\bar{h}_{ar_{sen}} = \frac{Nu_{ar_{sen}} k_{ar}}{L_{pl}} \quad \text{H.37}$$

Devido à umidade relativa do ar, o vapor de água presente no ar pode sofrer condensação na superfície fria do evaporador caso este esteja em temperatura igual ou inferior à temperatura correspondente ao ponto de orvalho. Para a determinação do coeficiente médio de transferência de calor por condensação, adota-se a metodologia proposta por Scarpa e Tagliafico (2016), os quais utilizaram as Equações H.38 e H.39. Estas equações levam em consideração a diluição do vapor de água no ar atmosférico. Esta abordagem consiste em calcular o coeficiente médio de transferência de massa \bar{h}_m para a condensação de um sistema diluído em uma superfície fria (analogamente à transferência de calor e massa) a partir do conhecimento do $\bar{h}_{ar_{sen}}$ na interface ar e evaporador.

$$\bar{h}_m = \frac{\bar{h}_{ar_{sen}}}{c_{p_{ar}} \rho_{ar} R_{a_v} T_{ar}} \left(\frac{P_{atm}}{P_{v(T_{ar})} - P_{sat(T_{filme_{col}})}} \right) \ln \left[\frac{P_{atm} - P_{sat(T_{filme_{col}})}}{P_{atm} - P_{v(T_{ar})}} \right] \quad \text{H.38}$$

$$\dot{q}_{co} = \bar{h}_m A_{pl} (P_{v(T_{ar})} - P_{sat(T_{filme_{col}})}) i_{lv_a} \quad \text{H.39}$$

Em que A_{pl} é a área da placa (coletor), $c_{p_{ar}}$ é o calor específico a pressão constante para o ar, ρ_{ar} é a massa específica do ar, T_{ar} é dado em Kelvin, $R_{a_v} = 461,5 \text{ J/kg.K}$ é a constante de gás do vapor de água (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013), $P_{v(T_{ar})}$ é a pressão parcial de vapor de água no ar medida na temperatura do ar e dada pela Equação H.40, $P_{sat(T_{filme_{col}})}$ é a pressão de saturação do vapor de água medida na temperatura do filme de condensado $T_{filme_{col}}$ sobre a superfície da placa (coletor) que é dada pela Equação H.41, i_{lv_a} é o calor latente específico de vaporização da água medido na temperatura de orvalho T_o e \dot{q}_{co} é a taxa de calor por condensação do vapor de água transferida para o evaporador e dada pela Equação H.42. Observa-se que as duas faces da aleta estão expostas à troca térmica por calor latente.

$$P_{v(T_{ar})} = \phi P_{sat(T_{ar})} \quad \text{H.40}$$

$$T_{filme_{col}} = T_{col} - 5,491 \cdot 10^{-2} (T_{ar} - T_{col}) \ln \left(\frac{P_{ar_{seco}}}{P_{atm}} \right) \quad \text{H.41}$$

$$\dot{q}_{co} = \bar{h}_{ar_{co}} (2\eta_{al} A_{al} + A_b) (T_o - T_{par}) \quad \text{H.42}$$

Em que $P_{sat(T_{ar})}$ é a pressão de saturação do vapor de água medida na temperatura do ar, $P_{ar_{seco}}$ é a pressão parcial do ar seco na temperatura do ar (diferença entre a pressão atmosférica e a pressão parcial de vapor de água na temperatura do ar) e T_{col} é a temperatura média da placa (coletor). Na ausência de dados experimentais, considera-se por simplificação T_{col} igual a T_{par} . Destaca-se que, como a contribuição por calor latente ocorre apenas na condição *indoor*, o seu efeito considerado no dimensionamento do evaporador é de 50% do estimado.

A vazão mássica de condensado de água \dot{m}_{co} formado sobre a placa pode ser determinado pela Equação H.43.

$$\dot{m}_{co} = \bar{h}_m A_{pl} [P_{v(T_{ar})} - P_{sat(T_{filme_{col}})}] \quad \text{H.43}$$

Por fim, \bar{h}_{ar} é dado pela Equação H.44.

$$\bar{h}_{ar} = \bar{h}_{ar_{sen}} + \bar{h}_{ar_{co}} \quad \text{H.44}$$

A vazão de condensado é medida de forma experimental por meio de uma bandeja posicionada abaixo do evaporador, conforme a Figura H.1. O condensado formado desce por ação da gravidade e se acumula em um recipiente. Por fim, realiza-se a medição da massa de condensado coletado a cada intervalo de medição.

Figura H.1: Bandeja utilizada para a coleta de condensado.

(A) Evaporador operando em condição *indoor* recoberto de condensado e (B) Detalhe da coleta de condensado.



O coeficiente médio de transferência de calor por irradiação ambiente é dado pela Equação H.45. Ressalta-se que a placa é considerada como corpo cinza (com absorvidade definida na Tabela 3.4). Além disso, esta equação leva em consideração a radiação térmica em todas as direções e ao longo de todos os comprimentos de ondas.

$$\bar{h}_{irr} = \varepsilon\sigma_{SB}(T_{viz} + T_{par})(T_{viz}^2 + T_{par}^2) \quad \text{H.45}$$

Em que σ_{SB} é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$). As temperaturas da Equação H.45 são dadas em Kelvin.

O coeficiente médio de transferência de calor por irradiação solar é dado por meio das Equações H.46 e H.47.

$$\dot{q}_{solar} = \varepsilon I_{solar} \left(\eta_{al} A_{al} + \frac{A_b}{2} \right) \quad \text{H.46}$$

$$\dot{q}_{solar} = \bar{h}_{solar} \left(\eta_{al} A_{al} + \frac{A_b}{2} \right) (T_{par} - T_{céu}) \quad \text{H.47}$$

Em que \dot{q}_{solar} é a taxa de calor trocada por irradiação solar. Considera-se que apenas a face anterior da aleta está exposta a este tipo de troca de calor, embora a face posterior esteja sujeita apenas à parcela da irradiação refletida pelo solo. Na face posterior da placa, a parcela da irradiação refletida pelo solo é negligenciada devido ela ser relativamente pequena quando comparada com a irradiância solar total e seu valor não ser conhecido.

A segunda região a ser dimensionada é a de superaquecimento do fluido frigorífico, que corresponde ao intervalo entre os pontos 1' e 1 da Figura F.1. Esta etapa caracteriza-se pela elevação da temperatura do refrigerante, correspondente ao grau de superaquecimento, inicialmente no estado vapor saturado na temperatura $T_{f1'}$, (a mesma que T_{feb}) para o estado de vapor superaquecido na temperatura T_{f1} .

Para determinar o comprimento da região de superaquecimento L_{sa} , utiliza-se a Equação H.48.

$$\dot{Q}_{sa} = U_{sa} \pi d_{ext_f} L_{sa} \left(T_{amb} - \frac{T_{f1'} + T_{f1}}{2} \right) \quad \text{H.48}$$

Em que U_{sa} é o coeficiente global do fluido frigorífico na região de superaquecimento dado pela Equação H.49 e a temperatura da parede $T_{par_{sa}}$ na região é dada pela Equação H.50.

$$\frac{1}{U_{sa}} = \frac{1}{\bar{h}_{amb}} + \frac{d_{ext_f}}{\bar{h}_{f_{sa}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln\left(\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}}\right)}{2k_{par}} \quad \text{H.49}$$

$$T_{par_{sa}} = \frac{\bar{h}_{f_{sa}} \frac{T_{f_{1'}} + T_{f_1}}{2} + \bar{h}_{amb} T_{amb}}{\bar{h}_{f_{sa}} + \bar{h}_{amb}} \quad \text{H.50}$$

Em que $\bar{h}_{f_{sa}}$ é o coeficiente médio interno de transferência de calor do fluido frigorífico na região de superaquecimento, sendo determinado por meio da correlação de Dittus e Boelter (1930) para o caso de aquecimento, como apresentado pelas Equações H.51 e H.52.

$$Nu_{f_v} = 0,023 Re_{f_v}^{0,8} Pr_{f_v}^{0,4} \quad \text{H.51}$$

$$Nu_{f_v} = \frac{\bar{h}_{f_{sa}} d_{int_f}}{k_{f_v}} \quad \text{H.52}$$

Em que Pr_{f_v} é o número de Prandtl e k_{f_v} é a condutividade térmica do fluido frigorífico no estado vapor saturado.

O comprimento total do evaporador é a soma dos comprimentos obtidos para as duas regiões, dado pela Equação H.53.

$$L_{evap} = L_{eb} + L_{sa} \quad \text{H.53}$$

Visto a modelagem que permite o projeto do evaporador, é possível determinar as demais taxas de calor trocadas com o componente, viabilizando a estimativa da eficiência do evaporador. A taxa de calor trocada pelo ar via calor sensível \dot{q}_{sen} é dada pela Equação H.54. Observa-se que as duas faces da aleta estão expostas à irradiação ambiente.

$$\dot{q}_{sen} = \bar{h}_{ar_{sen}} (2\eta_{al} A_{al} + A_b) (T_{ar} - T_{par}) \quad \text{H.54}$$

A taxa de calor trocada por irradiação ambiente \dot{q}_{irr} é dada pela Equação H.55. Observa-se que as duas faces da aleta estão expostas à irradiação ambiente.

$$\dot{q}_{irr} = \bar{h}_{irr}(2\eta_{al}A_{al} + A_b)(T_{viz} - T_{par}) \quad \text{H.55}$$

Por fim, a eficiência do evaporador solar η_{col} pode ser dada pela Equação H.56.

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{evap_{disp}}} \quad \text{H.56}$$

Em que $\dot{Q}_{evap_{disp}}$ é a taxa de calor total disponível ao evaporador pelo ambiente, a qual é dada pela Equação H.57, para o caso em que a temperatura do coletor seja inferior à temperatura ambiente (ocorre sempre em ambiente *indoor* e pode ocorrer em ambiente *outdoor*), ou dada pela Equação H.58, para o caso em que temperatura do coletor seja superior à temperatura ambiente (pode ocorrer apenas em ambiente *outdoor*). Observa-se que quando a temperatura do coletor é superior à temperatura ambiente, o calor proveniente da irradiação solar sobre a placa é destinado ao aquecimento do refrigerante e o restante é dissipado para o ar e para a vizinhança.

$$\dot{Q}_{evap_{disp}} = \dot{q}_{sen} + \dot{q}_{co} + \dot{q}_{irr} + \dot{q}_{solar} \quad \text{H.57}$$

$$\dot{Q}_{evap_{disp}} = \dot{q}_{solar} \quad \text{H.58}$$

A eficiência do evaporador representa a proporção do calor proveniente do ambiente que é recebido pelo evaporador e é utilizado pelo fluido frigorífico em sua expansão. Além disso, indica o quão bem dimensionado está o componente para o sistema operando sob determinadas condições ambientais. Este parâmetro é responsável pela otimização do tamanho do trocador de calor, culminando na economia de material para sua fabricação.

APÊNDICE I – Modelagem matemática dos tubos capilares

Conforme Stoecker e Jabardo (2002), a variação de vazão em um tubo capilar é obtida por diversas combinações de seu diâmetro interno e comprimento. Para maximizar o efeito de refrigeração, é necessário que o compressor e o dispositivo de expansão atinjam uma condição de equilíbrio, onde as pressões de sucção e descarga do compressor são tais que ele comprima a mesma quantidade de refrigerante que o tubo capilar forneça ao evaporador. A medida que a temperatura de condensação aumenta, a vazão no tubo capilar também aumenta, devido ao acréscimo de pressão entre as extremidades do capilar. Em contrapartida, a vazão mássica no compressor diminui. Nesta situação, embora a temperatura no evaporador aumente, o seu efeito sobre a vazão mássica é menor quando comparado com a temperatura de condensação.

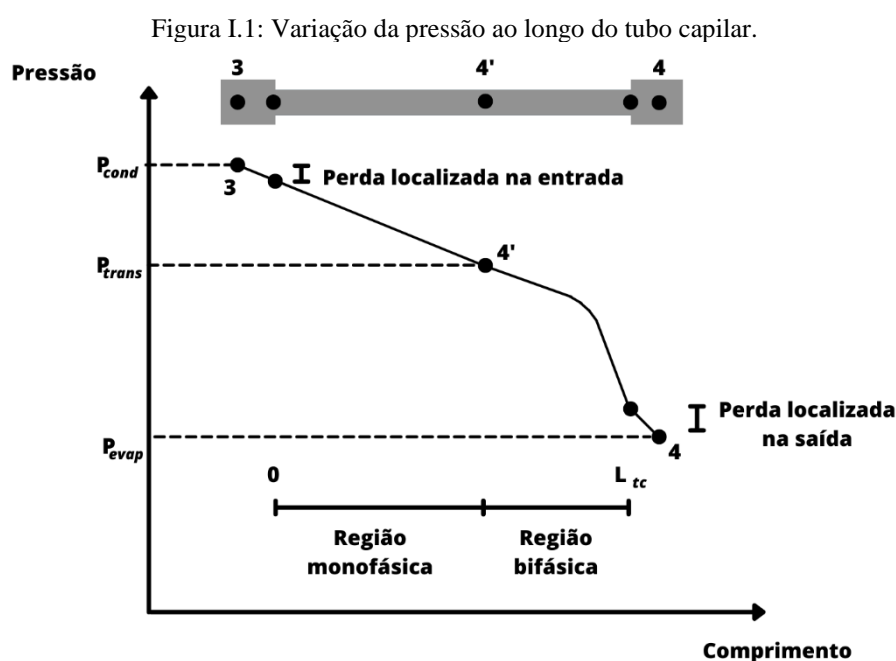
Segundo Oliveira (2021), para que o evaporador opere em equilíbrio entre o tubo capilar e o compressor, é necessário satisfazer as suas condições de carga térmica e, caso não sejam satisfeitas, pode resultar em um processo de falta ou excesso de fluido refrigerante. A condição de equilíbrio de vazão mássica entre o compressor e o tubo capilar ocorre para uma dada pressão de condensação constante com uma determinada pressão de aspiração. Quando a carga térmica aumenta, a pressão e a temperatura de aspiração também aumentam. Nesta situação, o compressor pode operar com uma vazão de refrigerante superior ao que é fornecida pelo tubo capilar, diminuindo a quantidade de refrigerante no evaporador. Uma situação oposta surge quando a carga térmica diminui abaixo do ponto de equilíbrio. Nesta ocasião, a temperatura e a pressão de sucção caem. Agora o tubo capilar abastece o evaporador com uma vazão de refrigerante maior que a proporcionada pelo compressor, resultando na inundação do evaporador e no aumento das chances de danos ao compressor com a entrada de refrigerante em estado líquido.

Geralmente o comprimento de um tubo capilar varia de 1 a 6 m e o diâmetro interno de 0,5 a 2,0 mm (RASTI e JEONG, 2018). Devido ao pequeno diâmetro do tubo capilar, o fluido refrigerante líquido que entra perde pressão à medida que escoar por ele, em virtude do atrito e aceleração do fluido, resultando na evaporação de parte do refrigerante e, desse modo, o fluxo de refrigerante através do sistema é limitado (HERZOG, 2010). Apesar de ser um componente simples, o escoamento dentro do tubo capilar é complexo, devido à queda de pressão simultânea com a mudança de fase do refrigerante (ROCHA, 2020).

De acordo com Gomes (2003), dois fenômenos pouco comuns podem ocorrer no escoamento no interior de tubos capilares, a citar: o escoamento metaestável e o escoamento bloqueado. O escoamento metaestável (metaestabilidade) é um atraso do início da vaporização do refrigerante, ocorrendo em uma pressão inferior à pressão de saturação. Isto influencia na

vazão de refrigerante, e na pressão e no título na saída do capilar. A região em que este fenômeno pode ocorrer é na transição entre os dois tipos de escoamento. Flutuações turbulentas da pressão ao longo do escoamento são uma das principais causas deste fenômeno. O escoamento bloqueado, por sua vez, ocorre quando a pressão na saída do capilar é reduzida até que o refrigerante atinja a velocidade sônica. A partir de então, a variação na pressão de saída do capilar não afeta a vazão de refrigerante que passa por ele, tornando o escoamento bloqueado. Ademais, estudos recentes levam em consideração a disposição do tubo capilar em formato de hélice e a rugosidade da parede interna do mesmo (ROCHA *et al.*, 2020a; ROCHA *et al.*, 2020b; ROCHA *et al.*, 2020c).

A metodologia de dimensionamento é baseada no trabalho de Gomes (2003) e Diniz *et al.* (2020d). Os fenômenos de metaestabilidade e escoamento bloqueado são descartados. Além disso, o tubo é considerado como reto e horizontal. Por fim, a modelagem aplicada não leva em consideração a rugosidade da parede interna do capilar. A Figura I.1 apresenta um esquema da variação da pressão ao longo do tubo capilar, sendo fundamental para a modelagem matemática.



Na Figura I.1, P_{cond} é a pressão de condensação (ou pressão de alta para o R744 e R170), P_{evap} é a pressão de evaporação e P_{trans} é a pressão na transição entre os regimes de escoamento. Observa-se uma pequena queda de pressão na entrada e na saída do tubo capilar devido a mudança na seção de área de escoamento. O capilar pode ser dividido basicamente em uma região inicial, com escoamento monofásico e em uma região final, com escoamento bifásico. Na região monofásica há queda de pressão à temperatura praticamente constante,

tornando pequena qualquer variação nas propriedades termofísicas. O ponto 4' é a região de transição entre os dois regimes de escoamento, onde o fluido se encontra em estado líquido saturado e pode ser visualizado na Figura I.1. Destaca-se que na região bifásica a redução de pressão (acompanhada também de uma redução de temperatura) é consideravelmente maior, devido à aceleração e aos efeitos causados pelo atrito neste regime. Além disso, o comprimento do seguimento do capilar na região bifásica é tipicamente menor que na região monofásica.

A metodologia de dimensionamento é válida para o R744 e o R170 também. O que difere é que na região monofásica o fluido estará no estado vapor em vez de líquido como ocorre para os demais fluidos.

Segundo Collier e Thome (1996), a perda de pressão na região da entrada ΔP_{ent} pode ser dada pela Equação I.1.

$$\Delta P_{ent} = 0,75 v_f G_{f_{tc}}^2 \quad \text{I.1}$$

Em que v_f é o volume específico do refrigerante na região e $G_{f_{tc}}$ é a vazão mássica por área no capilar, sendo determinada pela Equação I.2, onde A_{tc} é a área interna do capilar. A vazão mássica é determinada por balanço de energia no evaporador por meio da Equação I.3, de acordo com o aporte térmico disponível neste trocador.

$$G_{f_{tc}} = \frac{\dot{m}_f}{A_{tc}} \quad \text{I.2}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f (h_{f_4} - h_{f_1}) \quad \text{I.3}$$

Também segundo Collier e Thome (1996), a perda de pressão na saída do capilar ΔP_{sai} pode ser dada pela Equação I.4.

$$\Delta P_{sai} = G_{f_{tc}}^2 v_{f_l} \frac{A_{tc}}{A_{tub}} \left(1 - \frac{A_{tc}}{A_{tub}} \right) \left(1 + x_{ent} \frac{v_{f_l} - v_{f_v}}{v_{f_l}} \right) \quad \text{I.4}$$

Em que v_{f_l} e v_{f_v} são, respectivamente, o volume específico do refrigerante no estado líquido saturado e vapor saturado na temperatura de evaporação, e A_{tub} é a área interna de seção da tubulação que conecta o capilar ao evaporador.

O comprimento do capilar na região monofásica L_{mon} pode ser determinado, de acordo com Collier e Thome (1996), pela Equação I.5, conhecida como equação de Darcy-Weisbach desenvolvida entre as décadas de 1840 e 1850, em que ΔP_{mon} é dada pela Equação I.6.

$$\Delta P_{mon} = f_{mon} \frac{L_{mon}}{d_{tc}} \frac{\nu_f G_{f_{tc}}^2}{2} \quad \text{I.5}$$

$$\Delta P_{mon} = (P_{cond} - P_{trans}) - \Delta P_{ent} \quad \text{I.6}$$

Em que f_{mon} é o fator de atrito na região monofásica, que de acordo com Incropera *et al.* (2007) pode ser dado pela Equação I.7 para escoamento laminar e pela Equação I.8 para escoamento turbulento, ambas considerando tubo liso. O diâmetro interno do capilar é representado por d_{tc} e ΔP_{mon} é a queda de pressão na região monofásica do capilar. Por fim, $Re_{f_{tc}}$ é o número de Reynolds do fluido na região dado pela Equação I.9.

$$f_{mon} = \frac{64}{Re_{f_{tc}}} \quad \text{I.7}$$

$$f_{mon} = (0,79 \ln Re_{f_{tc}} - 1,64)^{-2} \quad \text{I.8}$$

$$Re_{f_{tc}} = \frac{G_{f_{tc}} d_{tc}}{\mu_f} \quad \text{I.9}$$

O comprimento do capilar na região bifásica L_{bif} pode ser determinado de forma semelhante ao realizado na região monofásica por meio das Equação I.10 e Equação I.11, porém agora com a modificação proposta por Lockhart e Martinelli (1949). Considera-se variação linear do título ao longo do comprimento do capilar.

$$\Delta P_{bif} = f_{bif} \frac{L_{bif}}{d_{tc}} \frac{\nu_f [G_{f_{tc}}(1-x)]^2}{2} \phi_{lo}^2 \quad \text{I.10}$$

$$\Delta P_{bif} = (P_{trans} - P_{evap}) - \Delta P_{sai} \quad \text{I.11}$$

Em que f_{bif} é o fator de atrito (regime turbulento) na região bifásica, dado por uma equação análoga a Equação I.8, porém agora com $Re_{f_{tc}}$ sendo dado pela Equação I.12. Além

disso, ΔP_{bif} é a queda de pressão na região bifásica do capilar. O fator ϕ_{lo}^2 corrige a perda de pressão devido a presença de fluido de vapor no escoamento e é dado pela Equação I.13.

$$Re_{f_{tc}} = G_{f_{tc}} (1 - x) \frac{d_{tc}}{\mu_{f_l}} \quad \text{I.12}$$

$$\phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{I.13}$$

Em que C é uma constante com valor igual a: 20 quando o escoamento na fase líquida e na fase vapor são turbulentos; 12 quando o escoamento na fase líquida é laminar e na fase vapor é turbulento; 10 quando o escoamento na fase líquida é turbulento e na fase vapor é laminar; e por fim, 5 quando o escoamento na fase líquida e vapor são laminares. Para determinação do tipo de escoamento em cada fase, utiliza-se a Equação I.12 para a fase líquida e a Equação I.14 para a fase vapor.

$$Re_{f_{tc}} = G_{f_{tc}} x \frac{d_{tc}}{\mu_{f_v}} \quad \text{I.14}$$

Como o título do fluido frigorífico parte do valor zero na região de transição e cresce até o valor correspondente ao título na entrada do evaporador, o título na região bifásica é dividida em N partes e os parâmetros f_{bif} e ϕ_{lo}^2 são calculados N vezes e seus valores médios são considerados. O mesmo procedimento é realizado para as propriedades termofísicas envolvidas.

Por fim, o comprimento do tubo capilar L_{tc} é dado pela Equação I.15.

$$L_{tc} = L_{mon} + L_{bif} \quad \text{I.15}$$

APÊNDICE J – Modelo matemático do condensador por imersão

O modelo matemático do condensador (resfriador de gás) por imersão é similar ao realizado para o condensador (resfriador de gás) coaxial, sendo o condensador composto por três regiões.

A Equação J.1, dada por Incropera *et al.* (2007), permite o cálculo do tempo Δt gasto para um determinado aquecimento \dot{Q}_{ci} de uma massa de água m_a utilizando o condensador por imersão.

$$\dot{Q}_{ci} = \frac{m_a \bar{c}_{p_a} (T_{a_{final}} - T_{a_{inicial}})}{\Delta t} \quad \text{J.1}$$

O processo de aquecimento da água é transiente em termos dos patamares de temperaturas de evaporação e condensação do refrigerante, variando desde o início do processo (temperatura inicial da água $T_{a_{inicial}}$) até o término do aquecimento (temperatura final da água $T_{a_{final}}$). O processo de aquecimento deve ser dividido em uma quantidade de intervalos que permita a confiabilidade das simulações. Adota-se que, para cada ΔT de uma determinada quantidade de água, haverá um ponto de operação médio do sistema para ser computado pelo modelo matemático e que representará o intervalo de tempo Δt gasto neste processo. O tempo envolvido em cada intervalo é variável, pois a potência do compressor e a capacidade de aquecimento variam à medida em que os patamares de evaporação e, sobretudo, de condensação se modificam. Desta forma, justifica-se o critério adotado para a divisão do processo de operação do sistema baseado na variação da temperatura sofrida pela água. Isto torna o tempo de processamento do software similar ao modelo do condensador coaxial, viabilizando o estudo de simulações extensas.

Para cada uma das regiões é necessário calcular o comprimento correspondente na qual ocorre o respectivo processo. Para determinar o comprimento da região de dessuperaquecimento L_{des} utiliza-se a Equação J.2.

$$\dot{Q}_{des} = U_{des} \pi d_{ext_f} L_{des} \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_{2'}}}{2} - \bar{T}_a \right) \quad \text{J.2}$$

Em que \bar{T}_a é a temperatura média da água, T_{f_2} é a temperatura do refrigerante na entrada do condensador e $T_{f_{2'}}$ é a temperatura do refrigerante no estado vapor saturado. Além disso,

U_{des} também é dado pela Equação 3.50, porém k_{par} é avaliado conforme o APÊNDICE G. O coeficiente convectivo médio de transferência de calor do refrigerante na região de dessuperaquecimento $\bar{h}_{f_{des}}$ é dado pela correlação de Gnielinski (1976) com o auxílio da correlação de Petukhov (1970), conforme o APÊNDICE F. Para determinar o coeficiente convectivo médio da água $\bar{h}_{a_{des}}$, Incropera *et al.* (2007) recomendam a correlação de Churchill e Chu (1975a), conforme o APÊNDICE G.

O comprimento da região de condensação L_{cd} é determinado aplicando-se novamente a metodologia utilizada para a região de dessuperaquecimento. O coeficiente médio externo de transferência de calor da água para essa região $\bar{h}_{a_{cd}}$ é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento. Porém, o coeficiente convectivo médio de transferência de calor do refrigerante na região de condensação $\bar{h}_{f_{cd}}$ é dado pela correlação de Shah (1979).

O comprimento da região de subresfriamento L_{sr} é determinado aplicando-se novamente a metodologia utilizada para a região de dessuperaquecimento. Os coeficientes convectivos médios da água $\bar{h}_{a_{sr}}$ e do refrigerante $\bar{h}_{f_{sr}}$ para essa região são determinados de forma análoga à região de dessuperaquecimento.

O comprimento total L_{cond} do condensador é a soma dos comprimentos obtidos para as três regiões. Já a potência de troca de calor do condensador, e, conseqüentemente a potência de aquecimento da DX-SAHP utilizando este condensador \dot{Q}_{ci} , é dada pela Equação J.3.

$$\dot{Q}_{ci} = \xi \dot{m}_f (i_{f_2} - i_{f_3}) \quad \text{J.3}$$

O modelo matemático do resfriador de gás por imersão possui procedimentos similares ao utilizado para o resfriador coaxial. O resfriador de gás possui uma ou duas regiões, a depender da temperatura do refrigerante na saída deste trocador. Adota-se a correlação apresentada por Aprea e Maiorino (2009), dada pela Equação 3.52, para a pressão ótima do R744 no resfriador de gás. Para os demais fluidos, como o R170, é necessário informar esta pressão.

Com uma equação análoga a Equação J.1 se obtém o tempo gasto para aquecimento de uma determinada massa de água. Para determinar o comprimento do resfriador por imersão L_{ri} , utiliza-se a Equação J.4, que fornece a taxa de calor trocada neste resfriador \dot{Q}_{ri} , com auxílio da temperatura da parede T_{par} apresentada no APÊNDICE G.

$$\dot{Q}_{ri} = U_{ri} \pi d_{ext_f} L_{ri} \left(\frac{T_{f_2} + T_{f_3}}{2} - \bar{T}_a \right) \quad \text{J.4}$$

O coeficiente global de transferência de calor U_{ri} é dado por uma equação análoga a Equação 3.54. O coeficiente convectivo médio do refrigerante \bar{h}_f é dado pela correlação de Gnielinski (1976) com o auxílio da correlação de Petukhov (1970). O coeficiente convectivo médio de transferência de calor da água \bar{h}_a é determinado utilizando-se a correlação de Churchill e Chu (1975a).

Por fim, considerando a eficiência ξ deste condensador (ou resfriador de gás), o desempenho energético da bomba de calor quando operada com o condensador em questão é dado pela Equação J.5.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ci}}{\dot{W}_{comp}} \quad J.5$$

APÊNDICE K – Tipos de erros de medição

De acordo com Figliola e Beasley (2007), quando se planeja um teste e posteriormente trata-se o resultado, é preciso saber a qualidade deste resultado. A análise de incertezas fornece uma abordagem metódica para estimar a exatidão dos resultados. Os erros de medição, presentes nos resultados, podem ser de três tipos: erro sistemático, aleatório e grosseiro.

O erro sistemático pode ser associado à uma parcela de erro sempre presente nas medições realizadas em idênticas condições de operação. Pode ser causado por um problema de ajuste ou desgaste do sistema de medição, ou então por fatores construtivos. Pode estar associado ao próprio princípio de medição empregado ou ainda ser influenciado por grandezas ou fatores externos, como as condições ambientais. Esse erro embora se repita, se a medição for realizada em condições idênticas, geralmente não é constante ao longo de toda a faixa do sistema de medição. Para cada valor distinto do mensurando é possível ter um valor diferente para o erro sistemático. Além disso, a forma como este erro varia ao longo da faixa de medição depende de cada sistema de medição (FIGLIOLA e BEASLEY, 2007).

O erro aleatório é identificado quando uma medição é repetida diversas vezes, nas mesmas condições, e observam-se variações nos valores obtidos. Em relação ao valor médio, nota-se que estas variações ocorrem de forma imprevisível, tanto para valores acima do valor médio, quanto para abaixo. Diversos fatores contribuem para o surgimento do erro aleatório, dentre eles destacam-se: a existência de folgas, atrito, vibrações, variações de tensão elétrica, instabilidades internas e das condições ambientais. O valor deste erro em um mesmo sistema de medição pode variar ao longo da sua faixa de medição, com o tempo, com as variações das grandezas de influência, dentre outros fatores (FIGLIOLA e BEASLEY, 2007).

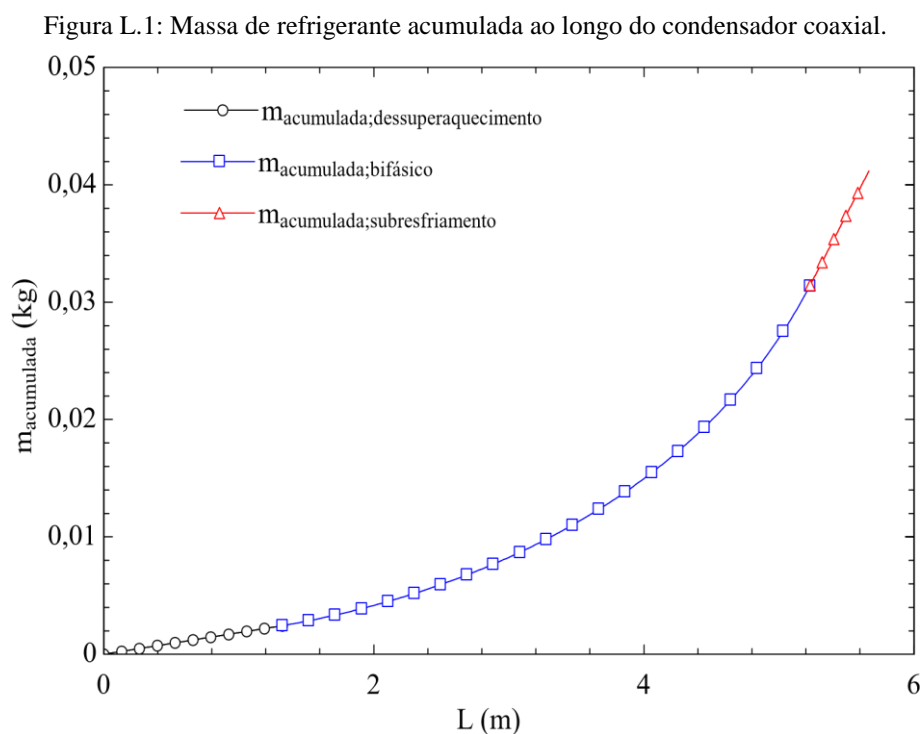
Por fim, o erro grosseiro é geralmente decorrente de mau uso ou mau funcionamento do sistema de medição. Pode ocorrer em função de leitura errônea, operação indevida ou dano do sistema de medição. Seu valor é totalmente imprevisível, porém geralmente sua existência é de fácil detecção. Sua aparição pode ser resumida a casos esporádicos, desde que o trabalho de medição seja feito com consciência. Este tipo de erro é descartado da análise de medição realizada neste trabalho (FIGLIOLA e BEASLEY, 2007).

Figliola e Beasley (2007) ressaltam que a análise de incerteza deve ser utilizada para ajudar na seleção dos equipamentos e procedimentos com base em seus desempenhos e custos relativos. A distinção de erros sistemáticos e aleatórios pode ser uma tarefa complexa, sendo assim, os erros são tratados como fontes de incertezas em geral.

APÊNDICE L – Detalhes do projeto do sistema

1 Condensador coaxial

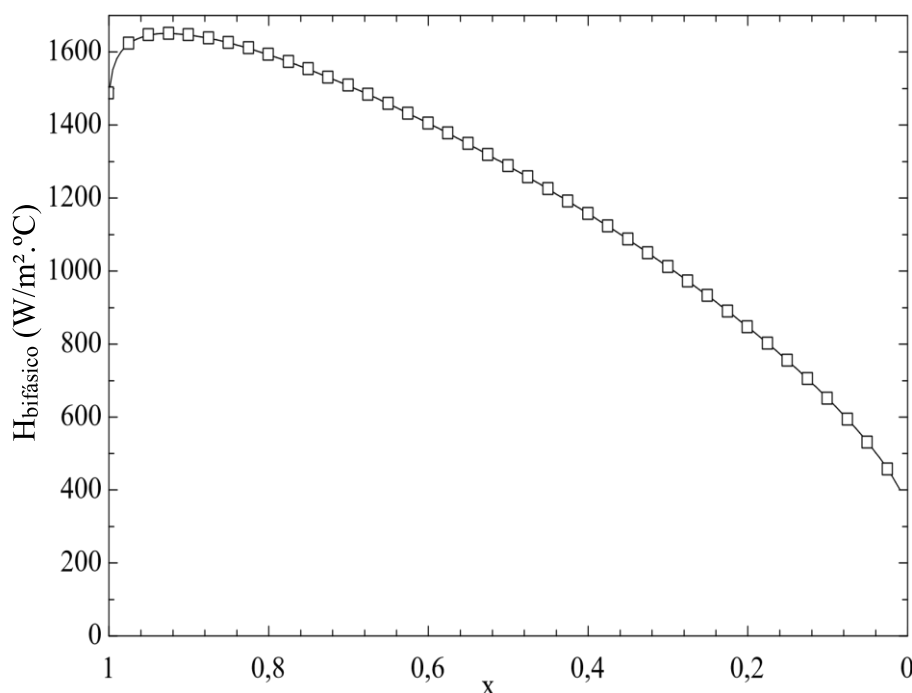
A massa de R290 requisitada para o condensador coaxial obtida via simulação para a seleção do refrigerante é, aproximadamente, 42 g. A massa de refrigerante acumulada ao longo do trocador é apresentada na Figura L.1. Percebe-se que o maior acúmulo de massa ocorre na região bifásica, conforme esperado. Além disso, o número de Reynolds para a água caracteriza regime de escoamento laminar ao longo de todo o trocador e o coeficiente médio de transferência de calor do refrigerante na região bifásica é $1215 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. A Figura L.2 apresenta os resultados das simulações para a variação do coeficiente local de transferência de calor com a mudança do título de vapor.



No processo de fabricação do condensador coaxial, os tubos concêntricos foram dispostos em formato de hélice com 605 mm de diâmetro médio, totalizando 3 voltas (número de espiras). O tubo externo foi recoberto com isolante térmico composto por um tubo esponjoso de polietileno blindado com espessura de 32,5 mm. De acordo com Incropera *et al.* (2007), se o raio do tubo em contato com o isolante (raio externo do tubo externo, o qual vale 7,95 mm) for maior que o raio crítico do isolante, definido como a razão entre a condutividade térmica do isolante ($0,035 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ no caso do material adotado) e o coeficiente de transferência de calor

para o ambiente (valores acima de $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ são garantidos no local de operação do sistema de acordo com as simulações), ou seja, resulta em raio crítico inferior a $3,5 \text{ mm}$, o acréscimo de isolante proporciona cada vez mais a redução da troca de calor. Logo, adota-se a maior espessura de isolante disponível comercialmente para que seja válida a hipótese de perfeito isolamento.

Figura L.2: Coeficiente local de transferência de calor na região bifásica do condensador coaxial.



Em cada uma das extremidades do tubo externo do condensador coaxial foi instalado uma conexão do tipo TÊ, onde pela sua parte interna passa o tubo interno, prolongando-se aproximadamente $0,5 \text{ m}$ para viabilizar a instalação na linha da DX-SAHP. Estas conexões permitem a separação dos fluxos de fluidos. Nas extremidades dos TÊs foram instaladas as mangueiras de água, uma para admitir a água da rede e outra para transportar a água para a parte superior do tanque.

2 Condensador por imersão

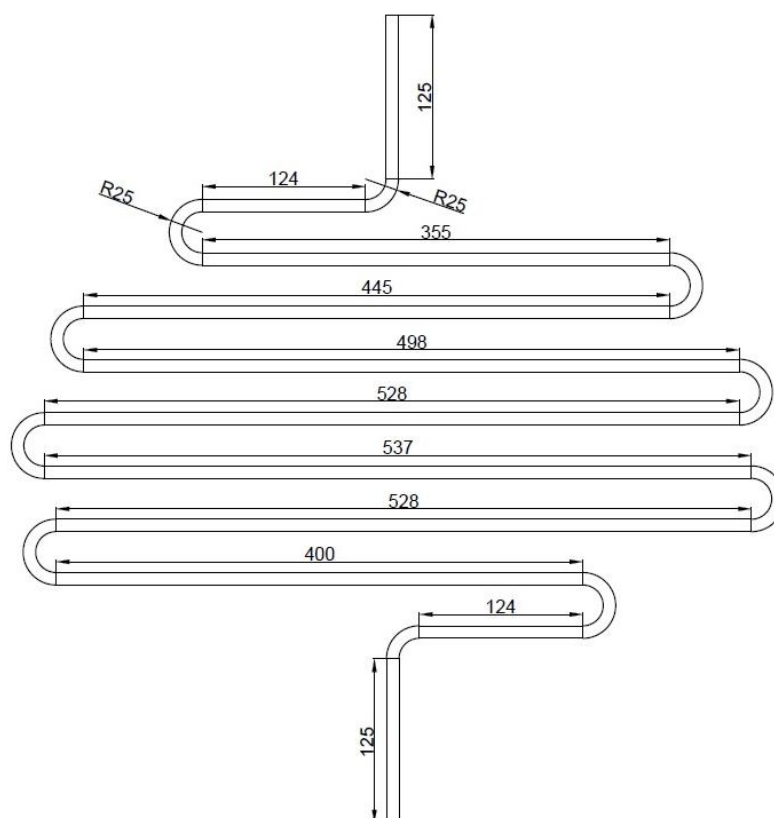
O comprimento do condensador por imersão necessário para operar com o R290 é $4,55 \text{ m}$. Ele foi fabricado e, em seguida, instalado no reservatório térmico. A Tabela L.1 apresenta os seus dados técnicos e a Figura L.3 apresenta os detalhes do projeto.

Tabela L.1: Dados construtivos do condensador por imersão.

Característica	Descrição/Valor
Material do tubo	Cobre
Diâmetro interno do tubo	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo	9,53 mm
Espessura da parede do tubo	0,795 mm
Comprimento do tubo	4,5 m

Figura L.3: Projeto do condensador por imersão.

Nota: Unidades em mm.



Pela simulação para a seleção do refrigerante, a massa de R290 requisitada pelo condensador por imersão é, aproximadamente, 40 g. O coeficiente médio de transferência de calor do refrigerante na região bifásica também é $1215 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$, mesmo valor encontrado para o caso do condensador coaxial. A variação do coeficiente local de transferência de calor com a mudança de título de vapor também é idêntica ao caso do condensador coaxial (Figura L.2). Isto se justifica pelo dimensionamento dos trocadores seguirem a mesma modelagem matemática e terem as mesmas condições de entrada e saída para o refrigerante. A massa de refrigerante acumulada ao longo do trocador é apresentada na Figura L.4. Novamente o maior acúmulo de massa ocorre na região bifásica. A Figura L.5 apresenta o componente instalado no reservatório térmico.

Figura L.4: Massa de refrigerante acumulada ao longo do condensador por imersão.

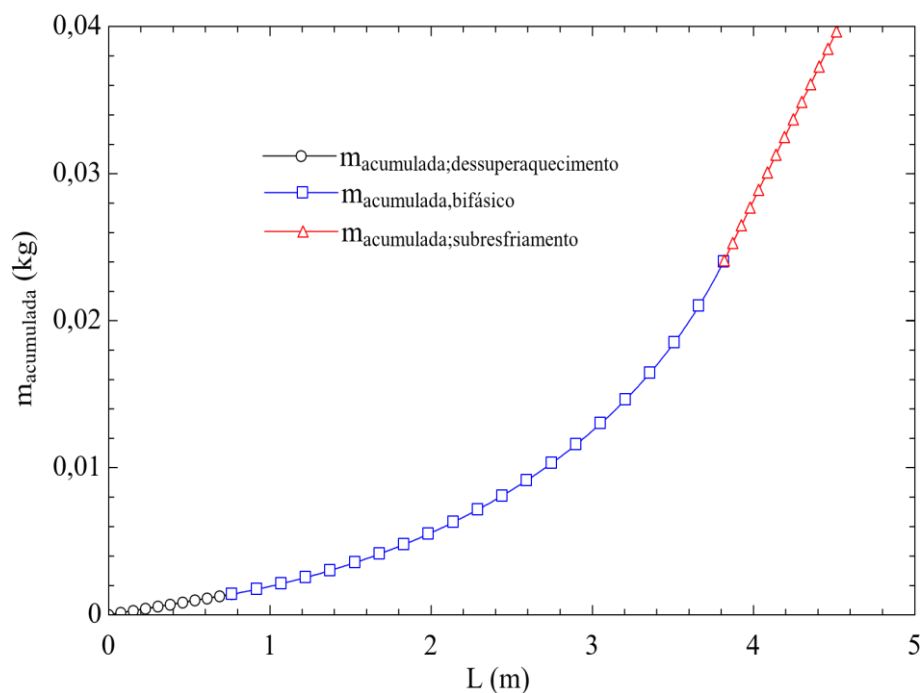


Figura L.5: Condensador por imersão instalado no interior do reservatório



3 Evaporador solar

Pela simulação para a definição do refrigerante, a massa de R290 requisitada pelo evaporador com 15,3 m de comprimento é, aproximadamente, 35 g. A massa de refrigerante acumulada ao longo do trocador é apresentada na Figura L.6. A região bifásica acumula a maior parte do refrigerante, conforme esperado. O coeficiente médio de transferência de calor do refrigerante na região bifásica é 1432 W/m².°C, sendo que a Figura L.7 apresenta a variação do coeficiente local de transferência de calor com a mudança do título.

Figura L.6: Massa de refrigerante acumulada ao longo do evaporador solar.

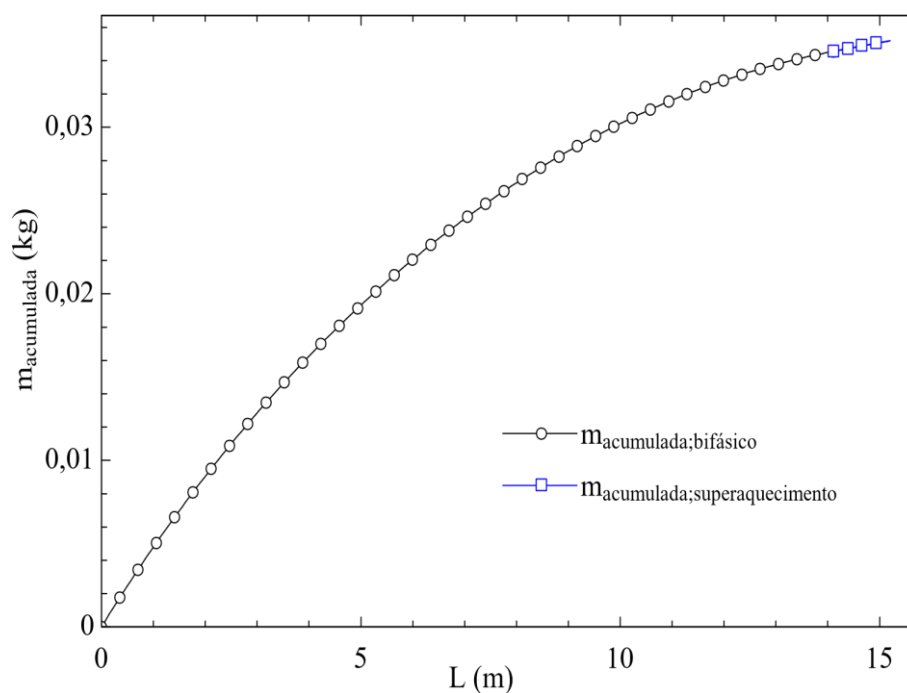
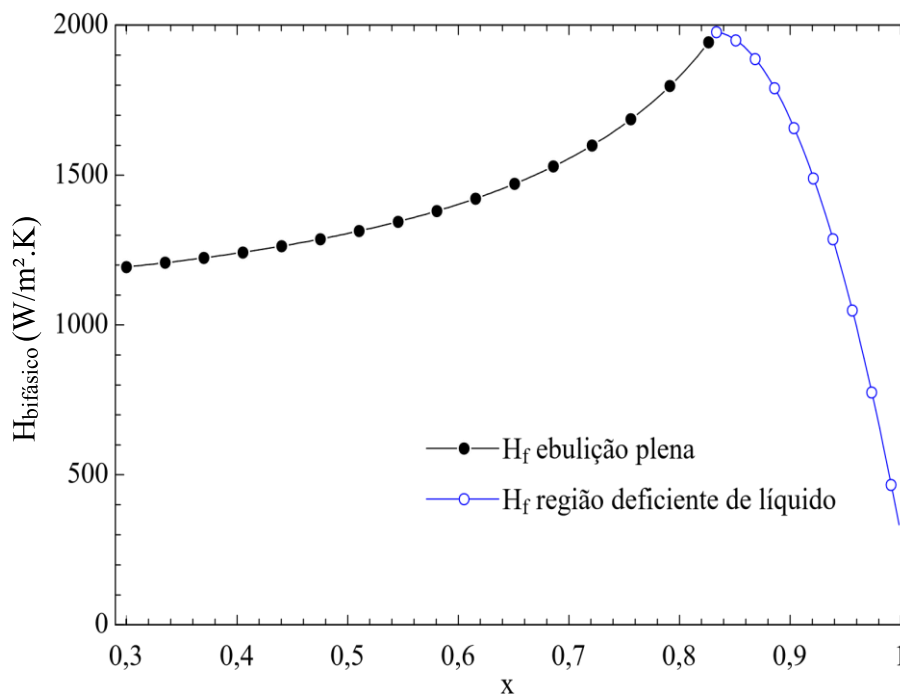


Figura L.7: Coeficiente local de transferência de calor na região bifásica do evaporador solar.



A Figura L.8 apresenta a face anterior e a Figura L.9 apresenta a face posterior do evaporador solar. Ele recebeu por toda sua superfície uma camada de tinta preto fosco para otimização da absorção de calor por irradiação solar.

Figura L.8: Face anterior do evaporador solar.



Figura L.9: Face posterior do evaporador solar.



4 Evaporador convencional (tubos aletados)

A Figura L.10 apresenta a vista posterior do evaporador convencional e o acoplamento do eletro ventilador. Já a Tabela L.2 apresenta os dados técnicos do evaporador e do eletro ventilador selecionados. Medições de velocidade do ar em diferentes porções do evaporador foram realizadas com o eletro ventilador acionado utilizando um anemômetro. O resultado da média das velocidades foi disponibilizado nesta tabela. Este evaporador foi selecionado entre os modelos com a potência térmica compreendida entre 1/3 a 1 HP, associado a um eletro ventilador com dimensão compatível e vazão de ar mínima recomendada pelo catálogo do evaporador. Além disso, como o R290 é um refrigerante que opera com pressões abaixo de 35 bar no sistema projetado, o tubo que compõe este trocador é adequado. Ambos os componentes estão disponíveis no mercado nacional.

Figura L.10: Evaporador convencional e eletro ventilador.



Tabela L.2: Dados técnicos do evaporador convencional e eletro ventilador.

Evaporador	
Fabricante	Elgin
Modelo	CDE 2777
Capacidade de troca térmica nominal	1/2 HP (com 980 m ³ /h de vazão de ar) 2 fileiras alinhadas verticalmente com 2 cm de espaçamento entre si.
Configuração	9 tubos (cobre) em cada fileira com 2,5 cm de espaçamento entre si Tubos intercalados (desalinhados) entre as fileiras
Comprimento dos tubos aletados	5,49 m (3/8" de diâmetro)
Comprimento desenvolvido dos tubos	6,61 m
Quantidade de aletas	100
Material das aletas	Alumínio
Espaço entre as aletas	3 mm
Dimensões (L x A x P)	(30,5x25,5x4,0) cm
Área frontal (calculada)	778 cm ²
Área posterior (calculada)	531 cm ²
Área de troca de calor (fabricante)	2,23 m ²
Eletro ventilador	
Potência	16 mHP (11,9 W)
Alimentação	220 V e 60 Hz
Diâmetro do rotor	26 cm
Velocidade média do ar na porção posterior	6,79 m/s (experimental/anemômetro)
Velocidade média do ar na porção anterior	3,08 m/s (experimental/anemômetro)

5 Tubos capilares

A Tabela L.3 apresenta os resultados das simulações para a seleção do refrigerante referentes ao projeto dos três capilares, baseando-se no banco de ensaios de Diniz (2017) e assumindo-se a hipótese que o R290 teria pontos de operações similares ao R134a.

Tabela L.3: Parâmetros para o projeto dos capilares preliminares.

Tubo capilar	Temp. de cond. (°C)	Temp. de evap. (°C)	Grau de S.A. e S.R. (°C)	Cap. de ref. (W)	Diâmetro interno do capilar (in)	Massa de R290 (g)	Comp. do capilar (m)
Baixo aporte térmico	50	-2	7	550	0,042	0,87	2,45
Médio aporte térmico	52	5	7	700	0,042	0,59	1,68
Alto aporte térmico	54	11	7	850	0,050	1,4	2,90

A hipótese de massa desprezível nos capilares é razoável, sendo observado massa inferior a 1 g em dois dos capilares e inferior a 2 g no último. O capilar recomendado para operar na situação *indoor* tem 2,45 m de comprimento e diâmetro de 0,042 in. Já para o capilar recomendado para operar na situação *outdoor* tem 2,90 m de comprimento e diâmetro de 0,050 in. O capilar para operar em uma situação intermediária às duas últimas tem comprimento de 1,68 m e diâmetro de 0,042 in. Encontram-se disponíveis capilares de 3 metros de comprimento com os diâmetros definidos nas simulações. Eles passaram por um processo de adequação de comprimento conforme os resultados das simulações e foram instalados no sistema por meio de juntas rosqueadas. Cada capilar é disposto em formato helicoidal com passo de hélice suficientemente grande para não haver contato entre as hélices. O capilar é instalado dentro de um tubo de polímero com 20 cm de comprimento e 10 cm de diâmetro, sendo fixado internamente por isolantes, impedindo o seu contato com o tubo. Além disso, a parte externa do tubo é completamente revestida por um material esponjoso e isolante de 32,5 mm de espessura. Esta configuração foi adotada no trabalho de Rocha (2020), por assegurar que o capilar seja adiabático internamente (espaço no interior da hélice no qual o capilar é disposto) e externamente (vizinhança).

Em vista dos resultados para os diâmetros e comprimentos dos capilares obtidos pelas simulações, é importante salientar que o diâmetro do capilar é a variável mais impactante na vazão mássica do sistema quando comparado com o comprimento do capilar. Herzog (2010)

desenvolveu um modelo matemático do capilar de uma bomba de calor operando com CO₂ em ciclo transcrito e para uma bomba de calor operando com R134a em ciclo subcrítico. As simulações mostraram semelhanças entre os dois tipos de bombas de calor no que se refere à variação de diâmetro e comprimento do tubo capilar. Ambas apresentam variações semelhantes de vazão quando o diâmetro e comprimento são variados. A vazão tende a aumentar quando o diâmetro é aumentado ou o comprimento é reduzido. A influência do diâmetro nessa variação de vazão é cerca de dez vezes maior que a influência da variação do comprimento para as duas bombas de calor.

Como discutido anteriormente, os capilares projetados por meio das simulações para a seleção do refrigerante não proporcionaram o bom funcionamento do sistema. Em vista disso, adotaram-se os capilares projetados por Oliveira (2021), o qual aplicou uma metodologia diferente e mais assertiva à DX-SAHP projetada nesta tese.

Oliveira (2021) dimensionou os capilares baseando-se em trabalhos da literatura especializada. O ponto de partida foi o estudo realizado por Yilmaz e Unal (1996) que levava em consideração o projeto de tubo capilar reto dependente da rugosidade de sua parede interna. Esta rugosidade viabiliza a determinação do fator de atrito associada à parede interna por onde escoo o fluido. Yilmaz e Unal (1996) fez uso da correlação proposta por Churchill (1977) para determinar o fator de atrito em questão. Esta correlação também foi o ponto de partida para a determinação do fator de atrito do tubo capilar de geometria helicoidal juntamente com o trabalho desenvolvido por Chingulpitak e Wongwises (2010). Além disso, Oliveira (2021) aplicou uma equação algébrica da literatura para predizer a vazão mássica em tubo capilar helicoidal. Esta equação foi desenvolvida por Rocha *et al.* (2020b), baseada nos trabalhos de Yilmaz e Unal (1996) e Zhang e Ding (2004). Ademais, Rocha *et al.* (2020c) avaliaram a equação proposta por Rocha *et al.* (2020b) com um fator de atrito alternativo e menos complexo. Este estudo concluiu que a aplicação do novo fator de atrito se mostrou eficaz para reduzir a complexidade da solução da equação em questão, sendo mais interessante a sua aplicação do ponto de vista de Engenharia.

Segundo Rocha (2020), dentre os principais parâmetros de rugosidade que podem ser aplicados para analisar superfícies, destacam-se a rugosidade média aritmética (R_a), a altura máxima de pico (R_p) e a altura máxima do perfil de rugosidade (R_z). O parâmetro de rugosidade mais frequentemente aplicado em processos de fabricação é a rugosidade média aritmética. Este parâmetro é fundamental para a aplicação da modelagem matemática aplicada por Oliveira (2021) no dimensionamento dos capilares. Em vista disso, tubos capilares (Leas Industrial) de 0,064 in e 0,050 in tiveram as suas rugosidades internas medidas por Oliveira (2021). Utilizou-se uma máquina de usinagem por descarga elétrica (ENGEMAQ, modelo EDM200NC série L)

para abrir os capilares longitudinalmente sem comprometer sua superfície interna. Aplicou-se em seguida um perfilômetro de contato (Hommelwerke, modelo T8000) para a determinação da rugosidade interna do tubo. A Tabela L.4 apresenta os resultados encontrados.

Tabela L.4: Parâmetros de rugosidade medidos.

Tubo Capilar	R_a	R_p	R_z
0,050 in	$0,349 \pm 0,006$	$0,997 \pm 0,051$	$2,016 \pm 0,117$
0,064 in	$0,632 \pm 0,033$	$1,849 \pm 0,125$	$3,508 \pm 0,200$

Fonte: Adaptado de Oliveira (2021), p. 65.

6 Seleção da válvula termostática

A válvula de expansão termostática implementada no sistema e disponível no mercado nacional é apropriada para operar com R290. Ela foi selecionada por meio da utilização do software Coolselector (2021) desenvolvido por seu próprio fabricante (DANFOSS, 2021). Os parâmetros de entrada para a seleção do dispositivo são: capacidade de refrigeração do sistema (1,5 kW), temperatura de condensação (50 °C) e temperatura de evaporação (5 °C). O software oferece diversos modelos, dentre os disponíveis comercialmente no país a faixa de capacidade de refrigeração operada compatível com o protótipo projetado está entre 0,677 e 2,709 kW. Portanto, segundo estas informações técnicas é possível a seleção do dispositivo. A Tabela L.5 apresenta as características da VET adquirida. A Figura L.11 apresenta a válvula termostática em questão.

Tabela L.5: Dados técnicos da válvula de expansão termostática.

Parâmetro	Valor/característica
Fabricante	Danfoss
Modelo	TUB 068U3735 orifício 4
Material	Aço inoxidável
Capacidade de refrigeração nominal	2,55 kW
Superaquecimento estático	4 °C
Superaquecimento ajustável	4 °C
Capacidade máxima de trabalho	34 bar

A VET possui um parafuso de ajuste do grau de aperto de sua mola interna, permitindo controlar o grau de superaquecimento do sistema. Para cada volta do parafuso, o grau de superaquecimento varia em 2,5 °C. Portanto, a VET é responsável por manter o grau de superaquecimento do sistema constante, independentemente das variações térmicas que venham a ocorrer nos trocadores de calor da BDC.

Figura L.11: Válvula termostática da DX-SAHP.



7 Projeto da bancada experimental

Como acessórios de refrigeração, são implementados no sistema um separador de óleo, um acumulador de vapor, um acumulador de líquido e um filtro secador compatíveis com de pressão de operação da DX-SAHP (inferior a 35 bar) e inertes quimicamente na presença do refrigerante adotado. A Figura L.12 apresenta os componentes supracitados.

Figura L.12: Acessórios de refrigeração.

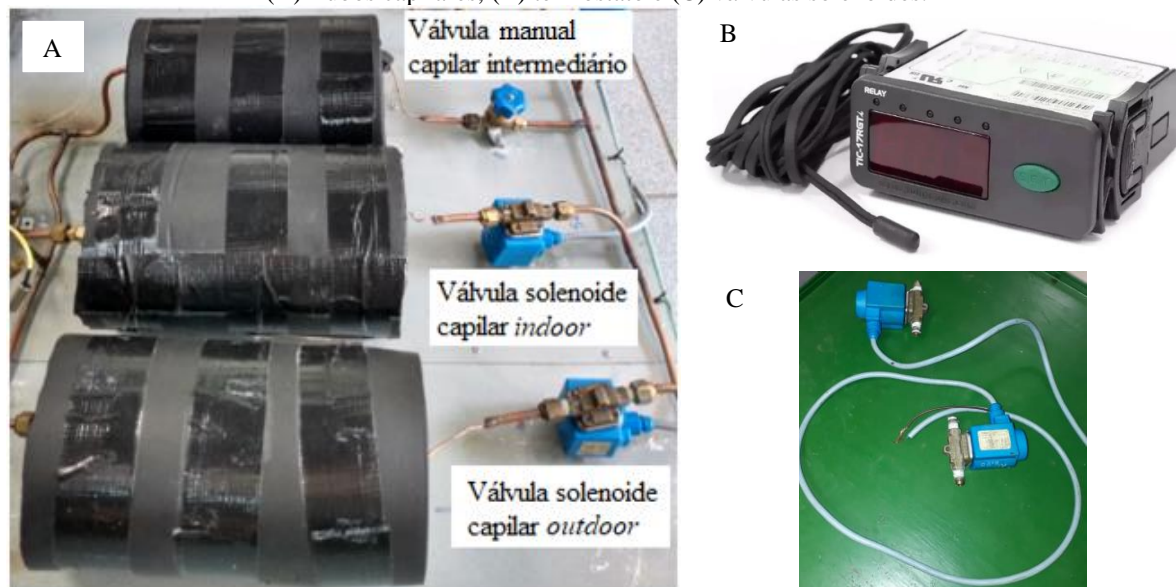
(A) Acumulador de vapor, (B) separador de óleo, (C) acumulador de líquido (D) filtro secador.



Com a utilização dos capilares, um sistema de acionamento automático de dois deles (capilar para condição *indoor* e capilar para condição *outdoor*) é realizado por intermédio de duas válvulas solenoides e um termostato digital (Full Gauge, modelo TIC17-RGTI), sendo este

associado ao monitoramento da temperatura de evaporação. O terceiro capilar, projetado para condição intermediária às condições *indoor* e *outdoor*, pode ser acionado manualmente por uma válvula quando os capilares *indoor* e *outdoor* estiverem bloqueados por suas respectivas solenoides. A Figura L.13 apresenta os capilares, as válvulas de acionamento e o termostato.

Figura L.13: Sistema de acionamento dos tubos capilares.
(A) Tubos capilares, (B) termostato e (C) válvulas solenoides.



A Figura L.14 mostra um esquema dos comprimentos de todos os trechos de tubulação do sistema, exceto o *bypass* do acumulador de sucção e o *bypass* do separador de óleo, os quais estão preenchidos com refrigerante e sem a possibilidade de isolá-los completamente por válvulas (possuem válvulas apenas na admissão), tendo assim, seus comprimentos contabilizados com os trechos nos quais estão conectados. Este fato já não ocorre com o *bypass* do acumulador de líquido (possui válvula na admissão e na descarga), sendo possível isolá-lo completamente do sistema. Esta funcionalidade é importante, uma vez que este componente tem uma alta capacidade de acumular massa de refrigerante. Ressalta-se que as válvulas apresentadas na Figura L.14 apenas ilustram os principais pontos de bloqueio do sistema, não representado a totalidade das válvulas presentes. Para esta informação, a consulta à Figura 3.1 torna-se necessária.

A Tabela L.6 apresenta em detalhes os comprimentos das tubulações após a construção do sistema. Este critério de organização foi adotado por Humia *et al.* (2021) e Humia (2022) para uma DX-SAHPWH com R744.

Figura L.14: Esquema dos comprimentos dos trechos do sistema.

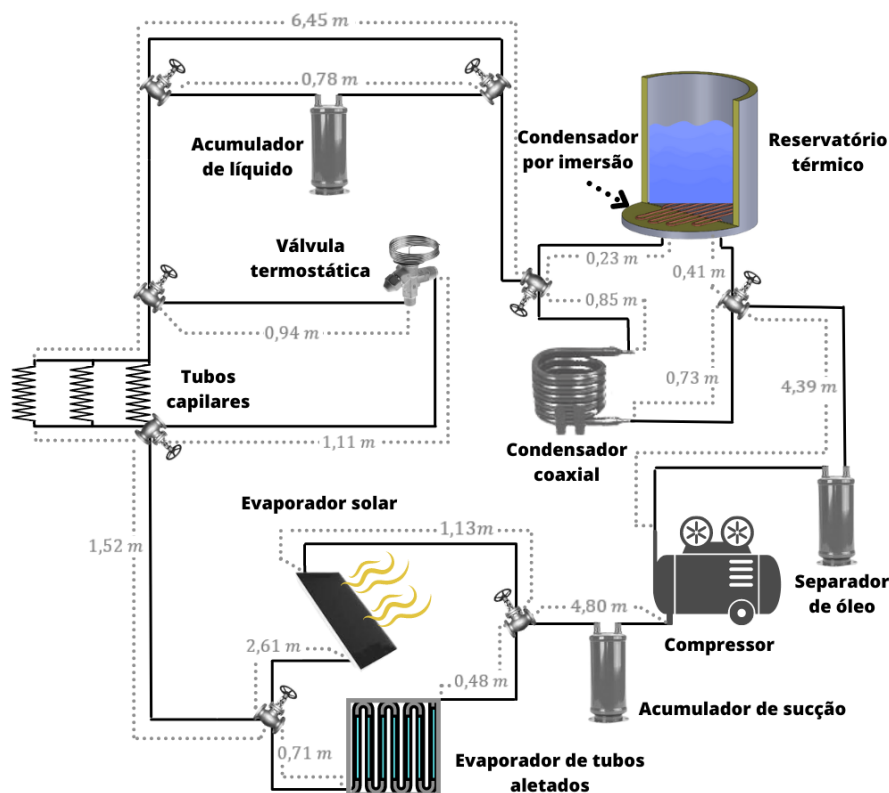


Tabela L.6: Comprimentos das tubulações do sistema.

Tubulações e acessórios	Considerações
Tubulação entre o compressor e os condensadores	Tubo de 1/4" (parede de 1/32"). Condensador coaxial: 5,12 m de comprimento. Condensador por imersão: 4,80 m de comprimento.
Separador de óleo	Capacidade máxima: 1,96 L. Quantidade de óleo lubrificante obrigatório disponível para retorno ao compressor: 0,2 L. Consideração: Completamente preenchido de vapor, descontando o óleo lubrificante supracitado.
Tubulação entre os condensadores e os capilares (operando)	Tubo de 1/4" (parede de 1/32"). Condensador coaxial: 7,30 m de comprimento. Condensador por imersão: 6,68 m de comprimento. Obs. Acumulador de líquido não opera.
Tubulação entre os condensadores e a válvula termostática (operando)	Tubo de 1/4" (parede de 1/32"). Condensador coaxial: 9,02 m de comprimento. Condensador por imersão: 8,40 m de comprimento. Obs. Acumulador de líquido opera.
Acumulador de líquido	Capacidade máxima: 1,73 L. Consideração: Acumula massa que não circula pelo sistema.

Tubulações e acessórios	Considerações
Tubulação entre os capilares (operando) e os evaporadores	Tubo de 1/4" (parede de 1/32"). Evaporador solar: 6,18 m de comprimento. Evaporador convencional: 4,28 m de comprimento.
Tubulação entre a válvula termostática (operando) e os evaporadores	Tubo de 1/4" (parede de 1/32"). Evaporador solar: 5,24 m de comprimento. Evaporador convencional: 3,34 m de comprimento.
Tubulação entre os evaporadores e o compressor	Tubo de 1/4" (parede de 1/32"). Evaporador solar: 5,93 m de comprimento. Evaporador convencional: 5,28 m de comprimento.
Acumulador de vapor	Capacidade máxima: 2,04 L. Consideração: Completamente preenchido de vapor.

APÊNDICE M – Análises termográficas adicionais

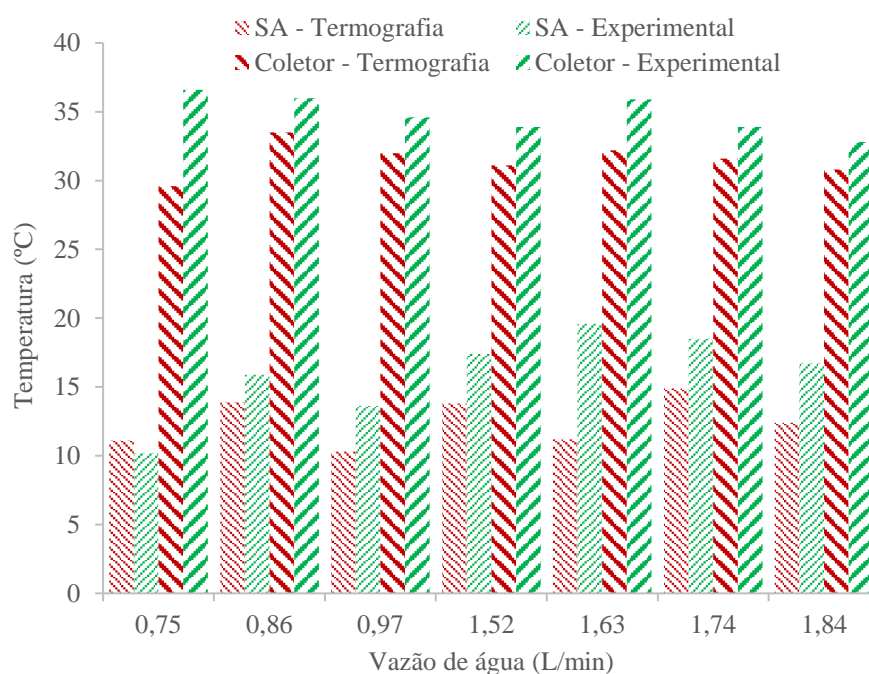
A Tabela M.1 e a Figura M.1 apresenta o grau de superaquecimento (SA) e a temperatura média da placa obtidas por meio da termografia e por meio da análise dos dados registrados por instrumentos de medição convencionais do sistema (termopares e transdutores de pressão). Embora ambos os métodos sejam experimentais, os dados obtidos por termografia são tomados nas análises a seguir como valores preditos.

Tabela M.1: Análise de parâmetros no evaporador solar.

Obs.: SA: Superaquecimento.

Vazão de água (L/min)	SA (°C)		Temperatura média do coletor (°C)	
	Termografia	Experimental	Termografia	Experimental
0,750	11,1±2,0	10,2±1,1	29,6±2,0	36,6±1,0
0,860	13,9±2,0	15,9±1,2	33,5±2,0	36,0±1,0
0,970	10,3±2,0	13,6±1,2	32,0±2,0	34,6±1,0
1,52	13,8±2,0	17,4±1,2	31,1±2,0	33,9±1,0
1,63	11,2±2,0	19,6±1,2	32,2±2,0	35,9±1,0
1,74	14,9±2,0	18,5±1,2	31,6±2,0	33,9±1,0
1,84	12,4±2,0	16,7±1,2	30,8±2,0	32,8±1,0

Figura M.1: Superaquecimento e temperatura do coletor.



Pela análise dos resultados apresentados na Tabela M.1 e na Figura M.1, o superaquecimento determinado por meio da termografia em relação aos dados experimentais possui um ERPA de 22,1% e um ERP de -13,1%. Para a maior parte dos casos, o

superaquecimento determinado por meio dos dados experimentais (pressão e temperatura na saída do evaporador) apresenta valores acima dos previstos pelos termogramas. Levando em conta a análise de incertezas, em quatro das sete vazões (1,52; 1,63; 1,74 e 1,84 L/min) se pode concluir que o superaquecimento previsto pelos dados experimentais é superior ao previsto pelos termogramas.

A temperatura média do coletor foi determinada pela média simples dos pontos na superfície do coletor (tubos e aletas) ao se analisar cada termograma. Reitera-se que o evaporador está instrumentado com um termopar em sua face posterior na região central (aleta). Pela análise da Tabela M.1, os valores indicados pelo termopar apresentam uma tendência de serem 10,5% (ERPA e ERP) superiores aos indicados pela termografia. Levando em conta a análise de incertezas, apenas para a vazão 0,750 L/min se pode afirmar com certeza que o valor indicado pelo termopar representa um valor superior ao indicado pelo termograma correspondente. Portanto, a estimativa da temperatura média da placa por um termopar posicionado em seu centro mostra-se relativamente razoável em vista da praticidade e baixo custo envolvido, além de que as incertezas associadas na medição para maioria das situações não permitem concluir com precisão se um método é sub ou superestimado.