

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

Sara Isabel de Melo Resende

**DESENVOLVIMENTO DO MODELO DINÂMICO E SISTEMA DE CONTROLE
PARA UMA BOMBA DE CALOR A R290 ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR COM
EXPANSÃO DIRETA: EFICIÊNCIA NO AQUECIMENTO DE ÁGUA
RESIDENCIAL**

Belo Horizonte

2025

Sara Isabel de Melo Resende

**DESENVOLVIMENTO DO MODELO DINÂMICO E SISTEMA DE CONTROLE
PARA UMA BOMBA DE CALOR A R290 ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR COM
EXPANSÃO DIRETA: EFICIÊNCIA NO AQUECIMENTO DE ÁGUA
RESIDENCIAL**

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

Orientador: Prof. Dr. Raphael Nunes de Oliveira.

Coorientador: Prof. Dr. Ralney Nogueira de Faria.

Belo Horizonte

2025

R433d

Resende, Sara Isabel de Melo.

Desenvolvimento do modelo dinâmico e sistema de controle para uma bomba de calor a R290 assistida por energia solar com expansão direta [recurso eletrônico] : eficiência no aquecimento de água residencial / Sara Isabel de Melo Resende. – 2025.

1 recurso online (120 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira.

Coorientador: Ralney Nogueira de Faria.

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

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Desenvolvimento sustentável – Teses. 3. Bombas de calor – Teses. 4. Energia solar – Teses. 5. Abastecimento de água quente – Teses. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Faria, Ralney Nogueira de. 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

"DESENVOLVIMENTO DO MODELO DINÂMICO E SISTEMA DE CONTROLE PARA UMA BOMBA DE CALOR A R290 ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR COM EXPANSÃO DIRETA: EFICIÊNCIA NO AQUECIMENTO DE ÁGUA RESIDENCIAL"

SARA ISABEL DE MELO RESENDE

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. Ralney Nogueira de Faria (Coorientador-Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais-CEFET-MG), Dr. Luiz Machado (Departamento de Engenharia Mecânica-UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Departamento de Engenharia Mecânica-UFMG), Dr. Tiago de Freitas Paulino (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais-CEFET-MG) e Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais-CEFET-MG). como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutora em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Tese aprovada no dia 27 de junho de 2025.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 07/07/2025, às 10:06, 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 **Ralney Nogueira de Faria, Usuário Externo**, em 10/07/2025, às 07:16, 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 14/07/2025, às 12:00, 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 14/07/2025, às 12:56, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Eduardo Lopes Barbieri, Usuário Externo**, em 14/07/2025, às 19:19, 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 14/07/2025, às 20:39, 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 **4352146** e o código CRC **BD85AB68**.

PREFÁCIO

Esta tese de doutorado resulta de pesquisas realizadas nos últimos anos no Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREa) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Os resultados diretamente derivados desta pesquisa geraram, até a presente data, um artigo publicado em periódico e um artigo apresentado em congresso, os quais estão listados abaixo:

RESENDE, S. I. M.; DINIZ, H. A. G.; MACHADO, L.; FARIA, R. N.; OLIVEIRA, R. N. *Dynamic modeling of an R290 direct-expansion solar-assisted heat pump: Performance analysis for efficient hot water production under different conditions*. **Journal of Building Engineering** 100 (2025) 111687;

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;

Além disso, artigos desenvolvidos em colaboração com outros pesquisadores do GREa também foram publicados e estão listados a seguir:

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** 260 (2023) 94–110;

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** 154 (2023) 84–98;

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;

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;*

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 por me dar saúde e sabedoria para alcançar os meus objetivos. Agradeço também aos meus pais, Dimas e Eliane, meus irmãos Juninho e Ana Carolina, e meu namorado Bruno, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Agradeço ao meu orientador Prof. Raphael Nunes e meu coorientador Prof. Ralney Faria, por não medirem esforços para me aconselhar e orientar, sendo fundamentais para a conclusão deste trabalho. Ao Prof. Luiz Machado, agradeço por ter me acolhido na UFMG e pelos conhecimentos transmitidos. Ao Prof. Willian Duarte pelo auxílio durante a elaboração deste trabalho.

Agradeço também aos professores Paulo Barbieri, Tiago Paulino, Willian Duarte e Luiz Machado por aceitarem fazer parte da banca examinadora.

Agradeço ao professor Valter e aos colegas Miguel e Henrique pela parceria no desenvolvimento do controlador apresentado neste trabalho, em colaboração com o CEFET-MG.

Aos meus colegas do GREA, por todo suporte oferecido na execução deste trabalho, em especial ao Hélio e ao Ítalo. E à Marina, secretária da pós-graduação, por estar sempre disponível para ajudar e pelas conversas descontraídas.

À UFMG e ao PPGMEC pela oportunidade de crescer profissional e pessoalmente.

Por fim, agradeço ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pelo suporte financeiro para a realização desta pesquisa.

RESUMO

Dada a crescente demanda por soluções de energia sustentável, esta pesquisa aborda o desafio de aprimorar a eficiência e reduzir o impacto ambiental dos sistemas de aquecimento de água residencial. Este trabalho apresenta um modelo matemático dinâmico de fronteira móvel do condensador de uma bomba de calor solar com expansão direta, operando com propano, e o projeto de um controlador, destinado a regular a temperatura final da água. O modelo matemático foi desenvolvido com base nas leis da conservação de massa, energia e quantidade de movimento, e validado por meio da comparação das respostas a um degrau na vazão de água com 121 pontos experimentais, alcançando um máximo desvio relativo médio de 6,5%. O controlador projetado é do tipo PID, e foi implementado em um microcontrolador. Para regular a temperatura de saída da água, o controlador atua na vazão da água. A eficácia do controlador foi avaliada usando simulações computacionais e testes experimentais. O modelo matemático desenvolvido é capaz de descrever o comportamento da bomba de calor, e os principais resultados das simulações realizadas com o modelo mostram que a vazão e a temperatura de entrada da água influenciam significativamente na temperatura final da água e no coeficiente de desempenho (COP) do sistema. A maior temperatura da água, 68,5 °C, foi alcançada com temperatura de entrada de 30 °C e vazão de 0,25 L/min, enquanto o maior COP, 2,3, ocorreu com temperatura de entrada de 10 °C e vazão de 0,80 L/min. Além disso, o aumento da pressão de entrada do compressor elevou a temperatura de saída da água em 17,8% e o COP em 55,0%. O controlador demonstrou boa precisão e robustez, mantendo a temperatura desejada estável mesmo diante de perturbações, tanto em simulações quanto em testes experimentais.

Palavras-chave: DX-SAHP; R290; Modelo matemático; Fronteira móvel; Sistema de controle; Aquecimento de água.

ABSTRACT

Given the growing demand for sustainable energy solutions, this research addresses the challenge of improving the efficiency and reduce the environmental impact of residential water heating systems. This work presents a dynamic moving boundary mathematical model of the condenser of a direct expansion solar-assisted heat pump operating with propane, along with the design of a controller aimed at regulating the final water temperature. The mathematical model was developed based on mass, momentum, and energy conservation equations and validated by comparing the water flow rate step responses with 121 experimental data points, with a maximum mean relative deviation of 6.5%. The designed controller is of the PID type and was implemented on a microcontroller. To regulate the output water temperature, the controller acts on the water flow rate. The controller effectiveness was evaluated using computer simulations and experimental tests. The developed mathematical model accurately describes the behavior of the heat pump, and the main results of the simulations show that both water flow rate and inlet temperature significantly influence the final water temperature and the system coefficient of performance (COP). The highest water temperature, 68.5 °C, was achieved with an inlet temperature of 30 °C and a flow rate of 0.25 L/min, while the highest COP, 2.3, occurred with an inlet temperature of 10 °C and a flow rate of 0.80 L/min. In addition, increasing the compressor inlet pressure raised the water outlet temperature by 17.8% and the COP by 55.0%. The controller demonstrated high accuracy and robustness, ensuring the stability of the water temperature under external disturbances in both simulations and experimental validations.

Keywords: DX-SAHP; R290; Mathematical model; Moving boundary; Control system; Water heating.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Evolução dos refrigerantes.

Figura 2.2 – Critérios e indicadores para avaliação de viabilidade de um refrigerante.

Figura 2.3 – Desenho esquemático de uma DX-SAHP.

Figura 2.4 – Tipos de modelos matemáticos.

Figura 3.1 – Protótipo da DX-SAHP.

Figura 3.2 – Condensador coaxial.

Figura 3.3 – Seção transversal da placa.

Figura 3.4 – Esquema do evaporador solar.

Figura 3.5 – Diagrama da DX-SAHP.

Figura 4.1 – Diagrama P-h identificando os pontos do sistema.

Figura 4.2 – Fluxograma do modelo em regime transiente.

Figura 4.3 – Volumes de controle do modelo do condensador.

Figura 5.1 – Esquema de conexões MQTT.

Figura 6.1 – Influência do passo temporal na estabilidade da temperatura de saída da água.

Figura 6.2 – Validação dos resultados teóricos com dados experimentais para pressão do R290 na entrada do condensador.

Figura 6.3 – Validação dos resultados teóricos com dados experimentais para temperaturas do R290 na entrada e na saída do condensador.

Figura 6.4 – Validação dos resultados teóricos com dados experimentais para temperaturas da água na entrada e na saída do condensador.

Figura 6.5 – Vazão de R290 na entrada e saída do condensador.

Figura 6.6 – Variação da temperatura da água na saída do condensador para diferentes temperaturas de entrada da água e para os degraus na vazão de água.

Figura 6.7 – Variação no COP do sistema para diferentes temperaturas de entrada da água e para os degraus na vazão de água.

Figura 6.8 – Variação na temperatura de saída da água e no COP em relação aos degraus de irradiância solar.

Figura 6.9 – Comparação entre o modelo linear ARX e os dados experimentais.

Figura 6.10 – Resposta ao degrau do sistema em (a) malha aberta e (b) malha fechada desejada.

Figura 6.11 – Resposta ao degrau da simulação do sistema em malha fechada.

Figura 6.12 – (a) Placa de controle embarcada e (b) Projeto da placa no *software* KiCad.

Figura 6.13 – Análise de robustez do controlador.

Figura 6.14 – Simulação do sistema não linear em malha fechada: perturbação na referência.

Figura 6.15 – Simulação do sistema não linear em malha fechada: perturbação na saída.

Figura 6.16 – Teste experimental do sistema com o controlador, variando a temperatura de entrada da água.

Figura 6.17 – Teste experimental do sistema com o controlador, variando a radiação solar em um dia de céu limpo.

Figura 6.18 – Teste experimental do sistema com o controlador, variando a radiação solar em um dia de céu nublado.

LISTA DE TABELAS

- Tabela 2.1 – Propriedades de alguns fluidos refrigerantes.
- Tabela 2.2 – Trabalhos sobre DX-SAHP para aquecimento de água.
- Tabela 2.3 – Vantagens e desvantagens dos modelos matemáticos.
- Tabela 2.4 – Trabalhos com modelagem matemática nos trocadores de calor.
- Tabela 3.1 – Dados do compressor.
- Tabela 3.2 – Dados do condensador coaxial.
- Tabela 3.3 – Dimensionamento dos tubos capilares.
- Tabela 3.4 – Dados do evaporador solar.
- Tabela 3.5 – Dados operacionais da bomba de água.
- Tabela 3.6 – Dados do tanque de armazenamento.
- Tabela 3.7 – Componentes da instrumentação da bomba de calor.
- Tabela 3.8 – Incerteza de medição dos instrumentos.
- Tabela 4.1 – Eficiências do compressor.
- Tabela 4.2 – Determinação do parâmetro C.
- Tabela 4.3 – Parâmetros para simulação do TEWI.
- Tabela 4.4 – Dados das tubulações e dos componentes auxiliares do sistema.
- Tabela 5.1 – Campos da mensagem MQTT.
- Tabela 6.1 – Desvios relativos médios entre os resultados do modelo e os resultados experimentais.
- Tabela 6.2 – Massa total, COP e TEWI do sistema.
- Tabela 6.3 – Pressão na entrada do compressor relacionada à irradiância solar.
- Tabela A.1 – Resultado de calibração dos termopares.
- Tabela A.2 – Desvio de cada ponto de calibração dos termopares.
- Tabela A.3 – Tendência, desvio padrão e incerteza expandida dos termopares.
- Tabela A.4 – Funções de correção para os 16 termopares.

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A	Área [m ²]
cp	Calor específico a pressão constante [J/kg.K]
\dot{C}	Taxa de capacidade térmica [kJ/K.s]
d	Diâmetro do tubo [m]
D	Diâmetro da espira [m]
E _{anual}	Consumo anual de energia pelo sistema [kWh/ano]
e _(t)	Erro do processo [-]
e _v	Erro entre as vazões mássicas [-]
f	Fator de atrito [-]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G	Velocidade mássica [kg/m ² -s]
G _(s)	Função de transferência do controlador [-]
h	Entalpia [kJ/kg]
\bar{H}	Coefficiente médio de transferência de calor [W/m ² K]
H	Coefficiente de transferência de calor [W/m ² K]
I	Irradiação solar [W/m ²]
k	Condutividade térmica [W/mK]
K _C	Ganho proporcional
L	Comprimento [m]
L _{anual}	Taxa anual de refrigerante emitido [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
m	Massa [kg]
n	Tempo de vida operacional do sistema [anos]
N _{rot}	Rotação [rps]
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Pressão [kPa]
Pr	Número de Prandtl [-]
\dot{Q}	Taxa de troca de calor [kW]
Re	Número de Reynolds [-]

T	Temperatura [°C]
\bar{T}	Temperatura média [°C]
t	Tempo [s]
$u_{(t)}$	Saída do controlador [-]
V	Velocidade [m/s]
V_{cil}	Cilindrada [m ³]
x	Título de vapor do refrigerante [-]
\dot{W}	Potência elétrica [kW]
y_{SP}	<i>Setpoint</i>
$y_{(t)}$	Saída do sistema

Letras gregas

α_{rec}	Fator de recuperação de vida do refrigerante [%]
α_{vazio}	Fração de vazio [-]
β	Fator de emissão indireta [kg-CO ₂ /kWh]
β	Coefficiente de expansão volumétrica [1/K]
δ	Espessura [m]
Δ	Variação [-]
ε	Rugosidade [m]
η	Eficiência [%]
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m ²]
ν	Volume específico [m ³ /kg]
ξ	Eficiência do condensador [%]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
τ_I	Tempo integral [s]
τ_D	Tempo derivativo [s]
\emptyset	Umidade relativa [%]
\emptyset_{Io}^2	Fator de correção de Lockhart e Martinelli [-]
χ	Parâmetro de Lockhart e Martinelli [-]
\forall	Volume [m ³]

Constantes

σ Constante de Stefan-Boltzmann [$5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$]

Subscritos

a Água
a1 Água na entrada do condensador
a2 Água na saída do condensador
bif Bifásico
comp Compressor
cond Condensador
de Dispositivo de expansão
f Fluido refrigerante
f1 Fluido refrigerante na entrada do compressor/saída do evaporador
f2 Fluido refrigerante na saída do compressor/entrada do condensador
f3 Fluido refrigerante no ponto de vapor saturado no condensador
f4 Fluido refrigerante no ponto de líquido saturado no condensador
f5 Fluido refrigerante da saída do condensador/entrada do dispositivo de expansão
f6 Fluido refrigerante na saída do dispositivo de expansão/entrada do evaporador
f7 Fluido refrigerante no ponto de vapor saturado no evaporador
fl Fluido refrigerante no estado líquido saturado
fv Fluido refrigerante no estado vapor saturado
g Global
h Hidráulico
hd Tubo capilar helicoidal
i i-ésimo
ie Diâmetro interno do tubo externo
ii Diâmetro interno do tubo interno
ei Diâmetro externo do tubo interno
p Parede
r Tubo capilar reto

s	Isentrópica
sa	Superaquecimento
tr	Ponto de transição de líquido comprimido para mistura
v	Volumétrica

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ARX	<i>Auto-Regressive with eXogenous inputs</i>
BEN	Balanço Energético Nacional
CFC	Clorofluorcarboneto
COP	<i>Coefficient of performance</i>
DX-SAHP	<i>Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GREA	Grupo de Refrigeração e Aquecimento
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
HFO	Hidrofluorolefina
LCCP	<i>Life Cycle Climate Performance</i>
MARD	Desvio Absoluto Relativo Médio
MQTT	<i>Message Queuing Telemetry Transport</i>
MRD	Desvio Relativo Médio
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
RC	Razão de compressão
SAHP	<i>Solar Assisted Heat Pump</i>
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
1.1 Objetivos	22
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1 Fluidos Refrigerantes	23
2.1.1 Propriedades dos fluidos refrigerantes	25
2.2 Indicadores de desempenho ambiental	28
2.3 Bombas de calor.....	29
2.3.1 DX-SAHP a propano.....	32
2.4 Modelos matemáticos	33
2.5 Sistemas de controle	38
2.5.1 Controlador PID	40
2.5.2 Métodos de sintonia de controladores	41
2.6 Considerações finais	42
3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	43
3.1 Compressor	44
3.2 Condensador coaxial.....	44
3.3 Dispositivos de expansão	46
3.4 Evaporador solar	46
3.5 Bomba de água.....	48
3.6 Tanque de armazenamento	48
3.7 Componentes auxiliares	48
3.8 Sistemas de medição	49
3.8.1 Incertezas de medição	52
3.9 Sistema de aquisição de dados	53
4. MODELO MATEMÁTICO.....	54
4.1 Modelo do compressor.....	56
4.2 Modelo do dispositivo de expansão	58
4.3 Modelo do condensador coaxial	60
4.3.1 Coeficientes de transferência de calor, perda de carga e fração de vazio	61
4.3.2 Balanço de massa, energia e quantidade de movimento	64
4.4 Métricas de desvio	65
4.5 Determinação do impacto ambiental	66
5. PROJETO DO CONTROLADOR.....	69

5.1 Modelagem do sistema	69
5.2 Sintonia do controlador.....	70
5.3 Controlador PID na forma paralela.....	71
5.4 Análise do controlador.....	71
5.5 Topologia de controle	72
5.5.1 Seção de controle	72
5.5.2 Seção de atuação	72
5.6 Algoritmo de controle.....	73
5.7 Comunicação e <i>Logging</i>	74
6. ANÁLISE E RESULTADOS.....	76
6.1 Escolha do passo temporal do modelo matemático	76
6.2 Validação experimental do modelo matemático.....	77
6.3 Impacto ambiental dos fluidos refrigerantes.....	80
6.4 Simulações no modelo matemático	82
6.4.1 Efeitos da vazão de água e da temperatura de entrada da água na temperatura de saída da água e no COP do sistema.....	82
6.4.2 Efeitos da irradiância solar na temperatura de saída da água e no COP do sistema	84
6.5 Resultados do sistema de controle	86
6.5.1 Modelo ARX.....	86
6.5.2 Controlador PID por síntese direta.....	87
6.5.3 Sistema de controle embarcado.....	90
6.5.4 Avaliação da performance do controlador	91
6.5.4.1 Robustez e índices de desempenho	91
6.5.4.2 Simulações computacionais.....	92
6.5.4.3 Resultados experimentais com o controlador.....	94
7. CONCLUSÕES	97
7.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	98
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	99
APÊNDICE A – Calibração dos instrumentos	114

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, devido à crescente preocupação com os impactos ambientais gerados pelo aumento do consumo de energia em escala global, torna-se essencial compreender os padrões de uso da energia nos variados setores de demanda em diferentes países. De acordo com o Balanço Energético Nacional (BEN) 2024, publicado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) e pelo Ministério de Minas e Energia, o setor residencial brasileiro representou 10,7% do consumo total de energia no país em 2023. Dentro desse consumo residencial, a energia elétrica é a principal fonte, sendo utilizada para iluminação, refrigeração de ambientes, operação de eletrodomésticos e para aquecimento de água. O uso para aquecimento de água representa cerca de 24% do consumo energético residencial (Procel, 2021), configurando-se como um dos principais responsáveis pela demanda doméstica.

O chuveiro elétrico ainda é a forma predominante de aquecer água para banho no Brasil, sendo amplamente utilizado devido à sua praticidade, baixo custo inicial e fácil instalação. Um estudo coordenado pela EPE indicou que mais de 70% das moradias brasileiras com acesso à eletricidade utilizam chuveiro elétrico para aquecer água (Brasil, 2012). Esse sistema, que utiliza resistência elétrica para aquecer a água de maneira rápida, tem a vantagem de não depender de infraestrutura complexa, o que facilita seu uso em uma grande diversidade de residências, especialmente em áreas urbanas. No entanto, apesar de sua conveniência, o chuveiro elétrico possui baixa eficiência exergética e gera um consumo elevado de energia, contribuindo para a emissão indireta de gases de efeito estufa, principalmente quando a energia é proveniente de fontes térmicas.

Considerando as mudanças climáticas e as limitações das fontes de energia tradicionais, torna-se necessário buscar alternativas mais sustentáveis e eficientes, como sistemas solares ou bombas de calor. A utilização de bombas de calor para aquecimento de água tem se mostrado uma alternativa promissora para substituir os chuveiros elétricos, com o benefício de reduzir o consumo de energia e as emissões associadas de gases de efeito estufa. Uma maneira de aumentar ainda mais o desempenho desses dispositivos é combiná-los com sistemas de energia solar, formando as bombas de calor solar com expansão direta (DX-SAHP), que têm sido amplamente estudadas devido à sua eficiência (Fan *et al.*, 2021; Rabelo *et al.*, 2019). A eficiência de uma DX-SAHP é diretamente influenciada pelas propriedades do fluido refrigerante utilizado (Kong *et al.*, 2020b), sendo que os refrigerantes tradicionais, como R22 e R134a, apresentam impactos ambientais significativos (Shi *et al.*, 2019).

Diante disso, tem-se explorado o uso de refrigerantes naturais como alternativas mais sustentáveis. Esses fluidos naturais, como o R290 (propano), são considerados vantajosos devido às suas propriedades termodinâmicas favoráveis, além de possuírem baixo potencial de aquecimento global (GWP) e potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) nulo. Como resultado, o uso de R290 em bombas de calor pode contribuir para um desempenho ambientalmente mais responsável, alinhando eficiência energética com redução de impactos ecológicos.

Entretanto, para que a bomba de calor seja viável para uso doméstico, é essencial garantir que a água mantenha uma temperatura confortável e segura. Isso se torna desafiador devido, por exemplo, às variações nas condições de incidência solar: em períodos de baixa luminosidade, a água pode não atingir a temperatura adequada, enquanto em dias de alta incidência solar, a temperatura pode superar o valor desejado. Para lidar com essas flutuações, é fundamental a implementação de um sistema de controle que regule a temperatura da água conforme o valor estipulado.

Para analisar o impacto de variações ambientais e operacionais no desempenho de um sistema, a criação de um modelo que represente com precisão seu comportamento dinâmico pode ser uma ferramenta útil e complementar às abordagens experimentais. Modelos matemáticos têm sido cada vez mais utilizados como alternativa para reduzir os custos e o tempo de experimentação na análise de sistemas reais. No caso específico de sistemas de compressão de vapor que utilizam fluidos com baixo impacto ambiental, como o propano, o desenvolvimento de modelos adequados é um campo de grande interesse para a comunidade científica. Isso ocorre porque os modelos existentes para fluidos convencionais não são aplicáveis a sistemas com fluidos naturais, devido às diferenças nas propriedades termodinâmicas e de transporte, que impactam diretamente o desempenho e a operação desses sistemas.

Por fim, embora exista pesquisas sobre o uso do R290 como refrigerante em bombas de calor, ainda há várias lacunas de conhecimento, especialmente em relação ao comportamento transiente das DX-SAHPs utilizando R290. A maioria dos estudos realizados com R290 em bombas de calor se concentra no regime permanente, o que limita a compreensão do desempenho do sistema sob condições dinâmicas, que são cruciais para a análise real em aplicações práticas. Além disso, apesar da aplicação de várias metodologias de modelagem de trocadores de calor, a utilização da abordagem de fronteira móvel para DX-SAHPs, particularmente com R290 no contexto do aquecimento de água para banho, ainda não foi explorada.

1.1 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é analisar a influência de parâmetros operacionais e ambientais na performance de uma DX-SAHP a propano para aquecimento de água, por meio de simulações computacionais, além de desenvolver um mecanismo de controle da temperatura da água, visando melhorar o desempenho do sistema em aplicações residenciais.

Para alcançar o objetivo principal, os seguintes objetivos secundários são adotados:

- Desenvolver um modelo matemático dinâmico para a DX-SAHP;
- Realizar uma comparação, por meio de simulações, do impacto ambiental e desempenho energético de fluidos refrigerantes avaliados na bomba de calor em estudo;
- Projetar e implementar um controlador que ajuste a temperatura final da água;
- Realizar testes experimentais na bomba de calor;
- Comparar os resultados teóricos e experimentais para validação do modelo;
- Realizar simulações no modelo sob diferentes condições para analisar a influência da vazão de água, da temperatura inicial da água e da pressão de evaporação no desempenho do sistema;
- Realizar simulações e testes experimentais no sistema para analisar o comportamento da temperatura de saída da água com a presença do controlador.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre os assuntos relacionados ao tema desta pesquisa. Inicialmente, apresenta-se uma revisão sobre os fluidos refrigerantes e suas propriedades, e sobre as métricas utilizadas para determinar o impacto ambiental dos refrigerantes. Depois realiza-se uma revisão sobre bombas de calor, dando ênfase às bombas de calor assistidas por energia solar com expansão direta. A seguir são apresentados os tipos de modelos matemáticos utilizados para descrever o comportamento das bombas de calor. E, por fim, apresenta-se a revisão sobre sistemas de controle. Durante toda a revisão bibliográfica são apresentados estudos desenvolvidos pela comunidade científica sobre cada um dos assuntos.

2.1 Fluidos Refrigerantes

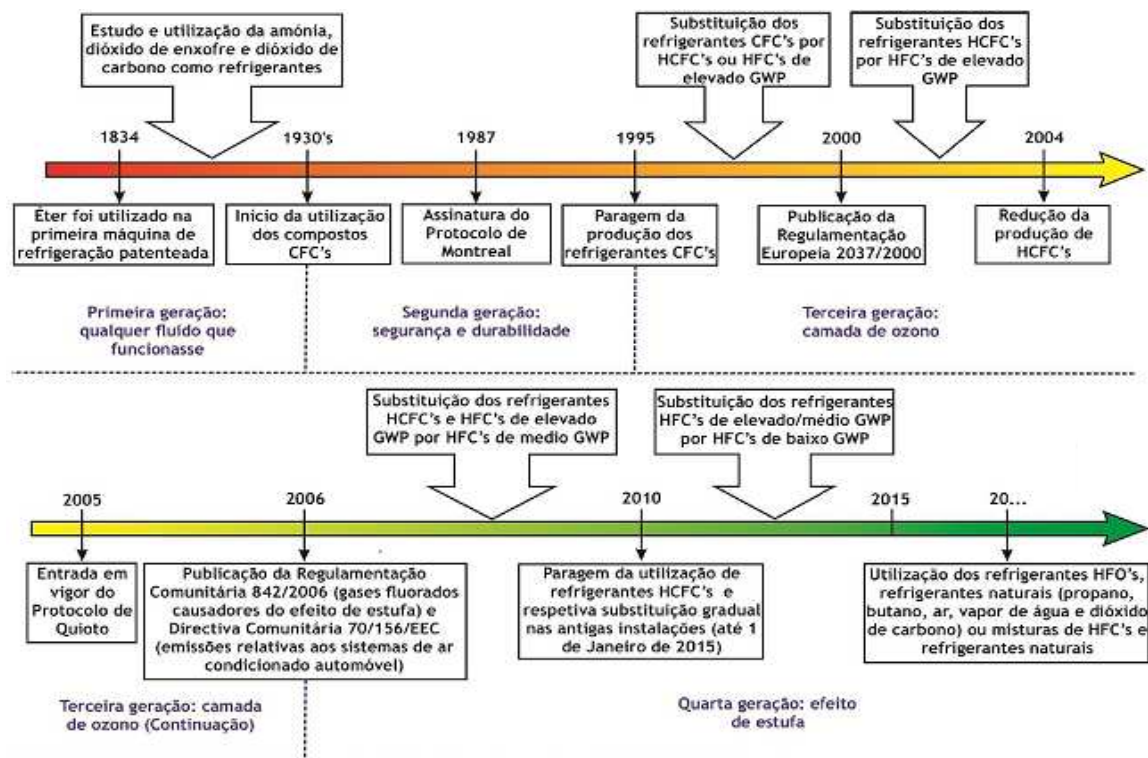
Fluidos refrigerantes são substâncias puras ou misturas utilizadas nos ciclos de refrigeração e bomba de calor, que absorvem ou liberam energia térmica, sofrendo mudanças de estado reversíveis. Os sistemas de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor, como por exemplo as bombas de calor, operaram com uma diversidade de fluidos refrigerantes ao longo da história. De acordo com Ciconkov (2018), um dos primeiros refrigerantes usados foi o éter etílico em 1834. Em seguida, foram utilizados outros refrigerantes naturais, como dióxido de carbono, amônia, água e alguns hidrocarbonetos puros. Porém, entre eles foram encontradas substâncias tóxicas e inflamáveis, o que ocasionou o início da evolução dos refrigerantes.

Calm (2008) descreve a evolução dos refrigerantes e os classifica em quatro gerações. A primeira geração é composta pelos refrigerantes naturais, que já eram utilizados desde 1834. Na década de 1930, surgiram os clorofluorcarbonetos (CFCs) e deu-se início à segunda geração, na qual os fluidos sintéticos se espalharam pela maioria das aplicações de refrigeração devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas, químicas e termofísicas, incluindo baixa toxicidade e baixa inflamabilidade. Por volta de 1950, os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) foram desenvolvidos e entraram no mercado porque eram capazes de melhorar o desempenho térmico e energético apresentado pelos CFCs em muitas aplicações. Porém, anos mais tarde, descobriu-se que as substâncias CFC e HCFC possuíam alto potencial de degradação da camada de ozônio (ODP, do inglês *Ozone Depletion Potential*). Assim, a terceira geração surgiu com foco na proteção da camada de ozônio.

Na década de 90, os hidrofluorcarbonetos (HFCs) surgiram no mercado em decorrência das restrições do Protocolo de Montreal (1987) que propunha a redução gradativa da produção de CFCs e HCFCs. Os HFCs têm ODP nulo, não são inflamáveis, são quimicamente estáveis, têm boas propriedades termodinâmicas e baixo custo de aquisição (Domanski *et al.*, 2018). Por isso foram considerados como substitutos dos CFCs e HCFCs. No entanto, os HFCs contribuem fortemente para o efeito estufa devido aos seus altos valores de potencial de aquecimento global (GWP, do inglês *Global Warming Potential*) e alta permanência na atmosfera.

Portanto, no início do século XXI, após determinações do Protocolo de Kyoto (2005), do Acordo de Paris (2015) e da emenda Kigali (2016) do Protocolo Montreal, a quarta geração de refrigerantes apareceu e está sendo desenvolvida para substituir os HFCs. Os hidrofluorolefinas (HFOs) são refrigerantes sintéticos que apresentam boas propriedades termodinâmicas e grandes benefícios ambientais devido ao seu baixo GWP e ODP zero (Ciconkov, 2018). Além disso, devido às restrições impostas aos refrigerantes sintéticos, os refrigerantes naturais também voltaram a ser foco de estudos científicos. Esses refrigerantes são considerados como possíveis substitutos nos sistemas de compressão de vapor (Aprea *et al.*, 2016; Golzari *et al.*, 2017; Belman-Flores *et al.*, 2017). A Figura 2.1 mostra um breve resumo das quatro gerações dos fluidos refrigerantes descritas acima.

Figura 2.1 – Evolução dos refrigerantes.

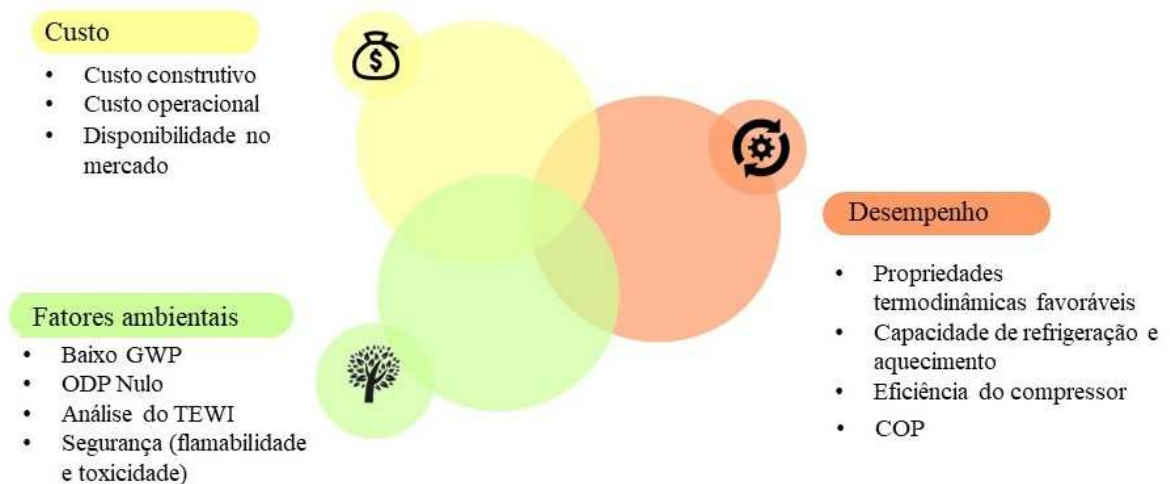


Fonte: Duarte (2013).

2.1.1 Propriedades dos fluidos refrigerantes

As propriedades termodinâmicas, físicas, químicas e ambientais são importantes para a previsão e avaliação do desempenho de qualquer refrigerante. Devido às singularidades de cada aplicação, não existe um refrigerante ideal. O refrigerante deve possuir características que satisfaçam as condições operacionais de determinada aplicação. A Figura 2.2 apresenta alguns critérios e indicadores utilizados para analisar a viabilidade da utilização de um fluido refrigerante.

Figura 2.2 – Critérios e indicadores para avaliação de viabilidade de um refrigerante.



Fonte: Oliveira (2021).

Segundo Shi *et al.* (2019), o fluido refrigerante para bombas de calor solar deve apresentar altos valores de condutividade térmica, temperatura crítica e entalpia de evaporação para assegurar um bom desempenho do sistema. Além disso, o fluido precisa ter pressão de condensação moderada, viscosidade e volume específico baixos, baixo custo, não tóxico, não inflamável e ambientalmente seguro. A Tabela 2.1 mostra algumas propriedades de diferentes grupos de refrigerantes.

De acordo com a ASHRAE Standard 34 (2007), com base nas características de toxicidade, a classe A indica substâncias de baixa toxicidade e a classe B indica substâncias com toxicidade considerável. De acordo com as características de inflamabilidade, a classe 1 refere-se a substâncias que não apresentam propagação de chama no ar em condições atmosféricas de 101,3 kPa e 21 °C. As classes 2 e 2L indicam substâncias com baixa inflamabilidade. Por fim, a classe 3 refere-se a substâncias que são altamente inflamáveis.

Tabela 2.1 – Propriedades de alguns fluidos refrigerantes.

Fluido	ODP	GWP (100 anos)	Vida (anos)	Temperatura de ebulição (°C)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (MPa)	Inflamabilidade/ Toxicidade
CFCs	R11	1	4600	45	23,7	198,0	A1
	R12	0,820	10600	100	-29,8	112,0	A1
	R13	1	14000	640	-81,3	28,90	A1
	R114	0,850	9800	300	3,60	145,7	A1
	R115	0,400	7200	1700	-38,9	80,00	A1
HCFCs	R22	0,034	1700	11,9	-40,8	96,20	A1
	R123	0,012	120	1,40	27,8	183,8	B1
	R124	0,026	620	6,10	-12,0	122,3	A1
	R142b	0,043	2400	19,0	-9,00	137,2	A2
HFCs	R125	0	3500	29,0	-48,1	66,20	A1
	R134a	0	1300	13,8	-26,1	101,1	A1
	R143a	0	4470	52,0	-47,2	72,90	A2
	R152a	0	120	1,40	-24,0	113,3	A2
	R236fa	0	9810	240	-1,34	124,9	A1
	R245fa	0	1030	7,60	15,3	154,1	B1
	R32	0	550	5,00	-51,7	78,20	A2L
HFOs	R1234yf	0	4,0	0,03	-29,5	94,70	A2L
	R1234ze(E)	0	6,0	0,05	-18,9	109,4	A2L
	R1234ze(Z)	0	1,4	-	9,80	150,1	A2L
	R1233zd(E)	0	1	0,07	18,0	165,6	A1

Continuação Tabela 2.1: Propriedades dos fluidos refrigerantes

Fluido	ODP	GWP (100 anos)	Vida (anos)	Temperatura de ebulição (°C)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (Mpa)	Inflamabilidade/ Toxicidade	
Naturais	R717	0	0	0	-33,0	132,3	11,3	B2L
	R744	0	1,0	1	-78,5	31,10	7,38	A1
	R50	0	25	12	-161	82,50	4,59	A3
	R170	0	5,5	12	-89,0	32,70	4,87	A3
	R290	0	3,0	12	-42,1	96,74	4,25	A3
	R600	0	4,0	12	-0,49	152,0	3,79	A3
	R600a	0	20	12	-11,8	134,7	3,63	A3
	R1270	0	1,8	0	-48,0	91,10	4,56	A3
Misturas	R404A	0	3922	-	-46,2	72,04	3,73	A1
	R407C	0	1620	-	-43,8	86,00	4,33	A1
	R410A	0	1924	-	-51,4	71,40	4,90	A1
	R500	0,605	7900	-	-33,6	102,1	4,17	A1
	R502	0,221	4500	-	-45,3	80,70	4,02	A1
	R507A	0	3985	-	-46,5	70,9	3,79	A1
	R510A	0	3	1,45	-25,1	125,6	5,81	A3

Fonte: Calm (2008), Abas *et al.* (2018), Mota-Babiloni *et al.* (2018), Gullo *et al.* (2018) e Heredia-Aricapa *et al.* (2020).

2.2 Indicadores de desempenho ambiental

Nos últimos anos, a mudança climática se tornou uma preocupação global. Por este motivo, o setor de aquecimento e refrigeração por compressão de vapor vem buscando alternativas para reduzir o impacto ambiental dos seus sistemas. Atualmente, o foco está no desenvolvimento de refrigerantes de baixo GWP. Porém, este se mostra como um método limitado quando o objetivo é avaliar o impacto climático do uso de determinado refrigerante, pois considera apenas a emissão direta dos refrigerantes e ignora a influência indireta, como emissões do consumo de energia ao longo da vida do sistema e a fabricação e descarte dos materiais e do refrigerante. O GWP é uma métrica útil para comparar diferentes refrigerantes, no entanto pode superestimar os benefícios do refrigerante de baixo GWP para o meio ambiente, uma vez que não leva em consideração outros fatores que o afetam (Makhnatch e Khodabandeh, 2014). Assim, outros indicadores de desempenho ambiental foram desenvolvidos como, por exemplo, o impacto total do aquecimento equivalente (TEWI, do inglês *Total Equivalent Warming Impact*) e o desempenho climático do ciclo de vida (LCCP, do inglês *Life Cycle Climate Performance*).

A métrica TEWI é a mais generalizada para calcular o impacto total (emissões equivalentes de CO₂) de um sistema durante o seu uso até o seu descarte. Esta metodologia leva em consideração tanto as emissões fugitivas diretas, relacionadas ao refrigerante liberado durante a vida útil do equipamento, quanto as emissões indiretas produzidas das emissões de CO₂ oriundas do processo de produção de energia, necessária para operar o equipamento (Makhnatch e Khodabandeh, 2014).

Em termos práticos, é difícil calcular um valor absoluto significativo para TEWI, pois alguns parâmetros são obtidos de estudos estatísticos e podem variar entre um ou outro sistema, gerando certo grau de incerteza. Seu grande valor, quando aplicado a sistemas de refrigeração e aquecimento, é como uma ferramenta comparativa para avaliar diferentes abordagens de sistema para satisfazer uma determinada aplicação (AIRAH, 2012). Deve ser enfatizado que, para que a comparação do TEWI tenha valor real, ela deve se referir a sistemas com características e funções equivalentes.

A métrica TEWI é mais indicativa do que o GWP, mas não leva em consideração todos as emissões indiretas relevantes envolvidas no ciclo de vida do refrigerante. Portanto, a abordagem LCCP foi desenvolvida. O LCCP considera as emissões diretas e indiretas do sistema durante sua vida útil e também as emissões associadas à construção do sistema, fabricação e descarte do refrigerante (Llopis *et al.*, 2020). Este método destina-se a fornecer

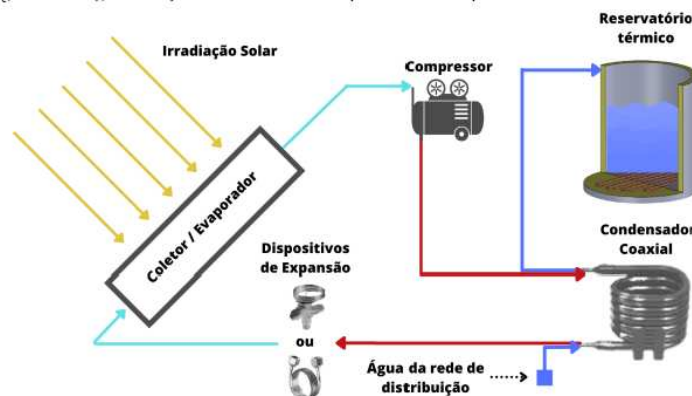
uma imagem holística do impacto ambiental de diferentes refrigerantes (Yang *et al.*, 2021). Entretanto, embora a abordagem LCCP forneça uma avaliação mais abrangente das emissões, segundo Makhnatch e Khodabandeh (2014), sua contribuição adicional em relação ao TEWI é, na maioria dos casos, quase insignificante. Além disso, a aplicação prática do LCCP é dificultada pela complexidade de seu cálculo, que exige dados detalhados sobre emissões associadas à produção e à reciclagem de materiais e fluidos refrigerantes, informações que não são facilmente disponibilizadas pelas instituições responsáveis.

2.3 Bombas de calor

Bombas de calor são sistemas termodinâmicos que transferem calor de uma fonte de baixa temperatura para uma fonte de alta temperatura, utilizando um fluido refrigerante. As bombas de calor têm diversas aplicações, desde sistemas de aquecimento de ambientes, aquecimento de água doméstica, até processos industriais. De acordo com Fan *et al.* (2021), Kong *et al.* (2020b) e Rabelo *et al.* (2019), uma maneira de aumentar o desempenho das bombas de calor é combiná-las com energia solar, que é chamada de bomba de calor assistida por energia solar (SAHP, do inglês *Solar Assisted Heat Pump*). Neste contexto, as bombas de calor de expansão direta, também conhecidas como DX-SAHP (do inglês, *Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump*), têm atraído crescente interesse na literatura científica.

A DX-SAHP, apresentada pela primeira vez por Sporn e Ambrose (1955), é um sistema que combina tecnologias de aquecimento solar e bomba de calor para produzir água quente sanitária ou aquecimento ambiente. Neste tipo de sistema o fluido absorve calor diretamente do coletor solar, que é utilizado como evaporador do sistema. A Figura 2.3 apresenta o desenho esquemático de uma DX-SAHP para aquecimento de água.

Figura 2.3 – Desenho esquemático de uma DX-SAHP.



Fonte: Diniz (2023).

Estudos têm sido realizados sobre a eficiência e desempenho das DX-SAHP para aquecimento de água. A Tabela 2.2 apresenta trabalhos da literatura sobre o tema. Em geral, estes trabalhos sugerem que as DX-SAHP são sistemas eficazes, apresentando vantagens em termos de eficiência energética e sustentabilidade do sistema.

No entanto, é importante destacar que a eficácia do sistema depende de fatores como as condições ambientais e as características específicas do sistema. Kong *et al.* (2018) estudaram experimentalmente o COP de uma DX-SAHP a R134a para aquecimento de água, e concluíram que com o aumento da radiação solar e da temperatura ambiente, o COP aumenta e o tempo para aquecimento da água diminui.

Duarte *et al.* (2021a) investigaram os efeitos da irradiação solar, da umidade relativa e da temperatura de entrada da água no COP de uma DX-SAHP a R744 para aquecimento de água. Observaram que o COP decaiu 45,8% com a temperatura de entrada da água variando entre 15 e 35°C. A variação da radiação solar de 876,9 para 30,17 W/m² apresentou redução no COP de aproximadamente 30%. O COP foi 6% maior para umidade relativa variando entre 31,6 e 55,8%.

Rabelo *et al.* (2019) realizaram estudos experimentais para analisar a influência da abertura da válvula de expansão no COP de uma DX-SAHP a R744 para aquecimento de água, de acordo com as variações da radiação solar durante o dia. Os autores concluíram que o valor da abertura do dispositivo de expansão para atingir o COP máximo do sistema foi quase o mesmo, independente da radiação solar.

Kong *et al.* (2020b) realizaram vários experimentos para investigar o desempenho de uma DX-SAHP sob condições típicas de inverno. Eles concluíram que o COP médio do sistema variou de 2,12 a 4,43 sob a radiação solar média de 20 – 592 W/m², temperatura média de -3,0 – 12,2 °C e velocidade média do vento de 0,01 – 1,15 m/s, quando 200 L de água a 7,2 – 15,3 °C foram aquecidos a 37,7 – 54,9 °C.

Diniz (2023) realizou um estudo experimental e teórico de uma DX-SAHP a propano, considerando a temperatura final da água 45 e 65°C. As simulações apontaram que o aumento da irradiância solar proporciona o maior crescimento do COP do que os demais parâmetros ambientais analisados. Além disso, concluíram que o aumento de 29,9% na área do coletor solar gera um aumento no COP de 9,46 e 7,25% para temperatura final da água igual a 45 e 65 °C.

Tabela 2.2 – Trabalhos sobre DX-SAHP para aquecimento de água.

Autores	Tipo de estudo	Fluido refrigerante	COP	Temperatura da água [°C]
Li <i>et al.</i> (2007)	Experimental	R22	5,3	13,4 – 50,5
Oliveira (2010)	Teórico	R134a	–	–
Chow <i>et al.</i> (2010)	Experimental e teórico	R134a	5,3 – 7,5	22,5 – 50,0
Kong <i>et al.</i> (2011)	Experimental e teórico	R22	5,2 – 6,6	13,4 – 50,5
Moreno-Rodriguez (2013)	Experimental e teórico	R134a	2,1 – 2,9	–
Nunes <i>et al.</i> (2016)	Teórico	R744	–	–
Faria <i>et al.</i> (2016)	Teórico	R744	–	–
Diniz (2017)	Experimental	R134a	2,1 – 2,9	25,0 – 45,0
Kong <i>et al.</i> (2017)	Teórico	R410A	–	5,0 – 30,0
Rabelo <i>et al.</i> (2018)	Experimental	R744	3,2 – 5,3	–
Kong <i>et al.</i> (2018)	Experimental	R134a	2,8 – 4,3	42,0 – 60,0
Paulino <i>et al.</i> (2019)	Teórico	R744	–	–
Rabelo <i>et al.</i> (2019)	Experimental	R744	2,1 – 2,6	25,5 – 60,0
Kong <i>et al.</i> (2020b)	Experimental	R290	2,1 – 4,4	37,7 – 54,9
Duarte <i>et al.</i> (2021a)	Experimental	R744	1,9 – 2,6	15,0 – 62,0
Kong <i>et al.</i> (2021)	Experimental e teórico	R290	–	10,0 – 55,0
Diniz <i>et al.</i> (2023b)	Experimental e teórico	R290	1,8 – 2,9	45,0 – 65,0
Diniz <i>et al.</i> (2023a)	Experimental e teórico	R290	1,1 – 3,1	45,0 – 65,0
Resende <i>et al.</i> (2025)	Experimental e teórico	R290	1,9 – 2,3	28,0 – 67,0

Fonte: autor.

2.3.1 DX-SAHP a propano

Nas DX-SAHPs, o desempenho térmico depende das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, sendo importante selecionar um refrigerante adequado para o sistema. Atualmente, avaliando a sustentabilidade do sistema, os fluidos naturais estão sendo considerados como substitutos dos fluidos tradicionais, pois, além de possuírem boas propriedades termodinâmicas, têm ODP zero e baixo GWP.

Trabalhos têm sido conduzidos sobre as propriedades termodinâmicas, as aplicações e a compatibilidade do R290 nos sistemas. Kashif *et al.* (2017) avaliaram a performance do R290 como substituto do R134a em uma bomba de calor para aquecimento de água. Os autores concluíram que sob as mesmas condições, o R290 apresenta desempenho similar ao R134a.

Kong *et al.* (2020a) também compararam os fluidos R290 e R134a em uma DX-SAHP para aquecimento de água doméstica. Os resultados mostram que aquecendo 0,2 m³ de água de aproximadamente 10 a 40 °C com radiação solar média de 500 W/m², temperatura ambiente de -0,7 °C e velocidade média do vento de 1,2 m/s, o COP do sistema a R290 foi 32% superior ao do sistema a R134a. Além disso, as capacidades de aquecimento médias dos sistemas a R290 e R134a são 859,7 e 786,4 W, respectivamente.

Kong *et al.* (2020b) avaliaram experimentalmente o desempenho de uma DX-SAHP a R290 para aquecimento de água durante o inverno com carga de refrigerante igual a 350 ou 410g. O COP do sistema variou de 2,12 a 4,43 para radiação solar entre 20 e 592 W/m², temperatura ambiente entre -3,0 e 12,2°C, enquanto 200L de água entre 7,2 e 15,3°C foi aquecido até 37,7 e 54,9°C.

Duarte *et al.* (2019) realizaram um estudo comparativo entre os fluidos R290, R600a, R744, R1234yf e o R134a em uma DX-SAHP. Os autores concluíram que o R290 tem melhor COP do que outros refrigerantes para radiação solar entre 300 W/m² e 700 W/m², bem como para temperatura ambiente entre 10 e 35 °C. Entretanto, para radiação solar menor que 50 W/m², o R134a tem melhor COP que o R290.

Diniz (2023) realizou uma análise de desempenho energético, ambiental e logístico de dez fluidos refrigerantes de baixo GWP e ODP nulo para operarem em uma DX-SAHP. Dentre eles, o R290 foi selecionado. O estudo experimental revelou que o desempenho energético do sistema operando sob radiações solares maiores é, em média, 29,8% superior que em baixa radiações.

Diniz *et al.* (2023a) desenvolveram um modelo matemático para analisar o desempenho de uma DX-SAHP na produção de água quente doméstica, utilizando o refrigerante ecológico

R290. A validação foi feita por meio de testes experimentais e termografia infravermelha. Os resultados mostraram que a radiação solar aumentou a eficiência energética (69,3%) e exergética (8,72%), enquanto o aumento da temperatura ambiente contribuiu para uma maior redução das emissões de gases de efeito estufa (88,6%), mas resultou em um tempo de payback mais longo. Além disso, aquecer a água a 45°C, em comparação com 65°C, melhorou a eficiência energética (25,0%) e exergética (2,86%) e reduziu mais as emissões, embora também aumentasse o tempo de retorno do investimento.

Diniz *et al.* (2023b) desenvolveram, validaram e aplicaram um modelo matemático para analisar o desempenho de DX-SAHP, com base na análise energética, exergética, ambiental e econômica (4E). O modelo, validado experimentalmente, revelou que o aumento da área do evaporador melhora o COP e reduz o TEWI, enquanto o aumento do comprimento do condensador aumenta a eficiência exergética, influenciando diretamente o tempo de retorno do investimento.

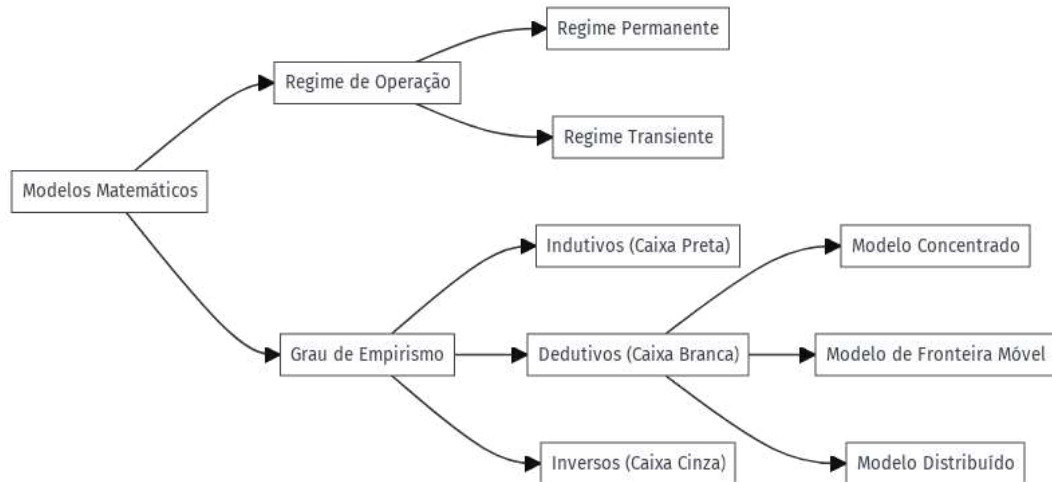
Luz *et al.* (2024) desenvolveram um modelo matemático semiempírico para a válvula de expansão termostática em uma DX-SAHP para aquecimento de água utilizando R290. O modelo foi validado experimentalmente, apresentando adequada precisão na previsão de parâmetros operacionais, como radiação solar e pressão, e mostrou-se eficaz em diversas configurações de bombas de calor para aquecimento de água.

Resende *et al.* (2025) desenvolveram um modelo dinâmico para o condensador de uma DX-SAHP utilizando propano como refrigerante para a produção de água quente doméstica. O modelo, validado experimentalmente, revelou que a vazão de água e a temperatura de entrada têm grande influência na temperatura final da água e no COP, destacando a importância de otimizar essas variáveis para melhorar a eficiência energética do sistema.

2.4 Modelos matemáticos

Os modelos matemáticos utilizados no estudo de sistemas de refrigeração podem ser classificados segundo o regime de operação em permanente ou transiente (Paulino *et al.*, 2019), e também segundo o nível de empirismo adotado na elaboração dos mesmos em indutivos, dedutivos e inversos (Behfar e Yuill, 2018). A Figura 2.4 apresenta um diagrama da classificação dos modelos matemáticos.

Figura 2.4 – Tipos de modelos matemáticos.



Fonte: Autor.

De acordo com Maia *et al.* (2014), os modelos em regime permanente geralmente são utilizados para estudo da substituição de fluidos e aperfeiçoamento do projeto de trocadores de calor, enquanto os modelos em regime transiente podem, por exemplo, investigar o comportamento dinâmico dos sistemas de refrigeração quando submetidos à variação de vazão decorrente da partida a quente ou do fechamento da válvula de expansão.

Os modelos indutivos, também chamados de modelos de caixa preta, são desenvolvidos a partir de dados experimentais, e têm a consistência limitada aos ensaios experimentais realizados para o ajuste dos coeficientes das equações propostas. Ao contrário dos modelos indutivos, os modelos dedutivos são resultados da aplicação de princípios físicos como a conservação de massa, energia e quantidade de movimento, e são capazes de representar o comportamento dinâmico dos sistemas em diferentes condições de funcionamento (Garcia *et al.*, 2018).

Em geral, os modelos dedutivos, também conhecidos como modelos de caixa branca, são utilizados para investigar os fenômenos que ocorrem nos trocadores de calor e são divididos conforme o nível de detalhamento da malha em modelo concentrado, de fronteira móvel ou distribuído (Rasmussen, 2012). O modelo mais simples, denominado modelo concentrado, é aquele que utiliza somente um volume de controle para descrever o comportamento do componente dentro do sistema de refrigeração. Apesar das mudanças de fase ao longo do escoamento, este modelo considera apenas as propriedades na entrada e na saída do trocador de calor, podendo apresentar resultados menos precisos (Zhang e Zhang, 2006).

A segunda abordagem dos modelos dedutivos, o modelo de fronteira móvel, consiste em dividir os trocadores de calor em regiões monofásicas e região bifásica. Os limites dessas

regiões podem se mover ao longo do comprimento do trocador de calor, por isso o termo “fronteira móvel” (Li *et al.*, 2017). De acordo com Pangborn *et al.* (2015), a análise de trocadores de calor utilizando o método de fronteira móvel é muito atraente, pois seus resultados são obtidos com relativa rapidez e precisão.

Os modelos que dividem os trocadores de calor em volumes de controle fixos são chamados de modelos distribuídos. Estes modelos envolvem uma formulação matemática mais complexa e resolvem as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento localmente, considerando os parâmetros uniformes em cada região. Segundo Rasmussen *et al.* (2018), a precisão deste tipo de modelo depende do número de regiões discretizadas.

Rodriguez e Rasmussen (2017) fizeram um estudo comparativo entre o modelo de fronteira móvel e o modelo distribuído em um evaporador e concluíram que o modelo distribuído é mais flexível a mudanças de geometria, vazão ou propriedades termodinâmicas, enquanto o modelo de fronteira móvel apresenta menor recurso computacional e tempo de simulação. Desideri *et al.* (2016) e Bendapudi *et al.* (2008) que também compararam estes dois tipos de modelo, afirmam que o modelo de fronteira móvel é executado cerca de três vezes mais rápido que o modelo distribuído.

Por fim, o modelo inverso, também conhecido como caixa-cinza, é um modelo que abrange tanto a análise de dados experimentais quanto a utilização de equações que descrevem o fenômeno físico estudado (Behfar e Yuill, 2018). Este tipo de modelo é aplicado comumente para descrever compressores e dispositivos de expansão pois são modelos menos complexos e de baixo consumo de recurso computacional.

A Tabela 2.3 apresenta o resumo das vantagens e desvantagens de cada tipo de modelo matemático. A Tabela 2.4 apresenta alguns trabalhos da literatura sobre modelo matemático em trocadores de calor, identificando o tipo de modelo, o fluido refrigerante utilizado no sistema, o trocador de calor estudado e se houve validação experimental do modelo.

Tabela 2.3 – 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).

Continuação da Tabela 2.3 – Vantagens e desvantagens dos modelos matemáticos

Modelo	Vantagens	Desvantagens	Referências
Dedutivo – Concentrado	<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. - Pouco eficiente 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 – Fronteira móvel	<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"> - Pouco eficiente quando se requer alta precisão. - Possibilidade de ineficiência em regime transite. 	Esbrí <i>et al.</i> (2015); Joybari <i>et al.</i> (2015); Yang e Ordenez (2018).
Dedutivo – Distribuído	<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).

Fonte: Diniz (2023).

Tabela 2.4 – Trabalhos com modelagem matemática nos trocadores de calor.

Autores	Modelo	Fluido refrigerante	Trocador de calor	Validação experimental
Maia (2005)	Distribuído	R134a	Evaporador	Sim
Zhang e Zhang (2006)	Fronteira móvel	R22	Evaporador	Sim
Zapata <i>et al.</i> (2013)	Fronteira móvel	R22	Evaporador	Não
Koury <i>et al.</i> (2013)	Distribuído	R134a	Evaporador e condensador	Sim
Wu <i>et al.</i> (2015)	Distribuído	-	Evaporador e condensador	Sim
Bonilla <i>et al.</i> (2015)	Fronteira móvel	-	Evaporador e condensador	Sim
Laughman <i>et al.</i> (2015)	Distribuído	R410A	Evaporador e condensador	Sim
Esbri <i>et al.</i> (2015)	Fronteira móvel	R134a	Evaporador	Sim
Faria <i>et al.</i> (2016)	Distribuído	R744	Evaporador	Sim
Nunes <i>et al.</i> (2016)	Distribuído	R22 e R410A	Condensador	Sim
Li <i>et al.</i> (2017)	Concentrado	-	-	Sim
Rodriguez e Rasmussen (2017)	Fronteira móvel/ Distribuído	R134a, R404A e R410A	Evaporador	Não
Garcia <i>et al.</i> (2018)	Distribuído	R134a e R1234yf	Evaporador	Sim
Yang e Ordonez (2018)	Fronteira móvel	R22	Evaporador e condensador	Sim
Braga (2019)	Fronteira móvel	R744	Condensador	Sim
Paulino <i>et al.</i> (2019)	Distribuído	R744	Evaporador	Sim
Resende <i>et al.</i> (2025)	Fronteira móvel	R290	Condensador	Sim

Fonte: autor.

2.5 Sistemas de controle

Outro campo que tem se desenvolvido nas pesquisas científicas é o de sistemas de controle. O controle de sistemas dinâmicos é uma área da engenharia dedicada à manipulação das variáveis de entrada de um sistema com o objetivo de obter um comportamento desejado em suas variáveis de saída, considerando as variáveis que são dependentes do tempo. A aplicação de técnicas de controle é essencial em diversas áreas da engenharia, incluindo a engenharia térmica, onde o objetivo é garantir que os sistemas operem de maneira eficiente e estável em diversas condições operacionais e ambientais.

Considerando, por exemplo, uma DX-SAHP em que a presença de um evaporador com assistência solar torna a temperatura da água na saída do condensador dependente das condições climáticas, a utilização de um sistema de controle é essencial para manter as condições desejadas. Essa operação de controlar a temperatura da água pode ser feita manualmente por um operador através da ação de fechar ou abrir a válvula da água. Entretanto, esse trabalho requer que o operador acompanhe a temperatura frequentemente para tomar uma ação corretiva quando esta apresentar desvio com relação ao valor desejado, não sendo uma opção prática. Neste caso, é adequado dispor de sistemas que controlem as variáveis do processo automaticamente, ou seja, sem a necessidade da intervenção de um operador.

Diversos estudos presentes na literatura têm se dedicado ao desenvolvimento de métodos de controle para sistemas térmicos, com ênfase em sistemas de aquecimento e refrigeração, buscando otimizar o desempenho desses sistemas, melhorar sua eficiência energética e garantir a estabilidade em diferentes condições operacionais.

Rasmussen e Larsen (2011) propuseram um novo método para controle de superaquecimento e capacidade em sistemas de refrigeração, controlando o superaquecimento pela velocidade do compressor e a capacidade de refrigeração pelo fluxo de refrigerante. O modelo não-linear de baixa ordem desenvolvido para o evaporador foi utilizado no design de um controlador adaptativo não-linear, cujos resultados experimentais e a análise de estabilidade mostraram um desempenho superior em uma ampla gama de pontos operacionais em comparação com o método convencional baseado no controlador de superaquecimento termostático.

Choi (2013) propôs um esquema de controle da temperatura de saída da água para um sistema de bomba de calor, focando em quatro abordagens: aquecedor elétrico auxiliar, variação da velocidade do compressor, ajuste da vazão de água e adição de calor ao fluido secundário. Os resultados mostraram que as abordagens de ajuste da vazão de água e adição de calor ao

fluido secundário proporcionaram o melhor desempenho, com a última sendo a tecnologia mais eficaz para controlar a temperatura de saída da água.

Maia *et al.* (2013) desenvolveram um modelo matemático para um evaporador de tubo concêntrico, validado com dados experimentais, com o objetivo de otimizar sistemas de refrigeração por compressão de vapor. O modelo proposto mostrou-se eficaz para descrever a dinâmica do sistema de refrigeração e fornecer as informações necessárias para o projeto de um controlador multivariável adaptativo.

Maia *et al.* (2014) desenvolveram um controlador PID adaptativo para regular o grau de superaquecimento na saída do evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com R134a. O modelo dinâmico usado para projetar o controlador foi obtido por meio de testes experimentais. Relações matemáticas baseadas em dados experimentais foram empregadas para determinar o ganho do sistema e a constante de tempo para diferentes condições operacionais. O algoritmo de controle foi avaliado por meio de simulações computacionais e testes experimentais.

Alvarez (2015) apresentou um sistema de controle para a temperatura de saída da água de uma DX-SAHP, utilizando CO₂ como fluido refrigerante, para o aquecimento residencial de água. O controlador PID desenvolvido e sintonizado com o método ITAE demonstrou excelente desempenho, com um erro em regime permanente de $5,2 \times 10^{-6}$ °C e tempo de estabilização de 225 segundos, apresentando mais de 80% de similitude com os dados experimentais.

Paulino (2019) desenvolveu e testou um sistema de controle de baixo custo para regular a temperatura da água em um DX-SAHP com CO₂ e investigou o efeito da abertura da válvula de expansão no desempenho do sistema. Os resultados mostraram que uma válvula de expansão estática pode ser adequada para operação estável, mas uma válvula eletrônica é mais eficiente para responder rapidamente a variações súbitas na radiação solar.

Sun *et al.* (2022) realizaram um estudo sobre o uso de uma bomba de calor de fonte de ar (ASHP) para aquecimento de ambientes, propondo um método de controle de temperatura variável em tempo real da água de alimentação para melhorar o COP do sistema. Os resultados experimentais e de simulação indicaram que o método proposto aumentou o COP em 22,88% e reduziu o consumo de energia em 26,16%, além de melhorar o conforto térmico no ambiente aquecido.

Wang *et al.* (2022) apresentaram uma estratégia de controle preditivo baseado em modelo (MPC) para otimizar o desempenho operacional de um sistema de aquecimento com bomba de calor de fonte de ar (ASHP). A estratégia MPC foi avaliada em comparação com o

método de controle PI tradicional, demonstrando a capacidade de minimizar o consumo total de energia enquanto mantém a capacidade de aquecimento.

Liu *et al.* (2024) propuseram uma estratégia de controle de temperatura variável da água de alimentação para um sistema de aquecimento com bomba de calor de fonte de ar (ASHP), visando a redução do consumo energético. Os resultados indicaram que, em comparação com a estratégia de temperatura constante, o consumo de energia foi reduzido em até 56,7% em condições de temperatura ambiente alta e em 29,5% em condições de temperatura baixa, além de melhorar o COP do sistema.

2.5.1 Controlador PID

O controlador do tipo Proporcional-Integral-Derivativo (PID) é a ferramenta mais utilizada em sistemas de malha fechada nos processos industriais e apresenta as seguintes vantagens: bom desempenho, estrutura versátil, poucos parâmetros a serem sintonizados ou ajustados e fácil associação entre os parâmetros de sintonia e o desempenho (Campos e Teixeira, 2010).

O algoritmo PID consiste em unir as três ações de controle – proporcional, integral e derivativa – para gerar um só sinal, onde cada ação possui uma característica que auxilia no controle da saída. A ação proporcional faz com que o sistema reaja ao erro presente, possibilitando uma ação imediata diante de variações ou perturbações; a ação integral elimina erros em regime permanente, mas tende a fazer com que a resposta fique mais oscilatória; e a ação derivativa antecipa o comportamento do processo, reduzindo a intensidade das oscilações e o tempo de resposta (Bazanella, 2005).

A equação geral de um controlador PID contínuo é dada pela Eq. 2.1 (Ogata, 2010).

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.1)$$

em que $u(t)$ é o sinal de controle, K_p é o ganho proporcional, K_i é o ganho integral, K_d é o ganho derivativo, e τ é o tempo integral. O erro do processo $e(t)$ é determinado pela diferença entre o setpoint e a saída do sistema.

Existem diferentes formas de implementar o PID, incluindo as formas ideal, interativa (ou série) e paralela. A forma paralela é frequentemente adotada em implementações digitais

devido à clareza na separação dos ganhos individuais K_p , K_i e K_d , além de facilitar o ajuste e a discretização (Ogata, 2010).

Em sistemas térmicos, o controlador PID é eficaz para regular a temperatura, garantindo que a resposta do sistema seja estável e com pouca oscilação, mesmo sob a presença de perturbações externas (Fiducioso *et al.*, 2019).

2.5.2 Métodos de sintonia de controladores

A sintonia dos parâmetros K_p , K_i e K_d é essencial para garantir o desempenho desejado do controlador. Diversas técnicas de sintonia foram desenvolvidas, e podem ser classificadas, de modo geral, em empíricas ou baseadas em modelo.

Entre os métodos empíricos mais tradicionais, destacam-se os métodos de Ziegler–Nichols (1942), que propõem ajustes baseados em testes de oscilação sustentada do sistema, e o método de Cohen–Coon (1953), que utiliza uma aproximação do sistema como um modelo de primeira ordem com tempo morto. Esses métodos são simples de aplicar, mas nem sempre garantem respostas suaves, podendo levar a sobre-elevações significativas e até instabilidades, especialmente em sistemas com grande atraso ou comportamento não linear (Seborg *et al.*, 2010).

Como alternativa aos métodos empíricos, surgiram as técnicas baseadas em modelo, que utilizam uma representação matemática do sistema, como uma função de transferência ou modelos identificados a partir de dados experimentais. Um dos métodos mais utilizados nesta categoria é a síntese direta, que consiste em definir uma função de transferência desejada para o sistema em malha fechada e, a partir dela, calcular a função de transferência do controlador. Segundo Seborg *et al.* (2010), essa abordagem permite uma sintonia mais sistemática e previsível do que os métodos empíricos, especialmente quando o modelo do processo é conhecido ou pode ser identificado com boa precisão. A síntese direta é particularmente eficaz para sistemas de primeira ordem sem atraso significativo, pois possibilita especificar diretamente os parâmetros desejados, como tempo de resposta e fator de amortecimento.

Por fim, a escolha do método de sintonia depende de fatores como a complexidade do sistema, a disponibilidade de um modelo representativo, e as exigências de desempenho e robustez. Enquanto os métodos empíricos oferecem simplicidade e rapidez, os baseados em modelo, como a síntese direta, tendem a ser mais rigorosos e confiáveis, embora demandem maior esforço computacional e técnico (Åström e Hägglund, 2006).

2.6 Considerações finais

Com base na revisão bibliográfica, observou-se que a utilização de bombas de calor para aquecimento de água de uso residencial tem sido tema de pesquisa há anos. Entretanto, nos últimos anos, o estudo de DX-SAHP, especialmente com a utilização de fluidos refrigerantes ecológicos, ganhou ainda mais destaque devido à necessidade cada vez maior de obter sistemas sustentáveis que apresentam bom desempenho. Observa-se uma tendência nos estudos à utilização de HFOs, R744, hidrocarbonetos e misturas com baixo GWP e ODP nulo, porém ainda existem poucos trabalhos sobre DX-SAHP a propano, especialmente relacionados a modelos dinâmicos do sistema. Nota-se também um avanço das pesquisas na aplicação de técnicas de controle para melhorar a estabilidade e o desempenho de sistemas térmicos. Neste contexto, a modelagem matemática que descreve a dinâmica de uma DX-SAHP a propano, juntamente com o desenvolvimento de um controlador para manter o sistema nas condições desejadas e melhorar sua eficiência, apresenta-se como a inovação deste trabalho.

3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

O protótipo da bomba de calor utilizado neste estudo é um sistema de compressão de vapor operando com R290 para aquecimento de água de uso residencial. A Figura 3.1 mostra o protótipo da DX-SAHP.

Figura 3.1 – Protótipo da DX-SAHP.



Fonte: Autor.

O protótipo tem como principais componentes um compressor hermético de rotação fixa, um condensador coaxial em modo contracorrente, um condensador do tipo por imersão em formato serpentina, um evaporador solar do tipo placa plana, um evaporador convencional de tubos aletados com ventilação forçada, três tubos capilares, uma válvula de expansão termostática, uma bomba d'água e um tanque de armazenamento de água de 200 L. Além dos componentes principais, o equipamento possui uma garrafa de líquido, um acumulador de vapor, um separador de óleo e um filtro secador.

Neste trabalho, dentre os componentes principais da bomba de calor, serão estudados apenas o condensador coaxial, o evaporador solar, o compressor, os tubos capilares e a bomba de água.

3.1 Compressor

O compressor utilizado na bomba de calor é do tipo hermético com pistão em regime alternativo de trabalho e rotação fixa. Este compressor é da marca EMBRACO, modelo FFU160UAX e foi escolhido pois é recomendado para operar com o fluido refrigerante selecionado, possui potência necessária para o funcionamento do protótipo e é de baixo custo. A Tabela 3.1 apresenta as principais características do equipamento.

Tabela 3.1 – Dados do compressor.

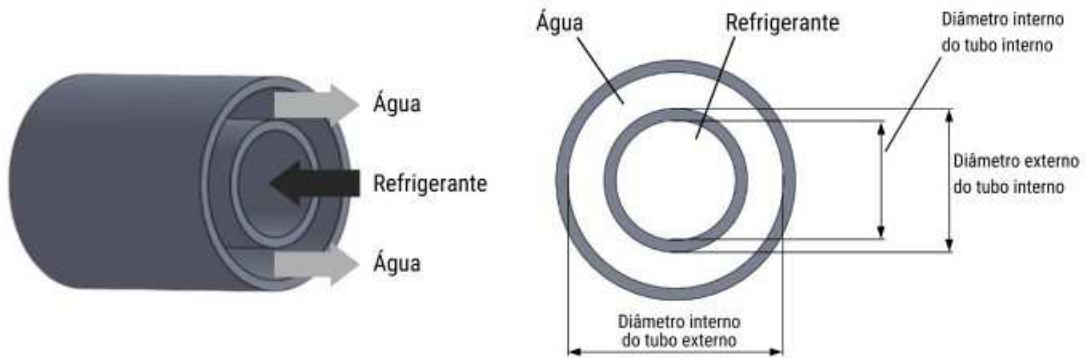
Compressor EMBRACO FFU160UAX	
Fluido de trabalho	R290
Tipo	Alternativo hermético
Tensão nominal	220 V
Frequência nominal	60 Hz
Potência	1/2 HP
Rotação	3500 rpm
Deslocamento	7,95 cm ³
Diâmetro	8,20 mm
Curso	3,76 mm
Pressão máxima	21,2 bar

Fonte: Diniz (2023).

3.2 Condensador coaxial

O condensador coaxial é um trocador de calor formado por dois tubos de cobre concêntricos com fluidos escoando em contracorrente, conforme mostrado na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Condensador coaxial.



Fonte: autor.

O fluido refrigerante R290 circula pelo tubo central cedendo calor para a água que escoava pelo espaço anular. A água utilizada no condensador é fornecida pela rede hidráulica predial e tem sua vazão controlada por um rotâmetro instalado na entrada do condensador. Após passar pelo condensador uma única vez, a água é direcionada para o reservatório térmico.

O condensador coaxial do protótipo da bomba de calor tem formato helicoidal e é revestido de polietileno com espessura de 32,5 mm, para amenizar as perdas de calor para o ambiente externo. A Tabela 3.2 apresenta os principais parâmetros e características do condensador coaxial utilizado neste estudo.

Tabela 3.2 – Dados do condensador coaxial.

Tipo	Tubos concêntricos
Modo de operação	Contracorrente
Material dos tubos	Cobre
Número de passes pelo condensador	1
Fluido principal	R290
Fluido secundário	Água
Comprimento	5,70 m
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 do tubo	0,795 mm

Fonte: Diniz (2023).

3.3 Dispositivos de expansão

O dispositivo de expansão utilizado na bomba de calor é do tipo tubo capilar. O protótipo possui três tubos capilares, que foram dimensionados por Oliveira (2021). O primeiro foi dimensionado para funcionar com baixa radiação solar no evaporador e o segundo foi simulado considerando alta radiação solar. Um terceiro tubo capilar foi dimensionado prevendo uma condição intermediária de operação do sistema, podendo atuar em todas as condições de radiação térmica. Válvulas de bloqueio manual são utilizadas para acionar os capilares. Assim, a DX-SAHP pode operar com um capilar para qualquer cenário, garantindo o melhor desempenho do sistema.

A Tabela 3.3 apresenta as dimensões dos tubos capilares.

Tabela 3.3 – Dimensionamento dos tubos capilares.

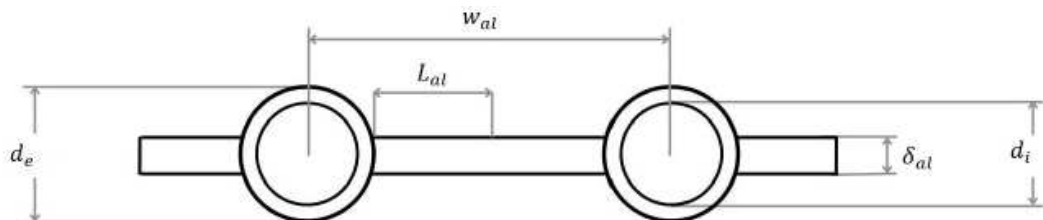
Capilar	Diâmetro interno [pol]	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro da espiral [m]	Rugosidade [μm]	Comprimento [m]
Baixa radiação	0,050	1,27	0,07	0,349	1,85
Média radiação	0,064	1,63	0,07	0,632	5,60
Alta radiação	0,064	1,63	0,07	0,632	4,00

Fonte: Oliveira (2021).

3.4 Evaporador solar

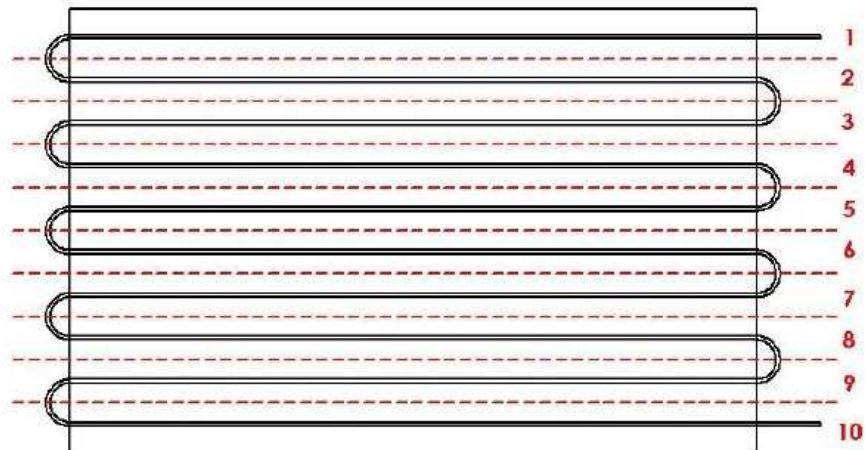
O evaporador da bomba de calor é do tipo placa plana conformado ao entorno de um tubo de cobre em formato de serpentina. A inclinação do evaporador solar é de 30° para norte, determinada para maximizar a incidência da radiação solar em Belo Horizonte (Diniz, 2023). A Figura 3.3 apresenta a seção da placa e a Figura 3.4 apresenta o esquema do evaporador solar.

Figura 3.3 – Seção transversal da placa.



Fonte: autor.

Figura 3.4 – Esquema do evaporador solar.



Fonte: autor.

A Tabela 3.4 apresenta os principais parâmetros e características do evaporador solar utilizado neste estudo.

Tabela 3.4 – Dados do evaporador solar.

Tipo	Evaporador solar
Material do tubo	Cobre
Material da placa	Alumínio
Fluido primário	R290
Fluido secundário	Ar
Comprimento dos tubos retos	16,0 m
Largura da placa	1,03 m
Comprimento da placa	1,60 m
Espessura da placa	1,00 mm
Área da placa	1,65 m ²
Diâmetro interno do tubo	7,94 mm
Diâmetro externo do tubo	9,53 mm
Espessura da parede do tubo	0,795 mm
Distância entre os centros dos tubos	103 mm
Emissividade da placa	0,95
Absortividade da placa	0,95

Fonte: Diniz (2023).

3.5 Bomba de água

A bomba de água modelo CF-2201, fabricada pela RHONDAMAQ, bombeia a água em contracorrente no condensador. A Tabela 3.5 apresenta os principais parâmetros operacionais dessa bomba.

Tabela 3.5 – Dados operacionais da bomba de água.

Vazão	0,5 – 4,5 L/min
Pressão máxima	6,9 bar
Tensão	12 V
Corrente	3 A

Fonte: autor.

Para controlar a bomba, utiliza-se um circuito de acionamento de potência que inclui uma ponte H modelo VNH2SP30. Esse circuito integrado de acionamento de motores DC (corrente contínua) pode controlar motores de até 30 A e dispensa o uso de dissipador de calor.

3.6 Tanque de armazenamento

O tanque de armazenamento da bomba de calor conserva a água aquecida gerada pelo sistema. O tanque possui formato cilíndrico e está revestido na parede, na tampa e no fundo com material isolante para reduzir as perdas de calor da água quente para o ambiente externo. A Tabela 3.6 apresenta as dimensões do tanque de armazenamento.

Tabela 3.6 – Dados do tanque de armazenamento.

Diâmetro interno	62,5 cm
Altura interna	65,5 cm
Espessura do isolante	4 cm
Capacidade	200 L

Fonte: Diniz (2023).

3.7 Componentes auxiliares

Para garantir a segurança do sistema, uma garrafa de líquido, um acumulador de vapor, um separador de óleo e um filtro secador foram instalados na bomba de calor.

A garrafa de líquido está instalada na saída do condensador e atua como um reservatório de fluido refrigerante, evitando excesso ou falta de fluido circulando pelo sistema. Além disso, garante que apenas fluido refrigerante no estado líquido seja direcionado para o dispositivo de expansão. A garrafa de líquido utilizada na bomba de calor é da marca FRIGOR e tem 1,73 L.

O acumulador de vapor, instalado na entrada do compressor, tem como função garantir que apenas fluido no estado vapor seja aspirado pelo compressor. O acumulador do sistema é da marca EOS e modelo AS-205.

O separador de óleo encontra-se na descarga do compressor e tem como finalidade recolher o óleo lubrificante que escapa com o fluido na saída do compressor. Isto garante que apenas fluido refrigerante, sem contaminação, circule pelo sistema, melhorando a transferência de calor e, conseqüentemente, a eficiência do evaporador solar. Além disso, uma válvula de boia no interior do separador permite o retorno do óleo para o compressor quando o nível de abertura é alcançado, garantindo a lubrificação correta do mesmo. O separador de óleo utilizado é da marca EOS e modelo SO-5833.

O filtro secador, instalado antes do dispositivo de expansão, é responsável pela retenção de água e quaisquer impurezas presentes no sistema. Este filtro é da marca DANFOSS, modelo 023Z5039.

3.8 Sistemas de medição

A bomba de calor possui 15 termopares do tipo K e um sensor digital para medir a temperatura em diversos pontos do sistema. Os termopares são da marca MIT EXACTA e têm diâmetro de 1,0 mm. O sensor de temperatura digital é do tipo DS18B20, capaz de medir temperaturas na faixa de -55 a 125 °C, utilizando o protocolo de comunicação *1-Wire*. Além disso, para leitura da pressão manométrica do sistema foram instalados um transdutor de pressão e dois manômetros na linha de baixa pressão, e um transdutor e dois manômetros na linha de alta pressão. Os manômetros são do tipo Bourdon. A Tabela 3.7 apresenta a localização dos termopares, dos manômetros e dos transdutores de pressão no sistema.

A radiação solar é medida por meio de um piranômetro instalado na lateral do evaporador, acompanhando sua inclinação. O piranômetro é da marca BLACK & WHITE PYRANOMETER, modelo 8-48. Para a medição da vazão volumétrica de refrigerante, utiliza-se um medidor de vazão volumétrica do tipo turbina (CONTECH, modelo FMT-8.6) com sistema de aquisição de dados. Para medição da vazão de água que flui pelo condensador do sistema utiliza-se um rotâmetro com leitura manual (SHLLJ, modelo LZM-15). A medição da

potência instantânea do compressor é feita por meio de um wattímetro digital com leitura manual (PUUCAI, modelo P06S-100). Para medir a velocidade do vento e a umidade relativa do ar utiliza-se um termo-higroanemômetro digital com leitura manual (AKSO, modelo AK821).

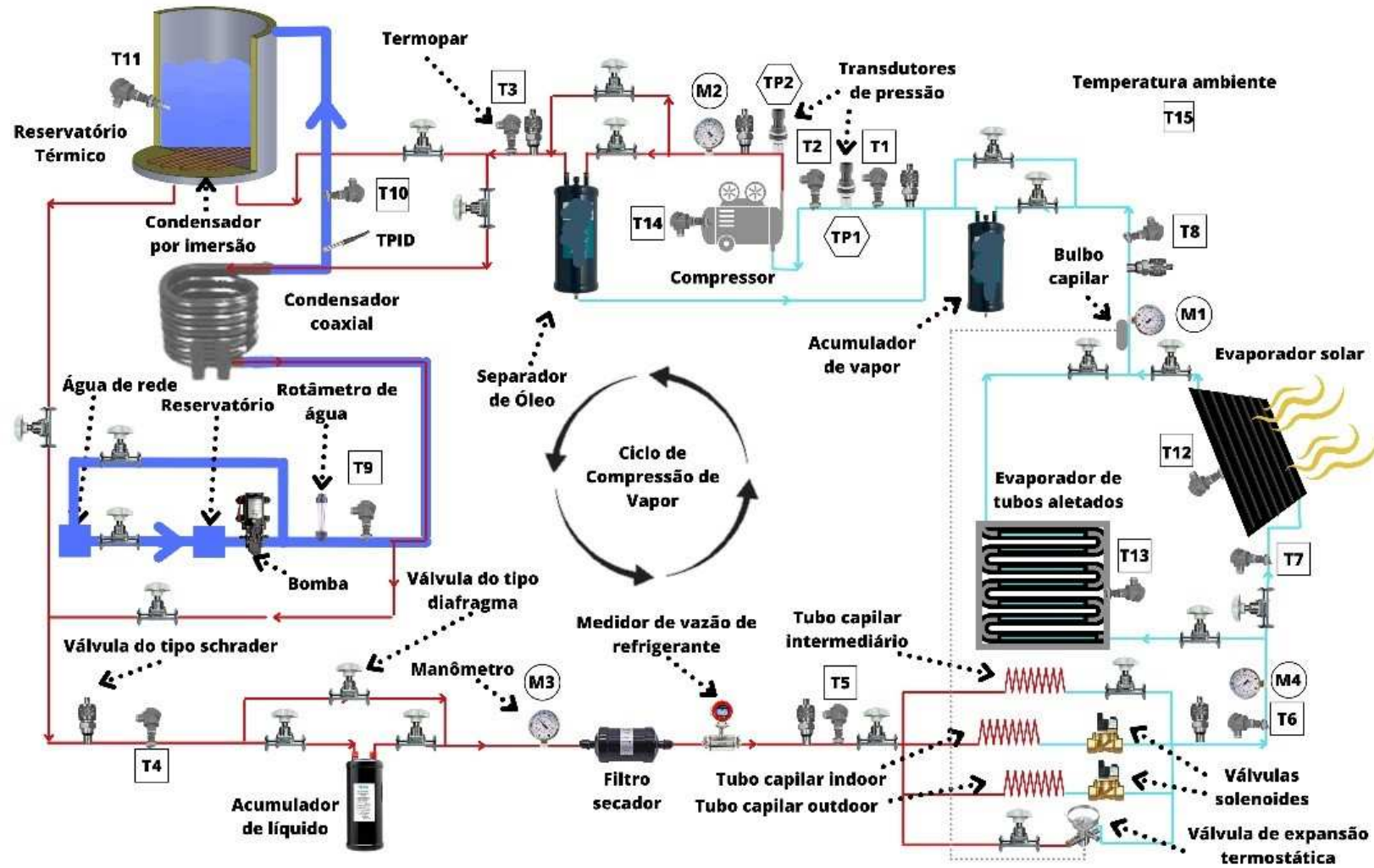
Tabela 3.7 – Componentes da instrumentação da bomba de calor.

Termopar	Transdutor	Manômetro	Localização
T1	TP1	M1	Entrada do compressor
T2	TP2	M2	Saída do compressor
T3	-	-	Entrada do condensador
T4	-	M3	Saída do condensador
T5	-	-	Entrada dos dispositivos de expansão
T6	-	-	Saída dos dispositivos de expansão
T7	-	M4	Entrada do evaporador solar
T8	-	-	Saída do evaporador solar
T9	-	-	Entrada da água no condensador
T10	-	-	Saída da água no condensador
T11			Água no reservatório
T12	-	-	Placa do evaporador solar
T13	-	-	Ar na saída do evaporador convencional
T14			Carcaça do compressor
T15			Ar ambiente

Fonte: Diniz (2023) adaptado.

A Figura 3.5 apresenta o diagrama detalhado de todos os componentes do protótipo da DX-SAHP.

Figura 3.5 – Diagrama da DX-SAHP.



Fonte: Diniz (2023) adaptado.

3.8.1 Incertezas de medição

As incertezas de medição representam um fator crucial no estudo, influenciando tanto a precisão quanto a validade das conclusões. Embora as incertezas não possam ser completamente eliminadas, a quantificação e o controle das fontes de erro garantem que os resultados apresentados são confiáveis dentro dos limites especificados.

As incertezas de medição podem surgir de várias fontes, como instrumentação, erro humano, condições ambientais e métodos de calibração. Cada instrumento possui uma margem de erro especificada pelo fabricante, que contribui para a incerteza total das medições (Tabela 3.8).

Tabela 3.8 – Incerteza de medição dos instrumentos.

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	-5 – 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	$\pm 5\%$
Medidor de vazão do refrigerante	0 – 50 L/h	$\pm 1\%$
Rotâmetro	0 – 2 L/min	$\pm 2\%$
Termo-higroanemômetro digital	0 – 20 m/s	$\pm 0,9$ m/s - velocidade
	5 – 95%	$\pm 2\%$ - umidade relativa
Wattímetro	0 – 1500 W	$\pm 1\%$

Fonte: Diniz (2023).

Para quantificar a incerteza de medição, utilizou-se a metodologia de propagação de incerteza. Considerando que as medições envolvem múltiplos parâmetros, a incerteza total foi calculada levando em conta as incertezas associadas a cada variável individualmente. De acordo com Taylor e Kuyatt (1994), a incerteza associada a uma medição de variável pode ser expressa pela Eq. 3.1.

$$u_Y = \sqrt{\sum_i \left(\left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right) u_{X_i} \right)^2} \quad (3.1)$$

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 .

Várias medidas foram adotadas para minimizar as incertezas e melhorar a precisão das medições. Sempre que possível, foram utilizados instrumentos com alta precisão para garantir a exatidão dos dados. Todos os instrumentos utilizados foram calibrados ou a calibração fornecida pelo fabricante foi verificada antes dos experimentos. O Apêndice A apresenta informações sobre a calibração dos termopares e da bomba de água. Para reduzir os erros aleatórios, diversas medições foram realizadas em cada configuração experimental e os resultados foram considerados como uma média dos dados obtidos.

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).

3.9 Sistema de aquisição de dados

Os sinais de tensão gerados pelos diferentes sensores do dispositivo experimental são recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Utiliza-se uma placa da *National Instruments*, modelo USB-9162 para receber e tratar os dados dos termopares. Para os sinais de saída emitidos pelos transdutores de pressão, pelo piranômetro e pelo medidor de vazão do refrigerante, utiliza-se uma placa da *National Instruments*, modelo USB-6211.

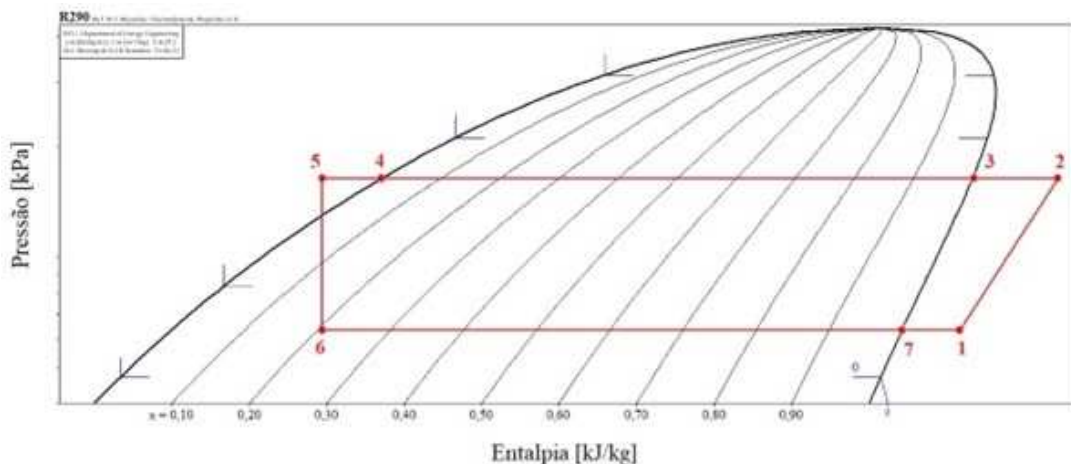
A leitura dos dados coletados dos sensores é realizada por meio de um programa desenvolvido utilizando o *software* Labview, que permite visualizar os valores de cada variável medida em tempo real. Estes valores são armazenados em um arquivo de saída.

4. MODELO MATEMÁTICO

O modelo dinâmico desenvolvido em linguagem Fortran para descrever o funcionamento da DX-SAHP simula o comportamento do compressor, do dispositivo de expansão e do condensador. Os pontos do ciclo termodinâmico adotados neste trabalho são apresentados na Figura 4.1.

Inicialmente, é necessário fornecer ao modelo os dados geométricos dos componentes do sistema, as propriedades dos fluidos, a vazão mássica de água, a temperatura inicial da água e a velocidade mássica do refrigerante na entrada do condensador. A pressão de evaporação, o grau de superaquecimento, e o grau de subresfriamento também são dados de entrada fornecidos ao modelo. Além disso, para iniciar a solução das equações do modelo, estima-se uma pressão na entrada do condensador (P_{f2}) e uma temperatura da parede interna do tubo do condensador (T_p).

Figura 4.1 – Diagrama P-h identificando os pontos do sistema.



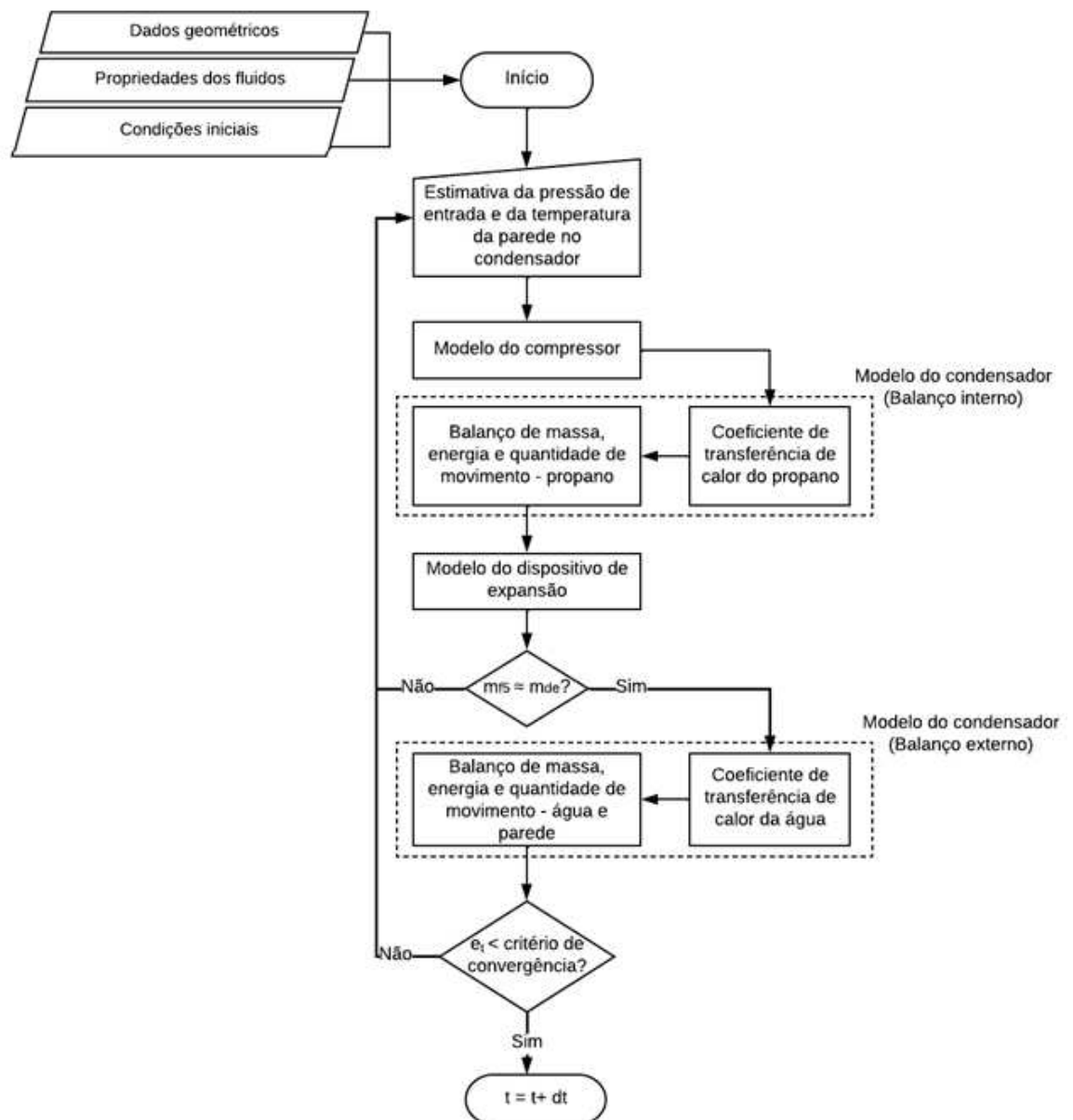
Fonte: autor.

O próximo passo consiste em calcular a vazão e a entalpia na saída do compressor, por meio do modelo do compressor. Com a P_{f2} estimada e a vazão e a entalpia calculada, inicia-se o modelo do condensador, que fornece os valores de temperatura, pressão, entalpia, vazão mássica do fluido e temperatura da parede na saída do trocador de calor. Logo após, o modelo do dispositivo de expansão é acionado. A vazão mássica calculada no último volume de controle do condensador é comparada com a vazão encontrada pelo modelo do dispositivo de expansão. Quando o erro entre estes valores (e_v) é igual ou superior ao valor de convergência estabelecido, o modelo estima uma nova P_{f2} e recalcula todos os parâmetros.

Após obtida a convergência entre as vazões mássicas, o modelo soluciona as equações da temperatura da parede do tubo do condensador. A temperatura da parede encontrada no último volume de controle é comparada à T_p estimada no início do modelo. Quando a diferença entre a temperatura calculada e a temperatura estimada (e_t) é igual ou superior ao critério de convergência estabelecido, o modelo retorna ao início, utilizando a temperatura da parede calculada como condição inicial.

Finalmente, quando os critérios de convergência para o fluido e a parede são atingidos, todo o procedimento é realizado para o instante de tempo seguinte. A Figura 4.2 apresenta o fluxograma com do funcionamento do modelo dinâmico descrito acima.

Figura 4.2 – Fluxograma do modelo em regime transiente.



O modelo matemático da DX-SAHP é baseado nas seguintes considerações:

- Variações das energias cinética e potencial do refrigerante desprezíveis;
- Queda de pressão nos tubos entre os componentes e nos acessórios insignificantes;
- Perdas térmicas insignificantes;
- Grau de superaquecimento e subresfriamento constantes;
- Sem vazamento de fluido refrigerante;
- Fluido refrigerante puro, sem contaminação.

4.1 Modelo do compressor

O modelo matemático do compressor tem como objetivo determinar a vazão mássica e as propriedades do fluido refrigerante na descarga do processo de compressão. O modelo é do tipo caixa cinza e foi desenvolvido considerando as seguintes condições simplificadoras:

- Processo de compressão adiabático;
- Vazão mássica constante durante a compressão;
- Rotação do compressor constante;
- As perdas reais do compressor são baseadas nas eficiências isentrópica, volumétrica e global obtidas por testes experimentais;
- Perdas de pressão nas válvulas de aspiração e descarga desprezíveis.

Assim, a vazão mássica imposta pelo compressor é determinada a partir da Eq. 4.1, apresentada por Maia (2005).

$$\dot{m}_f = N_{rot} V_{cil} \rho_{f1} \eta_v \quad (4.1)$$

em que \dot{m}_f é a vazão mássica de fluido refrigerante no compressor, N_{rot} é a rotação, V_{cil} é a cilindrada, ρ_{f1} é a massa específica do fluido na entrada do compressor e η_v é a eficiência volumétrica.

As eficiências volumétrica (η_v), global (η_g) e isentrópica (η_s) são dadas pelas Eq. 4.2 à Eq. 4.4, desenvolvidas por Diniz et al. (2023a), seguindo a metodologia adotada por Minetto (2011).

$$\eta_v = B_1 + B_2 \frac{P_{f2}}{P_{f1}} \quad (4.2)$$

$$\eta_g = B_3 + B_4 \frac{P_{f2}}{P_{f1}} + B_5 \left(\frac{P_{f2}}{P_{f1}} \right)^2 \quad (4.3)$$

$$\eta_s = B_6 + B_7 \frac{P_{f2}}{P_{f1}} \quad (4.4)$$

em que P_{f2}/P_{f1} é a razão de compressão e B_n , com n variando de 1 a 7, são os coeficientes da regressão polinomial dos dados de eficiência do compressor. A Tabela 4.1 apresenta as equações utilizadas para determinar as eficiências do compressor e o coeficiente de determinação R^2 do ajuste realizado por Diniz et al. (2023a), que desenvolveu um estudo no mesmo compressor utilizado neste trabalho.

Tabela 4.1 – Eficiências do compressor.

Eficiências	Equações	R²
Volumétrica	$\eta_v = 1,69 - 0,437(P_{f2}/P_{f1})$	0,9042
Global	$\eta_g = 1,12 + 0,186(P_{f2}/P_{f1}) - 0,156(P_{f2}/P_{f1})^2$	0,9136
Isentrópica	$\eta_s = -0,0263 + 0,249(P_{f2}/P_{f1})$	0,8959

Fonte: Diniz et al. (2023a).

A potência elétrica consumida pelo compressor é dada pela Eq. 4.5.

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_f(h_{f2} - h_{f1})}{\eta_g} \quad (4.5)$$

em que \dot{W}_{comp} é a potência elétrica do compressor, h_{f1} é a entalpia do fluido refrigerante na entrada do compressor, h_{f2} é a entalpia do fluido na saída do compressor e η_g é a eficiência global.

4.2 Modelo do dispositivo de expansão

O modelo do dispositivo de expansão tem como função fornecer a vazão mássica de fluido refrigerante na entrada do tubo capilar. As seguintes considerações foram adotadas para o desenvolvimento deste modelo:

- Processo de expansão adiabática;
- Escoamento unidimensional no interior do tubo capilar;

A Eq. 4.6 desenvolvida por Rocha et al. (2020) para tubos capilares helicoidais, com base na solução proposta por Yilmaz e Unal (1996), é utilizada para determinar a vazão mássica do dispositivo de expansão. K é um fator proposto por Zhang e Ding (2004), dado pela Eq. 4.7.

$$\dot{m}_{de} = \frac{\pi d_{de}^2}{4} \sqrt{\frac{\frac{P_{f5} - P_{tr}}{f_{hd} v_{tr}} - \frac{P_{tr}}{f_{hd} v_{tr} (1-k)} \left[\frac{P_{f6}}{P_{tr}} - 1 - \frac{k}{1-k} \ln \left(k + (1-k) \frac{P_{f6}}{P_{tr}} \right) \right]}{\frac{1}{2d_{de}} - \frac{1}{f_{hd}} \ln \left[\frac{\frac{P_{f6}}{P_{tr}}}{k + (1-k) \frac{P_{f6}}{P_{tr}}} \right]}}}} \quad (4.6)$$

$$k = 1,63 \cdot 10^5 P_{tr}^{-0,72} \quad (4.7)$$

em que \dot{m}_{de} é a vazão mássica do fluido no tubo capilar, d_{de} é o diâmetro interno do tubo capilar, P_{f5} é a pressão na entrada do tubo capilar, P_{f6} é a pressão na saída, P_{tr} é a pressão no ponto em que ocorre a transição de líquido comprimido para mistura, f_{hd} é o fator de atrito para tubo capilar helicoidal e v_{tr} é o volume específico no ponto de transição.

O fator de Schmidt, apresentado por Chingulpitak e Wongwises (2010) na Eq. 4.8, é utilizado para determinar o fator de atrito do capilar de geometria helicoidal, com base no fator de atrito do capilar reto proposto por Churchill (1977), dado pela Eq. 4.9.

$$\frac{f_{hd}}{f_r} = 1 + 0,14 \text{Re}^{x'} \quad (4.8)$$

$$f_r = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(Ac + Bc)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (4.9)$$

Re, x' , Ac e Bc são determinados por meio das Eqs, 4.10, 4.11, 4.12 e 4.13, respectivamente.

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}_{f5}}{\pi d_{ic} \mu_{mfc}} \quad (4.10)$$

$$x' = \left[\frac{1 - 0,0644}{(D - d_{de})^{0,312}} \right] / \left(\frac{D}{d_{de}} \right)^{0,97} \quad (4.11)$$

$$Ac = \left[2,457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + \left(\frac{0,27\varepsilon}{d_{de}} \right)} \right) \right]^{16} \quad (4.12)$$

$$Bc = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (4.13)$$

em que \dot{m}_{f5} é a vazão na entrada do tubo capilar, D é o diâmetro da espira, ε é a rugosidade do tubo capilar e μ_{mde} é a média das viscosidades monofásica e bifásica, de acordo com as Eqs. 4.14 e 4.15.

$$\mu_{mde} = \frac{\mu_{f5} + \mu_{bf}}{2} \quad (4.14)$$

$$\mu_{bf} = \frac{8}{7} \mu_{tr} \left[\frac{1 - \left(\frac{P_{f6}}{P_{tr}} \right)^{7/8}}{1 - \left(\frac{P_{f6}}{P_{tr}} \right)} \right] \quad (4.15)$$

A partir da vazão mássica obtida neste modelo e da vazão mássica calculada na saída do modelo do condensador, é determinado um erro, conforme dado pela Eq. 4.16. O modelo converge quando o erro (e_v) é inferior ao valor de convergência estabelecido. Enquanto o erro for igual ou superior a esse valor, o modelo estima um novo valor de P_{f2} , utilizando o método

iterativo de Newton-Raphson, e recalcula as variáveis até que o critério de convergência seja atingido.

$$e_v = \frac{\dot{m}_{de} - \dot{m}_{f5}}{\dot{m}_{de}} \quad (4.16)$$

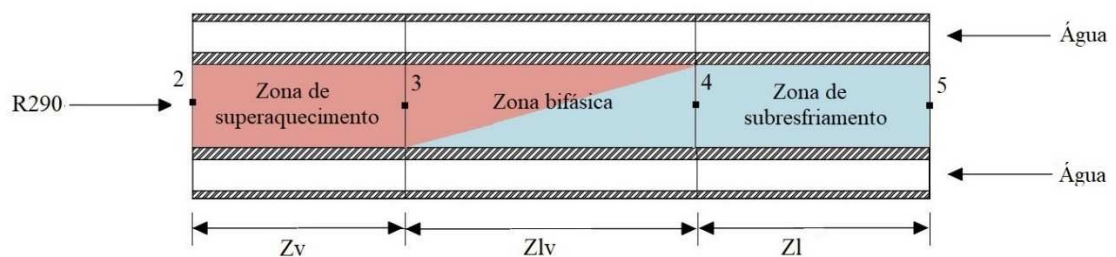
4.3 Modelo do condensador coaxial

O modelo do condensador é do tipo fronteira móvel e para sua elaboração foram consideradas as seguintes considerações:

- Propriedades relativas ao refrigerante e a água uniformemente distribuídas pela seção transversal do tubo;
- Escoamentos dos fluidos unidimensionais;
- Perdas de pressão e térmica desprezíveis nas curvas do trocador de calor;
- Tubos concêntricos entre si;
- Sem perda de calor para o ambiente;
- Temperatura do fluido refrigerante varia linearmente com o comprimento nas regiões monofásicas (desuperaquecimento e subresfriamento);
- Título de vapor varia linearmente com o comprimento na região de condensação;

O trocador de calor foi dividido em “n=3” volumes de controle. A Figura 4.3 mostra os volumes de controle do modelo.

Figura 4.3 – Volumes de controle do modelo do condensador.



Fonte: autor.

O modelo dinâmico do condensador foi obtido a partir das equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento para o fluido refrigerante (balanço interno), juntamente com as equações de balanço de energia entre a parede do tubo e a água (balanço

externo), em forma diferencial e sujeitas às condições iniciais e de contorno apropriadas. Para resolvê-las, foi necessário determinar tanto os coeficientes convectivos do fluido refrigerante quanto o da água, além dos coeficientes de perda de carga e a fração de vazio do R290.

4.3.1 Coeficientes de transferência de calor, perda de carga e fração de vazio

O coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante é determinado utilizando as correlações propostas por Gnielinski (1976) para as regiões monofásicas, dada pela Eq. 4.17, e por Shah (1979) para a região bifásica, dada pela Eq. 4.18.

$$H_{cond} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_f - 1000) Pr_f}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr_f^{2/3} - 1)} k_f d_{ii}^{-1} \quad (4.17)$$

$$H_{cond} = 0,023 Re_{fl}^{0,8} Pr_{fl}^{0,4} \frac{k_{fl}}{d_{ii}} \left[(1-x)^{0,8} \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right] k_f d_{ii}^{-1} \quad (4.18)$$

em que f é o fator de atrito obtido por Petukhov (1970), Re_f representa o número de Reynolds do R290, Pr_f é o número de Prandtl do R290 e k_f é a condutividade térmica do R290. Re_{fl} , Pr_{fl} e k_{fl} são, respectivamente, o número de Reynolds, o número de Prandtl e a condutividade térmica do fluido refrigerante no estado líquido saturado na temperatura de condensação. P_{red} é a pressão reduzida, definida como a razão entre a pressão de saturação e a pressão crítica do refrigerante, x é o título de vapor e d_{ii} é o diâmetro interno do tubo interno.

O coeficiente de transferência de calor da água é determinado por meio das Eqs. 4.19 e 4.20. Segundo Rohsenow et al. (1998), estas equações são aplicadas para escoamentos em regiões anulares, de acordo com a relação entre o diâmetro externo do tubo interno e o diâmetro interno do tubo externo do condensador deste trabalho.

$$H_a = 0,023 Re_a^{0,8} Pr_a^{0,3} k_a d_h^{-1} \rightarrow Re_a > 10^4 \quad (4.19)$$

$$H_a = 5,29 k_a d_h^{-1} \rightarrow Re_a \leq 2300 \quad (4.20)$$

em que Re_a é o número de Reynolds da água, Pr_a é o número de Prandtl da água, k_a é a condutividade térmica da água e d_h é o diâmetro hidráulico.

O número de Reynolds da água é determinado pela Eq. 4.21.

$$Re_a = \frac{\dot{m}_a d_h}{A_a \mu_a} \quad (4.21)$$

em que \dot{m}_a é a vazão mássica da água, A_a é a área da seção anular e μ_a é a viscosidade dinâmica da água. O diâmetro hidráulico do tubo é dado pela Eq. 4.22.

$$d_h = d_{ie} - d_{ei} \quad (4.22)$$

em que d_{ie} é o diâmetro interno do tubo externo e d_{ei} é o diâmetro externo do tubo interno.

Para o cálculo do coeficiente de perda de carga das regiões monofásicas é utilizada a correlação proposta por Darcy-Weisbach (Fox, 2020), dada pela Eq. 4.23.

$$(\Delta P)_f = f_D \frac{G_f^2}{2\rho_f d_{ii}} \quad (4.24)$$

em que f_D é o fator de atrito de Darcy, dado pelas Eqs. 4.25 e 4.26 para escoamento laminar e turbulento, respectivamente.

$$f_D = \frac{64}{Re} \quad (4.25)$$

$$f_D = [1,82 \log(Re) - 1,64]^2 \quad (4.26)$$

Para a região bifásica, a perda de carga é determinada pela correlação de Lockhart e Martinelli (1949), dada pela Eq. 4.27.

$$(\Delta P)_f = f_{lo} \frac{v_l [G_f (1-x)]^2}{2d_{ii}} \phi_{lo}^2 \quad (4.27)$$

em que f_{l0} é o fator de atrito do líquido saturado e ϕ_{l0}^2 é determinado pela Eq. 4.28.

$$\phi_{l0}^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{C}{\chi^2} \quad (4.28)$$

O termo χ é o parâmetro de Martinelli, dado pela Eq. 4.29 e o parâmetro C é um adimensional que depende dos regimes dos escoamentos do líquido e do vapor, definido pela Tabela 4.2.

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (4.29)$$

Tabela 4.2 – Determinação do parâmetro C.

Líquido	Vapor	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Fonte: Lockhart e Martinelli (1949).

A fração de vazio (α) é dada pela correlação de Rouhani e Axelsson (1970) modificada por Steiner (1993), determinada pela Eq. 4.30.

$$\alpha_{vazio} = \frac{x}{\rho_{fv}} \left\{ \left[1 + 0,12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_{fv}} - \frac{1-x}{\rho_{fl}} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_{fl} - \rho_{fv})]^{1/4}}{G\rho_{fl}^{1/2}} \right\}^{-1} \quad (4.30)$$

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 é a velocidade mássica dada pela Eq. 4.31.

$$G = \frac{\dot{m}_f}{A_f} \quad (4.31)$$

4.3.2 Balanço de massa, energia e quantidade de movimento

O balanço de massa, energia e quantidade de movimento do propano para cada volume de controle é dado pelas Eqs. 4.32, 4.33 e 4.34, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (4.32)$$

$$A_f \frac{\partial(\rho_f u_f)}{\partial t} = -\bar{H}_{cond} p e_f z_n (\bar{T}_f - T_p) - A_f \frac{\partial(G_f h_f)}{\partial z} \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_{fl}} - \frac{x^2}{\alpha\rho_{fv}} \right] \right\} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_f - \rho_f g \sin\theta \quad (4.34)$$

Utiliza-se o método de diferenças finitas para resolver as equações acima. Assim, encontra-se as Eqs. 4.35, 4.36 e 4.37. Por estas equações é possível determinar a velocidade mássica do propano, a temperatura, pressão e o comprimento de cada volume de controle em cada passo de tempo.

$$G_{f,i+1} - G_{f,i} = -\frac{(\bar{\rho}_f - \bar{\rho}_f^0)}{\Delta t} z_n \quad (4.35)$$

$$(\bar{\rho}_f z_n A_f) \bar{c} v_f \frac{\bar{T}_f - \bar{T}_f^0}{\Delta t} = -\bar{H}_{cond} p e_f z_n (\bar{T}_f - \bar{T}_p) + \bar{c} p_f A_f (G_{f,i} T_{f,i} - G_{f,i+1} T_{f,i+1}) \quad (4.36)$$

$$(P_{f,i+1} - P_{f,i}) + \frac{G_{f,i+1}^2}{\rho_{f,i+1}} - \frac{G_{f,i}^2}{\rho_{f,i}} = -\frac{G_f - G_f^0}{\Delta t} z_n - (\Delta P)_f z_n - \rho_f g z_n \sin\theta \quad (4.37)$$

em que T é a temperatura, G é a velocidade mássica, cv é o calor específico a volume constante, cp é o calor específico a pressão constante, g é a constante gravitacional e z_n é o comprimento do volume de controle. Os termos A_f e $p e_f$ representam, respectivamente, a área da seção transversal e o perímetro interno do tubo. H_{cond} é o coeficiente de transferência de calor entre

a parede e o fluido refrigerante e ΔP é a perda de pressão. Os subscritos “f” e “p” se referem, respectivamente, ao fluido refrigerante e à parede do tubo. O sobrescrito “0” se refere ao instante de tempo anterior. O índice j se refere ao ponto de entrada, e “j+1” se refere ao ponto de saída do volume de controle. Finalmente, Δt é o intervalo de tempo.

As Eqs. 4.38 e 4.39 mostram o balanço de energia da água e da parede interna do trocador de calor, respectivamente. Por meio destas equações é possível determinar a temperatura de saída da água – principal variável de saída do modelo – e a temperatura da parede do tubo.

$$(\rho_a z_n A_a) c v_a \frac{\bar{T}_a - \bar{T}_a^0}{\Delta t} = -\bar{H}_a p e_a z_n (\bar{T}_p - \bar{T}_a) + \bar{c} p_a A_a G_a (T_{a,i} - T_{a,i+1}) \quad (4.38)$$

$$\rho_p A_a c v_p \frac{T_p - T_p^0}{\Delta t} = -\bar{H}_{cond} p e_f (T_f - T_p) + \bar{H}_a p e_a (T_p - T_a) \quad (4.39)$$

O subscrito “a” se refere à água. H_a é o coeficiente de transferência de calor entre a parede e a água. O traço acima de alguns termos em todas as equações indica o valor médio da variável correspondente.

A temperatura da parede calculada neste balanço externo é comparada à temperatura da parede estimada na fase inicial do modelo. Quando a diferença entre estas temperaturas é igual ou inferior ao critério de convergência adotado, o modelo converge e passa para o próximo passo de tempo.

4.4 Métricas de desvio

O desvio relativo médio (MRD) e o desvio absoluto relativo médio (MARD) quantificam as diferenças entre os dados experimentais e os resultados derivados do modelo matemático, conforme definido pelas Eqs. 4.40 e 4.41.

$$MRD = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left(\frac{X(j)_{pred} - X(j)_{exp}}{X(j)_{exp}} \right) \quad (4.40)$$

$$MARD = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left| \frac{X(j)_{pred} - X(j)_{exp}}{X(j)_{exp}} \right| \quad (4.41)$$

em que $X(j)_{pred}$ é o valor estimado pelo modelo matemático, $X(j)_{exp}$ representa o valor obtido experimentalmente e n denota o número de pontos de dados analisados.

4.5 Determinação do impacto ambiental

Dentre os fluidos refrigerantes apresentados na Tabela 2.1, alguns foram selecionados para análise neste estudo. Os fluidos CFC e HCFC não foram considerados pois, devido a seus altos valores de ODP, suas utilizações foram restritas com o Protocolo de Montreal (1987). Os fluidos HFCs, exceto o R134a e o R152a, foram desprezados levando em consideração o Protocolo de Kyoto (1997), o Acordo de Paris (2015) e a emenda de Kigali (2016) que determinaram a redução da utilização de refrigerantes com alto GWP. As misturas também não foram analisadas em razão dos altos valores de GWP, com exceção do R510A que não foi analisada pois não consta na lista de fluidos do *software* EES (Klein e Alranrado, 2015). Entre os fluidos naturais, o R717 não foi selecionado devido aos riscos à segurança dos sistemas, por ser inflamável e tóxico. Os refrigerantes R50 e R170 também foram desconsiderados pois possuem temperatura de ebulição excessivamente baixas. Portanto, os fluidos analisados foram o HFC R152a, os HFOs R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), os naturais R744, R290, R600, R600a e R1270. Todos estes refrigerantes apresentam GWP inferior a 150, mesma metodologia adotada por Makhnatch e Khodabandeh (2014). O fluido R134a foi analisado como refrigerante de referência, por ser um dos fluidos mais utilizados no Brasil e no mundo.

O método de cálculo do TEWI é fornecido pelas Eqs. 4.42, 4.43 e 4.44 (AIRAH, 2012):

$$TEWI = TEWI_{(direto)} + TEWI_{(indireto)} \quad (4.42)$$

$$TEWI_{(direto)} = (GWP \cdot m_f \cdot L_{anual} \cdot n) + [GWP \cdot m_f \cdot (1 - \alpha_{rec})] \quad (4.43)$$

$$TEWI_{(indireto)} = (E_{anual} \cdot \beta \cdot n) \quad (4.44)$$

em que GWP é o potencial de aquecimento global do refrigerante, m é a massa de fluido do sistema (kg), L_{anual} é a taxa anual de refrigerante emitido durante a vida útil do equipamento (kg), n é o tempo de vida operacional do sistema (anos), α_{rec} é o fator de recuperação de vida do refrigerante de 0 a 1, E_{anual} é o consumo anual de energia pelo sistema (kWh/ano) e β é o

fator de emissão indireta, ou seja, fator de emissão de CO₂ por kWh de energia produzida pela matriz energética do país (kg-CO₂/kWh).

A massa total de fluido refrigerante no sistema é dada pela soma das massas de fluido refrigerante nos trocadores de calor, nos componentes auxiliares e nas tubulações. Neste estudo, a massa no dispositivo de expansão e na câmara do compressor foram desconsideradas.

A massa de fluido refrigerante das regiões monofásicas é determinada pela Eq. 4.45 e das regiões bifásicas pela Eq. 4.46.

$$m_{mon} = \sum_i^N \rho_i \nabla_i \quad (4.45)$$

$$m_{bif} = \sum_i^N [\alpha_{vazio} \rho_{fv} + (1 - \alpha_{vazio}) \rho_{fl}] \nabla_i \quad (4.46)$$

em que ρ_i é a massa específica do fluido refrigerante, ρ_{fv} é a massa específica do refrigerante no estado de vapor saturado, ρ_{fl} é a massa específica do refrigerante no estado líquido saturado, ∇_i é o volume de cada parte e α_{vazio_i} é a fração de vazio dada pela correlação de Rouhani e Axelsson (1970) modificada por Steiner (1993), determinada pela Eq. 4.30.

As simulações foram feitas considerando os parâmetros apresentados na Tabela 4.3. O tempo de operação diário e a eficiência do compressor foram iguais para todos os refrigerantes. Os valores de GWP estão apresentados na Tabela 2.1. A Tabela 4.4 apresenta dados dos componentes auxiliares e da tubulação necessários para determinar o volume.

Tabela 4.3 – Parâmetros para simulação do TEWI.

Parâmetro	Valor	Referência
L_{anual}	3,0%	Makhnatch e Khodabandeh (2014)
n	15 anos	Makhnatch e Khodabandeh (2014)
α_{rec}	0,7	AIRAH (2012)
β	75g CO ₂ /kWh	Antunes e Bandarra Filho (2016)

Fonte: autor.

Tabela 4.4 – Dados das tubulações e dos componentes auxiliares do sistema.

Tubulação/Componente auxiliar	Considerações
Separador de óleo	Volume: 1,96 L, sendo 0,2 L de óleo lubrificante e 1,76 L de refrigerante no estado vapor.
Garrafa de líquido	Volume: 1,73 L
Acumulador de vapor	Volume: 2,04 L preenchido com refrigerante no estado vapor.
Tubulação entre o compressor e o condensador	Diâmetro: 1/4" (parede de 1/32") Comprimento: 5,12 m
Tubulação entre o condensador e o dispositivo de expansão	Diâmetro: 1/4" (parede de 1/32") Comprimento: 7,3 m
Tubulação entre o dispositivo de expansão e o evaporador	Diâmetro: 1/4" (parede de 1/32") Comprimento: 5,24 m
Tubulação entre o evaporador e o compressor	Diâmetro: 1/4" (parede de 1/32") Comprimento: 5,93 m

Fonte: Diniz (2023).

5. PROJETO DO CONTROLADOR

Este capítulo apresenta o desenvolvimento do sistema de controle proposto, abrangendo desde a modelagem do sistema até a implementação prática do controlador. São descritas as etapas de identificação do modelo dinâmico, projeto e sintonia do controlador PID, análise de robustez, definição da topologia de controle, estruturação do algoritmo e estratégias de comunicação e registro de dados.

5.1 Modelagem do sistema

Para projetar o algoritmo de controle, é necessário conhecimento sobre o modelo dinâmico do sistema. Neste trabalho, optou-se por utilizar dados experimentais para obter a função de transferência utilizada no projeto do controlador.

Para gerar o modelo do sistema, foi realizado um experimento onde o sistema foi levado até uma temperatura final da água de 47,5 °C. Esse ponto foi escolhido porque é a temperatura de interesse para a operação da bomba de calor. Durante o experimento foram realizados degraus na vazão de água para observar como a temperatura final da água se comportava em torno deste ponto de interesse.

Após a coleta dos dados experimentais, foi utilizada a técnica de identificação ARX (do inglês, *Auto-Regressive with eXogenous inputs*) para modelar o sistema. Essa técnica é comumente aplicada quando se busca identificar um modelo de sistemas dinâmicos lineares a partir de dados de entradas e saídas observadas. De acordo com Ljung (1999), a forma geral de um modelo ARX é dada pela Eq. 5.1.

$$y(t) + a_1y(t-1) + \dots + a_p y(t-p) = b_0u(t) + b_1u(t-1) + \dots + b_q u(t-q) \quad (5.1)$$

em que $y(t)$ é a saída do sistema no instante t , $u(t)$ é a entrada no instante t , p e q são os números de atrasos utilizados para a saída e entrada, respectivamente. Os valores a_1 , a_p , b_0 e b_q são coeficientes do modelo ARX.

Para identificar um modelo ARX, também é necessário escolher os parâmetros p e q que melhor representam o sistema. Neste trabalho, adotou-se $p=q=1$, o que implica que o modelo considera apenas o valor imediatamente anterior da saída (temperatura da água) e da entrada (sinal de controle, correspondente à vazão da água). Esta consideração foi adotada para

simplificar a modelagem, resultando em um modelo de primeira ordem.

Após a identificação do modelo ARX, a relação entre entrada (vazão de água) e saída (temperatura da água) foi expressa como uma função de transferência no domínio. A obtenção dessa função de transferência discreta permite representar o sistema em termos de operadores de avanço/atraso, facilitando a análise no domínio da frequência. Em seguida, aplicou-se a aproximação bilinear de Tustin, um método amplamente utilizado para converter funções de transferência do domínio discreto (z) para o domínio contínuo (s). Essa conversão viabiliza a representação do sistema em termos da variável de Laplace (s), compatibilizando o modelo com técnicas clássicas de projeto de controladores contínuos, como o PID.

5.2 Sintonia do controlador

Após a instalação do sistema de controle, é necessário ajustar os parâmetros do controlador até que o desempenho desejado seja alcançado — processo conhecido como sintonia do controlador. Na prática, esse ajuste é frequentemente realizado por tentativa e erro, especialmente quando não se dispõe de um modelo preciso do sistema. No entanto, quando o modelo matemático está disponível, podem ser aplicados métodos sistemáticos para a definição dos parâmetros, resultando em um ajuste mais preciso e eficiente.

Para a sintonia do controlador PID desenvolvido nesta pesquisa, foi adotado o método da síntese direta, uma técnica amplamente utilizada devido à sua simplicidade e eficiência (Seborg *et al.*, 2010). Esta abordagem permite projetar um controlador diretamente a partir de uma função de transferência desejada, que representa o comportamento dinâmico esperado para o sistema em malha fechada.

Para utilizar a síntese direta, é necessário conhecer o modelo do sistema a ser controlado, ou seja, a função de transferência do sistema, e definir a função de transferência desejada da malha fechada. Com esses dois elementos, o controlador é projetado de acordo com a Eq. 5.2 apresentada por Ogata, 2010.

$$C(s) = \frac{G_d(s)}{G(s)[1 - G_d(s)]} \quad (5.2)$$

em que $C(s)$ é a função de transferência do controlador, $G(s)$ é a função de transferência do sistema e $G_d(s)$ é a função de transferência desejada para a malha fechada, ou seja, o comportamento que espera-se do sistema controlado.

A função de transferência de malha fechada é dada pela Eq. 5.3 (Ogata, 2010).

$$G_d(s) = \frac{w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2} \quad (5.3)$$

em que w_n é a frequência natural do sistema (relacionado à rapidez da resposta), ζ é o fator de amortecimento (relacionado à suavidade da resposta) e s é a variável de Laplace.

Este método baseia-se em especificações de desempenho do sistema, como a resposta ao degrau, o tempo de estabilização e outras características dinâmicas. Por meio da síntese direta, é possível projetar um controlador que, quando aplicado ao sistema, faz com que a função de transferência da malha fechada atenda ou se aproxime do comportamento desejado.

5.3 Controlador PID na forma paralela

Para facilitar a implementação prática e a interpretação do controlador obtido por síntese direta, aplica-se o método de discretização de Tustin, reescrevendo-o na forma paralela de um controlador PID discreto, uma das formas mais comuns utilizadas no controle de sistemas (Ogata, 2010). A equação do controlador é dada pela Eq. 5.4.

$$U(z) = K_p + K_i \frac{T_{ds}}{z-1} + K_d \frac{1}{T_{fi} + \frac{T_{ds}}{z-1}} \quad (5.4)$$

em que K_p é o ganho proporcional, K_i é o ganho integral, K_d é o ganho derivativo, T_{fi} é o tempo de filtro e T_{ds} é o tempo de discretização.

5.4 Análise do controlador

Para avaliar a robustez do controlador projetado, realiza-se uma análise considerando incertezas paramétricas no modelo do sistema. O objetivo é verificar se o controlador é capaz de manter a estabilidade e o desempenho desejado mesmo na presença de variações nos parâmetros do modelo. Para isso, os parâmetros do sistema são perturbados em $\pm 15\%$ em relação aos seus valores nominais. A resposta ao degrau é analisada tanto para o sistema nominal quanto para os sistemas perturbados, de modo a garantir que o desempenho permaneça

dentro de limites aceitáveis.

A robustez do controlador é avaliada com base na estabilidade e na semelhança entre a resposta do sistema com incertezas e a resposta desejada do sistema nominal.

5.5 Topologia de controle

A topologia de controle adotada elimina a necessidade de tratamento de sinais analógicos externos, uma vez que os sinais de referência são gerados dentro do próprio sistema embarcado. O controle é organizado em duas seções principais: a seção de controle, responsável pelo processamento e lógica de decisão, e a seção de atuação, que envia os comandos para os atuadores do sistema físico.

5.5.1 Seção de controle

O principal objetivo da seção de controle é processar a informação da temperatura medida e gerar o sinal de controle necessário para ajustar a vazão de água, garantindo que a temperatura desejada seja mantida.

Neste trabalho, utiliza-se um sensor de temperatura digital, que fornece diretamente o valor da temperatura em formato digital, dispensando a necessidade de filtro anti-aliasing e conversores ADC externos.

O sinal digital da temperatura é comparado com o sinal de referência, que corresponde à temperatura desejada. A diferença entre esses dois valores gera o erro de controle, que é a base para a ação corretiva do controlador. Em outras palavras, a magnitude do erro indica o quanto o sistema precisa ajustar para atingir a temperatura ideal.

O erro de controle é então processado por um controlador digital, que calcula a ação necessária para minimizar esse erro. O sinal de controle gerado pelo controlador é convertido em um sinal PWM (do inglês, *Pulse Width Modulation*). A modulação PWM ajusta a proporção de tempo em que o sinal permanece "ligado" ou "desligado" durante cada ciclo, o que permite controlar a quantidade de energia fornecida ao atuador. Neste trabalho, a modulação PWM é utilizada para regular a vazão de água do sistema, controlando diretamente o atuador.

5.5.2 Seção de atuação

A seção de atuação é responsável por implementar as ações de controle geradas pela

seção de controle, impactando fisicamente o sistema e ajustando a temperatura final da água.

O sinal PWM gerado pela seção de controle é enviado para o atuador, que, neste caso, é a bomba responsável por regular a vazão de água. O atuador ajusta continuamente a vazão de água de forma dinâmica para manter a temperatura desejada. No entanto, ele pode ser afetado por perturbações externas, como mudanças nas condições ambientais ou variações no sistema. O sistema de controle foi projetado para lidar com essas flutuações, ajustando a vazão de água conforme necessário, a fim de compensar essas variações e garantir que a temperatura da água permaneça dentro da faixa desejada.

Após a aplicação do sinal PWM, a temperatura da água é novamente medida pelo sensor de temperatura, e esse novo valor é enviado de volta à seção de controle. O ciclo de controle continua ajustando a vazão de água conforme necessário, até que a temperatura esteja estável e dentro da faixa de referência.

5.6 Algoritmo de controle

Para garantir maior flexibilidade na implementação do controlador, optou-se por utilizar diretamente os coeficientes da função de transferência discreta em vez da estrutura clássica baseada nos ganhos K_p , K_i e K_d de um PID. Essa abordagem permite uma representação matemática mais adaptável ao sistema, facilitando ajustes precisos e possibilitando a adaptação do controlador a diferentes condições operacionais, sem comprometer a estabilidade ou a eficiência.

Para implementar essa abordagem, é necessário utilizar um *buffer*. Esse *buffer* armazena os valores passados do sinal de controle e do sinal de erro, permitindo que o controlador calcule a ação de controle no instante atual com base nas informações anteriores do sistema. Esse método de armazenamento e uso de informações passadas contribui para maior precisão e robustez, já que o controlador considera a dinâmica passada, e não apenas o estado atual (Ogata, 1995; Åström e Wittenmark, 1997).

O cálculo do sinal de controle é realizado utilizando os coeficientes da função de transferência e os valores armazenados do sinal de erro e do sinal de controle. Com base nesses dados, o controlador determina o valor mais adequado para o sinal de controle no momento atual.

Para formular o algoritmo de controle, utiliza-se a equação às diferenças da função de transferência do controlador, dada pela Eq. 5.5, apresentada por Ogata, 1995.

$$U[k] = \frac{1}{a_0} \left(b_0 E[k] + \sum_{i=1}^n b_i E[k-i] - \sum_{i=1}^n a_i U[k-i] \right) \quad (5.5)$$

em que $U[k]$ é a saída do controle no instante k , $E[k]$ é a entrada do controlador no instante k , a_i e b_i são os coeficientes da função de transferência discreta do controlador e n é a ordem do sistema.

Por fim, a função *actuate* é responsável por processar o sinal de controle calculado, aplicando a curva de calibração para obter a tensão média necessária. Em seguida, essa tensão é convertida em um sinal PWM, que é enviado à ponte H. Essa ponte aciona o atuador (bomba de água), que ajusta a vazão conforme necessário.

5.7 Comunicação e Logging

A comunicação entre o sistema embarcado e o computador é realizada por meio do protocolo MQTT (*Message Queuing Telemetry Transport*). Este é um protocolo de comunicação baseado em TCP/IP, amplamente utilizado em sistemas IoT (sistemas compostos por dispositivos físicos que se conectam à internet ou a redes de comunicação para coletar, processar e compartilhar dados), devido à sua eficiência, baixo consumo de recursos e capacidade de operar de forma confiável em ambientes com conectividade limitada ou intermitente, características comuns em sistemas embarcados.

Neste trabalho, utiliza-se o *broker Mosquitto*, uma solução MQTT *open-source*, responsável por intermediar as mensagens entre os dispositivos. O sistema embarcado, equipado com um módulo ESP32, publica mensagens contendo dados como a temperatura medida e o sinal de controle, enquanto o computador subscreve essas mensagens e as armazena em um arquivo de *log*.

A comunicação entre o sistema embarcado e o computador ocorre por meio de uma rede Wi-Fi local, criada pelo próprio ESP32. O fluxo de comunicação segue os seguintes passos:

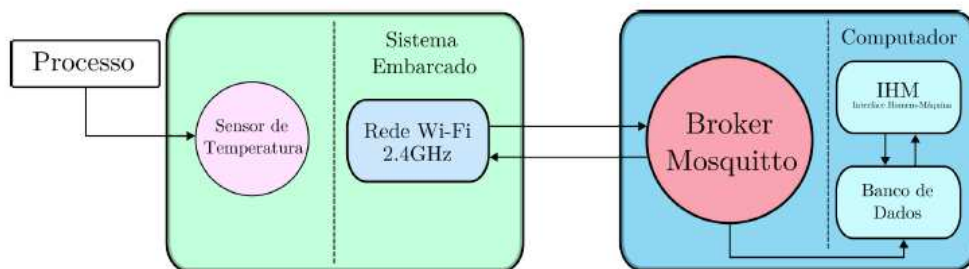
- 1- Inicialização do sistema embarcado: Ao ser ligado, o ESP32 cria a rede Wi-Fi local e inicia a publicação das mensagens de temperatura e controle nos tópicos MQTT definidos.
- 2- Conexão do computador à rede: O computador se conecta à rede Wi-Fi criada pelo ESP32, estabelecendo a conexão necessária para receber as mensagens via MQTT.
- 3- Ativação do *broker Mosquitto*: Com a rede estabelecida, o computador executa o *broker Mosquitto* e subscreve os tópicos de interesse, ou seja, as mensagens relacionadas à

temperatura da água e ao sinal de controle.

- 4- Armazenamento de dados: As mensagens recebidas são registradas em um arquivo de *log*, permitindo o monitoramento contínuo das variáveis e a análise do desempenho do sistema.

A Figura 5.1 ilustra o esquema de conexões entre os dispositivos, destacando a interação entre o sistema embarcado, o *broker Mosquitto* e o computador.

Figura 5.1 – Esquema de conexões MQTT.



Fonte: autor.

Para simplificar a comunicação e o processamento dos dados, este projeto utiliza um único tópico MQTT para a transmissão de informações. As mensagens publicadas neste tópico são formatadas em JSON (*JavaScript Object Notation*), um formato leve e amplamente suportado por diversas linguagens de programação. Cada mensagem JSON contém os campos de temperatura medida, sinal de controle calculado, temperatura de referência e o *timestamp* da mensagem, conforme apresentado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Campos da mensagem MQTT.

Campo	Descrição	Tipo
Temperatura	Temperatura medida pelo sensor	float
Controle	Sinal de controle calculado	float
Referência	Temperatura de referência do sistema	float
Timestamp	Momento em que a mensagem foi gerada	string

Fonte: autor.

6. ANÁLISE E RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados os resultados da tese. Inicialmente, são discutidos os critérios para escolha do passo temporal do modelo matemático. Em seguida, apresenta-se a validação experimental do modelo matemático. Também são apresentados os resultados das simulações realizadas no modelo para analisar o impacto ambiental de diferentes fluidos operando na DX-SAHP em estudo. Além disso, foram realizadas simulações variando a vazão volumétrica da água, a temperatura de entrada da água no condensador e a radiação solar, a fim de analisar a influência desses parâmetros no desempenho do sistema e na temperatura final da água. Por fim, são discutidos os resultados obtidos com o controlador, destacando a implementação e os testes realizados para validar a eficácia do sistema no controle da temperatura da água.

6.1 Escolha do passo temporal do modelo matemático

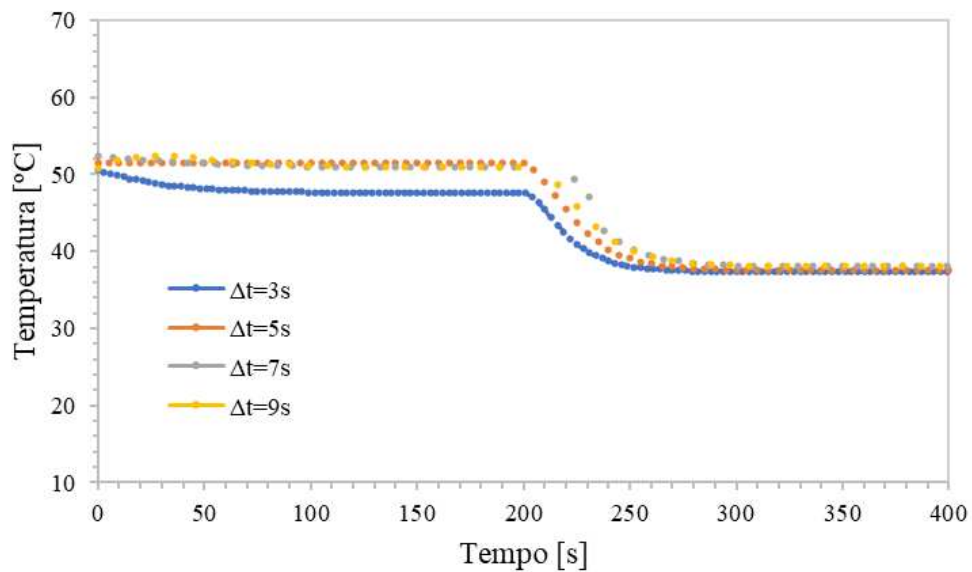
A definição do passo temporal (Δt) no modelo matemático é um fator determinante para a precisão e a eficiência computacional da simulação. Para garantir uma solução precisa, o passo temporal foi escolhido levando em consideração tanto a estabilidade numérica do modelo quanto a necessidade de capturar adequadamente as flutuações do sistema.

Inicialmente, foram realizados testes com diferentes valores de Δt , variando de 3 a 15 s, para observar o impacto na precisão das simulações e na comparação com dados experimentais. Os resultados mostraram que, para Δt de 5 e 7 s, o modelo apresentou um bom equilíbrio entre precisão e tempo de computação. Valores menores de Δt aumentaram o custo computacional, enquanto valores maiores comprometeram a estabilidade do modelo, impedindo a convergência para Δt superiores a 9 s em algumas simulações.

Os resultados do estudo de sensibilidade indicaram que a escolha de $\Delta t = 5$ s é adequada para representar o comportamento dinâmico da bomba de calor, sem comprometer a viabilidade computacional da simulação.

A Figura 6.1 apresenta a influência do passo temporal na estabilidade da temperatura de saída da água.

Figura 6.1 – Influência do passo temporal na estabilidade da temperatura de saída da água.



6.2 Validação experimental do modelo matemático

O modelo matemático proposto foi validado utilizando 121 pontos de dados coletados do dispositivo experimental descrito anteriormente. A validação consistiu na medição das temperaturas de entrada e saída do fluido primário (R290) e do fluido secundário (água), assim como da pressão de entrada do refrigerante no condensador, tanto em condições transitórias quanto em regime permanente. Esses dados foram então comparados aos resultados gerados pelo modelo matemático. Para investigar a resposta transiente do modelo dinâmico desenvolvido, foi aplicado um degrau na vazão volumétrica da água (de 0,35 para 0,80 L/min).

As Figuras 6.2, 6.3 e 6.4 ilustram as respostas experimentais e teóricas à variação em degrau na vazão de água, conforme indicado pela pressão de entrada do R290 no condensador, juntamente com as temperaturas do R290 e da água.

Quando há um aumento na vazão de água, o sistema responde com uma redução na pressão do R290 na entrada do condensador (Figura 6.2). Essa queda de pressão provoca uma diminuição simultânea na temperatura de entrada do R290, o que afeta o perfil térmico geral do refrigerante (Figura 6.3). Para isso, a vazão mássica de R290 na saída do condensador será temporariamente maior do que na entrada (após o aumento da vazão de água), até que o sistema atinja um novo regime permanente. A Figura 6.5 mostra as vazões de R290 na entrada e saída do condensador.

Figura 6.2 – Validação dos resultados teóricos com dados experimentais para pressão do R290 na entrada do condensador.

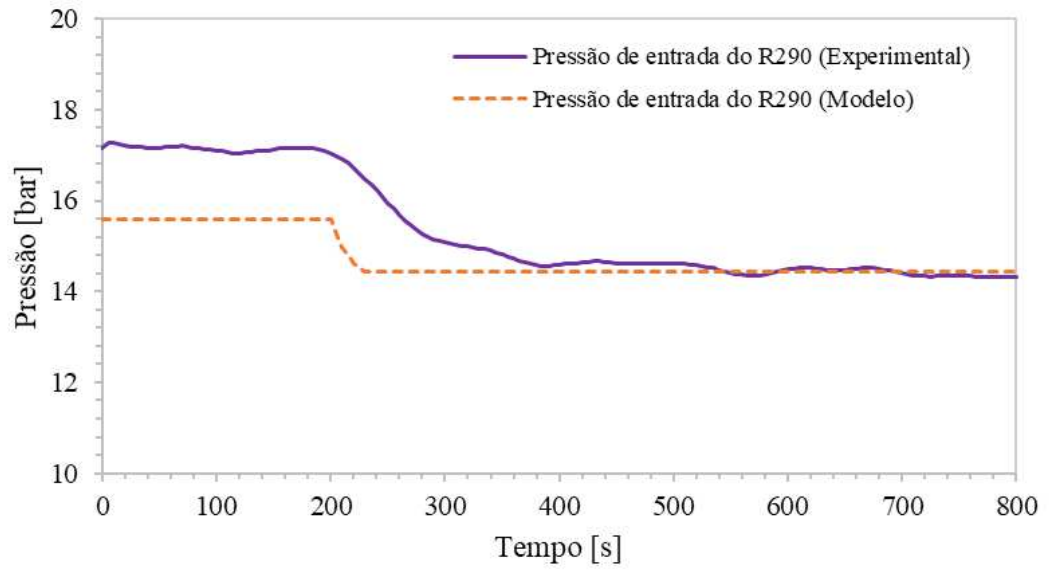


Figura 6.3 – Validação dos resultados teóricos com dados experimentais para temperaturas do R290 na entrada e na saída do condensador.

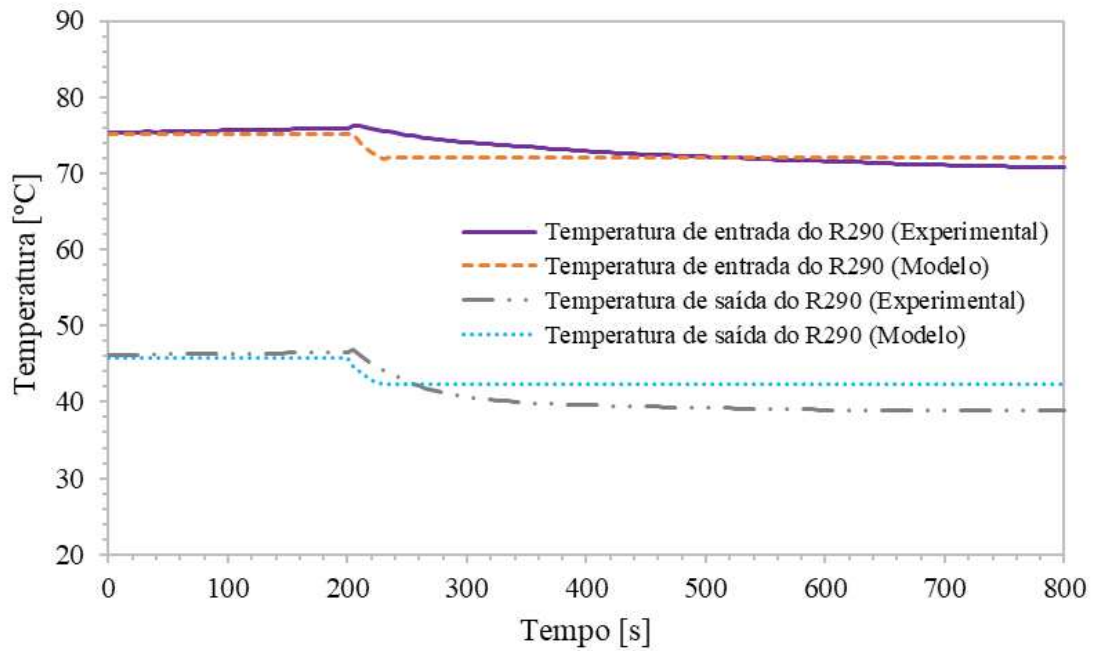


Figura 6.4 – Validação dos resultados teóricos com dados experimentais para temperaturas da água na entrada e na saída do condensador.

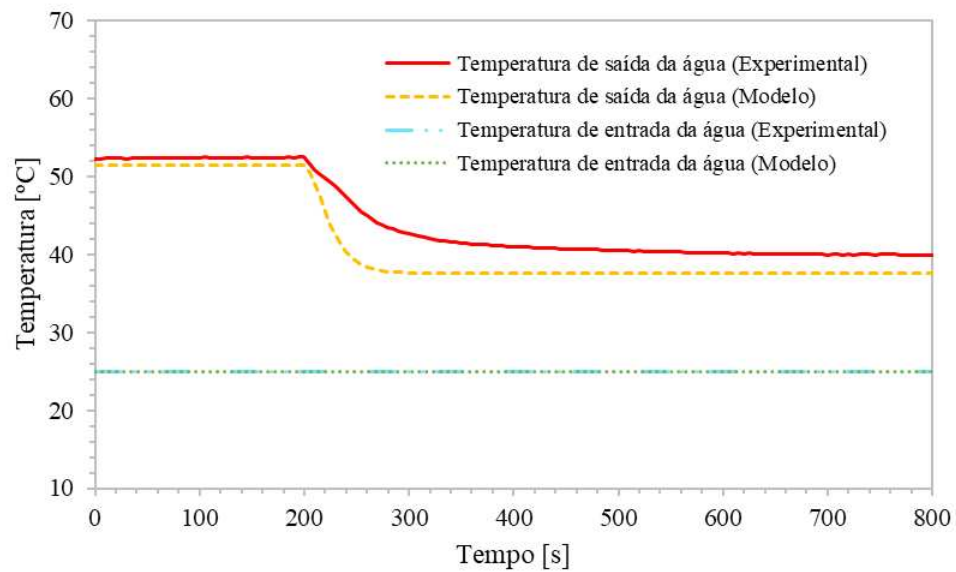
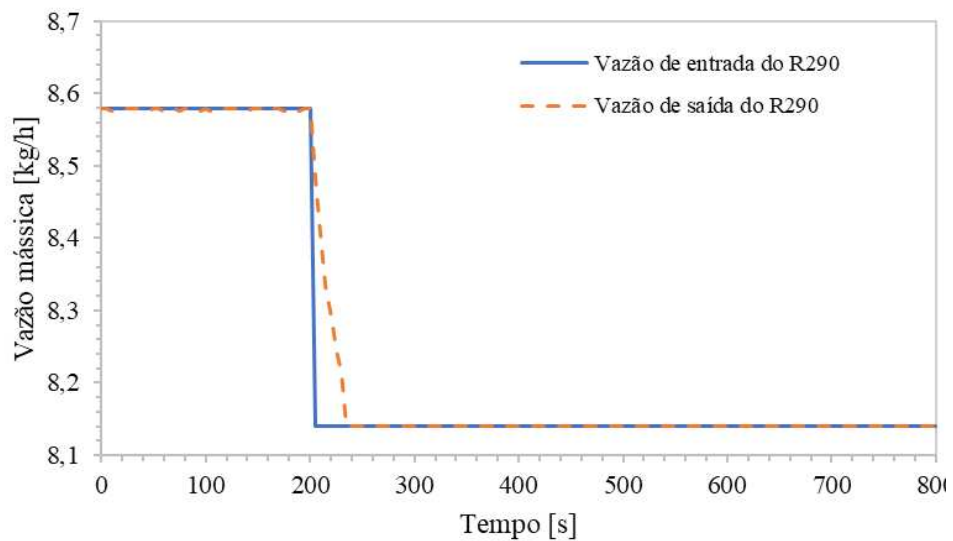


Figura 6.5 – Vazão de R290 na entrada e saída do condensador.



Observa-se também que o aumento na vazão de água resulta em uma redução na temperatura de saída da água do condensador (Figura 6.4). Isso ocorre devido à queda da pressão de alta, que reduz todo o perfil térmico dos fluidos. Além disso, o aumento da vazão de água reduz o tempo de residência da água no interior do condensador, o que também limita a elevação da sua temperatura.

Os resultados indicam que os valores numéricos estão em boa concordância com os dados experimentais. A Tabela 6.1 apresenta os desvios relativos médios entre o modelo e os resultados experimentais. O desvio relativo médio máximo de 6,5%, observado durante a

validação do modelo matemático, está em conformidade com os valores geralmente reportados na literatura para estudos de DX-SAHP. Diniz et al. (2023a) identificaram um desvio médio de 3,9% no COP ao realizar a validação por termografia infravermelha de um modelo de uma DX-SAHP operando com R290. Em outro estudo, Diniz et al. (2021) validaram experimentalmente um modelo matemático dinâmico de uma CO₂ DX-SAHP, ao variar a vazão volumétrica da água, e encontraram desvios médios e máximos de 5% e 10%, respectivamente. Nunes et al. (2015) observaram um desvio máximo de 2°C entre o modelo dinâmico e os dados experimentais na temperatura de saída da água de uma CO₂ DX-SAHP. Ibrahim et al. (2014) obtiveram um desvio médio máximo de 6,2% ao validar, por meio das pressões de evaporação e condensação, a capacidade de resfriamento e o COP de um modelo de ASHP com R22. Kong et al. (2011) encontraram um erro médio máximo de 7,4% na validação experimental, considerando o COP, a temperatura final da água e a eficiência do coletor em um modelo de DX-SAHP com R22.

Tabela 6.1 - Desvios relativos médios entre os resultados do modelo e os resultados experimentais.

Variável	MARD	MRD
Temperatura de entrada da água	0,5%	0,5%
Temperatura de saída da água	6,5%	- 6,5%
Temperatura de entrada do R290	1,3%	-0,6%
Temperatura de saída do R290	5,6%	4,4%
Pressão de entrada do R290	4,1%	- 3,8%

As discrepâncias entre o modelo e os dados experimentais podem surgir de diversos fatores, incluindo suposições do modelo que podem não capturar completamente as complexidades do experimento real, erros de medição, variabilidade nos parâmetros estimados do modelo em relação às condições reais e diferenças nas condições iniciais.

6.3 Impacto ambiental dos fluidos refrigerantes

A simulação do impacto ambiental dos fluidos no sistema foi realizada considerando apenas a substituição do fluido na DX-SAHP. As condições ambientais foram mantidas iguais em todas as simulações. Adotou-se uma temperatura final da água de 45 °C como dado de entrada do modelo, para possibilitar a comparação do impacto ambiental e do desempenho do sistema para todos os fluidos, com a água na mesma temperatura. Para o R744 e o R1270, foram

consideradas pressões inferiores ao ponto crítico, para que fosse possível utilizar o modelo desenvolvido.

A Tabela 6.2 apresenta a massa total do sistema, o GWP, o COP e os resultados de TEWI para cada fluido refrigerante analisado. A partir da análise desta Tabela 6.1, é possível concluir que o R290 apresenta o melhor desempenho tanto energético quanto ambiental para o sistema nas condições adotadas. Esse resultado se deve ao equilíbrio entre a massa específica moderada do R290, que permite uma boa vazão mássica, e sua eficiente transferência de calor, reduzindo o trabalho exigido do compressor e contribuindo diretamente para um maior COP do sistema. Além disso, seu baixo valor de GWP e a pequena massa necessária no circuito reduzem significativamente o impacto direto e indireto, resultando no menor valor de TEWI entre os fluidos analisados. Embora seja um fluido inflamável, a quantidade de massa necessária no sistema é inferior ao limite de 500 g permitido pela *International Electrotechnical Commission* (IEC, 2019), o que o torna uma opção viável dentro dos critérios de segurança. Duarte *et al.* (2019) também mostraram que o R290 possui maior COP e menor TEWI do que outros refrigerantes ecológicos para diferentes variações de parâmetros ambientais.

Tabela 6.2 – Massa total, COP e TEWI do sistema.

Fluido	Massa [g]	GWP	COP	TEWI direto [kg-CO ₂]	TEWI indireto [kg-CO ₂]	TEWI [kg-CO ₂]
R290	369,7	3	3,5	2,41	962	964
R1234ze(E)	688,3	6	3,1	4,13	1102	1106
R600	322,3	4	2,7	1,29	1247	1248
R744	973,6	1	2,4	0,97	1386	1387
R152a	559,5	120	2,5	67,1	1346	1413
R600a	318,0	20	2,4	6,36	1412	1418
R1270	292,7	1,8	2,4	0,52	1431	1432
R1233zd(E)	460,7	1	2,2	0,46	1543	1543
R1234yf	680,0	4	2,1	2,72	1591	1594
R134a	571,5	1300	2,7	742,9	1234	1977

Conforme esperado, devido ao seu alto valor de GWP, o R134a é o fluido que apresenta o maior impacto ambiental, com o maior TEWI total, refletindo tanto seu impacto direto quanto indireto. O R1234yf, por sua vez, apresenta o pior desempenho energético, com o menor COP, o que resulta em menor eficiência no sistema.

Observa-se também que os hidrocarbonetos (R1270, R600a, R600 e R290) são os refrigerantes que requerem menores quantidades de massa para operar o sistema. O R744, por

outro lado, é o fluido que necessita de maior massa. Além disso, para os fluidos refrigerantes com baixo GWP, o impacto da massa no TEWI total é insignificante, uma vez que a contribuição do TEWI direto é muito pequena, com valores inferiores a 5 kg-CO₂. Isso sugere que a escolha de fluidos com baixo GWP pode ser vantajosa do ponto de vista ambiental, mesmo que a quantidade de fluido no sistema seja maior, pois o impacto global (TEWI) permanece baixo.

6.4 Simulações no modelo matemático

6.4.1 Efeitos da vazão de água e da temperatura de entrada da água na temperatura de saída da água e no COP do sistema

As simulações foram realizadas para examinar o impacto das mudanças na vazão de água e na temperatura da água na entrada do condensador na temperatura final da água e no COP do sistema da DX-SAHP. Assumiu-se que a temperatura de entrada da água é equivalente à temperatura ambiente, facilitando a análise do desempenho da bomba de calor em uma faixa de condições climáticas, desde um clima frio a 10 °C até um clima quente a 30 °C. Além disso, as simulações foram realizadas com uma pressão na saída do evaporador (entrada do compressor) de 4,5 bar, superaquecimento de 4,5 °C, sub-resfriamento de 2,5 °C e uma velocidade mássica inicial de 48 kg/m²s. A vazão volumétrica da água variou em dois degraus: de 0,35 para 0,80 L/min no degrau 1, e de 0,80 para 0,25 L/min no degrau 2. Essas faixas de vazão foram escolhidas para cobrir as temperaturas da água apropriadas para consumo direto a 45 °C (Shao et al., 2004) e para armazenamento a temperaturas superiores a 60 °C, a fim de inibir a proliferação da bactéria *Legionella* (ASHRAE, 2000).

As Figuras 6.6 e 6.7 mostram a variação da temperatura da água na saída do condensador e o COP do sistema para diferentes temperaturas de entrada e para as vazões de água previamente determinadas, respectivamente. Como esperado em estudos de bombas de calor sem um sistema de controle, a análise das curvas na Figura 6.6 mostra que o aumento na vazão volumétrica de água resulta em uma diminuição na temperatura de saída da água, enquanto uma redução na vazão volumétrica de água leva a um aumento na temperatura de saída.

Resultados semelhantes foram obtidos por Diniz et al. (2021). Além disso, a redução da temperatura de entrada da água no condensador também provoca uma queda na temperatura de saída. Como a temperatura de entrada da água é equivalente à temperatura ambiente, temperaturas mais baixas correspondem a uma redução na temperatura e na pressão do R290

na entrada do condensador. Conseqüentemente, a diminuição da diferença de temperatura entre o R290 e a água, resulta em uma menor temperatura de saída da água. A maior temperatura final da água é alcançada com uma temperatura de entrada de 30 °C e uma vazão de água de 0,25 L/min, enquanto a menor ocorre com uma temperatura de entrada de 10 °C e uma vazão de água de 0,8 L/min.

Figura 6.6 – Variação da temperatura da água na saída do condensador para diferentes temperaturas de entrada da água e para os degraus na vazão de água.

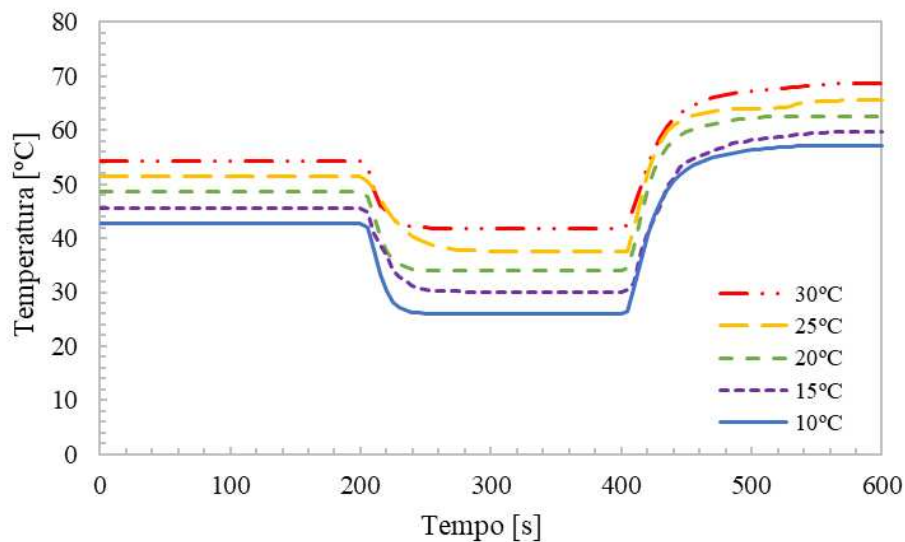
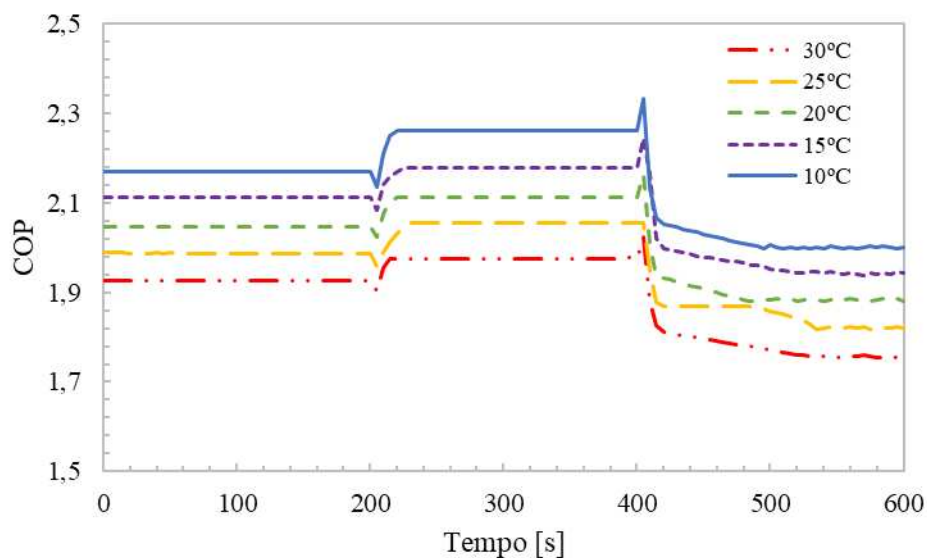


Figura 6.7 – Variação no COP do sistema para diferentes temperaturas de entrada da água e para os degraus na vazão de água.



A Figura 6.7 mostra que o COP aumenta à medida que a temperatura de entrada da água

diminui. Esse comportamento também foi observado por Duarte et al. (2021), Nunes et al. (2015), Qi et al. (2013) e Sarkar (2006). Além disso, um aumento na vazão volumétrica da água leva a um COP mais alto, enquanto uma diminuição na vazão reduz o COP. Especificamente, o aumento da temperatura da água de 10 °C para 30 °C resulta em uma diminuição no COP de 10,6%, 12,8% e 12,0% para vazões de 0,35 L/min, 0,80 L/min e 0,25 L/min, respectivamente. O maior COP é alcançado com uma temperatura de entrada de 10 °C e uma vazão de água de 0,80 L/min, enquanto o menor COP ocorre com uma temperatura de entrada de 30 °C e uma vazão de 0,25 L/min.

O maior COP registrado com uma temperatura de entrada da água de 10 °C e uma vazão de 0,8 L/min pode ser explicado, principalmente, devido à redução da pressão de alta do sistema. Essa redução na pressão de alta diminui o trabalho do compressor e, conseqüentemente, aumenta o COP do sistema.

6.4.2 Efeitos da irradiância solar na temperatura de saída da água e no COP do sistema

A pressão na entrada do compressor (pressão na saída do evaporador) aumenta com o aumento da irradiância solar, conforme observado por Duarte et al. (2021) e Humia et al. (2021). Esse aumento na pressão de entrada do compressor está diretamente relacionado à influência da radiação solar sobre o evaporador. À medida que a irradiância solar cresce, a temperatura do refrigerante no evaporador também sobe, resultando em um aumento na pressão do refrigerante. Embora este estudo não tenha desenvolvido o modelo do evaporador solar, é possível analisar o efeito da variação da irradiância solar na temperatura final da água e no COP do sistema por meio das mudanças na pressão de entrada do compressor.

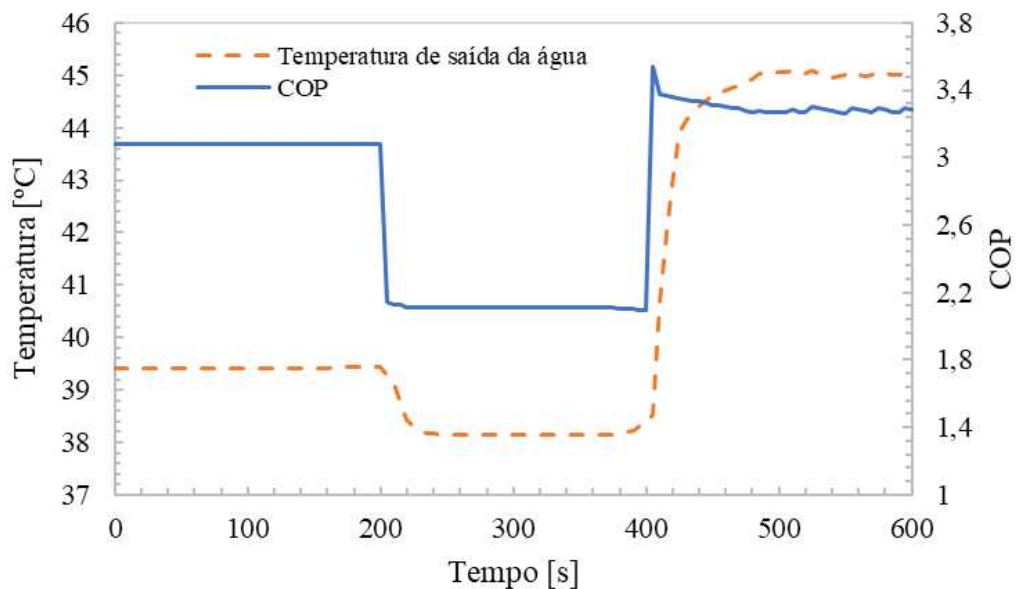
A Tabela 6.4 apresenta as pressões de entrada do compressor utilizadas na simulação, juntamente com a irradiância solar correspondente a cada uma delas. A simulação considerou uma vazão volumétrica de água de 0,8 L/min, superaquecimento de 4,5 °C, sub-resfriamento de 2,5 °C e uma temperatura de entrada da água de 25 °C.

A Figura 6.8 ilustra a influência da radiação solar na temperatura de saída da água e no COP do sistema.

Tabela 6.4 - Pressão na entrada do compressor relacionada à irradiância solar.

Pressão na entrada do compressor [bar]	Irradiância solar [W.m^{-2}]
6,0	500,0
4,5	0,0
7,5	750,0

Figura 6.8 – Variação na temperatura de saída da água e no COP em relação aos degraus de irradiância solar.



À medida que a radiação solar aumenta, tanto a temperatura de saída da água quanto o COP também aumentam, e vice-versa. Isso ocorre porque, com o aumento da radiação solar, ocorre um aumento da pressão na entrada do compressor, e a temperatura do R290 na entrada do condensador também se eleva. Como o condensador é do tipo contracorrente, a temperatura da água na saída do condensador também sobe. Esse aumento da temperatura de saída da água está associado a uma maior taxa de calor transferido à água, o que, por sua vez, contribui para o aumento do COP do sistema.

Resultados semelhantes foram observados por Diniz et al. (2023a), Kong et al. (2020b) e Chow et al. (2010). Na simulação, a temperatura de saída da água apresentou variações pequenas, diminuindo 3,3% e aumentando 17,8%. O COP diminuiu 31,5% quando a pressão de entrada do compressor variou de 6,0 para 4,5 bar, e aumentou 55,0% quando a pressão foi ajustada de 4,5 para 7,5 bar.

6.5 Resultados do sistema de controle

A seguir são apresentados os resultados do modelo ARX, seguido pela análise do controlador PID desenvolvido por síntese direta, incluindo a implementação no sistema embarcado. Também são discutidos os testes de robustez, simulações computacionais e validação experimental do sistema de controle, evidenciando a eficácia e a performance do controlador em diversas condições.

6.5.1 Modelo ARX

O modelo resultante foi um modelo linear de primeira ordem, descrito pela Eq. 6.1:

$$y(t) = 0,99647588y(t-1) - 0,1513672u(t) \quad (6.1)$$

em que $y(t)$ é a temperatura da água no instante t , $y(t-1)$ é a temperatura da água no instante anterior, e $u(t)$ é o sinal de controle (vazão da água) no instante t .

A representação do modelo no domínio z (discreto) é apresentada na Eq. 6.2.

$$\frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{-0,1513672z}{z - 0,99647588} \quad (6.2)$$

A função de transferência contínua obtida é dada pela Eq. 6.3:

$$G(s) = -\frac{43,2571}{283,2588s + 1} \left[\frac{^{\circ}C}{L/min} \right] \quad (6.3)$$

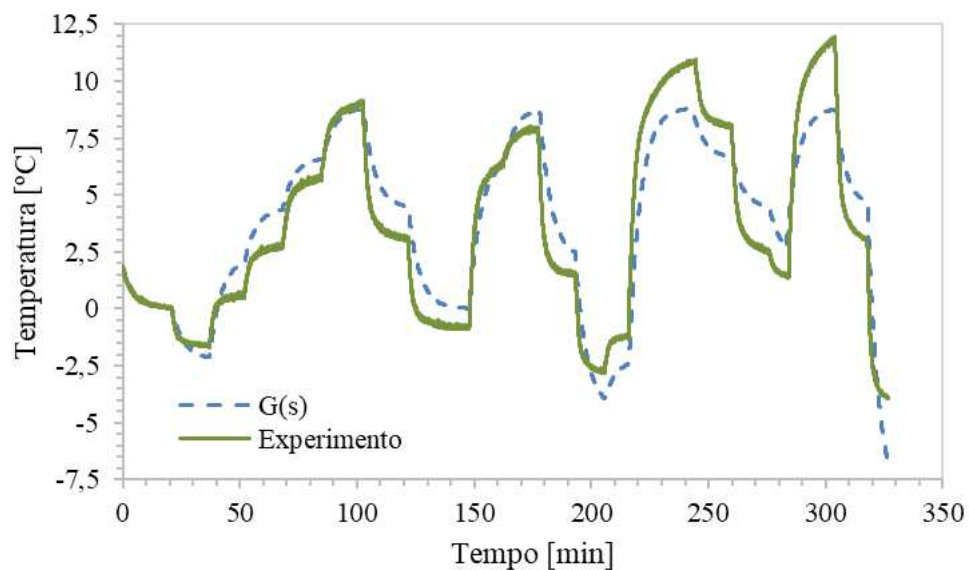
$$s = \frac{2}{1} \frac{1 - z^{-1}}{1 + z^{-1}} \quad (6.4)$$

em que $G(s)$ representa a função de transferência do sistema e s é o operador de Laplace. Esta equação descreve como a entrada (vazão de água) afeta a saída (temperatura final da água).

O modelo obtido tem um ganho estático negativo, o que indica que o sistema tem o comportamento característico de um controle inverso. Em termos simples, aumentar a vazão da água diminui a temperatura de saída da água, o que é esperado.

A validação do modelo foi realizada por meio da comparação entre as saídas do modelo e os dados experimentais. A Figura 6.9 ilustra essa comparação, mostrando que o modelo apresenta um bom ajuste com os dados reais.

Figura 6.9 – Comparação entre o modelo linear ARX e os dados experimentais.



O ajuste entre o modelo e os dados experimentais foi avaliado por meio dos indicadores de desempenho RMSE (*Root Mean Squared Error*) e NDEI (*Normalized Dimensionless Error Index*). O valor do RMSE foi de 1,34 °C e o NDEI foi de 0,32, indicando que o modelo apresenta boa precisão na representação dos dados experimentais.

Os erros de previsão da temperatura final da água foram avaliados em termos de erro mínimo ($2,6 \times 10^{-5}$ °C), erro máximo (3,8 °C), erro médio (1,1 °C) e desvio padrão (1,5 °C). Com um intervalo de confiança de 95%, esses resultados indicam que o modelo apresenta maior precisão para valores de saída próximos ao ponto de operação de 47,5°C.

6.5.2 Controlador PID por síntese direta

Com base na função de transferência obtida na Eq. 6.3, foi determinada a constante de tempo do sistema, que tem o valor de 283 segundos. Para sistemas de primeira ordem, o tempo de acomodação é tipicamente estimado como 4 vezes a constante de tempo (Ogata, 2010),

resultando em aproximadamente 19 minutos para o sistema atingir o regime permanente.

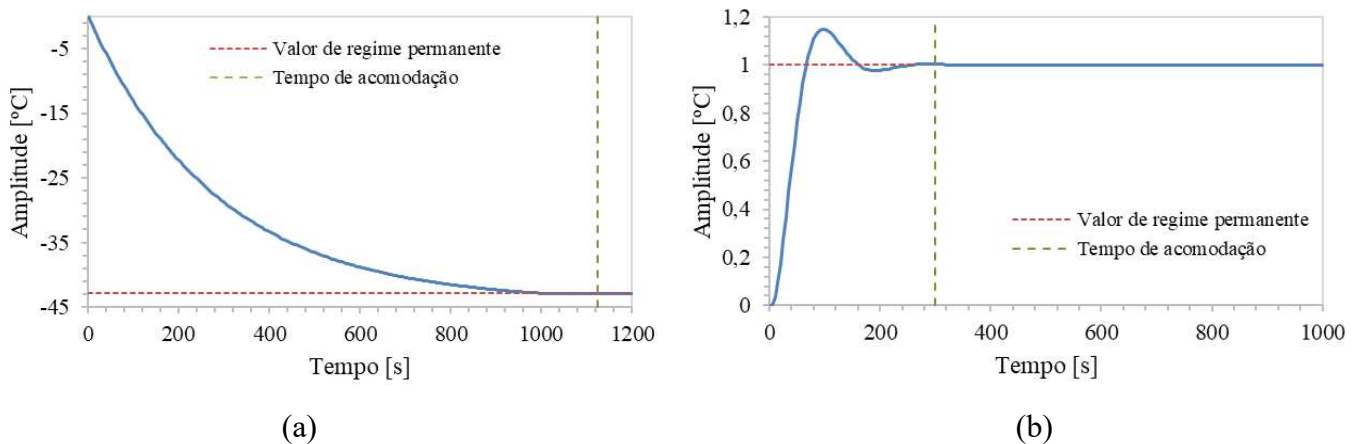
Contudo, como a resposta do sistema em malha aberta se mostrou lenta e inadequada aos requisitos de desempenho, decidiu-se aprimorar a resposta do sistema utilizando um comportamento sub-amortecido em malha fechada. O objetivo foi permitir que o sistema atingisse o regime permanente de forma mais rápida, sem comprometer a estabilidade.

O tempo de acomodação desejado foi definido como 300 segundos, e para atingir esse objetivo, adotou-se um fator de amortecimento $\zeta = 0,5911$, caracterizando um sistema subamortecido. Com esses parâmetros, calculou-se a frequência natural ω_n e, a partir dela, obteve-se a função de transferência de malha fechada que descreve o comportamento do sistema controlado:

$$G_d(s) = \frac{5,0881 \times 10^{-4}}{s^2 + 0,02667s + 5,0881 \times 10^{-4}} \quad (6.5)$$

A Figura 6.10 ilustra a comparação entre a resposta do sistema em malha aberta e a resposta desejada do sistema em malha fechada. A resposta do sistema em malha aberta é visivelmente mais lenta e não atende aos requisitos de desempenho, uma vez que o sistema leva um tempo excessivo para atingir o regime permanente. Em contraste, a resposta em malha fechada, projetada com um tempo de acomodação de 300 segundos, apresenta uma estabilização muito mais rápida, atingindo o valor final com eficiência e dentro dos critérios de desempenho estabelecidos. Essa comparação evidencia que a adoção de um comportamento subamortecido em malha fechada resultou em uma melhora significativa na resposta dinâmica do sistema em relação ao comportamento original de malha aberta.

Figura 6.10 – Resposta ao degrau do sistema em (a) malha aberta e (b) malha fechada desejada.



A partir da função de transferência de malha fechada desejada, bem como do modelo do sistema obtido, a técnica de síntese direta foi aplicada para calcular o controlador que, quando introduzido no sistema, garantiu a função de transferência desejada na saída, dada pela Eq. 6.6.

$$C(s) = \frac{-0,04935s^2 - 0,004464s - 1,505 \times 10^{-5}}{s^2 + 0,02667s} \quad (6.6)$$

Como o sistema de controle foi implementado em um sistema embarcado, o controlador precisa ser discreto, ou seja, ele deve operar em intervalos de tempo definidos, e não de forma contínua. Para isso, foi necessário discretizar a função de transferência obtida para permitir a implementação no domínio digital.

A discretização do sistema foi realizada utilizando o método de *Tustin*, com um tempo de discretização de $T_{ds}=7,5$ segundos. Esse valor foi escolhido de modo a garantir aproximadamente 10 amostras por constante de tempo, o que é recomendado para preservar a dinâmica do sistema e garantir uma boa resposta no domínio digital (Ogata, 2010).

A função de transferência do controlador em tempo discreto é dada por:

$$C(z) = \frac{-0,04935z^2 - 0,06796z + 0,01937}{z^2 - 1,819z + 0,8187} \quad (6.7)$$

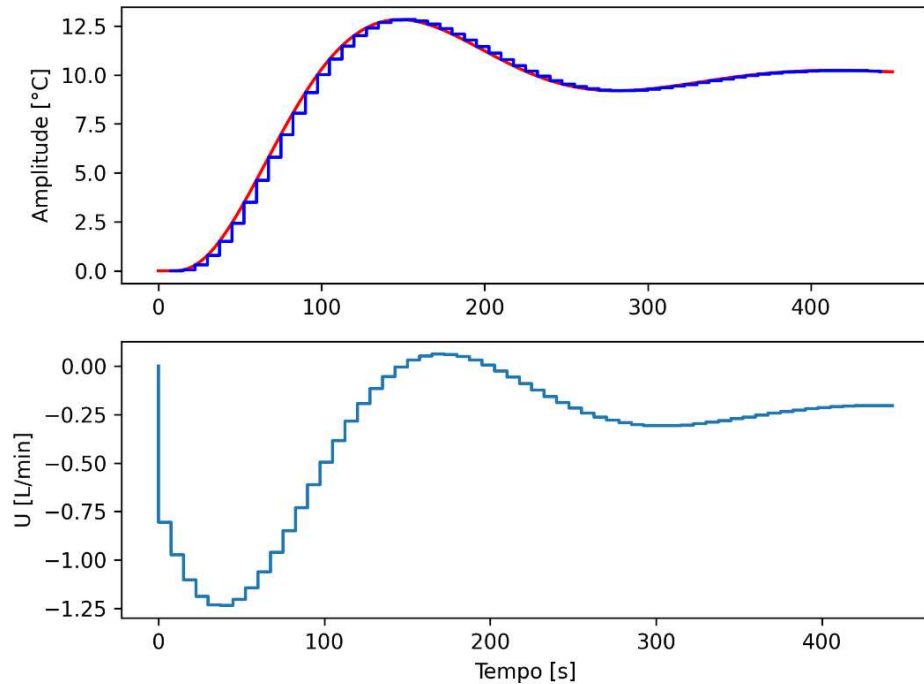
A função de transferência do controlador em tempo discreto foi convertida em equações a diferenças. Isso foi necessário para implementar o controlador diretamente no sistema embarcado digital, onde o controle foi realizado em intervalos de tempo discretos.

As equações a diferenças descrevem a relação entre os valores atuais e os passados de erro e sinal de controle. No caso desse controlador, o grau 2 da função de transferência implica que o controlador depende de dois valores anteriores de erro e de controle. Para isso, é necessário armazenar esses valores em um *buffer* de memória, de modo que possam ser usados no cálculo do controle no instante atual.

A função de transferência obtida para o controlador foi reescrita na forma de um controlador PID paralelo, conforme mostrado na Eq. 3.50. Os parâmetros do controlador PID foram calculados, sendo: $K_p = -0,146$; $K_i = -0,000564$; $K_d = 3,63$; $T_{fi} = 37,5$ s e $T_{ds} = 7,5$ s.

Após a obtenção da função de transferência do controlador em tempo discreto, ela foi implementada ao modelo do sistema para simular a resposta ao degrau da malha fechada. A Figura 6.11 mostra a simulação da resposta ao degrau da malha fechada, mostrando o desempenho do sistema controlado pelo controlador PID calculado.

Figura 6.11 – Resposta ao degrau da simulação do sistema em malha fechada.



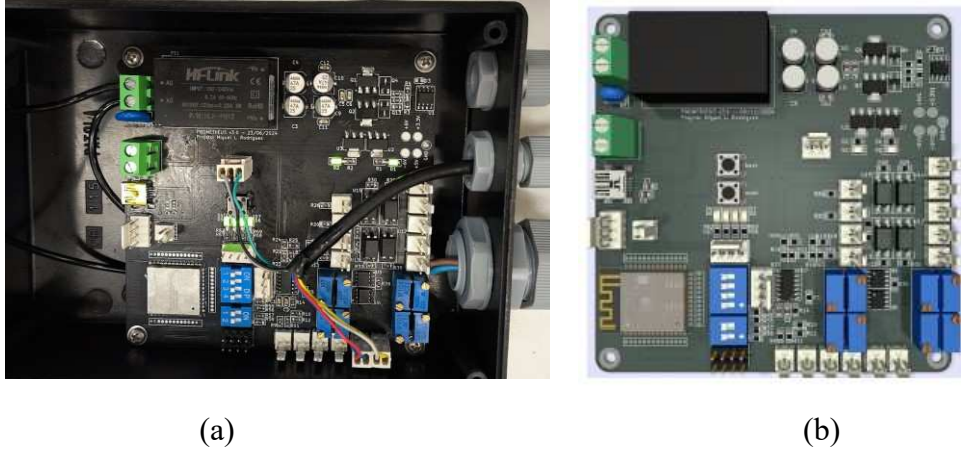
6.5.3 Sistema de controle embarcado

A metodologia desenvolvida foi implementada por meio da programação do algoritmo de controle em um microcontrolador. Para o sistema de controle embarcado, foi desenvolvida uma placa própria, que conta com diversos recursos de *hardware* e instrumentação, para realizar o controle do sistema. A placa conta com o microcontrolador ESP32-S3 de até 240 MHz, dois núcleos, 2Mb de memória flash, 320kb de memória RAM, e 8Mb de memória PSRAM. Além disso, a placa conta com dois amplificadores de instrumentação, saídas opto-acopladas, entradas analógicas com *buffer* de alta impedância e ajuste de ganho/offset, um filtro Salley-Key de segunda ordem e barramento I2C.

A alimentação da placa é feita através da rede elétrica de 110V, e é necessário a utilização de um fusível de 1A para proteção. A placa conta com reguladores de tensão para 3,3V e 5V, que podem fornecer até 1A de corrente para alimentação dos periféricos. A placa também conta com um conector USB-B para programação e depuração.

A Figura 6.12 mostra a placa desenvolvida e o projeto da placa no *software* KiCad.

Figura 6.12 – (a) Placa de controle embarcada e (b) Projeto da placa no *software* KiCad.

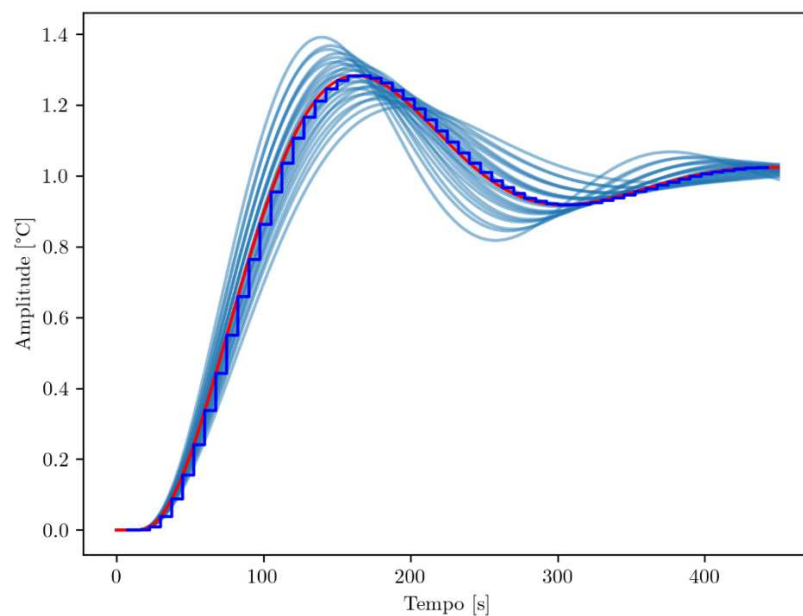


6.5.4 Avaliação da performance do controlador

6.5.4.1 Robustez e índices de desempenho

A análise da robustez do controlador mostrou que, mesmo com incertezas no modelo (variação de $\pm 15\%$ nos parâmetros), o controlador manteve a estabilidade e um desempenho muito próximo ao do sistema nominal. A resposta ao degrau foi simulada tanto para o sistema nominal quanto para os sistemas com incertezas, conforme mostrado na Figura 6.13.

Figura 6.13 – Análise de robustez do controlador.



Na Figura 6.13, observa-se que, apesar das variações nos parâmetros do sistema, o comportamento do sistema com incertezas (representado pelas linhas azuis) permaneceu praticamente igual à resposta do sistema nominal (indicada pela linha vermelha). Essa similaridade sugere que o controlador tem robustez suficiente para lidar com as incertezas sem comprometer significativamente a estabilidade ou o desempenho do sistema.

6.5.4.2 Simulações computacionais

As simulações computacionais foram realizadas com o modelo matemático dinâmico desenvolvido neste trabalho, a fim de avaliar o desempenho do controlador projetado. Para isso, considerou-se que o controlador foi projetado para atuar em torno do ponto de equilíbrio do sistema. Como resultado, o sinal de saída do sistema foi ajustado subtraindo-se a temperatura de equilíbrio, enquanto o sinal de controle recebeu a adição do valor de equilíbrio.

O objetivo das simulações foi avaliar a resposta do sistema em duas condições distintas: perturbação no sinal de referência e perturbação no sinal de saída. A primeira simulação envolveu uma perturbação no sinal de referência, como mostrado na Figura 6.14. Neste caso, a referência do sistema foi alterada, e o controlador foi responsável por compensar a variação para manter a temperatura dentro dos limites desejados. O controlador demonstrou capacidade de rejeitar a perturbação, mantendo a temperatura do sistema estável.

A segunda simulação foi realizada com uma perturbação no sinal de saída, que é a variável de controle (temperatura), conforme mostrado na Figura 6.15. Neste caso, o controlador teve que reagir a mudanças inesperadas na temperatura do sistema para restaurá-la ao seu valor desejado. Novamente, o controlador demonstrou uma resposta eficiente à perturbação. A temperatura foi rapidamente corrigida de volta ao valor de referência.

Figura 6.14 – Simulação do sistema não linear em malha fechada: perturbação na referência.

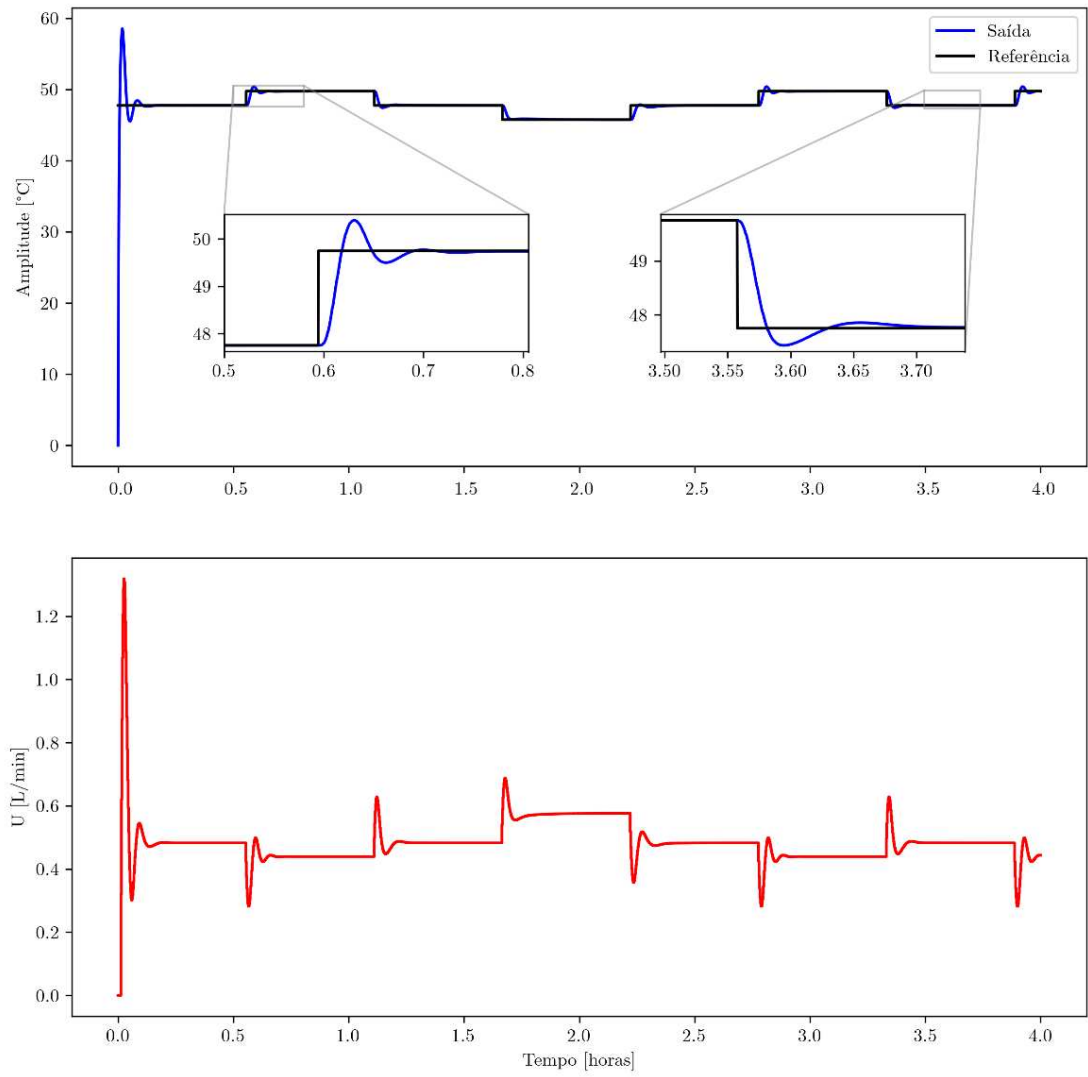
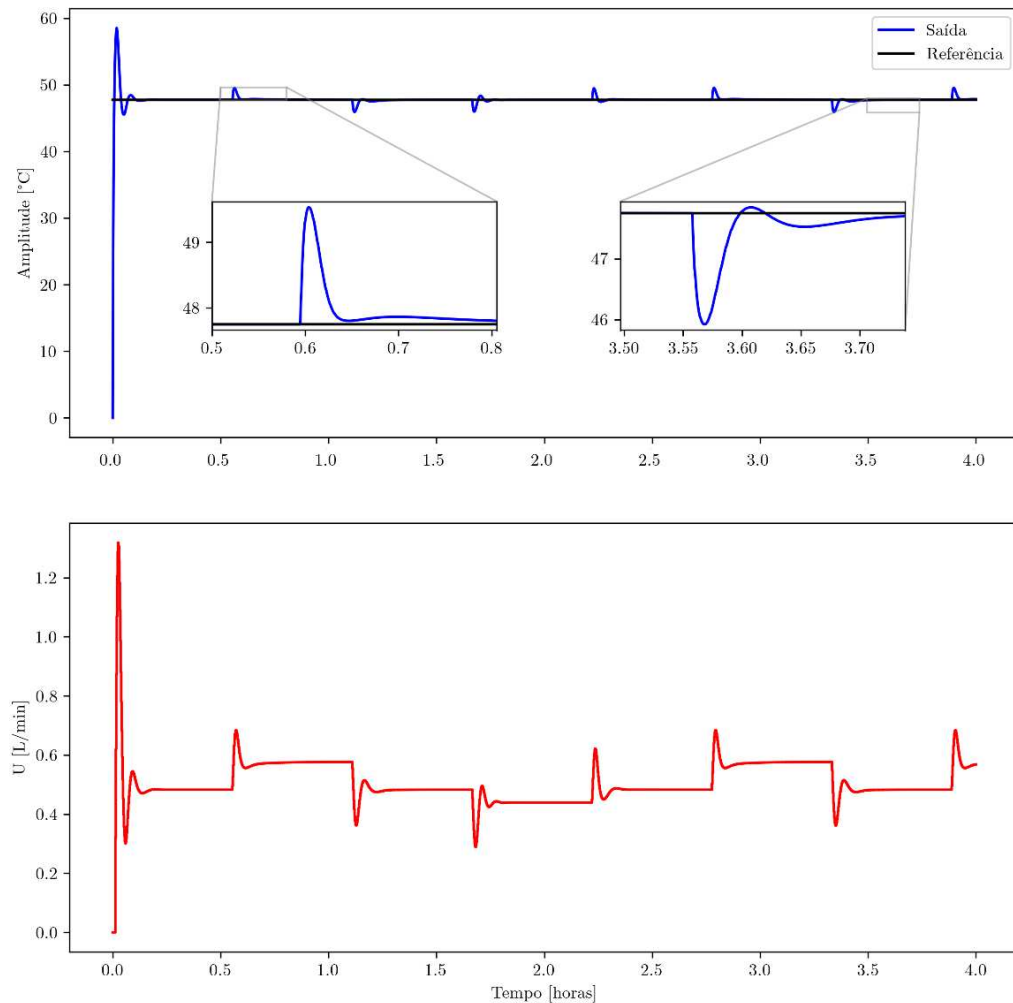


Figura 6.15 – Simulação do sistema não linear em malha fechada: perturbação na saída.



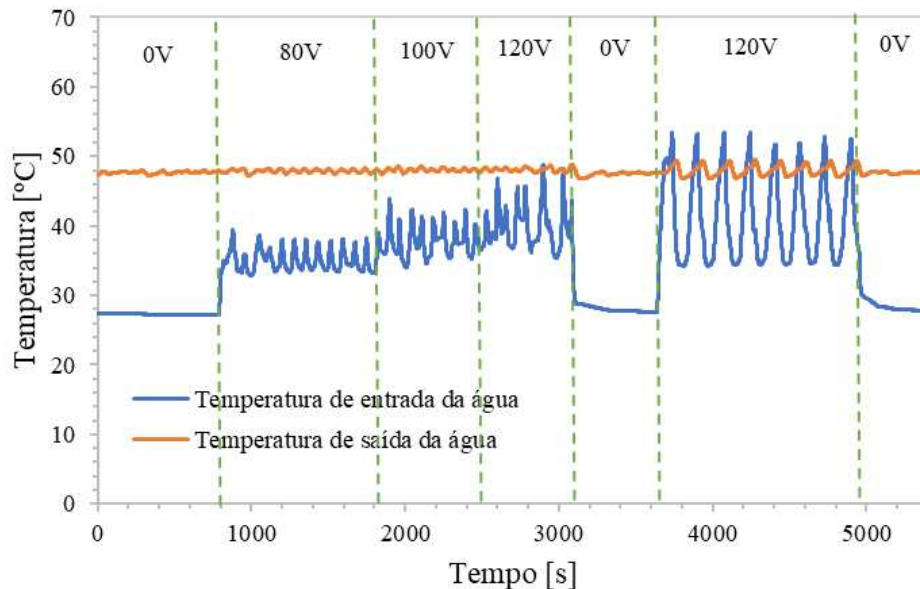
6.5.4.3 Resultados experimentais com o controlador

Com o objetivo de avaliar o desempenho do controlador desenvolvido, também foram realizados testes experimentais no sistema. A temperatura de referência foi fixada em 47,5 °C, e os testes buscaram verificar a capacidade do sistema em rejeitar perturbações externas, mantendo a temperatura de saída da água próxima ao valor de referência.

No primeiro experimento, investigou-se o comportamento do sistema diante de variações na temperatura de entrada da água. Inicialmente, a temperatura de saída foi estabilizada em 47,5 °C. Em seguida, aplicaram-se perturbações à temperatura de entrada, por meio de um resistor elétrico cujo funcionamento foi controlado manualmente através de um variac. Essa configuração permitiu a introdução de variações controladas na temperatura da água que entra no condensador. Os resultados indicaram, conforme apresentado na Figura 6.16, que o controlador foi capaz de compensar adequadamente essas perturbações, mantendo a

temperatura de saída da água praticamente constante, demonstrando boa capacidade de rejeição de distúrbios.

Figura 6.16 – Teste experimental do sistema com o controlador, variando a temperatura de entrada da água.



O segundo teste, mostrado na Figura 6.17, foi conduzido em condições de céu limpo, com alta estabilidade na radiação solar ao longo do dia. Perturbações do tipo degrau foram aplicadas de forma intencional na radiação solar incidente, utilizando dispositivos de sombreamento para simular variações abruptas de irradiância. Mesmo diante dessas mudanças rápidas, o controlador ajustou dinamicamente a vazão de água, garantindo que a temperatura de saída permanecesse próxima da referência estabelecida.

O terceiro experimento teve como objetivo avaliar o desempenho do sistema em condições atmosféricas adversas, caracterizadas por alta variabilidade da radiação solar devido à presença de nuvens. Além das flutuações naturais na irradiância solar, provocadas pela passagem de nuvens, também foram realizadas perturbações de forma controlada, utilizando dispositivos de sombreamento. Ainda assim, o controlador demonstrou robustez e eficácia, ajustando a vazão de água conforme necessário para manter a temperatura de saída próxima ao valor de referência de 47,5 °C, mesmo diante de condições de instabilidade acentuada. A Figura 6.18 apresenta este teste experimental.

Figura 6.17 – Teste experimental do sistema com o controlador, variando a radiação solar em um dia de céu limpo.

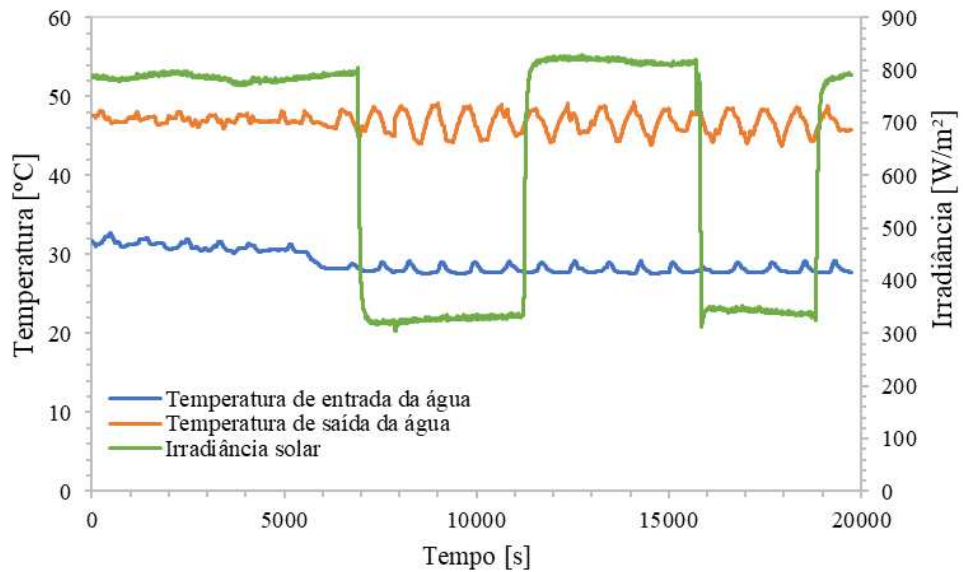
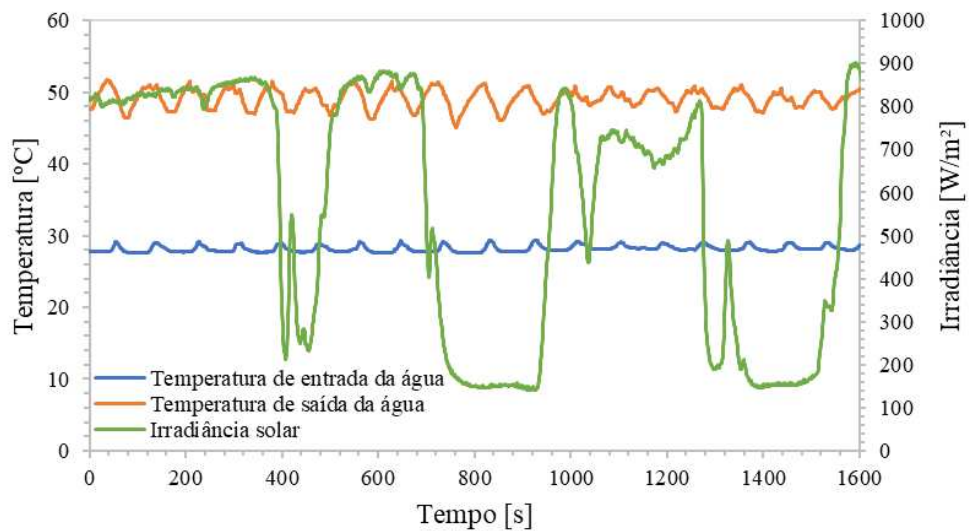


Figura 6.18 – Teste experimental do sistema com o controlador, variando a radiação solar em um dia de céu nublado.



Os três testes demonstraram a efetividade do controlador proposto frente a diferentes perturbações no sistema. A capacidade de manter a temperatura de saída da água praticamente constante, mesmo diante de variações significativas nas condições de entrada (tanto na temperatura da água quanto na radiação solar), evidencia o bom desempenho do sistema de controle, sua robustez e sua aplicabilidade prática em sistemas de aquecimento de água com bomba de calor solar.

7. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um modelo matemático dinâmico de fronteira móvel para o condensador de uma DX-SAHP a R290, e o projeto de um controlador, destinado a regular a temperatura final da água para uso residencial. Através de comparações entre o impacto ambiental, avaliado pelo TEWI, e o desempenho energético, analisado pelo COP, de dez fluidos refrigerantes simulados no sistema, observou-se que o R290 se destacou como o fluido refrigerante com os melhores resultados tanto ambientais quanto térmicos. Esses resultados corroboram a escolha do R290 como fluido refrigerante de baixo impacto ambiental, consolidando sua viabilidade para a aplicação neste estudo.

O modelo matemático desenvolvido foi validado por meio de comparações com dados experimentais, apresentando boa concordância, com desvios relativos médios não superiores a 6,5% para as temperaturas da água e do R290, bem como para a pressão do R290. Esses resultados demonstram a confiabilidade do modelo como uma ferramenta eficaz para investigar o desempenho do sistema.

Os resultados obtidos nas simulações com o modelo matemático evidenciam uma relação inversa entre a vazão de água e a temperatura de saída, além de destacar o impacto significativo da temperatura de entrada da água no COP do sistema. Observou-se também que o aumento da irradiação solar e da pressão de entrada do compressor leva a uma melhoria no desempenho do sistema, com aumento tanto da COP quanto da temperatura de saída da água. A maior temperatura final da água foi registrada para a maior temperatura de entrada (30 °C) e a menor vazão de água (0,25 L/min), enquanto a maior COP ocorreu com a menor temperatura de entrada (10 °C) e a maior vazão de água (0,80 L/min). Além disso, a variação da pressão de entrada do compressor resultou em um aumento de 17,8% na temperatura de saída da água e 55,0% na COP, quando a pressão passou de 4,5 para 7,5 bar, e uma redução de 3,3% na temperatura de saída e 31,5% na COP, quando a pressão variou de 6,0 para 4,5 bar.

A metodologia de controle foi implementada em um sistema embarcado utilizando um microcontrolador ESP32-S3, permitindo a execução eficiente do algoritmo de controle. Os resultados de simulação e experimentais demonstraram que o controlador desenvolvido é robusto, mantendo a estabilidade e o desempenho desejado mesmo diante de incertezas no modelo e perturbações no sistema. Além disso, os testes experimentais confirmaram a capacidade do controlador em ajustar automaticamente a vazão de água para manter a temperatura final estável, mesmo com variações na temperatura de entrada da água e na

radiação solar.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Embora este estudo forneça uma base sólida para a modelagem e controle de temperatura de sistemas DX-SAHP, há áreas que podem ser aprimoradas. A seguir, são apresentadas algumas recomendações para pesquisas futuras:

- O desenvolvimento de um modelo global para a DX-SAHP, que inclua o evaporador, possibilitaria uma análise mais abrangente e detalhada do comportamento do sistema. A inclusão de um modelo do evaporador solar permitiria, ainda, simulações mais precisas ao considerar a variação da irradiância solar, contribuindo para o aprimoramento dos projetos, otimizando o uso da energia solar e aumentando a eficiência do sistema.
- A inclusão de um estudo de viabilidade econômica do sistema DX-SAHP representaria um caminho interessante para trabalhos futuros. Uma análise financeira detalhada, considerando custos de instalação, manutenção e retorno sobre o investimento, poderia fornecer uma avaliação mais completa da viabilidade do sistema em diferentes contextos. Tal estudo permitiria uma melhor compreensão dos benefícios econômicos e da sustentabilidade a longo prazo do sistema, além de possibilitar comparações com sistemas tradicionais, facilitando a adoção de soluções mais eficientes e acessíveis.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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;

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, UFMG, Belo Horizonte, 2015.

ANTUNES, A. H. P.; 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., GRECO, A., MAIORINO, A., *An experimental investigation on the substitution of HFC134a with HFO1234YF in a domestic refrigerator. Applied Thermal Engineering*, 106, 959-967, 2016;

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *Ashrae guideline 12-2000: Minimizing the risk of legionellosis associated with building water systems. Refrigerating and Air-Conditioning Engineer*, 2000.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *Standard 34, 2007 - Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Atlanta, 2007;

ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. *Advanced PID Control*. Research Triangle Park, NC: ISA – The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2006;

ÅSTRÖM, K. J.; WITTENMARK, B. *Computer-Controlled Systems: Theory and Design*. 3. ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1997;

BAZANELLA, A.S.; SILVA, J.M.G. **Sistemas de Controle: princípios e métodos de projeto**. 1 ed. Porto Alegre. Editora UFRGS, 2005. 297p;

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;

BELMAN-FLORES, J.M., RANGEL-HERNÁNDEZ, V.H., USÓN, S., RUBIO-MAYA, C., *Energy and exergy analysis of R1234yf as drop-in replacement for R134a in a domestic refrigeration system*. *Energy* 132, 116–125, 2017;

BEN, Balanço Energético Nacional. Empresa de Pesquisa Energética (EPE) - Ministério de Minas e Energia, Rio de Janeiro, 2024;

BENDAPUDI, S.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. **A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers**. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 8, p. 1437–1452, 2008;

BERGER, X.; BURIOT, D.; GARNIER, F. *About the equivalent radiative temperature for clear skies*. *Solar Energy*, vol. 32, p.725-733, 1984;

BONILLA, J.; DORMIDO, S.; CELLIER, F. E. **Switching moving boundary models for two-phase flow evaporators and condensers**. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, v. 20, n. 3, p. 743–768, 2015.

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;

BRASIL, Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisas Energéticas - EPE. Avaliação da eficiência energética para os próximos 10 anos (2012-2021). Nota Técnica DEA 16/12. Rio de Janeiro, p. 26, 2012;

CALM, J., *The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook*, ***International Journal of Refrigeration***, vol 31, p 1123-1133, 2008;

CAMPOS, M.C.M.M.; TEIXEIRA, H.C.G.; **Controles típicos de equipamentos e processos industriais**. 2 ed. Petrobras. Editora Edgard Blucher Ltda, 2010;

CHEUNG, H.; 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, nº 7, p. 892-906, 2013a;

CHEUNG, H.; 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, nº 7, p. 907-921, 2013b;

CHINGULPITAK, S.; WONGWISES, S.; *Two-phase flow model of refrigerants flowing through helically coiled capillary tubes*. ***Applied Thermal Engineering***, vol. 30 p. 1927-1936, 2010.

CHOI, J. M.; *Study on the LWT control schemes of a heat pump for hot water supply*, ***Renewable Energy***, 54(C), pages 20-25, 2013.

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. *Friction-factor equation span all fluid-flow regimes*. ***Chemical Engineering Journal***, vol. 84, 91-92, 1977;

CICONKOV, R., *Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions*, ***International Journal of Refrigeration***, vol 86, p. 441-448, 2018;

COHEN, G.; COON, G. Theoretical consideration of retarded control. **Trans. Asme**, v. 75, n. 1, p. 827-834, 1953;

DESIDERI, A., DECHESNE, B., WRONSKI, J., VAN DEN BROEK, M., GUSEV, S., LEMORT, V., QUOILIN, S.; *Comparison of Moving Boundary and Finite-Volume Heat Exchanger Models in the Modelica Language*. **Energies**, v. 9, n. 5, p. 339, 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., PAULINO, T. F., PABON, J. J., MAIA, A. A., OLIVEIRA, R. N.; *Dynamic model of a transcritical CO₂ heat pump for residential water heating*. **Sustainability**, v 13 (6), p. 34–64, 2021.

DINIZ, H. A. G.; **Estudo experimental e modelagem baseado na análise dos 4E de uma bomba de calor assistida por energia solar**. Tese de doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2023;

DINIZ, H. A. G., RESENDE, S. I. DE M., MAIA, A. A., 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**, v 260, p. 94–110, 2023a.

DINIZ, H. A. G., RESENDE, S. I. DE 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**, v154, p. 84–98, 2023b.

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, M. V., **Estudo da bomba de calor – Fluidos de trabalho e eficiência energética.** Dissertação de mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2013;

DOMANSKI, P. A., MCLINDEN, M. O., BELL, I. H., LINTERIS, G. T.; **Low-GWP Alternative Refrigerant Blends for HFC-134^a.** *National Institute of Standards and Technology Technical*, 40 pages, September, 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.; 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, 2021;

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

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, nº 7, p. 1059-1072, 2015;

FAN, Y., ZHAO, X., HAN, Z., Li, J., BADIEI, A., AKHLAGHI, Y., LIU, Z.; *Scientific and technological progress and future perspectives of the solar assisted heat pump (SAHP) system. Energy.* Volume 229, 15 August 2021, 120719;

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. Universidade Federal de Minas Gerais, 2013.

FARIA, R.N., NUNES, R.O., 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 64, 203–213. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.01.004>, 2016.

FIDUCIOSO, M., CURI, S., SCHUMACHER, B., GWERDER, M., & KRAUSE, A.; *Safe Contextual Bayesian Optimization for Sustainable Room Temperature PID Control Tuning. International Joint Conference on Artificial Intelligence*, 19, 7 pages, 2019.

GARCIA, C. E.; MORARI, M. Internal model control. A unifying review and some new results. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 21, n. 2, p. 308-323, 1982. ISSN 0196-4305.

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;

GHIAASIAAN, S. M. *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation - In conventional and miniature systems*, 1st edition, Cambridge: Cambridge University Press, 2008;

GNIELINSKI, V. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemical Engineering*, vol.16, p. 359-368, 1976;

GOLZARI, S., KASAEIAN, A., DAVIRAN, S., MAHIAN, O., WONGWISES, S., SAHIN, A.Z., *Second law analysis of an automotive air conditioning system using HFO-1234yf, an environmentally friendly refrigerant. International Journal of Refrigeration* 73, 134–143, 2017;

GULLO, P., TSAMOS, K. M., HAFNER, A., BANASIAK, K., GE, Y. T., TASSOU, S.A., *Crossing CO2 equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study, Energy*, vol 164, p. 236-263, 2018;

HEREDIA-ARICAPA, Y., BELMAN-FLORES, J.M., MOTA-BABILONI, A., SERRANO-ARELLANO, J., GARCÍA,PABÓN, J.J., *Overview of low GWP mixtures for the replacement*

of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A, *International Journal of Refrigeration*, vol 111, p. 113-123, 2020;

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*, v 230, p. 278–297, 2021.

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*, v 64, p. 1102–1116, 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;

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;

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;

KASHIF, N.; BO, S.; AHMED, E.; VAN, B.; 2017. *R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters. Applied Thermal Engineering.* 127, 870–883;

KLEIN, S.A. e ALRANRADO, F.L. *Engineering Equation Solver, EES, Version 10.* F-Chart Software, www.fchart.com. Wisconsin Madison, 2015;

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.; SUN, P.; DONG, S.; LI, K.; *Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer. **International Journal of Refrigeration***, vol 91, p. 12-19, 2018;

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, 2020a;

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, 2020b;

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;

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*** 36, 674–688, 2013.

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, n° 5, p. 531–548, 2003;

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;

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, 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 Build.* 150, 383–395, 2017;

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;

LIU, Y.; NAN, X.; HAN, H.; LI, J.; *The variable water temperature control strategy of the air-source heat pump compatible with floor heating system for an apartment. Journal of Building Engineering* 90, 109440, 2024.

LJUNG, L.; *System Identification: Theory for the User*, 2nd ed., Prentice Hall, 1999.

LLOPIS, R., CALLEJA-ANTA, D., MAIORINO, A., NEBOT, ANDRÉS, L., SÁNCHEZ, D., CABELLO, R., *TEWI analysis of a stand-alone refrigeration system using low-GWP fluids with leakage ratio consideration. International Journal of Refrigeration*, vol 118, p. 279-289, 2020;

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;

LOPEZ, A.; MURRILL, P.; SMITH, C. *Tuning PI and PID digital controllers. Instruments & Control systems*, v. 42, n. 2, p. 89-&, 1969. ISSN 0020-4404.

LUZ, A. P.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M.; MACHADO, L.; *Experimental study and semi-empirical model of a thermostatic expansion valve of a R290 direct-expansion solar heat pump Étude expérimentale et modèle semi-empirique du détendeur thermostatique d'une pompe à chaleur solaire à détente directe au R290. International Journal of Refrigeration*, 163, 56-70, 2024.

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, A. A. T.; KOURY, R. N. N.; MACHADO, L.; *Development of a control algorithm employing data generated by a white box mathematical model. Applied Thermal Engineering*, 54, 120-130, 2013.

MAIA, A. A.; HORTA-GUTIERREZ, J. C.; KOURY, R. N.; MACHADO, L. *Superheating control using an adaptive PID controller. Hvac&R Research*, vol. 20, nº 4, p. 424-434, 2014;

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, 2014;

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;

MORENO-RODRIGUEZ A, GARCIA-HERNANDO N, GONZALEZ-GIL A, IZQUIERDO M. *Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar assisted heat pump applied to heating. Energy* v 60, p. 242e53, 2013.

MOTA-BABILONI, A., HARO-ORTUNO, J., NAVARRO-ESBRÍ, J., BARRAGÁN-CERVERA, A., *Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A, International Journal of Refrigeration*, vol 91, p. 135-145, 2018;

NUNES, R. O., FARIA, R. N., ANTONANZAS-TORRES, F., 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, v 00, p. 1–11, 2015.

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 Air Conditionig and Refrigeration*, 1650 0 08, 2016.

OGATA, K. *Discrete-Time Control Systems*. 2. ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1995.

OGATA, K., *Modern Control Engineering*, 5ª edição. Prentice Hall, 2010.

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, 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;

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;

PAULINO, T. F. Experimental and theoretical study of the dynamic response of a small size CO₂ direct expansion solar assisted heat pump. 2019. Tese de Doutorado (UFMG);

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;

PETUKHOV, B.S. *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. Advances in Heat Transfer*, v. 6, 1970, Pages 503-564.

PROCEL. Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, Ministério de Minas e Energia, Rio de Janeiro, 2021.

QI, P. C., HE, Y. L., WANG, X. L., MENG, X. Z.; *Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO₂ heat pump water heater. Applied Thermal Engineering*, v 56, p. 120–125, 2013.

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, 2018;

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, 2019;

RASMUSSEN, B.P.; *Dynamic modeling for vapor compression systems—Part I: literature review. HVAC&R Res.* 18, 934–955, 2012.

RASMUSSEN, H.; LARSEN, L. F. S.; *Non-linear and adaptive control of a refrigeration system. IET Control Theory & Applications*, 5, 364-378, 2011.

RASMUSSEN, B.P., PRICE, C., KOELN, J., KEATING, B., ALLEYNE, A.; *HVAC system modeling and control: vapor compression system modeling and control*. In: Wen, J.T., Mishra, S. (Eds.), *Intelligent Building Control Systems: A Survey of Modern Building Control and Sensing Strategies. Springer International Publishing, Cham*, pp. 73–103, 2018.

RESENDE, S. I. M.; DINIZ, H. A. G.; MACHADO, L.; FARIA, R. N.; OLIVEIRA, R. N.; *Dynamic modeling of an R290 direct-expansion solar-assisted heat pump: Performance analysis for efficient hot water production under different conditions. Journal of Building Engineering* 100, 111687, 2025.

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;

RODRIGUEZ, E., RASMUSSEN, B.; *A comparison of modeling paradigms for dynamic evaporator simulations with variable fluid phases. Applied Thermal Engineering*. 112, 1326–1342, 2017.

ROHSENOW, W. M, HARTNETT, J. P., CHO, Y. I.; *Handbook of Heat Transfer*. 3° ed. McGraw-Hill, 1998.

ROUHANI, S. Z., AXELSSON, E.. *Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.13, p.383-393, 1970.

ROVIRA, A.; MURRILL, P.W.; SMITH, C.L. *Tuning Controllers for Setpoint Changes, Instrumentation & Control Systems*, 42, pp. 67-69, 1969;

SARKAR, J., BHATTACHARYYA, S., GOPAL, M.; *Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. International Journal of Refrigeration*, v 29, p. 735–743, 2006.

SEBORG, D. E.; EDGAR, T. F.; MELLICHAMP, D. A.; DOYLE, F. J. *Process Dynamics and Control*. 3rd ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2010;

SHAH, M. M.; *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of Heat Mass Transfer* 22, 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 Convers Manage*, v 45 (13-14), p. 2255–2268, 2004.

SHI, G.-H., AYE, L., LI, D., DU, X. -J., *Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Baoding, p. 349-366, 2019.

SPAN, R., WAGNER, W. *A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple - point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. Journal of physical and chemical reference*, v. 25, 1996;

SPORN, E.R. AMBROSE. *The heat pump and solar energy*. Proceedings of the World Symposium on *Applied Solar Energy*. Phoenix, Ariz; November 1-5, 1955;

STEINER, D. *Heat transfer to boiling saturated liquids. VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, Düsseldorf, 1993;

SUN, Y.; LI, X.; WEI, W.; XUE, H.; WANG, W.; DENG, S.; *Development of a variable water temperature control method for air source heat pump based on the supply–demand balance. Sustainable Energy Technologies and Assessments* 52, 102366, 2022.

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;

WANG, W.; HU, B.; WANG, R. Z.; LUO, M.; ZHANG, G.; XIANG, B.; *Model predictive control for the performance improvement of air source heat pump heating system via variable water temperature difference. International Journal of Refrigeration* 138, 169–179, 2022.

WU, J., GAGNIÈRE, E., COUENNE, F., HAMROUN, B., LATOUR, T., JALLUT, C.; *A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: description and experimental validation. International Journal of Refrigeration* 53, 142–154, 2015.

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, 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;

YILMAZ, T.; ÜNAL, S.; *General Equations for the Design of Capillary tubes. **Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering***, vol 118, p. 150-154, 1996;

ZAPATA, J. et al. **A transient model for the heat exchange in a solar thermal once through cavity receiver.** *Solar Energy*, v. 93, p. 280–293, 2013;

ZHANG, C.; DING, G.; *Approximate analytic solution of adiabatic capillary tube, **International Journal of Refrigeration***, 27, p 17–24, 2004;

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.

ZIEGLER, J. G.; NICHOLS, N. B. *Optimum settings for automatic controllers. **trans. ASME***, v. 64, n. 11, 1942;

APÊNDICE A – Calibração dos instrumentos

A calibração dos 16 termopares utilizados nas medições de temperatura durante os experimentos realizados nesta pesquisa foi realizada para garantir a precisão das medições e minimizar os desvios, utilizando um termopar de referência (TR) calibrado.

A calibração foi conduzida utilizando um banho ultratermostático e uma resistência, onde os termopares foram submergidos em água a temperaturas conhecidas entre o intervalo de 0 a 93 °C, além de um software para aquisição dos dados.

O procedimento de calibração seguiu os seguintes passos para todos os 16 termopares: a água foi aquecida ou resfriada até uma temperatura específica para cada ponto de calibração; os termopares foram submergidos na água; cada medição foi realizada por 5 minutos para garantir estabilidade; as leituras de cada termopar foram registradas e comparadas com as temperaturas de referência para calcular os desvios.

De acordo com Albertazzi e Souza, 2008, a tendência e a incerteza expandida de medição são calculadas por meio das Eqs. A.1 e A.2, respectivamente.

$$TD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{medido}^i - T_{referência}^i) \quad (A.1)$$

$$U = \sigma_{padrão} \cdot t_{95,45;n-1} \quad (A.2)$$

em que T_{medido}^i é a medição do termopar no ponto i , $T_{referência}^i$ é a temperatura de referência no ponto i , n é o número total de medições realizadas, $\sigma_{padrão}$ é o desvio padrão das medições, dado pela Eq. A.3, e $t_{95,45;n-1}$ é o fator T de Student obtido por meio da tabela de Student (Albertazzi e Souza, 2008), para um intervalo de confiança de 95,45%.

$$\sigma_{padrão} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{n=1}^n (T_{medido}^i - \bar{T}_{medido})^2} \quad (A.3)$$

Os resultados da calibração dos termopares estão apresentados nas Tabelas A.1 a A.3. Para cada termopar, aplicou-se uma correção linear individualizada com base nos desvios observados. A Tabela A.4 apresenta a função de correção de cada um dos 16 termopares.

Continuação da Tabela A.1 – Resultado de calibração dos termopares.

TR	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
53,9	-	-	-	-	-	53,2	53,1	53,1	53,1	53,2	53,2	53,1	53	52,9	52,9	53
61,8	61,7	61,7	61,7	61,7	61,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
64,9	-	-	-	-	-	64,1	64,1	63,9	64,0	64,0	64,0	64,0	63,8	63,7	63,6	63,9
73,6	-	-	-	-	-	72,8	72,9	72,7	72,8	72,7	72,6	72,6	72,5	72,4	72,2	72,5
74,5	74,5	74,5	74,5	74,6	74,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
87,6	87,2	87,6	87,5	87,5	87,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
93,0	92,8	93,0	93,0	93,0	93,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fonte: autor.

Tabela A.2 – Desvio de cada ponto de calibração dos termopares.

TR	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
-0,6	-	-	-	-	-	0,7	0,8	0,7	0,8	1,2	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,6
-0,4	-	-	-	-	-	0,1	0,4	-0,2	-0,2	0,7	1,0	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8
-0,2	-	-	-	-	-	0,3	0,5	0,4	0,5	0,8	1,2	1,0	1,0	1,1	1,3	1,2
0,6	-	-	-	-	-	0,0	0,0	0,0	0,1	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7
1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3,2	-	-	-	-	-	0,3	0,3	0,1	0,3	0,5	0,6	0,6	0,6	0,5	0,6	0,7

Tabela A.3 – Tendência, desvio padrão e incerteza expandida dos termopares.

	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
TD [°C]	-0,1	-0,1	-0,1	0,0	0,0	-0,2	-0,2	-0,3	-0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1
$\sigma_{padr\tilde{a}o}$ [°C]	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,5	0,6	0,6	0,6	0,8	0,9	0,8	0,9	0,9	1,0	0,9
U [°C]	0,5	0,5	0,5	0,4	0,6	1,2	1,3	1,3	1,3	1,7	1,9	1,8	2,0	2,1	2,3	2,1

Fonte: autor.

Tabela A.4 – Funções de correção para os 16 termopares.

Termopar	Localização	Função
T1	Entrada do compressor	$T=0,999 \times T1 - 0,1$
T2	Saída do compressor	$T=0,998 \times T2 - 0,1$
T3	Entrada do condensador	$T=1,000 \times T3 - 0,1$
T4	Saída do condensador	$T=1,000 \times T4 - 0,0$
T5	Entrada dos dispositivos de expansão	$T=0,999 \times T5 - 0,0$
T6	Saída dos dispositivos de expansão	$T=1,017 \times T6 - 0,2$
T7	Entrada do evaporador solar	$T=1,002 \times T7 - 0,2$
T8	Saída do evaporador solar	$T=0,999 \times T8 - 0,3$
T9	Entrada da água no condensador	$T=1,000 \times T9 - 0,2$

Continuação da Tabela A.4 – Funções de correção para os 16 termopares.

Termopar	Localização	Função
T10	Saída da água no condensador	$T=1,009 \times T_{10} + 0,1$
T11	Água no reservatório	$T=1,003 \times T_{11} + 0,1$
T12	Placa do evaporador solar	$T=0,999 \times T_{12} - 0,0$
T13	Ar na saída do evaporador convencional	$T=1,002 \times T_{13} - 0,0$
T14	Carcaça do compressor	$T=1,002 \times T_{14} - 0,0$
T15	Ar ambiente	$T=1,003 \times T_{15} - 0,0$
T16	Extra	$T=0,997 \times T_{16} + 0,1$

Fonte: autor.

A calibração da bomba de água foi realizada experimentalmente, através da medição da vazão da bomba em diferentes valores de PWM. Para isso, foram realizados experimentos com duração de 30 s, variando o sinal de controle de 0 a 100%, com passos de 2 V. O erro médio obtido foi de 0,01 L/min, e desvio padrão de 0,09 L/min, com intervalo de confiança de 95% calculado com base nas repetições dos experimentos.

A Figura A.1 apresenta a curva de calibração da bomba de água.

Figura A.1 – Curva de calibração da bomba de água.

