



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

**GLEBERSON MARQUES HUMIA**

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO DO INVENTÁRIO DE**  
**REFRIGERANTE EM UMA BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub> DOTADA DE**  
**EVAPORADOR SOLAR**

**Belo Horizonte**  
**2022**

**GLEBERSON MARQUES HUMIA**

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO DO INVENTÁRIO DE  
REFRIGERANTE EM UMA BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub> DOTADA DE  
EVAPORADOR SOLAR**

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

Área de concentração: **Energia e Sustentabilidade**

Orientador: *Prof. Dr. Luiz Machado*

Coorientador: *Prof. Dr. Willian Moreira Duarte*

Belo Horizonte

2022

H924e	<p>Humia, Gleberson Marques.  Estudo experimental e modelo de simulação do inventário de refrigerante em uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> dotada de evaporador solar [recurso eletrônico] / Gleberson Marques Humia. - 2022.  1 recurso online (218 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Luiz Machado.  Coorientador: Willian Moreira Duarte.</p> <p>Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Apêndices: f. 168-218.</p> <p>Bibliografia: f. 160-167.  Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Dióxido de carbono - Teses. 3. Refrigeração - Teses. 4. Bombas de calor - Teses. 5. Energia solar - Teses. I. Machado, Luiz. II. Duarte, Willian Moreira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621(043)</p>
-------	---

Ficha catalográfica elaborada pela Bibliotecária Roseli Alves de Oliveira CRB/6 2121  
Biblioteca Prof. Mário Werneck, Escola de Engenharia da UFMG



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

### FOLHA DE APROVAÇÃO

"ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO DO INVENTÁRIO DE REFRIGERANTES EM UMA BOMBA DE CALOR A CO2 DOTADA DE EVAPORADOR SOLAR"

**GLEBERSON MARQUES HUMIA**

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. Luiz Machado (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Raphael Nunes de Oliveira (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Christian Johann Losso Hermes (Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC), Dr. Gherhardt Ribatski (Escola de Engenharia de São Carlos/USP) e Dr. Paulo Vinicius Trevizoli (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Doutor em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Energia e Sustentabilidade".

Tese aprovada no dia 25 de novembro de 2022.



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Professor do Magistério Superior**, em 07/12/2022, às 12:19, 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 **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 07/12/2022, às 14:52, 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 **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 08/12/2022, às 09:17, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Vinicius Trevizoli, Professor do Magistério Superior**, em 12/12/2022, às 11:04, 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 **Christian Johann Losso Hermes, Usuário Externo**, em 12/12/2022, às 11:39, 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 **Gherhardt Ribatski, Usuário Externo**, em 13/12/2022, às 09:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://sei.ufmg.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **1944738** e o código CRC **E1AD734F**.

## AGRADECIMENTOS

Inicialmente a Deus que proporcionou em minha vida esse momento singular, capaz de ampliar as fronteiras do conhecimento e compartilhar a ciência como instrumento de mudança por um mundo mais justo e sustentável.

Aos meus orientadores, professores Dr. Luiz Machado e Dr. Willian Moreira Duarte, pelo suporte, dedicação e amizade com que me guiaram nesta jornada.

Aos professores Dr. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Gherhardt Ribatski, Dr. Paulo Vinícius Trevizoli, e Dr. Raphael Nunes de Oliveira, por aceitarem de forma tão desprendida o convite para participar desse projeto, enriquecendo-o e nos honrando com suas ilustres presenças.

Aos professores Dr. Marcio Fonte-Boa Cortez, Dr. Tiago de Freitas Paulino, Dr. Juan Jose Garcia Pabon, Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury (*in memoriam*) e a todos os integrantes do GREA-UFMG, que me ajudaram com seu apoio, conhecimento e experiência.

A minha amada família, minha esposa Elizângela e meus filhos Anna Clara e Guilherme, os maiores incentivadores dos melhores projetos da minha vida.

Aos meus pais e avós (*in memoriam*), que me trouxeram a vida, me acolheram, me criaram, me proveram de sabedoria e caráter, me fizeram filho, irmão, homem, marido e pai.

E enfim, a UFMG, mais que uma instituição de ensino, um dos pilares da educação superior pública, gratuita, inclusiva e democrática desse país.

A todos, meus sinceros e calorosos agradecimentos.

*"Uma teoria é tanto mais impressionante quanto mais simples são suas premissas, mais diversas as categorias de fenômenos a que se refere e mais vasto seu campo de aplicabilidade. Esta é a razão pela qual a Termodinâmica clássica sempre me causou profunda impressão: é a única teoria física de conteúdo universal da qual estou convencido que, no campo de aplicação de seus conteúdos basilares, nunca será superada".*

Albert Einstein (1879-1955)

## RESUMO

Diante da grave crise hídrica enfrentada pelo mundo nas últimas décadas, e tendo-se em vista que no Brasil, até o ano de 2021, as usinas hidrelétricas eram responsáveis por mais da metade da geração de energia do país, o uso de bombas de calor assistidas por energia solar se apresenta como alternativa para a redução do consumo de energia elétrica. Entretanto, elas operam carregadas com fluidos refrigerantes, notoriamente conhecidos como substâncias nocivas ao meio ambiente, e dessa forma, o dióxido de carbono torna-se uma opção viável e ecologicamente correta. O desempenho desses equipamentos está criticamente vinculado a uma carga de refrigerante apropriada, o que, em específico, para o dióxido de carbono, mostra-se como uma lacuna nos estudos promovidos em Bombas de Calor de Expansão Direta Assistida por Energia Solar (DX-SAHP). Sendo assim, o objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático para simular o funcionamento de uma DX-SAHP operando com dióxido de carbono no ciclo transcrito, em regime permanente, permitindo prever a quantidade ideal de massa de refrigerante a ser carregada no equipamento, de forma a maximizar o seu COP. Os resultados do modelo foram validados a partir de 50 pontos experimentais, sob diversos níveis de irradiação solar, considerando as pressões do fluido frigorífico no evaporador e no resfriador de gás, sua temperatura na saída do resfriador de gás, a temperatura da água e o COP da bomba de calor. Quanto ao inventário de fluido refrigerante, o modelo mostrou que o resfriador de gás é o componente com a maior quantidade de massa, aproximadamente 45,7% do total e que, com a passagem da bomba de calor da sombra para o sol, cerca de 5,4% de massa migrou da região de alta para a região de baixa pressão. Dessa forma, concluiu-se que o equipamento deve trabalhar com uma massa de refrigerante entre 620 e 655 gramas, independentemente do nível de irradiação solar. Operando nessas condições de massa o seu COP alcançou os valores máximos de 2,81, com a bomba de calor ao sol, e em torno de 1,87, trabalhando à sombra.

**Palavras-chave:** DX-SAHP; CO<sub>2</sub>; Modelo; Inventário; COP.

## ABSTRACT

Faced with the serious water crisis faced by the world in recent decades, and considering that in Brazil, until the year 2021, hydroelectric plants were responsible for more than half of the country's energy generation, the use of heat pumps assisted by solar energy is presented as an alternative for the reduction of electrical energy consumption. However, they operate loaded with refrigerants, notoriously known as substances harmful to the environment, and in this way, carbon dioxide becomes a viable and ecologically correct option. The performance of this equipment is critically linked to an appropriate refrigerant charge, which, specifically for carbon dioxide, shows up as a gap in the studies promoted on Solar Energy Assisted Direct Expansion Heat Pumps (DX-SAHP). Therefore, the main objective of this work is the development of a mathematical model to simulate the functioning of a DX-SAHP operating with carbon dioxide in the transcritical cycle, in steady state, allowing to predict the ideal amount of refrigerant mass to be loaded in the equipment, in order to maximize your COP. Therefore, the main objective of this work is the development of a mathematical model to simulate the functioning of a DX-SAHP operating with carbon dioxide in the transcritical cycle, in steady state, allowing to predict the ideal amount of refrigerant mass to be loaded in the equipment, in order to maximize your COP. The model results were validated from 50 experimental points, under different levels of solar irradiation, considering the pressures of the refrigerant fluid in the evaporator and in the gas cooler, its temperature at the outlet of the gas cooler, the water temperature and the heat pump COP. As for the refrigerant fluid inventory, the model showed that the gas cooler is the component with the highest amount of mass, approximately 45.7% of the total and that, with the passage of the heat pump from the shade to the sun, about 5.4% of the mass migrated from the high-pressure region to the low-pressure region. Thus, it was concluded that the equipment must work with a mass of refrigerant between 620 and 655 grams, regardless of the level of solar irradiation. Operating under these mass conditions its COP reached maximum values of 2.81, with the heat pump in the sun, and around 1.87, working in the shade.

**Key words:** DX-SAHP; CO<sub>2</sub>; Void fraction; Inventory; Model; COP; TEWI.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Bomba de calor de expansão indireta do tipo paralelo (IX-SAHP).....	27
Figura 2.2 – Bomba de calor de expansão indireta do tipo série (IX-SAHP). ....	27
Figura 2.3 – Bomba de calor de expansão direta (DX-SAHP).....	28
Figura 2.4 – Condensador: a) Contracorrente b) Aquecimento direto. ....	29
Figura 2.5 – COP médio mensal (DX-SAHP).....	30
Figura 2.6 – Breve histórico dos fluidos refrigerantes. ....	31
Figura 2.7 – Comparação da temperatura crítica do CO <sub>2</sub> com outros fluidos refrigerantes.....	32
Figura 2.8 – Pressão de vapor do CO <sub>2</sub> e outros fluidos refrigerantes.....	32
Figura 2.9 – Diagrama P-h dos ciclos subcrítico (1-2-3-4) e transcrito (1-2'-3'-4').....	33
Figura 2.10 – Massa específica do CO <sub>2</sub> vs. temperatura e pressão. ....	33
Figura 2.11 – Razão entre as massas específicas das fases líquida e vapor saturadas. ....	34
Figura 2.12 – Efeito refrigerante volumétrico vs. Temperatura. ....	34
Figura 2.13 – Calor específico máximo.....	35
Figura 2.14 – (a) Condutividade térmica e (b) Viscosidade do CO <sub>2</sub> . ....	36
Figura 2.15 – Sistema de compressão paralela para o CO <sub>2</sub> . ....	37
Figura 2.16 – Comparação entre os rendimentos dos fluidos R134a e CO <sub>2</sub> . ....	38
Figura 2.17 – Comparação entre os ciclos ideais subcrítico do R134a e transcrito do CO <sub>2</sub> . ....	39
Figura 2.18 – Comparação entre os ciclos ideais subcrítico do R134a e transcrito do CO <sub>2</sub> . ....	39
Figura 2.19 – Padrões de escoamento horizontal e o coeficiente de transferência de calor....	41
Figura 2.20 – Escoamento bifásico esquemático.....	42
Figura 2.21 – Título e fração de vazio para diferentes razões de massa específica. ....	43
Figura 2.22 – O efeito da pressão no coeficiente de transferência de calor. ....	48
Figura 2.23 – O efeito da vazão mássica no coeficiente de transferência de calor. ....	49
Figura 2.24 – Queda de pressão no ciclo transcrito. ....	54
Figura 2.25 – Coletor solar plano de uma DX-SAHP.....	58
Figura 2.26 – Convecção natural para placa fria. ....	61
Figura 2.27 – Modos de condensação: filme e gotas.....	62
Figura 2.28 – Relação entre os estudos envolvendo DX-SAHP e massa.....	69
Figura 3.1 – Bomba de calor - GREA – UFMG.....	72
Figura 3.2 – Foto frontal do evaporador solar.....	73
Figura 3.3 – Layout do evaporador solar.....	73
Figura 3.4 – Compressor. ....	74

Figura 3.5 – Resfriador de gás: Construção, isolamento do tanque de água e dimensões. ....	75
Figura 3.6 – Dispositivo de expansão SWAGELOK modelo SS-31RS4.....	76
Figura 3.7 – Acumulador de líquido. ....	76
Figura 3.8 – Separador de óleo.....	77
Figura 3.9 – Bomba Shurflo modelo 100-000-21. ....	78
Figura 3.10 – Curva de pressão da bomba d’água.....	78
Figura 3.11 – Desenho esquemático dos sensores de medição instalados na DX-SAHP. ....	80
Figura 3.12 – Termopar tipo T marca Ecil. ....	81
Figura 3.13 – Sensor de pressão FuelTech modelo PS1500PSI.....	81
Figura 3.14 – Transmissor de pressão Zurich PHD IL.....	82
Figura 3.15 – Piranômetro Black & White, modelo 8-48 e suas duas instalações.....	83
Figura 3.16 – Medidor de potência ativa ETP 30 marca ABB.....	83
Figura 3.17 – Placas de aquisição de dados.....	84
Figura 3.18 – Interface de dados: Programação LabView. ....	85
Figura 3.19 – Representação esquemática da balança conectada à DX-SAHP.....	85
Figura 3.20 – Fluxograma esquemático dos procedimentos experimentais.....	87
Figura 4.1 – DX-SAHP – Ciclo termodinâmico transcrito do CO <sub>2</sub> .....	90
Figura 4.2 – DX-SAHP – Envelope experimental. ....	90
Figura 4.3 – Pressões e temperaturas do ciclo termodinâmico.....	91
Figura 4.4 – Rendimento global do compressor.....	93
Figura 4.5 – Rendimento politrópico do compressor. ....	94
Figura 4.6 – Expoente do processo politrópico de compressão. ....	94
Figura 5.1 – Interface do modelo.....	99
Figura 5.2 – Fluxograma: procedimento principal do modelo. ....	102
Figura 5.3 – Fluxograma: região bifásica do evaporador.....	107
Figura 5.4 – Fluxograma: região monofásica do evaporador.....	110
Figura 5.5 – Fluxograma: modelo do compressor.....	112
Figura 5.6 – Fluxograma: modelo do resfriador de gás.....	115
Figura 5.7 – Resistências térmicas no resfriador de gás.....	118
Figura 6.1 – Teste de malha: região bifásica sob luz solar.....	121
Figura 6.2 – Teste de malha: região bifásica à sombra. ....	122
Figura 6.3 – Teste de malha: passo de temperatura na região monofásica. ....	123
Figura 6.4 – Teste de malha: resfriador de gás.....	124
Figura 6.5 – Resultado: Pressão de alta - Zhang et al. (2015).....	125

Figura 6.6 – Resultado: Pressão de baixa - Zhang et al. (2015).....	125
Figura 6.7 – Resultado: Temperatura na saída do resfriador de gás - Zhang et al. (2015)....	126
Figura 6.8 – Resultado: Temperatura de saída da água - Zhang et al. (2015).....	126
Figura 6.9 – Resultado: COP - Zhang et al. (2015).....	127
Figura 6.10 – Resultado: Pressão de alta - Wang et al. (2017). ....	130
Figura 6.11 – Resultado: Pressão de baixa - Wang et al. (2017). ....	130
Figura 6.12 – Resultado: Temperatura na saída do resfriador de gás - Wang et al. (2017)...	131
Figura 6.13 – Resultado: Temperatura de saída da água - Wang et al. (2017). ....	131
Figura 6.14 – Resultado: COP - Wang et al. (2017). ....	132
Figura 6.15 – COP em função do nível de irradiação solar.....	137
Figura 6.16 – Resultado: Massa de refrigerante. ....	138
Figura 7.1 – Distribuição média da massa nos principais trechos da bomba de calor. ....	141
Figura 7.2 – Variação média da massa nos componentes da BDC. ....	143
Figura 7.3 – Pressão e temperatura na saída do evaporador solar.....	144
Figura 7.4 – COP em função da massa com $I = 0,0401 \text{ kW/m}^2$ .....	145
Figura 7.5– COP em função da massa com $I = 0,6967 \text{ kW/m}^2$ .....	146
Figura 7.6 – COP em função da massa com $I = 0,8683 \text{ kW/m}^2$ .....	146
Figura 7.7 – COP e vazão mássica de $\text{CO}_2$ .....	147
Figura 7.8 – Vazão volumétrica de água e taxas de transferência de calor. ....	148
Figura 7.9 – Variação da massa específica e da velocidade do $\text{CO}_2$ no resfriador de gás. ....	154
Figura 7.10 – Comparação entre correlações para o fator de atrito do $\text{CO}_2$ no resfriador. ....	155
Figura A.1 – Calibração da balança: Média das indicações obtidas com $n = 3$ .....	168
Figura B.1 – Balanço de energia. ....	169
Figura B.2 – Troca de calor em um sistema contracorrente.....	170
Figura B.3 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor contracorrente. ....	170
Figura B.4 – Aleta retangular. ....	171
Figura B.5 – Balanço de energia para uma superfície estendida genérica. ....	172
Figura B.6 – Interpretação geométrica do método de Newton-Raphson. ....	180
Figura B.7 – Interpretação geométrica do método da Secante. ....	181

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Vantagens e desvantagens da aplicação do CO <sub>2</sub> como fluido refrigerante. ....	31
Tabela 2.2 – Fatores de Hughmark (1965) – $K_H$ vs. $Z_H$ . ....	47
Tabela 2.3 – Estado da arte: SAHP CO <sub>2</sub> .....	70
Tabela 3.1 – Características dimensionais do evaporador solar. ....	73
Tabela 3.2 – Características técnicas do compressor SANDEN. ....	74
Tabela 3.3 – Características dimensionais do resfriador. ....	75
Tabela 3.4 – Características técnicas da bomba SHURFLO modelo 100-000-21. ....	78
Tabela 3.5 – Características dimensionais da bomba de calor. ....	79
Tabela 3.6 – Características técnicas do sensor de pressão FuelTech. ....	81
Tabela 3.7 – Características técnicas do sensor de pressão Zurich. ....	82
Tabela 3.8 – Características técnicas do piranômetro marca Black & White. ....	82
Tabela 3.9 – Características técnicas do medidor de potência ativa ETP 30, marca ABB. ....	84
Tabela 4.1 – Resultados experimentais. ....	89
Tabela 4.2 – Características técnicas mapeadas para o compressor SANDEN. ....	94
Tabela 4.3 – Quadro resumo: Grandezas físicas <i>versus</i> incertezas. ....	95
Tabela 4.4 – Resultados para o cálculo do COP experimental. ....	97
Tabela 5.1 – Parâmetros de entrada do modelo. ....	100
Tabela 5.2 – Resumo das considerações e hipóteses aplicadas ao modelo matemático. ....	101
Tabela 6.1 – Variáveis de entrada dos testes de validação. ....	124
Tabela 6.2 – Resultados do modelo - Zhang <i>et al.</i> (2015) .....	128
Tabela 6.3 – Resultados do modelo - Whang <i>et al.</i> (2017) .....	133
Tabela 6.4 – Comparação entre o desempenho das correlações. ....	135
Tabela 6.5 – Erros obtidos por modelos matemáticos envolvendo bombas de calor. ....	136
Tabela 7.1 – Variáveis de entrada das simulações COP <i>versus</i> massa. ....	145
Tabela 7.2 – Valores máximos do COP em função da massa .....	147
Tabela 7.3 – Efeito da utilização de diferentes correlações de fração de vazio .....	150
Tabela 7.4 – Massa na região bifásica do evaporador solar .....	151
Tabela 7.5 – Comparação dos resultados do modelo sem o efeito da perda de carga. ....	152
Tabela 7.6 – Componentes da perda de carga .....	153
Tabela C.1 – Correlações matemáticas aplicadas ao evaporador solar. ....	182
Tabela C.2 – Correlações matemáticas aplicadas ao resfriador de gás. ....	184

## NOMENCLATURA

### Letras Latinas

$A$	Área da seção transversal	$[m^2]$
$A_c$	Área da seção de corte da aleta	$[m^2]$
$Bo$	Número de ebulição	
$B_1, B_2, B_3$	Parâmetros adimensionais – correlação de Shah	
$C$	Regime de escoamento do modelo de fases separadas	
$C_b$	Condutância de contato	$[W m^{-1} K^{-1}]$
$Co$	Número de convecção – correlação de Shah	
$c_p$	Calor específico à pressão constante	$[kJ kg^{-1} K^{-1}]$
$c_v$	Calor específico à volume constante	$[kJ kg^{-1} K^{-1}]$
$d$	Diâmetro	$[m]$
$E$	Erro	
$E_a$	Consumo de energia anual	$[kW h]$
$f$	Fator de atrito	
$F$	Frequência	$[Hz]$
$Fr$	Número de Froude	
$F'$	Fator de eficiência do coletor solar	
$F_\eta$	Eficiência da aleta	
$G$	Velocidade mássica	$[kg s^{-1} m^{-2}]$
$h$	Entalpia	$[kJ kg^{-1}]$
$H$	Coeficiente de transferência de calor	$[W m^{-2} K^{-1}]$
$I$	Irradiação solar	$[W m^{-2}]$
$K$	Condutividade térmica	$[W m^{-1} K^{-1}]$
$K_H$	Fator da correlação de Hughmark (1965)	
$L, l$	Altura, comprimento,	$[m]$
$L_c$	Comprimento corrigido	$[m]$
$m$	Massa	$[kg]$
$MI$	Média das indicações	
$\dot{m}$	Vazão mássica	$[kg s^{-1}]$
$N$	Vida útil	$[anos]$

$N_{it}$	Número de iterações	
$Nu$	Número de Nusselt	
$n$	Rotação	[rpm]
$n_{vol}$	Número de voltas (abertura da válvula de expansão)	
$p$	Perímetro	[m]
$P$	Pressão	[Pa]
$Pr$	Número de Prandtl	
$\dot{q}$	Fluxo de calor	[W m <sup>-2</sup> ]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	[W]
$r$	Raio	[m]
$R$	Resistência elétrica	[Ω]
$Ra$	Número de Rayleigh.	
$Re$	Número de Reynolds	
$RM$	Resultado da medição	
$RT$	Resistência térmica total	[W <sup>-1</sup> m K]
$S$	Irradiação solar líquida absorvida pelo coletor solar	[W m <sup>-2</sup> ]
$s$	Entropia	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$T$	Temperatura	[°C, K]
$t$	Espessura	[m]
$T_{dc}$	Tendência	
$u(x)$	Incerteza padrão de medição da grandeza x	
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$u$	Velocidade	[m s <sup>-1</sup> ]
$v$	Volume específico do fluido	[m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> ]
$V_{cc}$	Tensão	[v]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	Vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
$x$	Título de vapor	
$w$	Largura	[m]
$W$	Trabalho	[W]
$We$	Número de Weber	
$y_n$	Expoente $n$ da correlação de Yoon	

$z$	Comprimento	[m]
$Z_H$	Fator da correlação de Hughmark (1965)	

## Letras Gregas

$\alpha$	Fração de vazio	
$\beta$	Coefficiente de expansão térmico volumétrico	[K <sup>-1</sup> ]
$\delta$	Absortividade	
$\vartheta$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\gamma$	Razão de escoamento	
$\Delta h$	Varição de entalpia	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta P$	Varição de Pressão	[kPa]
$\Delta T$	Varição de Temperatura	[°C]
$\Delta T_m$	Diferença da Temperatura média logarítmica	[°C]
$\Delta z$	Varição do comprimento	[m]
$\varepsilon$	Emissividade	
$\eta$	Rendimento	
$\theta$	Ângulo	[°, rad]
$\theta(x)$	Excesso de temperatura	[°C]
$\vartheta$	Fator de emissão de dióxido de carbono	[g kW <sup>-1</sup> h <sup>-1</sup> ]
$\Lambda$	Parâmetro de Müller	
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Massa específica	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial	[N m <sup>-1</sup> ]
$\phi$	Multiplicador bifásico referente ao líquido escoando	
$\tau$	Tempo	[s, anos]
$\chi$	Parâmetro de Martinelli	

## Constantes

$g$	Aceleração da gravidade	[m s <sup>-2</sup> ]
$a$	Parâmetro adimensional - correlação de Yoon	
$b$	Parâmetro adimensional - correlação de Yoon	
$c$	Parâmetro adimensional - correlação de Yoon	

## Subscritos

<i>1</i>	Ponto de entrada do compressor
<i>2</i>	Ponto de entrada do resfriador
<i>3</i>	Ponto de entrada do dispositivo de expansão
<i>4</i>	Ponto de entrada do evaporador
<i>a</i>	Relativo à água
<i>ar</i>	Relativo ao ar
<i>atm</i>	Relativo à atmosfera
<i>amb</i>	Ambiente
<i>asp</i>	Aspiração do compressor
<i>Carnot</i>	Relativo ao ciclo de Carnot
<i>cc</i>	Relativo à câmara de compressão
<i>ceu</i>	Relativo ao céu
<i>cl</i>	Relativo ao coletor solar
<i>CO<sub>2</sub></i>	Relativo ao dióxido de carbono
<i>cond</i>	Condensador
<i>comp</i>	Compressor
<i>crit</i>	Relativo ao ponto crítico da substância
<i>cv</i>	Relativo a espaço nocivo
<i>d</i>	Deriva
<i>desc</i>	Descarga do compressor
<i>e</i>	Entrada ou relativo a parte externa
<i>eb</i>	Ebulição
<i>elm</i>	Eletromecânico
<i>elet</i>	Elétrico
<i>exp</i>	Dispositivo de expansão
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Relativo ao fluido frio
<i>g</i>	Global
<i>h</i>	Relativo ao fluido quente
<i>hom</i>	Homogêneo
<i>H</i>	Hidráulico



<i>i</i>	Relativo à parte interna
<i>L</i>	Local
<i>l</i>	Relativo à fase líquida
<i>lat</i>	Lateral
<i>lv</i>	Relativo à mistura líquido / vapor
<i>m</i>	Médio
<i>máx</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>n</i>	Enésima parte
<i>q</i>	Relativo ao fluido quente
<i>p</i>	Parede
<i>poli</i>	Relativo ao processo politrópico
<i>pc</i>	Relativo ao ponto crítico
<i>pl</i>	Plano
<i>res</i>	Relativo à resistência elétrica
<i>resf</i>	Relativo ao resfriador de gás
<i>s</i>	Saída
<i>sa</i>	Superaquecido
<i>sat</i>	Saturação
<i>sd</i>	Superdenso
<i>sub</i>	Subresfriado
<i>sup</i>	Superfície
<i>tub</i>	Relativo a tubulação
<i>T</i>	Total
<i>u</i>	Útil
<i>v</i>	Relativo à fase vapor
<i>vert</i>	Vertical

## LISTA DE ABREVIATURAS

ASHP	Bomba de Calor de Fonte de Ar, do inglês, <i>Air Source Heat Pumps</i>
BDC	Bomba de calor
CFC	Clorofluorcarbono
CoolProp	Biblioteca de equações de estado e propriedades de transporte de fluidos
COP	Coefficiente de desempenho, do inglês, <i>coefficient of performance</i>
DEMEC	Departamento de Engenharia Mecânica
DTML	Método da diferença da temperatura média logarítmica
DWH	Aquecimento de Água Doméstica, do inglês, <i>Domestic Water Heating</i>
DX-SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta, do inglês, <i>direct expansion solar assisted heat pump</i>
EES	Solucionador de equações de engenharia (software), do inglês, <i>engineering equation solver</i>
EEV	Válvula de expansão eletrônica, do inglês, <i>electronic expansion valve</i>
EVR	Efeito volumétrico de refrigeração
GEE	Gases de efeito estufa
GENOPT	Programa de Otimização Genérico (software), do inglês, <i>Generic Optimization Program</i>
GREA	Grupo de Refrigeração, Ebulição e Aquecimento
GWP	Potencial de aquecimento global, do inglês, <i>global warming potencial</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFO	Hidrofluoroleofina
HS	Aquecimento de Ambientes, do inglês, <i>Spacing Heating</i>
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
IHX	Trocador de calor interno, do inglês, <i>internal heat exchanger</i>
IX-SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar de expansão indireta, do inglês, <i>indirect expansion solar assisted heat pump</i>
LabVIEW	Laboratório virtual de instrumentos de engenharia, (software), do inglês, <i>Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench</i>
LCCP	Desempenho do ciclo de vida do clima, do inglês, <i>Life Cycle Climate Potential</i>
MAE	Erro máximo absoluto, do inglês, <i>absolute maximum error</i>

MATLAB	Laboratório de Matrizes (software), do inglês, <i>Matrix Laboratory</i>
MMA	Ministério do Meio Ambiente do Brasil
PCES	Armazenamento de energia por mudança de fase, do inglês, <i>phase change energy storage</i>
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio, do inglês, <i>ozone depletion potencial</i>
PV	Fotovoltaico, do inglês, <i>Photovoltaic</i>
PVT	Fotovoltaico térmico, do inglês, <i>Photovoltaic-Thermal</i>
PWM	Modulação por largura de pulso, do inglês, <i>Pulse width modulation</i>
R11	Refrigerante, conhecido como triclоромоноfluоrmetano
R1234yf	Refrigerante 2,3,3,3 tetrafluorpropeno
R134a	Refrigerante, conhecido como HFC-134a
R22	Refrigerante clorodifluormetano ou 22 Freon
R290	Propano
R40	Refrigerante cloreto de metila
R404A	Refrigerante, conhecido como HFC-407A
R407C	Refrigerante, conhecido como HFC-407C
R410A	Refrigerante, conhecido como HFC-410A
R507	Refrigerante Freon 507
R717	Refrigerante amônia
R744 (CO <sub>2</sub> )	Dióxido de carbono
R764	Refrigerante dióxido de enxofre
SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar, do inglês, <i>solar assisted heat pump</i>
TEWI	Impacto Total Equivalente do Aquecimento Global, do inglês, <i>total equivalente</i>
TRNSYS	Ferramenta de simulação de sistemas transientes (software), do inglês, <i>Transient System Simulation Tool</i>
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	23
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	26
2.1 Introdução .....	26
2.2 Bombas de calor assistidas por energia solar.....	26
2.3 Fluido refrigerante - CO <sub>2</sub> .....	30
2.3.1 Propriedades termofísicas e de transporte do CO <sub>2</sub> .....	32
2.3.2 Ciclo transcrito de refrigeração e eficiência energética.....	36
2.4 Escoamento bifásico .....	40
2.4.1 Fração de vazão .....	42
2.5 Coeficientes de transferência de calor .....	47
2.5.1 Escoamento no estado supercrítico.....	47
2.5.2 Escoamento em regime monofásico .....	51
2.5.3 Escoamento em regime bifásico: processo de ebulição .....	52
2.6 Perda de carga .....	53
2.6.1 Escoamento no estado supercrítico.....	53
2.6.2 Escoamento em regime monofásico subcrítico .....	55
2.6.3 Escoamento em regime bifásico .....	55
2.7 Coletores solares planos.....	57
2.7.1 Mecanismos externos de transferência de calor .....	60
2.7.2 Convecção natural em placas planas .....	60
2.7.3 Condensação em placas planas.....	62
2.7.4 Radiação entre o coletor solar e o ambiente .....	63
2.8 Estado da arte sobre bombas de calor assistidas por energia solar .....	64
2.9 Conclusão.....	71
<b>3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL</b> .....	72
3.1 Introdução .....	72
3.2 Evaporador solar .....	72
3.3 Compressor .....	74
3.4 Resfriador de gás .....	75
3.5 Dispositivo de expansão .....	76
3.6 Acumulador de líquido .....	76
3.7 Separador de óleo.....	77

3.8	Bomba d'água .....	77
3.9	Resumo das características dimensionais da bomba de calor .....	79
3.10	Instrumentação .....	80
3.10.1	Medidores de Temperatura .....	80
3.10.2	Medidores de Pressão .....	81
3.10.3	Sensor de radiação solar .....	82
3.10.4	Medidor de potência ativa .....	83
3.10.5	Sistema de aquisição de dados .....	84
3.10.6	Interface de dados .....	84
3.10.7	Balança digital .....	85
3.11	Metodologia experimental .....	86
3.12	Conclusão .....	87
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>88</b>
4.1	Introdução .....	88
4.2	Análise do ciclo termodinâmico .....	88
4.3	Rendimento do compressor .....	91
4.4	Propagação das Incertezas de Medição .....	95
4.4.1	Parâmetros de entrada .....	95
4.4.1	Incerteza da massa experimental .....	96
4.4.1	COP experimental .....	96
4.5	Conclusão .....	97
<b>5.</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO .....</b>	<b>99</b>
5.1	Introdução .....	99
5.2	Condições gerais .....	99
5.2.1	Parâmetros de entrada .....	100
5.2.2	Considerações e hipóteses .....	100
5.2.3	Procedimento principal .....	102
5.3	Modelo do dispositivo de expansão .....	104
5.4	Modelo do evaporador solar .....	105
5.4.1	Região bifásica - ebulição .....	105
5.4.2	Região monofásica - superaquecimento .....	109
5.5	Modelo do compressor .....	112
5.6	Modelo do resfriador de gás .....	114
5.6.1	Primeiro ciclo – sentido do fluido primário .....	116

5.6.2	Segundo ciclo – sentido do fluido secundário .....	117
5.6.3	Perfil de temperatura da parede .....	118
5.7	Cálculo da massa na tubulação e acessórios .....	119
5.8	Cálculo do COP .....	119
5.9	Conclusão.....	119
<b>6.</b>	<b>VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS .....</b>	<b>121</b>
6.1	Introdução .....	121
6.2	Testes de malha.....	121
6.2.1	Região bifásica do evaporador solar.....	121
6.2.2	Passo de temperatura da região monofásica do evaporador .....	122
6.2.3	Resfriador de gás .....	123
6.3	Validação do modelo .....	124
6.3.1	Resultados: correlação de Zhang et al. (2015) .....	125
6.3.2	Resultados: correlação de Wang et al. (2017) .....	130
6.3.3	Comparação e análise dos resultados da validação .....	135
6.4	Análise do efeito da convecção natural do ar .....	138
6.5	Análise do tempo de execução.....	139
6.6	Conclusão.....	140
<b>7.</b>	<b>SIMULAÇÕES .....</b>	<b>141</b>
7.1	Introdução .....	141
7.2	Inventário da massa de fluido refrigerante.....	141
7.3	Efeito do nível de irradiação solar .....	142
7.4	Variação do COP em função da massa de fluido refrigerante .....	144
7.5	Efeito do emprego de diferentes correlações de fração de vazio.....	148
7.6	Efeito da perda de carga nos parâmetros de saída .....	151
7.7	Conclusão.....	156
<b>8.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>157</b>
8.1	Recomendações para trabalhos futuros.....	159
<b>9.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>160</b>
<b>APÊNDICE A – Procedimentos de Aferição .....</b>		<b>168</b>
A.1	Aferição da balança.....	168
<b>APÊNDICE B – Revisão Bibliográfica Adicional.....</b>		<b>169</b>
B.1	Equacionamento de trocadores de calor em escoamento paralelo.....	169
B.2	Método da diferença da temperatura média logarítmica DTML .....	170

B.3	Eficiência de uma aleta reta de seção transversal uniforme .....	171
B.4	Perfil de temperatura ao longo de uma aleta em coletor solar .....	173
B.5	Energia conduzida de uma aleta para a tubulação .....	177
B.6	Método da secante .....	180
<b>APÊNDICE C – Quadro Resumo das correlações matemáticas.....</b>		<b>182</b>
<b>APÊNDICE D – PRODUÇÃO ACADÊMICA .....</b>		<b>185</b>
<b>APÊNDICE E – CÓDIGO FONTE DO MODELO .....</b>		<b>187</b>

## 1. INTRODUÇÃO

No Brasil, até o ano de 2021, as usinas hidrelétricas eram responsáveis por cerca de 60,2% da geração de energia do país (EPE, 2022), tornando sua matriz elétrica bem peculiar frente ao restante do mundo, onde, até o ano de 2021, esse número correspondia a cerca de 15% (Ember, 2022). Diante crises hídricas enfrentadas com relativa frequência, provavelmente fruto das mudanças climáticas provocadas por questões ambientais, como o desmatamento e a emissão de Gases do Efeito Estufa (GEE), tal cenário se torna apreensivo, trazendo sérios impactos na produção e no custo da energia elétrica nacional. Nas situações de escassez hídrica, a geração de energia termoelétrica, tem sido a alternativa às hidrelétricas. Entretanto, tais usinas apresentam um dos custos de geração mais elevados da matriz brasileira. Em 2020, o custo médio do MWh das termoelétricas girava em torno de R\$ 450,00, enquanto para as hidrelétricas, esse custo era de R\$ 290,00 (DIEESE, 2021). Além disso, um levantamento do Instituto de Energia e Meio Ambiente (IEMA, 2021), revelou que, em 2019, devido ao maior acionamento das usinas termelétricas, essa atividade foi responsável pela emissão de cerca de 53,4 milhões toneladas de CO<sub>2</sub>-eq, o que representa uma elevação de 7% frente às emissões de 2018.

Diante deste cenário, o uso de Bombas de Calor de Expansão Direta Assistida por Energia Solar (DX-SAHP) se apresenta como alternativa para a redução do consumo de energia elétrica, uma vez que utilizam energia térmica disponível no meio ambiente para promover o aquecimento de água, podendo, assim, alcançar valores para o Coeficiente de Desempenho (COP) significativamente superiores quando comparados aos aquecedores elétricos convencionais. Entretanto, as bombas de calor operam, em geral, carregadas com fluidos refrigerantes, notoriamente conhecidos como substâncias nocivas ao meio ambiente.

A preocupação com o cenário ambiental fez com que, em 1989, entrasse em vigor o Protocolo de Montreal, no qual 46 países se comprometeram a substituir substâncias que se demonstrassem nocivas à camada de ozônio. Em 1997, para conter a escalada do aquecimento global, o Protocolo de Quioto listou seis gases GEE, cujas emissões deveriam ser reduzidas, entre esses os refrigerantes hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) e clorofluorcarbonetos (CFC). Em dezembro de 2015, foi proposto o Acordo de Paris (COP21), estabelecendo compromissos para reduzir ainda mais as emissões de gases do efeito estufa. Em outubro de 2016, a Emenda de Kigali incluiu os fluidos hidrofluorcarbonetos (HFC) na lista de substâncias controladas pelo Protocolo de Montreal. Assim, os Protocolos de Montreal e Quioto, juntos, praticamente inviabilizaram o uso e a produção dos refrigerantes CFCs, HCFCs e HFCs.



Ante ao exposto, torna-se fundamental que equipamentos de refrigeração e bombas de calor, a despeito de sua eficiência energética, operem com fluidos refrigerantes ecologicamente corretos. Destarte, o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) torna-se uma opção viável. Com um potencial de destruição da camada de ozônio ODP (Ozone Depletion Potential) igual a zero, e um potencial de aquecimento global GWP (Global Warming Potential) igual a unidade, o  $\text{CO}_2$  tem merecido a atenção de diversos pesquisadores no cenário mundial. Contudo, o desempenho de uma bomba de calor está vinculado à carga de refrigerante, a qual afeta fortemente a eficiência energética da máquina. Revellin e Haberschill (2009) e Zhang *et al.* (2017) destacaram o efeito sobre o desempenho de uma máquina de refrigeração com relação à quantidade de fluido frigorífico no sistema. Os autores apontaram para existência de uma carga ótima de refrigerante de forma a promover um menor consumo de energia. Portanto, um estudo da quantidade de massa de refrigerante em sistemas de refrigeração é essencial.

Vários estudos utilizando uma DX-SAHP foram encontrados na literatura e, de acordo com Rabelo *et al.* (2019b), a maioria deles concentra-se no desempenho energético do sistema, seja em diferentes condições climáticas ou usando diferentes tipos de coletor ou evaporador solar. Também foram encontrados alguns trabalhos voltados para o desempenho exergético do equipamento, para a modelagem e análise do coletor solar e ainda na seleção ou substituição de fluidos refrigerantes. Outros pesquisadores estudaram o sistema de controle da bomba de calor ou realizaram a sua análise econômica. Entretanto, apenas em dois estudos, os efeitos da carga de refrigerante sobre o desempenho de uma DX-SAHP foram discutidos. Zhang *et al.* (2014) desenvolveram um modelo matemático, validado experimentalmente, para avaliar a influência de parâmetros estruturais e da massa refrigerante no COP de uma DX-SAHP a R22. Kong *et al.* (2017) apresentaram um estudo teórico demonstrando a influência de parâmetros meteorológicos e operacionais e da carga do fluido R410A no COP de uma DX-SAHP. Kong *et al.* (2022) estudaram a influência da carga de refrigerante e da área do condensador de uma DX-SAHP carregada com R290. Nos três estudos, uma determinada massa de refrigerante foi recomendada para maximizar o COP.

Da pesquisa bibliográfica realizada neste trabalho, constatou-se uma lacuna no tocante a estudos sobre a carga de refrigerante em uma DX-SAHP operando com  $\text{CO}_2$  no ciclo transcrito, em especial, sobre sua influência no COP do equipamento exposto a diferentes níveis de irradiação solar. Sendo assim, o objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático para simular o funcionamento de uma DX-SAHP operando com  $\text{CO}_2$  no ciclo transcrito, em regime permanente, permitindo prever a quantidade ideal de

massa de refrigerante a ser carregada no equipamento, de forma a maximizar seu COP para diferentes níveis de irradiação solar.

Por sua vez, a determinação dessa massa envolve a utilização de correlações adequadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do fluido primário, principalmente no resfriador de gás, em que a quantidade de refrigerante é expressivamente maior do que aquela presente nas outras partes da bomba de calor. Por isso, duas correlações específicas para a determinação do coeficiente de transferência de calor do CO<sub>2</sub> no estado supercrítico, ao passar por um resfriador de gás de formato helicoidal, são testadas, no sentido de avaliar suas influências nos resultados do modelo.

Também é analisada a influência da perda de carga nos trocadores de calor sobre os resultados do modelo, uma vez que diversos estudos sobre o CO<sub>2</sub> destacam que seus valores são consideravelmente menores quando comparados a outros fluidos (Kim, Pettersen e Bullard, 2004 e Yoon *et al.*, 2003). Outrossim, o uso de três diferentes correlações para determinação da fração de vazio na região bifásica do evaporador solar também é testado, visto que no processo de revisão bibliográfica foi constatada a ausência de trabalhos envolvendo o CO<sub>2</sub> nessa área, especialmente nas condições de escoamento bifásico em canais convencionais. De maneira geral, esses estudos ficaram restritos, principalmente, ao escoamento em microcanais, como os trabalhos de Adams *et al.* (2006) e Pietrzak e Płaczek (2019).

Por fim, são utilizados, para a validação do modelo matemático, resultados experimentais obtidos em uma DX-SAHP de pequeno porte, operando com CO<sub>2</sub> no ciclo transcrito para o aquecimento de água de uso residencial, com um COP real entre 1,9 e 3 e uma capacidade de aquecimento de 1,0 kW a 2,0 kW.

Além desta introdução, o trabalho é composto por mais sete capítulos. No Capítulo 2 é proposta uma revisão bibliográfica abordando o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante. A revisão também aborda, de forma pontual, os fenômenos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento em escoamentos bifásico e monofásico e, na parte final, apresenta o estado da arte sobre bombas de calor do tipo DX-SAHP, com vistas a explicitar mais claramente a carência de trabalhos com bombas operando com CO<sub>2</sub>. O Capítulo 3 discorre sobre as principais características do dispositivo experimental empregado nesta pesquisa e de seu sistema de instrumentação. No Capítulo 4 é indicada a metodologia aplicada nos ensaios e os resultados experimentais obtidos. O modelo matemático é detalhado no Capítulo 5 e no Capítulo 6 apresenta-se os seus resultados, bem como as discussões a eles pertinentes. O Capítulo 7 é dedicado a aplicações especiais do modelo e por fim, no Capítulo 8 são indicadas as principais conclusões deste estudo.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Em sua primeira parte, este capítulo apresenta um breve estudo sobre os tipos de bombas de calor assistidas por energia solar e uma revisão abordando alguns estudos sobre o tema, de forma a explorar a relevância do trabalho e estabelecer seus objetivos. Em seguida, de forma a subsidiar a compreensão do modelo matemático proposto para a simulação da BDC, é apresentado um breve estudo sobre as características do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante, bem como sobre fenômenos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento em escoamentos bifásicos e monofásicos.

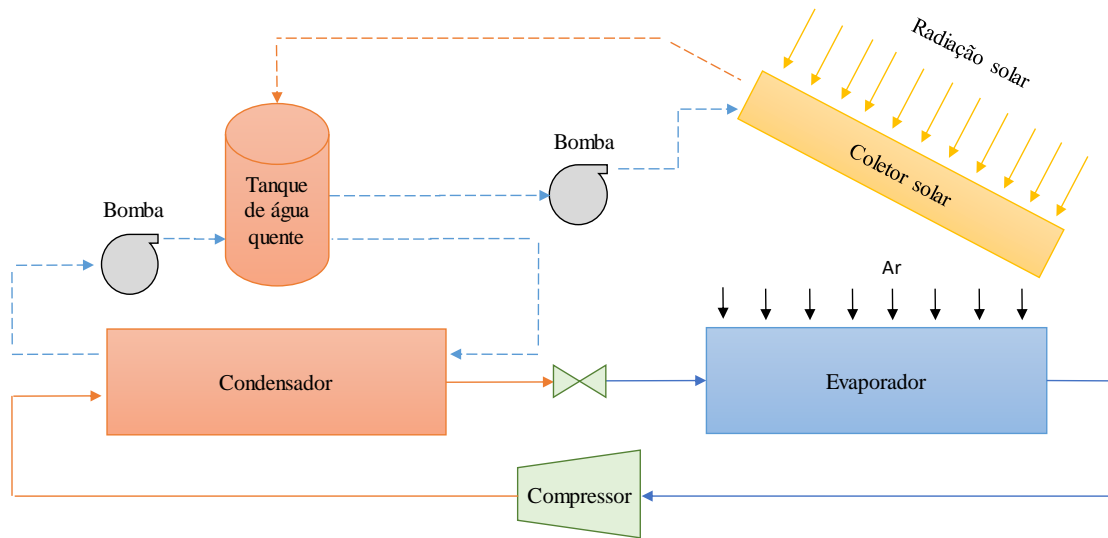
### 2.2 Bombas de calor assistidas por energia solar

Bombas de calor encontram aplicações no Aquecimento de Água Doméstica - DWH (Domestic Water Heating) e no Aquecimento de Ambientes HS (Spacing Heating). A combinação de uma bomba de calor com um sistema solar tende a amenizar várias das desvantagens desses sistemas quando operados separadamente. Eles convertem energia primária (radiação solar) em energia térmica, resultando no aumento dos valores dos coeficientes de desempenho (Faria, 2013).

Buker e Riffat (2016) apresentaram 73 estudos diferentes sobre Bombas de Calor Assistidas por Energia Solar - SAHP (Solar Assisted Heat Pumps) e encontraram três configurações mais usuais na produção de água quente para uso doméstico, sendo elas as bombas de calor de expansão indireta do tipo paralelo, de expansão indireta do tipo série e de expansão direta.

Em um sistema convencional, de expansão indireta - IX (Indirect Expansion), o coletor solar é desvinculado do evaporador, sendo o sistema composto por uma bomba de calor e um coletor solar separadamente. No tipo paralelo, conforme mostrado na Figura 2.1, a água quente é produzida por um coletor solar térmico em dias ensolarados e por uma Bomba de Calor de Fonte de Ar – ASHP (Air Source Heat Pumps), caso a radiação solar não seja suficiente para se atingir a temperatura desejada.

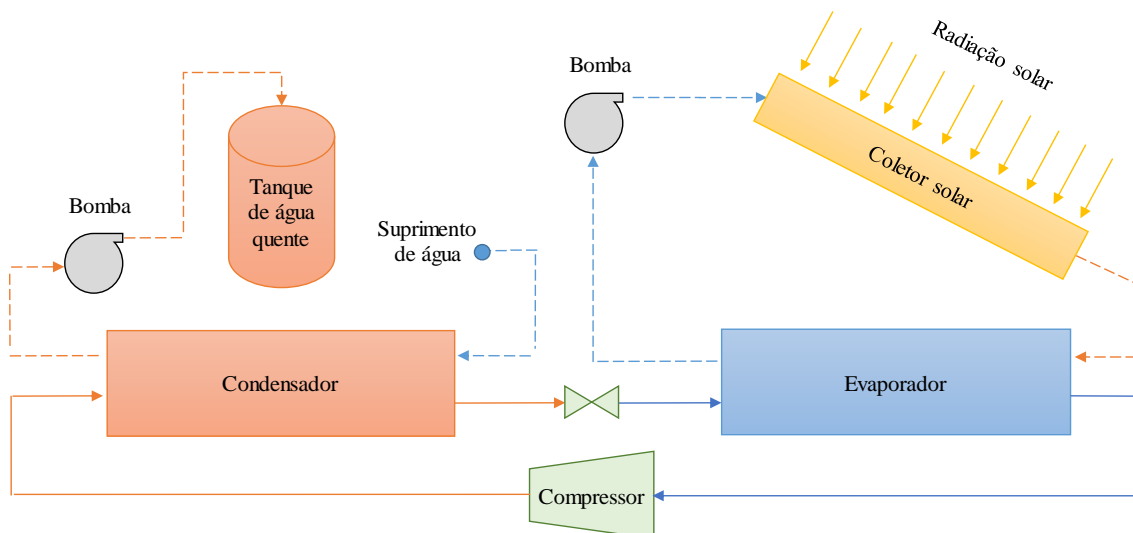
Figura 2.1 – Bomba de calor de expansão indireta do tipo paralelo (IX-SAHP).



Fonte: Adaptado de Buker e Riffat (2016).

A Figura 2.2 mostra outra configuração do sistema IX-SAHP, descrita por Buker e Riffat (2016). Nesta configuração, do tipo série, a bomba de calor está sempre em operação, mas a temperatura de evaporação é maior que a do sistema em paralelo, em virtude da troca de calor ocorrida com a água, previamente aquecida pelo coletor solar.

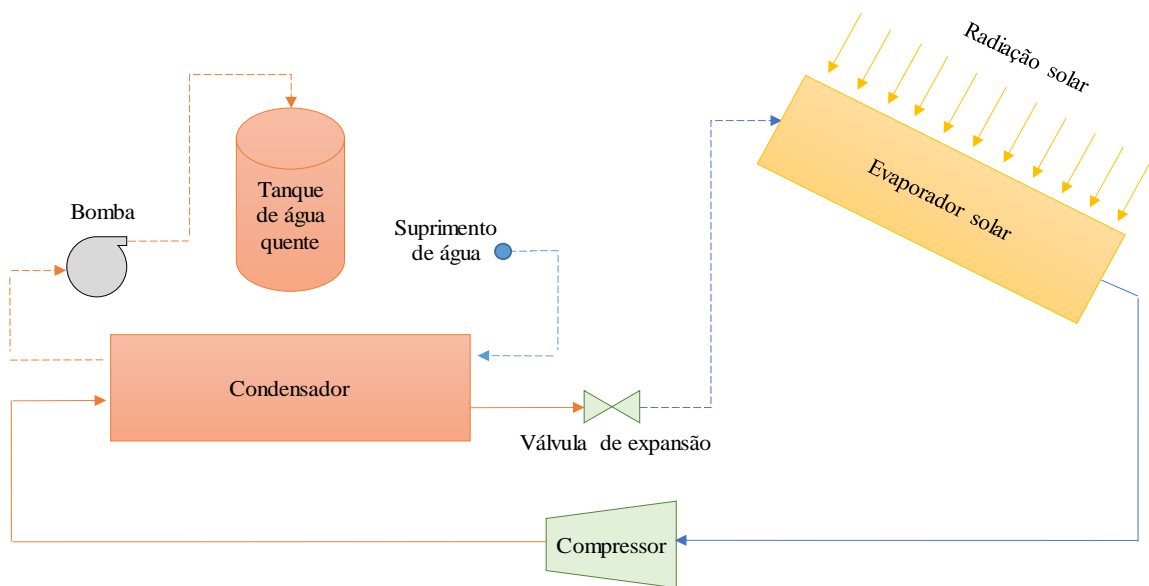
Figura 2.2 – Bomba de calor de expansão indireta do tipo série (IX-SAHP).



Fonte: Adaptado de Buker e Riffat (2016).

A terceira configuração, relatada por Buker e Riffat (2016), é uma bomba de calor solar assistida por Expansão Direta – DX (Direct Expansion). A Figura 2.3 mostra uma DX-SAHP, e a diferença em relação ao sistema IX-SAHP consiste no seu coletor solar, que, nesse caso, é utilizado como o próprio evaporador do sistema da bomba de calor. Segundo Faria (2013), sistemas que operam por DX-SAHP são notoriamente convenientes, uma vez que, além da radiação solar, outras energias podem ser aproveitadas como, por exemplo, o calor sensível da atmosfera e o calor latente advindo do efeito de condensação do vapor de água também presente na atmosfera.

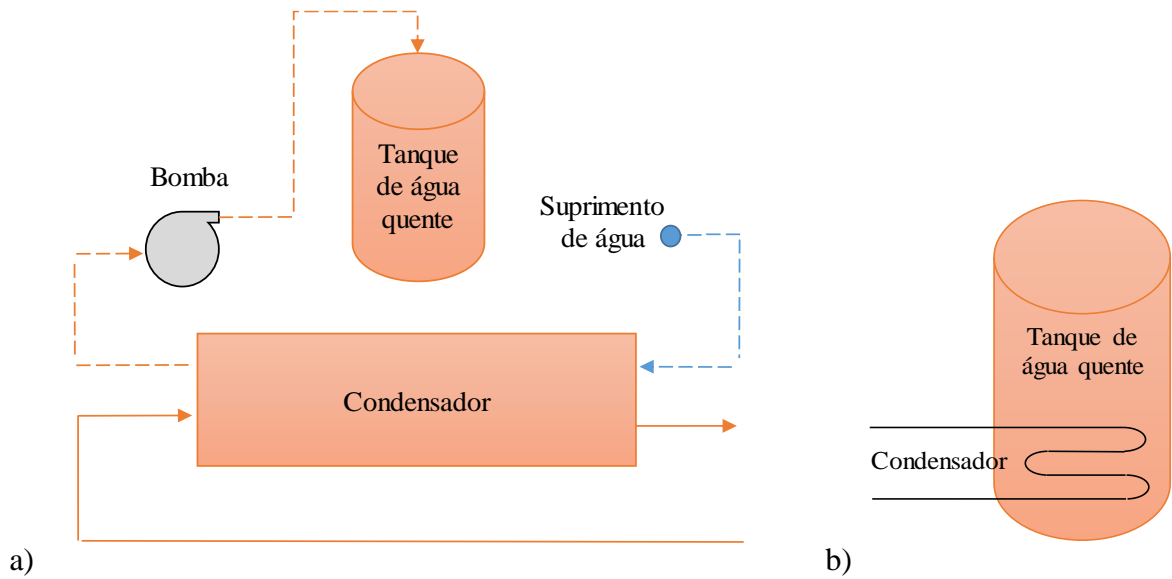
Figura 2.3 – Bomba de calor de expansão direta (DX-SAHP).



Fonte: Adaptado de Buker e Riffat (2016).

Outra diferença encontrada nos sistemas de bomba de calor pesquisados por Buker e Riffat (2016) refere-se à forma com que a troca de calor acontece entre os fluidos primário e secundário na região de alta pressão do sistema. A Figura 2.4 (a) mostra um condensador em que os fluidos circulam em contracorrente no seu interior, e na Figura 2.4 (b), um sistema de aquecimento direto, no qual a água é aquecida no interior de um tanque.

Figura 2.4 – Condensador: a) Contracorrente b) Aquecimento direto.



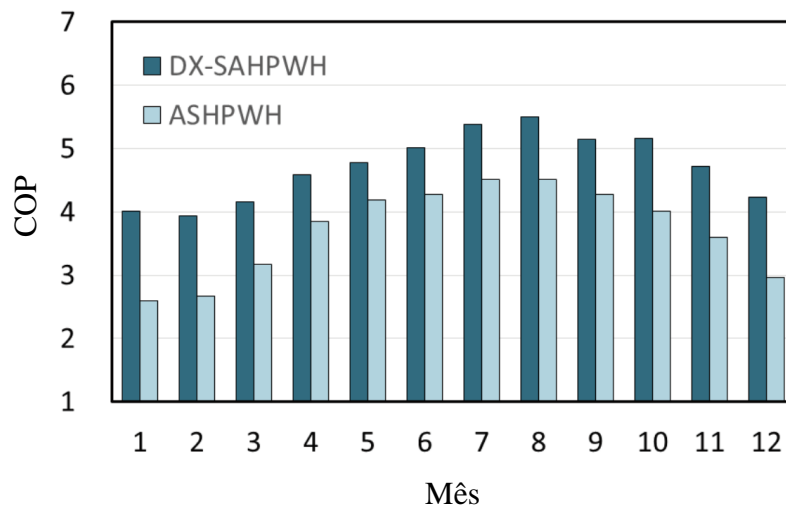
Fonte: Adaptado de Buker e Riffat (2016).

Sobre a eficiência energética de bombas de calor assistidas por energia solar, Reis *et al.* (2014) fizeram um estudo experimental comparativo entre uma DX-SAHP a R134a e uma resistência elétrica, fornecendo suporte energético para um aquecedor solar de água. A bancada de ensaio consistiu em um aquecedor elétrico e uma bomba de calor colocadas em paralelo, de forma a avaliar ambas as alternativas como suporte a um sistema de aquecimento solar de água. Em seus resultados, o COP médio obtido pela bomba de calor, operando na cidade de Belo Horizonte, ficou em torno de 2,15, o que representa mais que o dobro da eficiência alcançada com o uso do aquecedor elétrico, em torno de 0,97.

Chaichana, Kiatsiriroat e Nuntaphan (2010) realizaram um estudo comparativo de um coletor solar de placa plana convencional e uma bomba de calor expansão indireta do tipo série para produção de água quente, carregada com uma mistura de refrigerante R22, R124 e R152a (20%, 57% e 23%) e operando nas condições meteorológicas de Chiang Mai, Tailândia. Os autores fizeram um programa de simulação e calcularam o tempo de retorno de investimento para uma aplicação de pequeno porte. No caso do sistema de aquecimento solar de água convencional, os menores períodos de retorno para o fornecimento de 300, 600, 900 e 1200 kg de água foram de 3,63, 3,12, 2,95 e 2,82 anos, respectivamente, enquanto que para a bomba de calor solar, os menores períodos para 300, 600, 900 e 1200 kg de água foram de 2,74, 1,79, 1,83 e 1,88 ano, respectivamente. Concluiu-se, nesse caso, que a bomba de calor assistida por energia solar seria a melhor escolha.

Sun *et al.* (2015) propuseram um estudo experimental e numérico comparativo do desempenho de uma DX-SAHP com uma Bomba de Calor de Fonte de Ar Convencional (ASHP) para o fornecimento água quente de uso doméstico, na condição climática de Xangai, China. As influências das condições de operação como temperatura do ar, temperatura da água, intensidade de radiação solar foram avaliadas. A Figura 2.5 indica que o COP médio mensal do sistema DX-SAHP, calculado com base na taxa de transferência de calor fornecida a água, e a potência elétrica consumida, se mantém superior ao do sistema ASHP convectivo ao longo do ano, especialmente no inverno. Os autores explicaram que em baixas temperaturas, quando a temperatura de evaporação do sistema ASHP convencional é menor, para o sistema DX-SAHP, a radiação solar aumenta a temperatura de evaporação de forma considerável, implicando no aumento do COP.

Figura 2.5 – COP médio mensal (DX-SAHP).

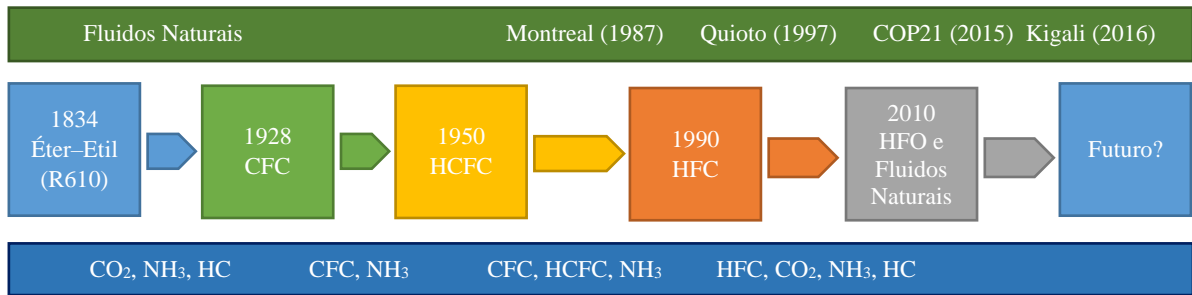


Fonte: Adaptado de Sun et al. (2015).

### 2.3 Fluido frigorífico - CO<sub>2</sub>

Conforme observa-se na Figura 2.6, o dióxido de carbono foi um dos primeiros fluidos refrigerantes aplicados em sistemas de refrigeração, e frequentemente utilizado até os meados dos anos 1930. Com o surgimento dos fluidos CFCs (Clorofluorcarbono) e HCFCs (Hidroclorofluorcarbono), o CO<sub>2</sub> foi perdendo mercado até ser praticamente extinto como fluido refrigerante no início dos anos 1960. Com os problemas ambientais e o estabelecimento dos Protocolos de Montreal em 1987 e de Quioto em 1997, o CO<sub>2</sub> ressurgiu como alternativa em vários setores da refrigeração.

Figura 2.6 – Breve histórico dos fluidos refrigerantes.



A Tabela 2.1 resume as principais vantagens e desvantagens quanto a utilização do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante.

Tabela 2.1 – Vantagens e desvantagens da aplicação do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Natural</li> <li>✓ Refrigerante classe A1 (não inflamável e atóxico)</li> <li>✓ Estável química e termodinamicamente</li> <li>✓ Compatível com diversos óleos lubrificantes</li> <li>✓ Elevado coeficiente de troca térmica (próximo ao ponto crítico)</li> <li>✓ Elevada capacidade volumétrica de refrigeração</li> <li>✓ Baixa razão de compressão</li> <li>✓ Baixa perda de carga</li> <li>✓ Baixo impacto ambiental (ODP=0 e GWP=1)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Alta pressão de trabalho: Maiores exigências em relação à segurança do sistema e a utilização de equipamentos mais robustos</li> <li>✓ Risco de vazamentos: fluido inodoro com maior massa específica que o ar</li> <li>✓ Operação no ciclo transcrito: menor desempenho de refrigeração, principalmente em temperaturas ambiente mais elevadas</li> </ul>

Assim, diante de um cenário mundial que praticamente inviabilizou a utilização de fluidos nocivos à camada de ozônio e ao efeito estufa, uma das principais características do CO<sub>2</sub> é o seu baixo impacto ambiental, possuindo um ODP nulo e um GWP unitário. Além disso, segundo Islam *et al.* (2012) e de Paula *et al.* (2020), o CO<sub>2</sub> operando em um ciclo transcrito é o fluido refrigerante que apresenta uma das melhores perspectivas em relação ao índice TEWI (Total Equivalent Warming Impact), que considera tanto o efeito direto de sua emissão na atmosfera, como o efeito indireto, relacionado ao consumo de energia do sistema. Entretanto, conforme observado na Tabela 2.1, a aplicação do CO<sub>2</sub> também apresenta desvantagens consideráveis, como a necessidade da utilização de equipamentos mais robustos devido suas altas pressões de trabalho, e que, portanto, também devem ser analisadas ante sua escolha como fluido frigorífico.



### 2.3.1 Propriedades termodinâmicas e de transporte do CO<sub>2</sub>

Em comparação com outros fluidos refrigerantes, a principal característica do dióxido de carbono é a sua baixa temperatura crítica e sua elevada pressão de vapor, conforme mostram as Figuras 2.7 e 2.8. Dessa forma, sua operação em sistemas de refrigeração ocorre mais próxima ao ponto crítico.

Figura 2.7 – Comparação da temperatura crítica do CO<sub>2</sub> com outros fluidos refrigerantes.

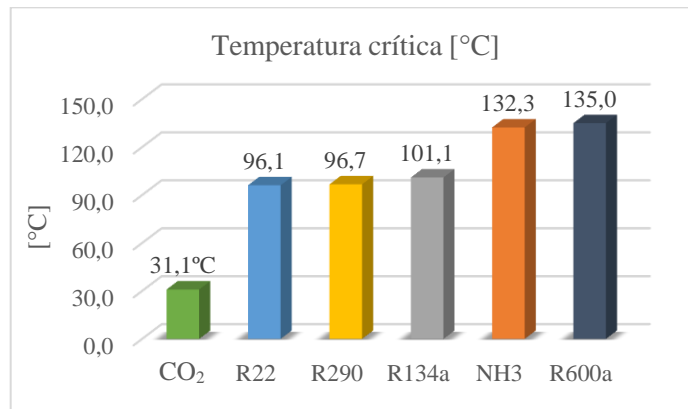
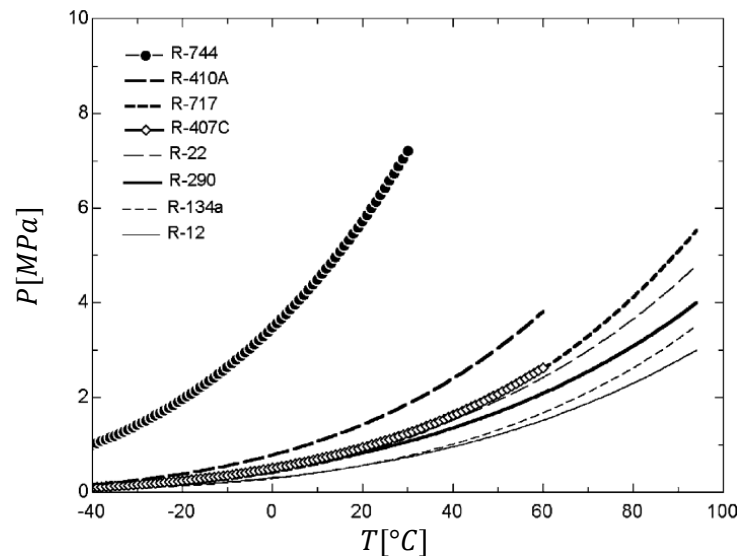


Figura 2.8 – Pressão de vapor do CO<sub>2</sub> e outros fluidos refrigerantes.

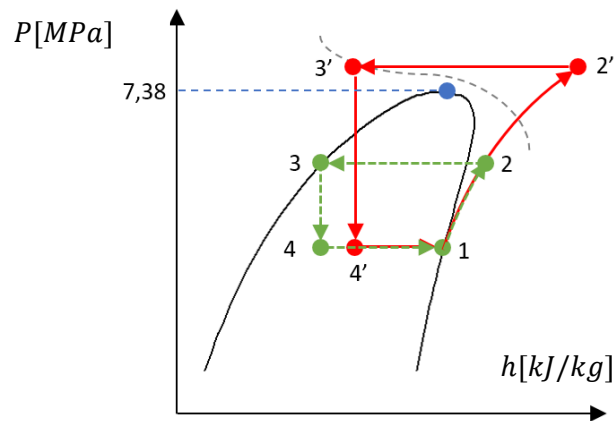


Fonte: Kim, Pettersen e Bullard (2004).

A exceção do caso de a temperatura da fonte quente da bomba de calor ser relativamente baixa, como a temperatura ambiente em países de clima frio, o ciclo termodinâmico tende a ser transcrito, como indicado na sequência em vermelho da Figura 2.9. Nessa condição, a rejeição de calor para o ambiente não é mais latente, por condensação, mas sim sensível, por meio do

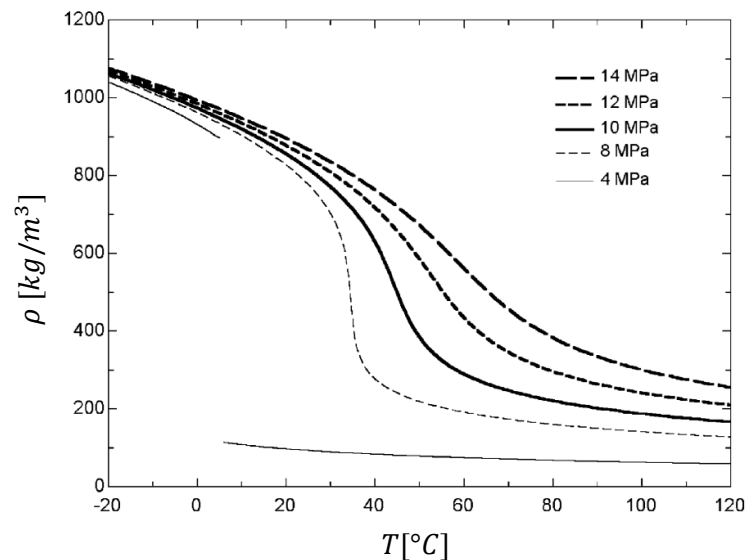
resfriamento do gás no estado supercrítico. O trocador de calor de alta pressão passa então a ser denominado resfriador de gás.

Figura 2.9 – Diagrama P-h dos ciclos subcrítico (1-2-3-4) e transcrito (1-2'-3'-4').



A elevada pressão de vapor do CO<sub>2</sub>, juntamente com sua operação próxima ao ponto crítico afetam a massa específica do fluido, tanto na condição subcrítica como na supercrítica. A Figura 2.10 mostra a evolução da massa específica do CO<sub>2</sub> para diferentes temperaturas e pressões, ilustrando sua forte variação próxima ao ponto crítico. Esta variação ocorre no resfriador de gás, à medida que a temperatura do CO<sub>2</sub> diminui, sendo fundamental sua consideração no emprego de modelos de previsão de massa do fluido.

Figura 2.10 – Massa específica do CO<sub>2</sub> vs. temperatura e pressão.

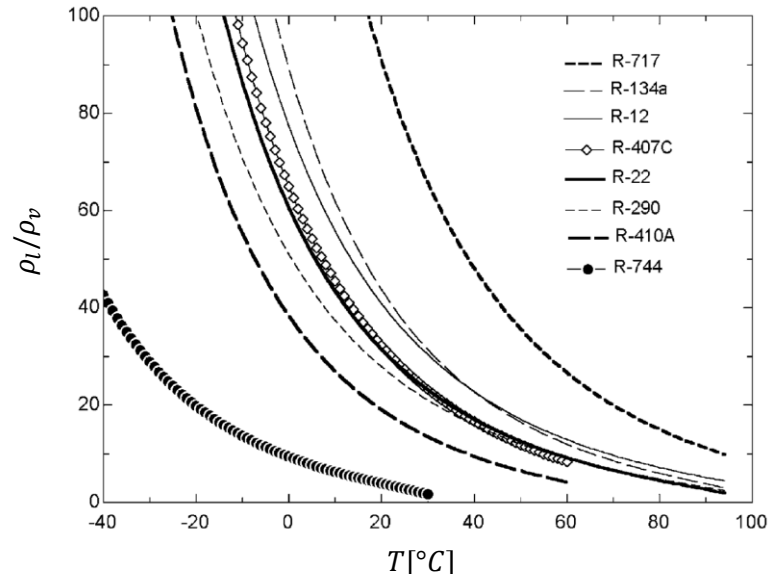


Fonte: Kim, Pettersen e Bullard (2004).

O dióxido de carbono possui também uma elevada massa específica na sua fase vapor, o que, conforme mostrado na Figura 2.11, leva a uma menor relação entre suas massas específicas (líquido / vapor) quando comparado a outros fluidos. Segundo Kim, Pettersen e

Bullard (2004), essa característica lhe garante um fluxo bifásico mais homogêneo, uma menor perda de carga e uma maior transferência de calor.

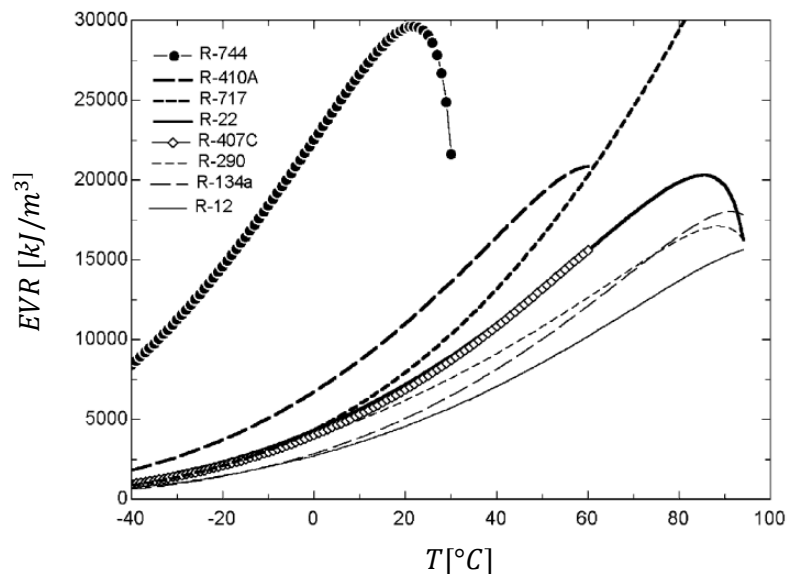
Figura 2.11 – Razão entre as massas específicas das fases líquida e vapor saturadas.



Fonte: Kim, Pettersen e Bullard (2004).

De acordo com Kim, Pettersen e Bullard (2004), a maior massa específica da fase vapor faz com que o CO<sub>2</sub> produza um elevado efeito volumétrico de refrigeração (EVR), conforme mostrado na Figura 2.12. Em linhas gerais, considerando-se uma mesma capacidade de refrigeração, um maior EVR implica em um menor deslocamento volumétrico, ou seja, em um compressor de menor tamanho.

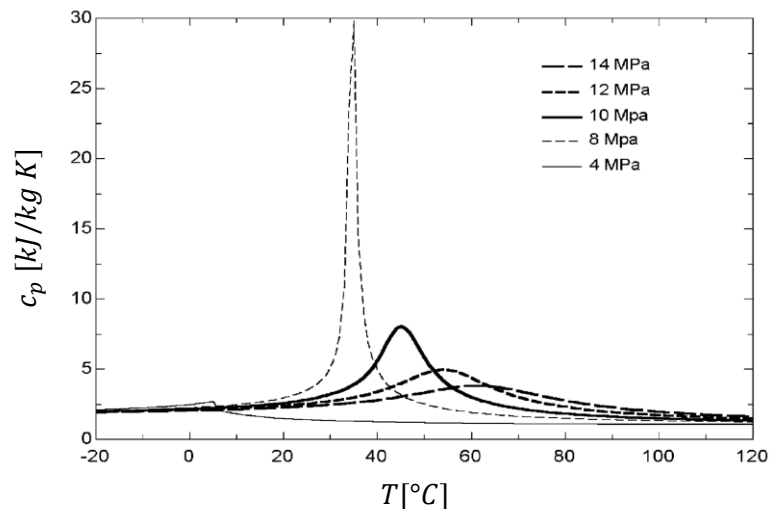
Figura 2.12 – Efeito refrigerante volumétrico vs. Temperatura.



Fonte: Kim, Pettersen e Bullard (2004).

Segundo Kim, Pettersen e Bullard (2004), uma das características mais importantes dos fluidos supercríticos é que suas propriedades variam acentuadamente com a temperatura próxima ao ponto crítico, considerando processos isobáricos, especialmente perto dos pontos pseudocríticos. Nos trabalhos de Dang e Hihara (2004), de Cheng, Ribatski e Thome (2008) e de Oh e Son (2010) também são discutidas as consequências da operação próxima ao ponto crítico em termos do calor específico, da condutividade térmica, da viscosidade e da massa específica, com reflexos no escoamento e na transferência de calor. A Figura 2.13 mostra que o calor específico varia intensamente com a temperatura, especialmente quando a pressão se aproxima da pressão crítica. Para cada pressão, existe então uma temperatura pseudocrítica, que representa a temperatura na qual o calor específico atinge seu maior valor. Este parâmetro é usado como referência em diversas correlações que calculam o coeficiente de transferência de calor do fluido supercrítico e torna-se particularmente importante nas estimativas da taxa de transferência de calor no resfriador.

Figura 2.13 – Calor específico máximo.



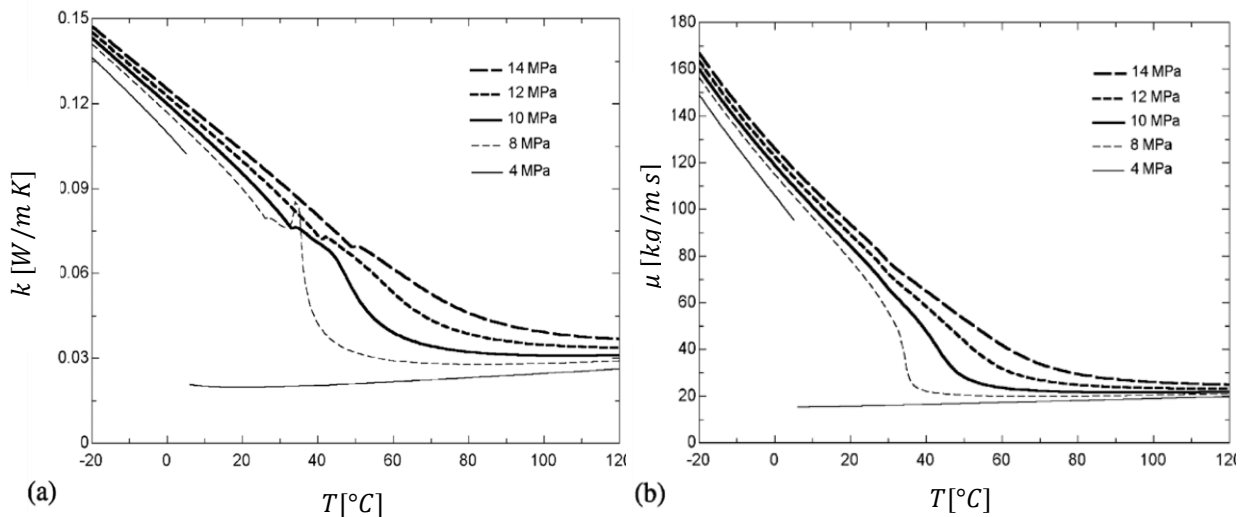
Fonte: Kim, Pettersen e Bullard (2004).

Kim, Pettersen e Bullard (2004) citam que as propriedades de transporte dos refrigerantes, como a condutividade térmica e a viscosidade, desempenham um papel importante nas características de transferência de calor e perda de carga do fluido. A título de exemplo, o autor comenta que a condutividade térmica do CO<sub>2</sub> nas condições de líquido e vapor saturado a 0°C é, respectivamente, 20% e 60% superior à do R134a nas mesmas condições. Já a viscosidade do CO<sub>2</sub> no estado líquido é aproximadamente 60% inferior, enquanto a do vapor tem mesma magnitude. Além disso, o CO<sub>2</sub> apresenta uma menor perda de carga, o que garante uma temperatura mais uniforme ao longo do evaporador e, conseqüentemente, uma menor

diferença de temperatura entre o fluido e o meio refrigerado, o que segundo esses autores, resulta na melhor distribuição de temperatura no interior do ambiente refrigerado. As Figuras 2.14 (a) e (b) apresentam as propriedades de transporte do CO<sub>2</sub>, condutividade térmica e viscosidade, respectivamente.

O CO<sub>2</sub> apresenta também uma baixa tensão superficial quando comparado a outros fluidos. Carey (2018) comenta que quanto menor a tensão superficial do fluido, menor o superaquecimento ou o subresfriamento exigido para que se iniciem os processos de evaporação ou de condensação e, conseqüentemente, menores as diferenças de temperatura produzidas nos trocadores de calor.

Figura 2.14 – (a) Condutividade térmica e (b) Viscosidade do CO<sub>2</sub>.



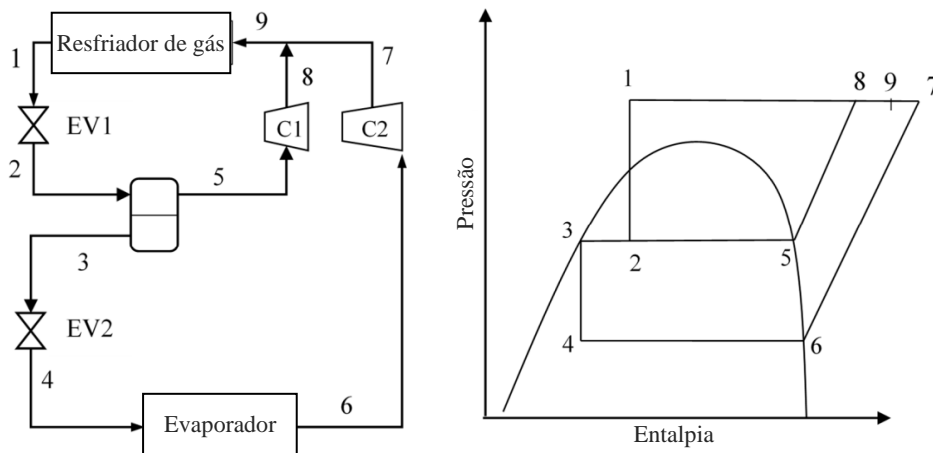
Fonte: Kim, Pettersen e Bullard (2004).

### 2.3.2 Ciclo transcrito de refrigeração e eficiência energética

De Oliveira (2013) comenta que a fase subcrítica de uma bomba de calor usando CO<sub>2</sub> ocorre apenas inicialmente, de forma transitória, quando o sistema entra em operação. Ao entrar em funcionamento, o CO<sub>2</sub> encontra-se à temperatura ambiente, com uma pressão de cerca de 6.000 kPa. Ao trocar calor com a fonte quente, a pressão de alta cresce, e enquanto não atinge aproximadamente 7.370 kPa, o trocador de calor opera como um condensador comum em um ciclo subcrítico. Conforme a Figura 2.10, ao exceder essa pressão o sistema começa a operar no ciclo transcrito, isto é, acima do ponto crítico ( $T=31,1^{\circ}\text{C}$  e  $P=7.370$  kPa), não havendo mais mudança de fase do fluido. Assim, o CO<sub>2</sub> inicia um processo de resfriamento ao longo do trocador de calor, que passa a ser chamado de resfriador de gás.

Conforme discutido anteriormente, como a temperatura crítica do CO<sub>2</sub> é próxima da temperatura ambiente, o sistema de refrigeração opera próximo e não raro acima da pressão crítica. Cavallini (1996) reitera que tal situação aumenta o trabalho específico de compressão, e por isso, o ciclo transcrito inerentemente é menos eficiente do que o ciclo convencional de compressão. Esse problema, entretanto, pode ser atenuado através de modificações no ciclo, como a utilização de um sistema de compressão paralela, cuja ideia principal consiste em reduzir as perdas por estrangulamento (Chesi et al., 2014). A fase de estrangulamento é dividida entre duas válvulas diferentes, separadas por um receptor, que funciona como um separador entre a fase líquida e a fase vapor. Na Figura 2.15, o fluido que sai do resfriador de gás se expande através da válvula EV1, e entra no receptor. A porção líquida é ainda expandida através da válvula EV2, antes de entrar no evaporador. A porção de vapor entra no compressor C1, e no ponto 9, se encontra com a parcela que sai do compressor 2.

Figura 2.15 – Sistema de compressão paralela para o CO<sub>2</sub>.



Fonte: Adaptado de Chesi et al. (2014).

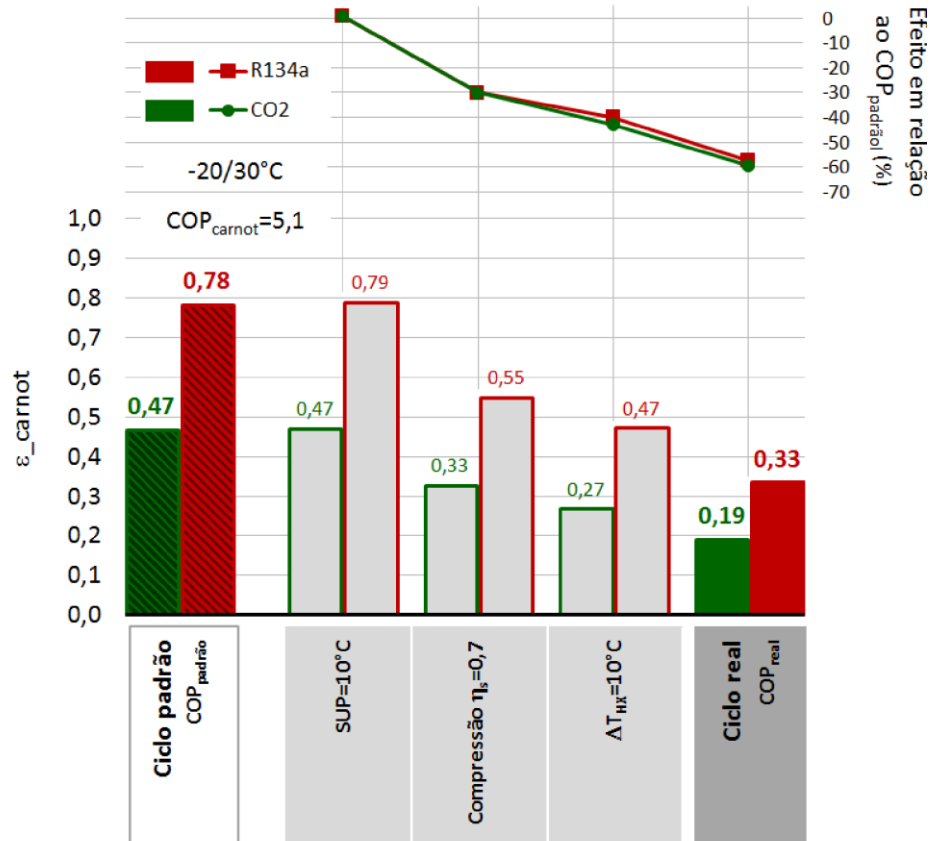
Segundo Montagner (2013), as características termodinâmicas do fluido refrigerante aliado à sua interação com os componentes do sistema definem o desempenho do ciclo. O efeito das irreversibilidades termodinâmicas pode ser expresso através de um índice, conhecido como eficiência de refrigeração.

$$\eta_{ref} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (2.1)$$

Montagner (2013) compara, na Figura 2.16, o desempenho do R134a e do CO<sub>2</sub> em uma condição pré-estabelecida, para a qual a temperatura da fonte fria é de -20°C e a da fonte quente é de 30°C. Percebe-se que o desempenho do R134a é superior ao CO<sub>2</sub> em todos os casos: seja

no ciclo padrão; na condição de superaquecimento de 10°C; considerando-se as irreversibilidades do compressor ou mesmo, de maneira conjunta, as irreversibilidades de todo o sistema (COP real).

Figura 2.16 – Comparação entre os rendimentos dos fluidos R134a e CO<sub>2</sub>.

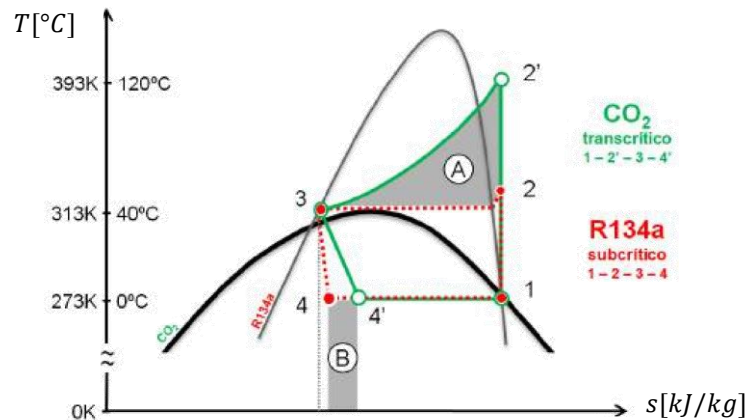


Fonte: Montagner (2013).

Para explicar os menores valores de rendimento do CO<sub>2</sub>, Montagner (2013) apresenta na Figura 2.17 o ciclo subcrítico do R134a sobreposto ao ciclo transcrito do CO<sub>2</sub>. A temperatura média de rejeição do calor para o ciclo transcrito é maior, o que leva ao aumento do trabalho específico de compressão, representado pela área “A”. Ademais, uma maior diferença de pressão ocasiona maiores perdas durante processo de expansão. Dessa forma, a área “B” representa uma perda de efeito refrigerante.

A diferença de desempenho entre o ciclo transcrito e o subcrítico convencional varia de acordo com as condições de operação e principalmente em relação à temperatura ambiente. Bruno, Belusko e Halawa (2019) citam que como a capacidade de resfriamento é severamente limitada sem o efeito da condensação, o desempenho do sistema funcionando em estado supercrítico diminui. Neste estado, o COP do sistema é dependente da pressão do resfriador de gás.

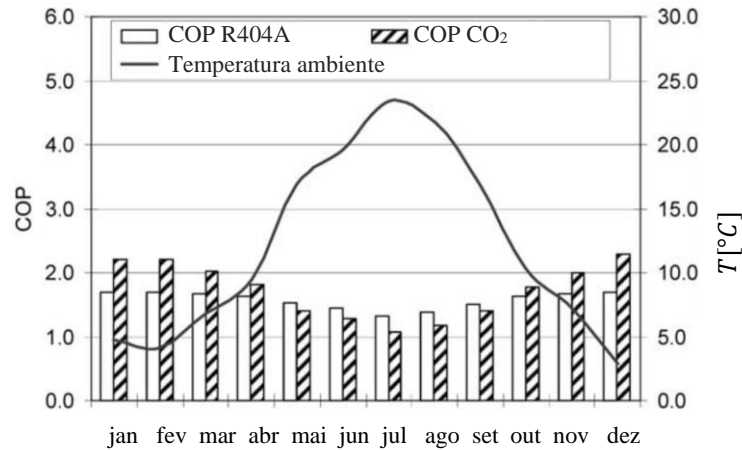
Figura 2.17 – Comparação entre os ciclos ideais subcrítico do R134a e transcrito do CO<sub>2</sub>.



Fonte: Montagner (2013).

Giroto *et al.* (2004) realizaram um estudo do efeito da temperatura ambiente, comparando uma instalação comercial de CO<sub>2</sub> com outra operando com R404A, ambas localizadas no norte da Itália, tendo capacidades de refrigeração de 120kW. A Figura 2.18 revela que o COP médio mensal da instalação de CO<sub>2</sub> é superior nos meses com temperatura ambiente mais baixas em relação aos meses com temperaturas mais elevadas.

Figura 2.18 – Comparação entre os ciclos ideais subcrítico do R134a e transcrito do CO<sub>2</sub>.



Fonte: Montagner (2013).

Segundo Giroto, Minetto e Neke (2004), a diminuição da temperatura média anual reduz a diferença de performance entre os sistemas transcritos e subcríticos, permitindo que várias instalações comerciais transcritas com CO<sub>2</sub> operem com coeficientes de performance superiores aos obtidos com fluidos sintéticos. Fornasieri, Giroto e Minetto (2008) comentam que a baixa eficiência de instalações que operam com CO<sub>2</sub>, sob temperatura ambiente elevada (como em países de clima tropical), figura como a grande barreira enfrentada pelos



pesquisadores, exigindo a aplicação de técnicas diferenciadas para garantir níveis de consumo de energia satisfatório. Entretanto, Lorentzen (1994) e Kim, Pettersen e Bullard (2004) reforçam a tese de que algumas das perdas do ciclo do CO<sub>2</sub> são parcialmente compensadas pelo melhor desempenho de seus componentes, uma vez que as propriedades termofísicas do CO<sub>2</sub>, operando próximo ao ponto crítico, lhe conferem uma melhor interação com esses dispositivos.

Para uma DX-SAHP a CO<sub>2</sub>, de pequeno porte, destinada ao fornecimento de água doméstica, De Oliveira *et al.* (2016) constataram que, nas condições climáticas da cidade de Belo Horizonte (Brasil), a cada acréscimo de 5°C na temperatura de entrada da água, o trabalho do compressor aumentou uma média de 3,0%, enquanto a produção de calor diminuiu em média 4,0%, sendo este, segundo os autores, o fator mais relevante para a degradação do COP.

Uma alternativa recorrente para contornar a perda de eficiência inerente ao ciclo transcrito tem sido a utilização de ciclos em cascata, nos quais o CO<sub>2</sub> é utilizado no circuito de baixa temperatura e outro fluido refrigerante como o R134a, R404A, ou Amônia é usado no circuito de alta temperatura (MMA, 2011). Em aplicações comerciais para supermercados, o CO<sub>2</sub> normalmente trabalha com temperatura de condensação variando de 5 a -15°C, enquanto que sua evaporação varia de -25 a -40°C, o que atende à demanda de produtos congelados. Por outro lado, a Amônia evapora no trocador cascata numa faixa que varia de -10 a -20°C, e sua temperatura de condensação ocorre entre 30 e 40°C.

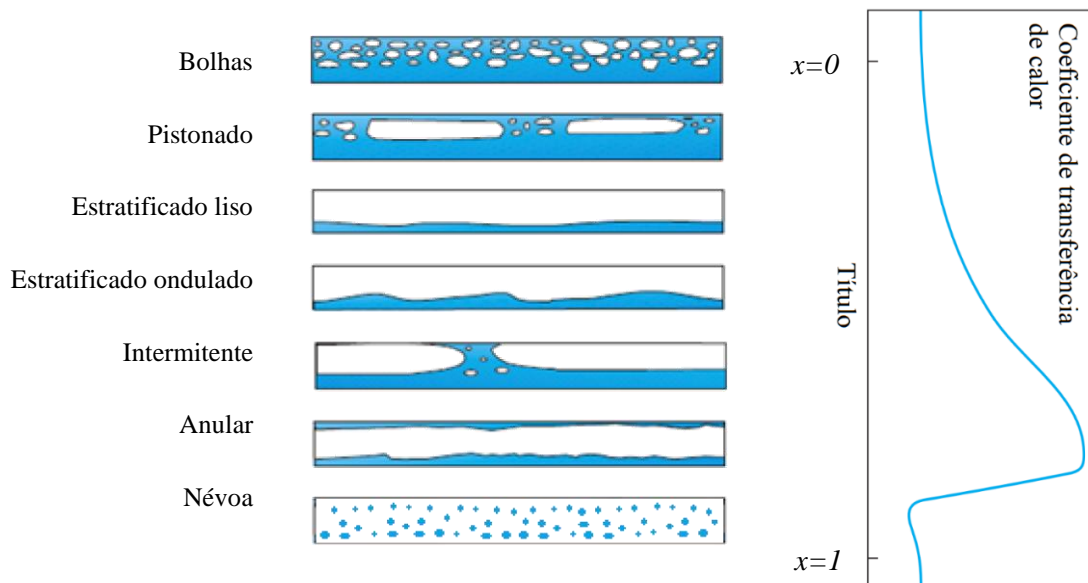
Além do exposto, destaca-se que as ASHP estão incorporando em seus sistemas coletores solares, aumentando sensivelmente o COP por meio do aporte de energia obtida através de uma fonte limpa e altamente disponível em países como o Brasil.

## **2.4 Escoamento bifásico**

O estudo do escoamento bifásico é de fundamental relevância para a análise e desenvolvimento de equipamentos de refrigeração, uma vez que em parte das tubulações de trocadores de calor, como condensadores e evaporadores, o fluido frigorífico escoar em duas fases simultaneamente: vapor e líquido. Sabe-se que a transferência de calor em fluidos bifásicos depende da configuração dos escoamentos, ou seja, da estrutura geométrica de suas fases. Em um escoamento forçado no interior de tubos, o fenômeno da ebulição é mais complexo, uma vez que não há superfície livre para o vapor escapar e, portanto, o líquido e o vapor são forçados a fluir juntos. Nesse tipo de escoamento ocorrem diferentes regimes de ebulição, dependendo das quantidades relativas das fases líquida e de vapor e de suas vazões.

Çengel (2015) apresenta para o escoamento em um tubo aquecido os diferentes estágios encontrados no mecanismo de ebulição, e de forma concomitante, a variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo horizontal, conforme a Figura 2.19. No regime de bolhas, encontrado nas regiões em que o título da mistura é reduzido, verificam-se bolhas com diâmetro médio, dispersas na fase líquida, aglomerando-se na parte superior devido aos efeitos de empuxo. Com o aumento do título de vapor, surge o regime pistonado, com bolhas de vapor de tamanho reduzido, as quais se mantêm na região superior do canal. O regime intermitente ocorre em vazões mais elevadas, sendo caracterizado pela presença de uma camada vertical de líquido suficientemente grande a ponto de cobrir todo o diâmetro do tubo e de interromper o escoamento da fase vapor na sua parte superior. Em escoamentos com vazões reduzidas e títulos baixos, pode surgir o regime estratificado liso, em que o líquido escoar na parte inferior do tubo e o vapor na parte superior, existindo uma interface relativamente plana.

Figura 2.19 – Padrões de escoamento horizontal e o coeficiente de transferência de calor.



Fonte: Adaptado de Çengel (2015).

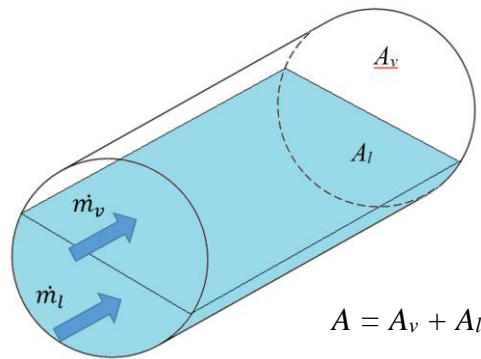
À medida que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado, surge o regime estratificado ondulado, no qual a interface torna-se instável e ondulada. No padrão anular, um filme de líquido forma-se nas paredes do tubo e a fase vapor escoar na região central. Pode ocorrer em vazões de líquido moderadas, com altas velocidades de vapor e títulos elevados. Coeficientes de transferência de calor relativamente altos são obtidos nesse regime. Conforme a velocidade do vapor aumenta, o cisalhamento sobre o anel líquido torna-se mais intenso, causando a diminuição de espessura e a secagem de parede. A

consequência desta diminuição é a destruição do anel líquido acompanhado por uma diminuição acentuada no coeficiente de transferência de calor. Já no regime de névoa, para velocidades de escoamento de vapor altas e título relativamente elevado, ocorre a dispersão de gotículas para o núcleo de vapor. No final do regime do fluxo de névoa, a condição do fluido é de vapor saturado, que passa para o estado de superaquecimento com qualquer transferência adicional de calor.

#### 2.4.1 Fração de vazio

Na Figura 2.20 é apresentado, de forma esquemática, um escoamento bifásico (líquido-vapor).

Figura 2.20 – Escoamento bifásico esquemático.



Para uma análise adequada de uma mistura de líquido e vapor, é necessário conhecer as proporções de suas fases respectivamente. Isso é feito definindo-se uma propriedade chamada de título de vapor  $x$ , que em um escoamento, é a relação entre a vazão mássica do vapor  $\dot{m}_v$  e a vazão mássica total da mistura  $\dot{m}$ . Entretanto, de forma prática, a determinação do título de vapor em um escoamento bifásico ocorrerá a partir de balanços de energia, de modo que somente será igual àquele obtido pela Eq. 2.2 em condições de equilíbrio termodinâmico.

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (2.2)$$

Em uma tubulação, a razão entre a área da seção reta de vapor e área total de um fluido em escoamento bifásico, é definido por um parâmetro adimensional denominado de fração de vazio  $\alpha$ , calculado pela Eq. 2.3:

$$\alpha = \frac{A_v}{A_v + A_l} = \frac{A_v}{A} \quad (2.3)$$

Em que,  $A_v$ ,  $A_l$  e  $A$ , são, respectivamente, a área da seção transversal ocupada pelo vapor, a área da seção transversal ocupada pelo líquido e a área da seção transversal total. A razão de escoamento  $\gamma$  é definido como sendo a relação das velocidades entre as fases vapor e líquido.

$$\gamma = \frac{u_v}{u_l} \quad (2.4)$$

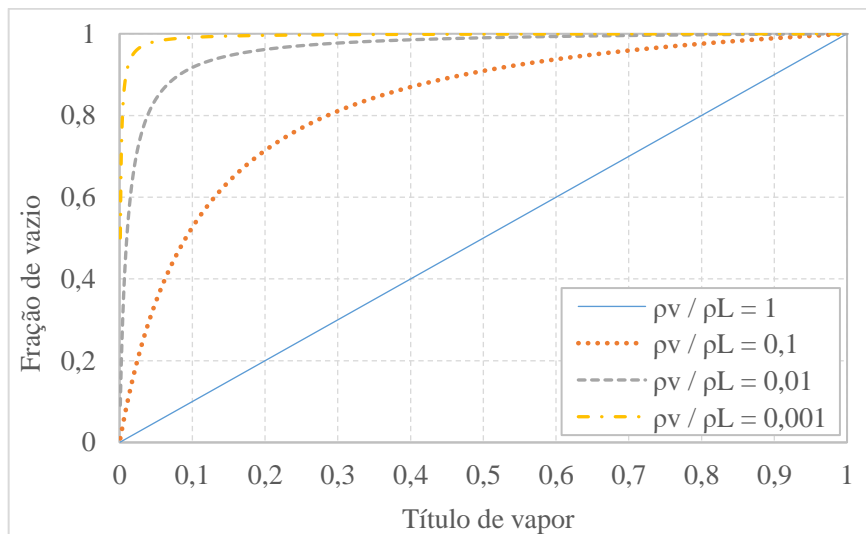
Na Eq. 2.4,  $u_v$  e  $u_l$  representam a velocidade média da fase vapor e líquida respectivamente. Para uma mistura, uma razão de escoamento unitária corresponde a um caso definido como homogêneo, em que se assume que ambas as fases escoam na mesma velocidade e estão distribuídas de maneira uniforme ao longo da seção transversal.

Usando-se a lei da conservação da massa para cada fase e também para o fluxo total, e valendo-se das equações anteriores, pode-se achar a seguinte relação entre o título e a fração de vazio:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \left( \frac{1-x}{x} \right) \gamma} \quad (2.5)$$

Utilizando a Eq. 2.5 e considerando uma razão de escoamento  $\gamma$  unitária, a Figura 2.21 mostra as tendências da fração de vazio em relação ao título de vapor para diferentes razões de massa específica ( $\rho_v/\rho_l$ ).

Figura 2.21 – Título e fração de vazio para diferentes razões de massa específica.



Fonte: Adaptado de Thome (2015).

Thome (2015) observa que para uma razão unitária, o título e a fração de vazio se tornam equivalentes e na medida que essa razão diminui, a fração de vazio apresenta um crescimento elevado no início da ebulição, estabilizando à medida que o título tende à unidade. Esse comportamento é esperado devido à baixa massa específica da fase vapor em relação à fase líquida, que tende a ocupar proporcionalmente uma área de seção maior.

De acordo com Xu e Fang (2014), a fração de vazio encontra aplicações importantes nos estudos da queda de pressão, do coeficiente de troca de calor e da massa específica de um fluido frigorífico. Porém, sua determinação é bastante difícil em trocadores de calor tubulares devido à complexidade dos escoamentos bifásicos, conforme explicado por Rice (1987).

A Eq. 2.76 é utilizada para a obtenção do volume específico  $v$  de uma mistura líquido-vapor quando o processo é estático, e em escoamentos do tipo homogêneo. Já a Eq. 2.7 pode ser usada para determinar a massa específica da mistura tanto para processos estáticos quanto para escoamentos de todos os tipos.

$$v = v_l + x(v_v - v_l) \quad (2.6)$$

$$\rho = \rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l) \quad (2.7)$$

Segundo Thome (2015), a fração de vazio  $\alpha$  é profundamente diferente do título de vapor  $x$ , sendo o primeiro um parâmetro geométrico do escoamento e o segundo um parâmetro de transporte. O autor ressalta que, embora o valor local do título seja normalmente conhecido, a fração de vazio deve ser prevista a partir das variáveis do fluxo. Dessa forma, foram desenvolvidas ao longo dos anos diversas correlações para a determinação da fração de vazio. Rice (1987) classificou as correlações em quatro categorias: o modelo homogêneo; as correlações baseadas na razão de escoamento; no parâmetro de Lockhart-Martinelli (1949); e aquelas baseadas na velocidade mássica. O autor testou dez correlações de fração de vazio para situações como fluxo de calor e temperatura da parede do tubo constante, avaliando seu efeito nas previsões do inventário da carga de refrigerante. As comparações foram feitas para condensadores e evaporadores de uma BDC carregada com R22 em várias faixas de operação (temperatura de saturação, título e velocidade mássica). Os melhores resultados foram alcançados pelas correlações de Hughmark (1965), Premoli Francesco e Prina (1971), Tandon, Varma e Gupta (1985) e Baroczy (1965).

Yashar (1998) fez um estudo experimental para determinar a fração de vazio para os refrigerantes R134a e R410A evaporando dentro de três tubos diferentes durante o escoamento horizontal (4,26 mm, 7,25 mm e 7,26 mm – com ranhuras). Os testes foram realizados para uma

faixa de velocidade mássica de 75 - 700 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, títulos de entrada de 0,10 – 0,80 e fluxos de calor de 0 - 10 kW m<sup>-2</sup> a uma temperatura de 5°C. Mereceram destaques as correlações de Tandon (1985), Premoli Francesco e Prina (1971) e Hughmark (1965)

Xu e Fang (2004) testaram 41 correlações da fração de vazio para o fluxo de refrigerante bifásico em tubulações em 1574 pontos de dados experimentais de cinco refrigerantes (R134a, R22, R410A, R11 e R12) com diâmetros hidráulicos variando de 0,5 a 10 mm e velocidade mássica variando de 40 a 1000 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Os autores destacaram que, embora numerosas correlações de frações de vazios tenham sido propostas e muitas avaliações relacionadas tenham sido conduzidas nas últimas seis décadas, quase todas elas basearam-se em dados obtidos de experimentos de fluxo bifásico em ar-água ou vapor-água, cuja aplicabilidade para o fluxo de refrigerante bifásico precisa ser avaliada.

Melkamu, Woldesemayat e Ghajar (2007) fizeram uma comparação do desempenho de 68 correlações de fração de vazio com base em um conjunto de dados de 2845 pontos, para diferentes padrões de fluxo em tubos horizontais e inclinados, sendo usadas as configurações gás natural-água, ar-água e ar-querosene. Os melhores resultados foram alcançados pelas correlações de Filimonov *et al.* (1957), Premoli Francesco e Prina (1971), Hughmark (1965), além da correlação de Rouhani e Axelsson (1970). Com base nas observações feitas, foi sugerida uma correlação de fração de vazio melhorada que poderia lidar de forma aceitável com todos os conjuntos de dados, independentemente dos padrões de fluxo e ângulos de inclinação.

Humia (2017) promoveu um estudo teórico/experimental sobre o inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R-134a e HFO-1234yf em uma bancada de testes para uma ampla faixa de títulos e velocidades mássicas de 300kg/s-m<sup>2</sup> e 400kg/s-m<sup>2</sup>. Os resultados foram analisados e comparados com aqueles calculados por um modelo de simulação utilizando oito diferentes correlações para determinação da fração de vazio. Os melhores resultados para previsão da massa foram obtidos aplicando-se a correlação de Hughmark (1965).

Pietrzak e Płaczek (2019) avaliaram métodos para prever a fração de vazio em escoamento bifásico através de um canal de pequeno diâmetro. Os resultados foram comparados com 83 conjuntos de dados experimentais para escoamentos ar-água e 171 conjuntos para vapor-líquido (NH<sub>3</sub> e CO<sub>2</sub>). Ao utilizar métodos de cálculo desenvolvidos para escoamento em canal convencional, o autor sugere as correlações de Smith (1969) e Steiner (1993).

Gardenghi *et al.* (2020) apresentaram uma visão geral das técnicas de medição de fração de vazio, bancos de dados e de correlações para fluxo bifásico em canais de pequeno diâmetro.

Um banco de dados experimental foi produzido pelos autores com 2361 pontos, com diâmetros de canal variando de 0,5 a 13,84 mm, nas direções horizontal e vertical, e fluidos como ar-água, R410A, R404A, R134a, R290, R12 e R22. Os autores avaliaram várias correlações, comparando os resultados com este banco de dados. Para situação de macro canais, mereceram destaque as correlações de Melkamu, Woldesemayat e Ghajar (2007), Tibiriçá *et al.* (2017), Kanizawa *et al.* (2016).

Dos estudos apresentados sobre correlações de fração de vazio, o que se percebe é que escoamentos utilizando o CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante foram pouco investigados. Apenas um estudo (Pietrzak e Płaczek, 2019) se baseou especificamente nesse fluido. Ainda assim, a atenção principal do estudo foi voltada para micro canais. Dessa forma, o processo de escolha dessas correlações ainda é uma questão em aberto e que merece atenção.

Na ausência de uma correlação própria, desenvolvida especificamente para calcular a fração de vazio do CO<sub>2</sub> na região bifásica do evaporador solar, foi escolhida, a princípio, a correlação de Hughmark (1965), destacada nos trabalhos de Rice (1987), Yashar (1998), Melkamu, Woldesemayat e Ghajar (2007) e Humia (2017). Em seguida, é proposta uma comparação com outras correlações, como a correlação de Smith (1969), recomendada por Pietrzak e Płaczek (2019) para o CO<sub>2</sub> escoando em canais convencionais, de forma a mensurar os impactos trazidos sobre os resultados gerados pelo modelo matemático.

Sobre a correlação de Hughmark (1965), em seu trabalho o autor verificou que a diminuição da velocidade mássica implicava um aumento na fração de vazio, e estabeleceu uma correlação para calcular a fração de vazio que leva em consideração o efeito dessa velocidade. Trata-se de uma correlação empírica, assumindo o escoamento como uma suspensão de bolhas no líquido, com maior concentração no centro do tubo, decrescendo e tornando-se nula nas paredes. Considera também a não existência de movimento radial relativo entre as bolhas e o líquido. Os resultados de Hughmark (1965) foram verificados para escoamento vertical, ascendente, próximo à pressão atmosférica, com o intuito de prever a fração de líquido em tubos de refinarias de petróleo. Porém, segundo o autor, seu método funciona igualmente para escoamento horizontal com pressões mais elevadas.

O valor da fração de vazio é encontrado com a utilização de um fator  $K_H$ , baseado na velocidade mássica, que, multiplicado pelo valor da fração de vazio, obtida pelo modelo homogêneo, fornece o valor da fração de vazio desejada. Para determinar a fração de vazio, a correlação de Hughmark (1965) utiliza as Eq. 2.8 e 2.9 e a Tabela 2.2.

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \gamma \right]^{-1} \cdot K_H \quad (2.8)$$

$$Z = \left[ Gd_i (\mu_l + \alpha (\mu_v - \mu_l))^{-1} \right]^{1/6} \left\{ (gd_i)^{-1} \left[ Gx (\rho_v a_{hom} (1 - \alpha_{hom}))^{-1} \right]^2 \right\}^{1/8} \quad (2.9)$$

Tabela 2.2 – Fatores de Hughmark (1965) –  $K_H$  vs.  $Z_H$ .

$Z_H$	1,3	1,5	2	3	4	5	6	8	10	15	20	40	70	130
$K_H$	0,185	0,225	0,325	0,49	0,605	0,675	0,72	0,767	0,78	0,808	0,83	0,88	0,93	0,98

Fonte: Adaptado de Rice (1987).

Observa-se, na Eq. 2.8, que a determinação da fração de vazio, sugerida por Hughmark (1965), possui como parâmetro de entrada a própria fração de vazio. Dessa forma, o processo torna-se iterativo, sendo sugerido, como valor inicial de iteração, a própria fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo. Segundo o autor, a correlação foi validada utilizando a combinação de ar-água e ar-óleo para números de Reynolds entre  $10^3$  e  $10^7$ .

## 2.5 Coeficientes de transferência de calor

Trocadores de calor são dispositivos utilizados na troca térmica entre dois ou mais fluidos em temperaturas diferentes. A transferência térmica nesses dispositivos pode ocorrer através da mistura ou do contato entre os fluidos, com armazenagem intermediária, ou também através de uma parede que separa os fluidos quente e frio. Çengel (2015) cita que, normalmente em um trocador de calor, a transferência de calor envolve os mecanismos de convecção e de condução dos fluidos através das paredes do trocador. Dessa forma, é apropriada a aplicação de um coeficiente global de transferência de calor  $U$ , que representará a contribuição de todos os efeitos sobre a transferência de calor.

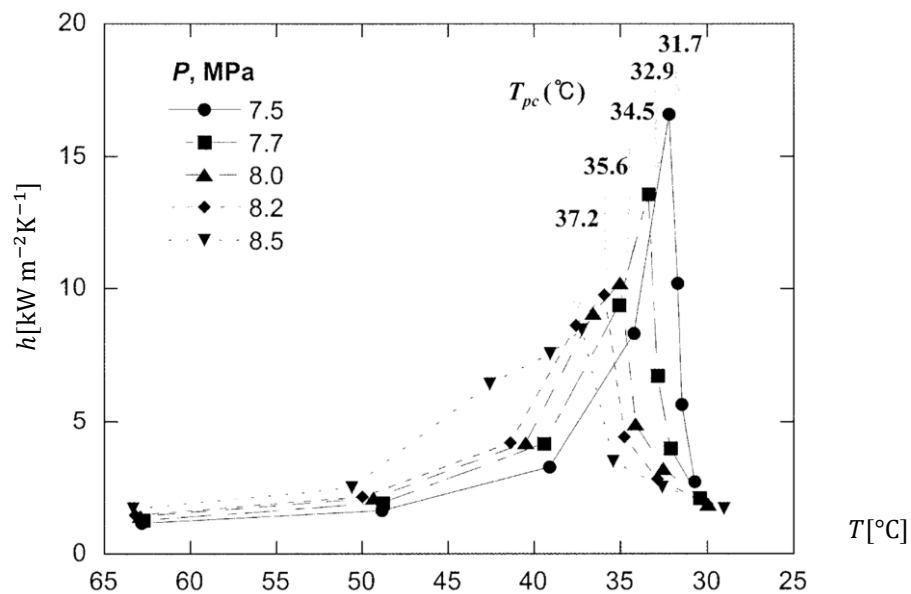
### 2.5.1 Escoamento no estado supercrítico

Yoon *et al.* (2003) discutem em seu trabalho que muitas das investigações recentes sobre o dióxido de carbono, usado como refrigerante, concentraram-se no desenvolvimento do ciclo transcrito. Entretanto, poucas investigações foram realizadas com o intuito de avaliar o fenômeno da transferência de calor. Sabe-se que no ciclo transcrito do  $\text{CO}_2$ , o processo de rejeição de calor ocorre a uma pressão supercrítica, não havendo mudança de fase, o que torna esse processo significativamente diferente de um ciclo convencional de compressão a vapor.



Pitla, Eckhard e Ramadhyani (2002) e Yoon *et al.* (2003) citam que, à medida que o processo de resfriamento de gás progride, o coeficiente de transferência de calor atinge seu máximo e depois diminui, conforme a Figuras 2.22, sendo esse comportamento relacionado à evolução do calor específico, da temperatura e da pressão ao longo do escoamento. Conforme visto anteriormente na Figura 2.13, como o calor específico aumenta drasticamente perto da região crítica, o coeficiente de transferência de calor também aumenta, atingindo o valor máximo quase na temperatura pseudocrítica.

Figura 2.22 – O efeito da pressão no coeficiente de transferência de calor.

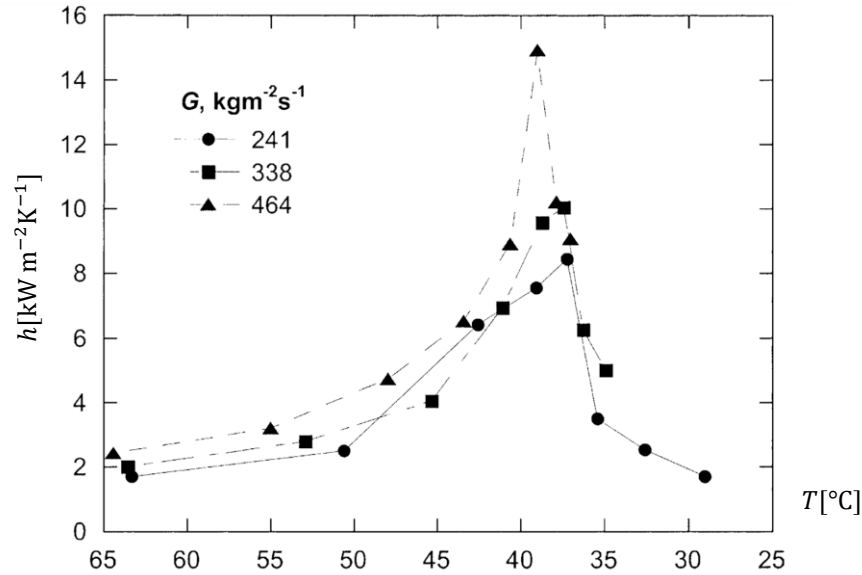


Fonte: Adaptado de Yoon et al. (2003).

Ainda na figura 2.22, percebe-se que na região de entrada do escoamento, uma maior pressão leva a um maior coeficiente de transferência de calor, uma vez que o calor específico é maior. No entanto, com a queda da temperatura, próximo à temperatura pseudocrítica, observa-se uma tendência oposta, ou seja, pressões maiores reduzem o valor máximo dos coeficientes de transferência de calor. Esse comportamento também é explicado com a evolução das curvas de calor específico da Figura 2.13, nas quais as pressões mais altas levam a redução do pico de calor específico próximo à temperatura pseudocrítica.

Yoon et al. (2003) também quantificaram um aumento nos coeficientes de transferência de calor do dióxido de carbono à medida que a velocidade mássica aumenta, conforme mostrado na Figura 2.23.

Figura 2.23 – O efeito da vazão mássica no coeficiente de transferência de calor.



Fonte: Adaptado de Yoon et al. (2003).

Em seu trabalho os autores apresentaram dados experimentais da transferência de calor e perda de pressão obtidas durante o processo de resfriamento do CO<sub>2</sub> em um tubo horizontal com um diâmetro interno de 7,73 mm. Foram realizados testes com velocidades mássicas de 225, 337 e 450 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e pressões de entrada entre 7,5 e 8,8 MPa. Os resultados deste estudo foram comparados com correlações existentes para o coeficiente de transferência de calor na região supercrítica e, de acordo com os autores, as correlações supercríticas existentes subestimam os coeficientes de transferência de calor medidos, com desvios em torno de 29,7% para as correlações de Krasnoshchekov, Kuraeva e Protopopov (1970) e Baskov, Kuraeva e Protopopov (1977), de 47,9% para a correlação de Petrov e Popov (1985) e de 38,0% para a correlação de Pitla *et al.* (2002). A partir dos dados experimentais, uma nova correlação empírica foi proposta para prever o coeficiente de transferência de calor na região supercrítica, conforme a Eq. 2.10.

$$Nu = aRe_a^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho}\right)^{y_n} \quad (2.10)$$

$a = 0,14; b = 0,69; c = 0,66$  e  $y_n = 0$  se  $T > T_{pc}$   
 $a = 0,013; b = 1; c = -0,05$  e  $y_n = 1,6$  se  $T_{pc} \leq T$

A correlação apresenta a forma básica da equação de Nusselt, porém, na faixa em que a temperatura do fluido  $T$  é menor ou igual à temperatura pseudocrítica  $T_{pc}$  (o que inclui a região

entre a temperatura pseudocrítica e a temperatura crítica), é feita uma tentativa de inserir na correlação as propriedades termofísicas que reflitam valores mais adequados para o coeficiente de transferência de calor. Segundo os autores, a maioria dos dados experimentais foi prevista pela nova correlação dentro de um desvio relativo de 20%.

Entretanto, na DX-SAHP estudada, o escoamento transcrito ocorre em um resfriador de gás de formato helicoidal. Na literatura, encontram-se poucas correlações propostas para essa situação e cada uma tem sua própria faixa de parâmetros, geometrias e condições de fluxo. Kanungo *et al.* (2020) investigaram a transferência de calor em vapor supercrítico escoando em um tubo helicoidal através da realização de simulações numéricas tridimensionais, constatando que o coeficiente de transferência de calor, nesse caso, é cerca de 29 % maior do que na situação de um tubo reto, para a mesma vazão e condições térmicas.

Zhang *et al.* (2015) investigaram experimentalmente o coeficiente de transferência de calor por convecção do CO<sub>2</sub> a pressões supercríticas escoando através de um tubo helicoidal vertical. O tubo helicoidal foi feito de aço inoxidável com diâmetro interno de 9,05 mm, diâmetro externo de 12,05 mm e comprimento de 5500 mm com vinte e três seções transversais ao longo do eixo para medições de temperatura. Os experimentos foram conduzidos em três pressões de entrada de 8,02, 9,03 e 10,05 MPa sob condições de fluxo de calor uniforme. A velocidade mássica variou de 0 a 650 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, e o fluxo de calor de 0,4 a 50 kW m<sup>-2</sup>. Ao final, os autores introduziram uma nova correlação baseada no número de Nusselt.

$$Nu = 0,32Re_f^{0,55}Pr_f^{0,35}\left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{0,4}\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,f}}\right)^{0,37} \quad \text{para } T_f < T_{pc} \quad (2.11)$$

$$Nu = 0,034Re_f^{0,77}Pr_f^{0,57}\left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{0,4}\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,f}}\right)^{0,84} \quad \text{para } T_f > T_{pc}$$

$$\bar{c}_p = \frac{h_p - h_f}{T_p - T_f} \quad (2.12)$$

Na Eq. 2.11, o subscrito  $f$  indica que as propriedades do fluido devem ser calculadas na temperatura do fluido e o subscrito  $p$  na temperatura da parede, sendo  $Re$  e  $Pr$  os números de Reynolds e Prandtl respectivamente,  $\rho$  a massa específica,  $c_p$  o calor específico,  $h$  a entalpia específica,  $T$  a temperatura e  $\bar{c}_p$  o calor específico médio, calculado pela Eq. 2.12.

Wang *et al.* (2017) realizaram uma investigação experimental e numérica das características de transferência de calor do CO<sub>2</sub> supercrítico em um tubo helicoidal resfriado nas posições vertical e horizontal. Os resultados experimentais foram comparados para três

velocidades mássicas diferentes de 159,0, 239,2 e 318,2 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, três pressões diferentes de 8,0, 8,5 e 9,0 Mpa, e fluxo de calor variando de 9 a 18 kW m<sup>-2</sup>. Para calcular o coeficiente de transferência de calor de CO<sub>2</sub> supercrítico os autores propuseram o uso da correlação de Dittus-Boelter modificada para calcular o número de Nusselt:

$$Nu = 0,022986 Re_f^{0,85665} Pr_f^{0,26322} \left( \frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{0,04988} \left( \frac{\bar{c}_p}{c_{p,f}} \right)^{-0,2174} \quad (2.13)$$

Segundo os autores a correlação atingiu cerca de 98% de acerto em comparação com os dados experimentais dentro de uma faixa de precisão de 15%, podendo ser aplicada para as condições de pressão de 8 Mpa a 9 MPa, Reynolds de 870 a 5281, e fluxo de calor de 4,20 kW m<sup>-2</sup> a 24,3 kW m<sup>-2</sup>.

### 2.5.2 Escoamento em regime monofásico

Na determinação do coeficiente de transferência de calor em escoamentos monofásicos, Incropera (2011) sugere a utilização da correlação de Gnielinski (1976), mostrada na Eq. 2.14, que segundo o autor apresenta erros abaixo de 10%. É aplicada na condição de regime turbulento, considerando-se que a transferência de calor ocorre unicamente pelo mecanismo da convecção forçada.

$$H = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \cdot \left(Pr^{\left(\frac{2}{3}\right)} - 1\right)} \cdot \frac{K}{d_H} \quad (2.14)$$

Nessa equação,  $K$  é a condutividade térmica do fluido,  $d_H$  o diâmetro hidráulico,  $Pr$  o número de Prandtl,  $Re$  o número de Reynolds e  $f$  é o fator de atrito de Darcy-Weisbach (1845, *apud* Incropera, 2011), que pode ser obtido pelo ábaco de Mood ou através da correlação de Petukhov (1970 *apud* Incropera, 2011), apresentada na Eq. 2.15 para tubos lisos.

$$f = [0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64]^{-2} \text{ com } 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (2.15)$$

A correlação de Gnielinski (1976) pode ser usada em conjunto com o fator de atrito de Darcy-Weisbach (1845, *apud* Incropera, 2011) no cálculo do coeficiente de transferência de calor da água circulando no espaço anular do resfriador de gás. Entretanto, segundo Incropera (2011), se o escoamento for laminar, totalmente desenvolvido e submetido a um fluxo de calor uniforme ao longo da parede do trocador de calor, o número de Nusselt é constante e igual a

4,36. Já no caso em que a temperatura da parede é constante, o número de Nusselt é igual a 3,66.

Para o CO<sub>2</sub> no estado monofásico subcrítico, escoando em regime turbulento no interior de tubos lisos, com um número de Reynolds superior a 8,0x10<sup>4</sup> (como de fato ocorre com o fluido na região de superaquecimento do evaporador solar), a correlação de Gnielinski (1976) pode ser usada em conjunto com o fator de atrito de Fanning (Ozisik, 1985), mostrada na Eq. 2.16.

$$f = 0,0054 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}} \quad (2.16)$$

### 2.5.3 Escoamento em regime bifásico: processo de ebulição

Fang, Zhou e Li (2013) discutem que, exceto quando usado como refrigerante, à baixa temperatura em ciclos em cascata, o CO<sub>2</sub> evapora-se normalmente em pressões de saturação mais altas que outros refrigerantes. A alta massa específica de vapor, a baixa tensão superficial e a baixa viscosidade da fase de vapor do CO<sub>2</sub> na evaporação tornam o escoamento com características de transferência de calor em ebulição bastante diferentes comparadas àquelas dos refrigerantes convencionais. Alguns estudos avaliaram a aplicabilidade de correlações de transferência de calor em ebulição para o CO<sub>2</sub>, não obstante terem sido estabelecidas para outros fluidos.

Shah (2017) propôs uma correlação com base em 4.761 pontos, provenientes de 132 conjuntos de dados de 78 fontes, que datam de 1951 a 2016, e que incluíam 30 diferentes fluidos como água, amônia, refrigerantes halocarbonados, criogênicos, hidrocarbonetos e o CO<sub>2</sub>, com diâmetro hidráulico variando de 0,38 a 27,1 mm e velocidade mássica de 15 a 2437 kg/m<sup>2</sup>s. O autor obteve um desvio médio absoluto de 18,6%, tendo testado várias outras correlações com o mesmo banco de dados, obtendo desvios significativamente maiores.

A Eq. 2.17 expressa o coeficiente de transferência de calor por ebulição dado pela correlação de Shah (2017).

$$H_{eb} = MAX \begin{cases} 1,8B_1^{-0,8}B_3H_l \\ 230B_0^{0,5}B_3H_l \\ B_2B_0^{0,5} \exp(2,74B_1^{-0,1})B_3H_l \\ B_2B_0^{0,5} \exp(2,74B_1^{-0,15})B_3H_l \end{cases} \quad (2.17)$$

$$B_o = \frac{q}{(h_{lv}G)}$$

$$C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5}$$

$$B_1 = \begin{cases} C_o & \text{se horizontal com } Fr_l \geq 0,04 \text{ ou vertical} \\ 0,38C_o Fr_l^{-0,3} & \text{se horizontal com } Fr_l < 0,04 \end{cases}$$

$$B_2 = \begin{cases} 14,7 & B_o \geq 0,0011 \\ 15,4 & B_o < 0,0011 \end{cases}$$

$$B_3 = \begin{cases} 2,1 - 0,008We_v - 110B_o & B_3 \geq 1 \\ 1 & B_3 < 1 \text{ ou } Fr_l < 0,01 \end{cases}$$

Nessa equação,  $C_o$  e  $B_o$  representam, respectivamente, os números de convecção e de ebulição,  $\rho_v$  e  $\rho_l$  são as massas específicas do fluido na fase de vapor e líquido saturado,  $x$  é o título da mistura,  $G$  é a velocidade mássica e  $h_{lv}$  é o calor latente de vaporização. Além disso,  $We_v$  e  $Fr_l$  são os números de Weber e de Froud nas fases de vapor e líquido saturado, respectivamente, e  $H_l$  é o coeficiente de transferência de calor no estado líquido, calculado pela correlação de Gnielinski (1976).

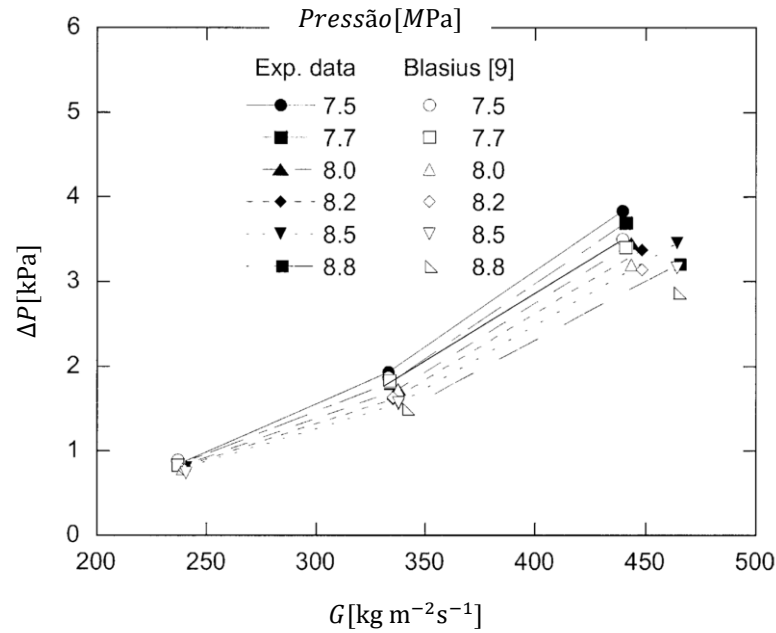
## 2.6 Perda de carga

Neste trabalho, o emprego de correlações para o cálculo da perda de pressão em escoamentos monofásicos, como no resfriador de gás e na região de superaquecimento do evaporador, e bifásicos como na região de ebulição do evaporador, são usadas para refinar a modelagem proposta para a bomba de calor. Dessa forma, são apresentadas, na sequência, para cada caso, as correlações de perda de pressão utilizando o CO<sub>2</sub>.

### 2.6.1 Escoamento no estado supercrítico

Yoon *et al.* (2003) e Liu *et al.* (2014) estudaram a queda de pressão em um ciclo transcrito do CO<sub>2</sub>. Conforme mostra a Figura 2.24, os autores constataram que a queda de pressão na seção de teste do resfriador de gás aumenta expressivamente à medida que a velocidade mássica aumenta, e reduz, com o aumento da pressão.

Figura 2.24 – Queda de pressão no ciclo transcrito.



Fonte: Adaptado de Yoon et al. (2003).

Ademais, como o escoamento de dióxido de carbono na região supercrítica é um fluxo monofásico, Yoon *et al.* (2003) concluíram que, desde que utilizado um fator de atrito  $f$  adequado às características do  $\text{CO}_2$ , torna-se razoável aplicar a correlação de Darcy-Weisbach (1845, *apud* Incropera, 2011), expressa pela Eq. 2.18, para a previsão da queda de pressão em escoamentos completamente desenvolvidos nesses trechos.

$$\Delta P = \frac{1}{2} f \frac{L G^2}{d \rho} \quad (2.18)$$

Nessa equação,  $L$  representa o comprimento do tubo,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $d$  é o diâmetro interno do tubo e  $f$  representa o fator de atrito que depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa.

Ademais, segundo Fang, Xu e Zhou (2011), o padrão de fluxo sob pressões supercríticas é, em parte, semelhante ao fluxo monofásico convencional, o que resulta na prática em desenvolver correlações de fator de atrito supercrítico com base em equações de fator de atrito monofásico convencionais. Dessa forma, baseados em dados experimentais, os autores testaram quinze correlações para calcular o fator de atrito do  $\text{CO}_2$  supercrítico. A partir dos resultados, propuseram a seguinte correlação para escoamento turbulento em tubos lisos com número de Reynolds na faixa de 3.000 a  $10^8$ , conforme a Eq. 2.19.

$$f = 0,25 \left[ \log \left( \frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{152,66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad (2.19)$$

### 2.6.2 Escoamento em regime monofásico subcrítico

A perda de pressão por atrito do CO<sub>2</sub> em escoamento monofásico subcrítico, considerando a condição de escoamento plenamente desenvolvido, pode ser calculada por meio da equação de Darcy-Weisbach (1845, *apud* Incropera, 2011), através da Eq. 2.18, utilizando o fator de atrito de Fanning, conforme descrito por Ozisik (1985), através da Eq. 2.16, considerando escoamentos turbulentos em tubos lisos com número de Reynolds superior a 8,0x10<sup>4</sup>.

### 2.6.3 Escoamento em regime bifásico

A queda de pressão total para o escoamento bifásico em tubos consiste em um componente envolvendo as forças gravitacionais, um componente de aceleração e um componente de atrito.

$$\left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{total} = \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{estático} + \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{momentum} + \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{atrito} \quad (2.20)$$

O primeiro termo da Eq. 2.20 é a parcela estática, referente à contribuição da inclinação da tubulação em relação ao plano horizontal, determinada por um ângulo  $\theta$ , conforme mostrado na Eq. 2.21.

$$\left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{estático} = g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l] \quad (2.21)$$

Nessa equação,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\alpha$  a fração de vazio e  $\rho_v$  e  $\rho_l$  são as massas específicas do fluido na fase de vapor e líquido saturado.

A parcela do gradiente de pressão referente ao *momentum* é responsável pela aceleração do escoamento (Efeito Bernoulli), geralmente causado pela evaporação do líquido ou pela condensação do vapor, o que induz uma mudança da velocidade de cada fase.

$$\left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{momentum} = G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \quad (2.22)$$



Nessa expressão,  $\partial z$  representa o comprimento infinitesimal de cada volume de controle,  $\partial P$  a variação infinitesimal da pressão em cada volume de controle,  $v_v$  e  $v_l$  são os volumes específicos do fluido na fase de vapor e líquido saturado,  $x$  é o título da mistura líquido-vapor saturado, e  $G$  é a velocidade mássica.

O terceiro termo da Eq. 2.20 refere-se à contribuição da força de atrito no fluido. A perda de pressão por atrito se dá pela dissipação viscosa do fluido com a superfície interna do tubo e entre as fases líquido e vapor. Pela impossibilidade de sua determinação analítica, faz-se necessário o desenvolvimento de métodos de previsão baseados em resultados experimentais.

Geralmente, o cálculo da queda de pressão em um escoamento bifásico é feito por meio da equação do balanço de quantidade de movimento. De acordo com Collier e Thome (1994), a soma das forças atuando em cada fase pode ser igualada com à taxa de variação da quantidade de movimento, o que resulta na Eq. 2.23.

$$\frac{\partial P}{\partial z} = g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l] + G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1 - x)^2 v_l}{1 - \alpha} \right] + \left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right) \quad (2.23)$$

Tratando-se a parte diferencial da equação como uma divisão em partes finitas, a Eq. 2.23 pode ser ajustada conforme a Eq. 2.24.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P}{\Delta z} = g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l] \\ + G^2 \frac{1}{\Delta z} \left\{ \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1 - x)^2 v_l}{1 - \alpha} \right]_s - \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1 - x)^2 v_l}{1 - \alpha} \right]_e \right\} + \left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right) \end{aligned} \quad (2.24)$$

Para calcular a queda de pressão devido a força de atrito, Cheng, Ribatski e Thome (2008) relataram que os principais métodos de previsão não funcionam bem para o CO<sub>2</sub>. A razão é que esses métodos geralmente não cobrem as razões de massa específica líquido-vapor relativamente mais baixas e as tensões superficiais pequenas, características do CO<sub>2</sub>. Normalmente as quedas de pressão do fluxo bifásico de CO<sub>2</sub> são menores do que as de outros refrigerantes. Os autores compararam diversas correlações para determinar a perda de pressão devido ao atrito na região bifásica. Foi usado um banco de dados para queda de pressão do CO<sub>2</sub> em ebulição, contendo em sua maioria pontos para condição de escoamento em tubo circular de aço com diâmetro equivalente de 7 mm, temperaturas de saturação de -25 a 5°C, velocidade mássica de 200 a 400 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e fluxo de calor de 3 a 9 kW m<sup>-2</sup>.

Dentre as correlações testadas, destacaram-se àquela desenvolvida pelos autores e a correlação proposta por Friedel (1979, *apud* Cheng, Ribatski e Thome, 2008), que permitiu prever a perda de pressão do CO<sub>2</sub> com uma taxa de acerto de 71,1%, dentro de uma margem de erro  $\pm 30\%$ , sendo essa última aplicada no presente trabalho conforme a Eq. 2.25.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z} F\right) = \left(\frac{\partial P}{\partial z} F\right)_{ls} \phi_{fr}^2 = 4f_l \left(\frac{L}{d}\right) G^2 \left(\frac{1}{2\rho_l}\right) \phi_{fr}^2 \quad (2.25)$$

Em que,

$$\phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24FHC}{Fr_H^{0,045} We_l^{0,035}} \quad (2.26)$$

$$f_l = \frac{0,079}{\left(\frac{GD}{\mu_l}\right)^{0,25}} \quad (2.27)$$

$$Fr_H = \frac{G^2}{gd\rho_H^2} \quad (2.28)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l} \quad (2.29)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (2.30)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,70} \quad (2.31)$$

$$We_l = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_H} \quad (2.32)$$

$$\rho_H = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (2.33)$$

Em que  $Fr_H$ ,  $E$ ,  $F$  e  $H$  são fatores adimensionais e os termos  $We_l$  e  $\rho_H$  correspondem, respectivamente, ao número de Weber para o líquido e a massa específica homogênea.

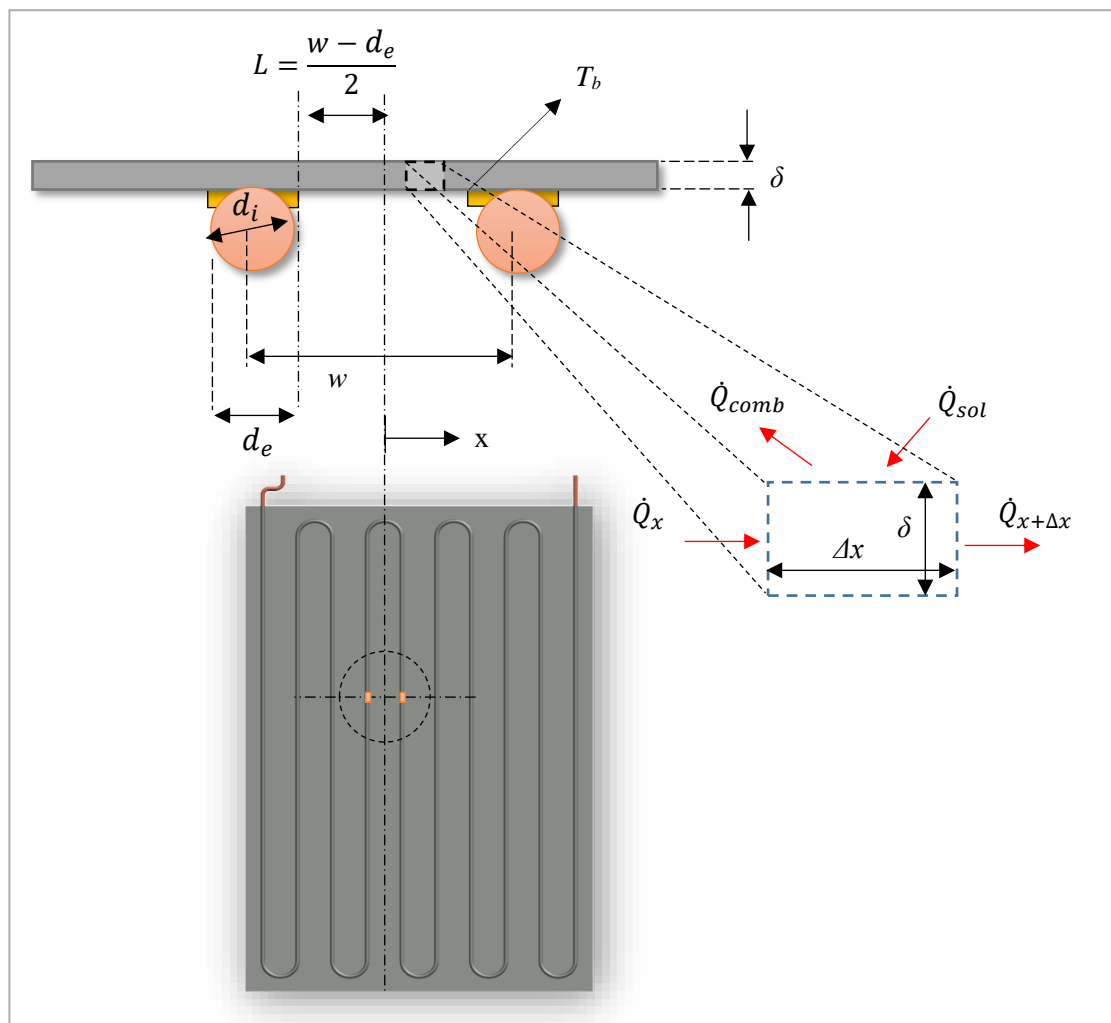
## 2.7 Coletores solares planos

O coletor solar é basicamente um dispositivo que promove o aquecimento de um fluido de trabalho, como água, ar ou fluido térmico, através da conversão da radiação eletromagnética

proveniente do Sol em energia térmica. A escolha de um tipo de coletor solar depende basicamente da temperatura de operação requerida, sendo encontrados coletores solares planos, concentradores solares, painéis fotovoltaicos (PV) e painéis fotovoltaicos térmicos (PVT).

Duffie e Beckman (2013) citam que os coletores de placas planas são tipicamente projetados para aplicações que requerem fornecimento de energia a temperaturas moderadas, coletando-a do meio ambiente a um custo relativamente baixo. Eles usam radiação solar difusa, não requerem rastreamento do sol e necessitam de pouca manutenção, sendo mecanicamente mais simples do que os concentradores solares. As principais aplicações dessas unidades são no aquecimento de água para uso doméstico, aquecimento de edifícios, ar condicionado e aquecimento de processos industriais. No caso de uma DX-SAHP, um coletor solar plano é integrado ao próprio evaporador da bomba de calor, cuja geometria é representada pela Figura 2.25.

Figura 2.25 – Coletor solar plano de uma DX-SAHP



Em regime permanente, o ganho de energia útil de um coletor de área  $A_T$  é a diferença entre a radiação solar absorvida e a energia térmica trocada com o meio, conforme a Eq. 2.34.

$$\dot{Q}_u = A_T [I - U_{cl}(T_{m,p} - T_{amb})] \quad (2.34)$$

Nessa equação, a energia térmica trocada no coletor solar com o ambiente por condução, convecção e radiação infravermelha, é representada como o produto do coeficiente de transferência de calor do coletor solar  $U_{cl}$  pela diferença entre a temperatura média da placa absorvente  $T_{m,p}$  e a temperatura ambiente  $T_{amb}$ . A irradiação solar é representada por  $I$ .

Duffie e Beckman (2013) definiram um fator de eficiência do coletor solar  $F'$ , que fisicamente representa a razão entre o ganho de energia útil real e o ganho útil que ocorreria se a superfície de absorção do coletor estivesse na temperatura do fluido local.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_{cl}}}{w \left[ \frac{1}{U_{cl}[d_e + (w - d_e)F_\eta]} + \frac{1}{c_b} + \frac{1}{\pi d_i H_i} \right]} \quad (2.35)$$

Nessa equação,  $w$  é a distância entre os centros da tubulação e  $d_e$  e  $d_i$  são os diâmetros externo e interno respectivamente, conforme a Figura 2.25. O coeficiente de transferência de calor do fluido é dado por  $H_i$ , sendo  $F_\eta$  a eficiência da aleta, definida pela Eq. 2.36.

$$F_\eta = \frac{\tanh[ML_c]}{ML_c} = \frac{\tanh\left[\frac{M(w - d_e)}{2}\right]}{\frac{M(w - d_e)}{2}} \quad \text{com} \quad M = \sqrt{\frac{U_{cl}}{\delta k}} \quad (2.36)$$

Na Eq. 2.36,  $L_c$  é o comprimento da aleta corrigido, conforme Eq. B.6,  $\delta$  é a espessura da placa e  $k$  sua condutividade térmica. Segundo Duarte *et al.* (2019), a resistência ao fluxo de calor,  $\frac{1}{c_b}$ , criada devido à ligação entre a placa coletora e o tubo pode ser desprezada. Dessa forma, a Eq. 2.35 pode ser reescrita conforme apresentado na Eq. 2.37.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_{cl}}}{w \left[ \frac{1}{U_L[d_e + (w - d_e)F_\eta]} + \frac{1}{\pi d_i H_i} \right]} \quad (2.37)$$

Além disso,  $I$  pode ser substituído na Eq. 2.34 pela irradiação solar líquida absorvida pelo coletor  $S$ , calculado pela Eq. 2.38.

$$S = \varepsilon I \quad (2.38)$$

Sendo  $\varepsilon$  a emissividade da placa coletora.

Ante ao exposto, o ganho de energia em um coletor de placa plana em estado estacionário pode ser calculado em função da eficiência do coletor solar (Duarte *et al.*, 2019) conforme a Eq. 2.39:

$$\dot{Q}_u = A_T F' [S - U_{cl}(T_{m,p} - T_{amb})] \quad (2.39)$$

As equações apresentadas nesta seção acham-se deduzidas no Apêndice B.

### 2.7.1 Mecanismos externos de transferência de calor

Além da irradiação solar incidente sobre sua superfície, um coletor solar acoplado a um evaporador de uma BDC também está sujeito a energia fornecida pela convecção natural ou forçada do ar, a condensação do vapor d'água atmosférico e a radiação térmica. Normalmente, a região bifásica do evaporador opera em temperaturas abaixo da temperatura ambiente, o que permite o aporte dessa energia, principalmente quando o equipamento opera na sombra. Entretanto, na região de vapor superaquecido do refrigerante, de acordo com a distribuição de temperatura ao longo da tubulação, podem ocorrer temperaturas acima da temperatura ambiente, fazendo com que o evaporador forneça parte da energia ao meio ambiente. Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor do coletor solar  $U_{cl}$ , apresentado na Eq. 2.39, é dado pela soma dos coeficientes de transferência de calor por convecção, condensação e radiação.

### 2.7.2 Convecção natural em placas planas

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no processo de convecção natural a temperatura constante, situação aproximada àquela no trecho bifásico de um evaporador, Çengel (2015) recomenda a correlação de Churchill e Chu (1975), uma vez que ela é aplicável em toda a faixa de extensão do número de Rayleigh.

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (2.40)$$

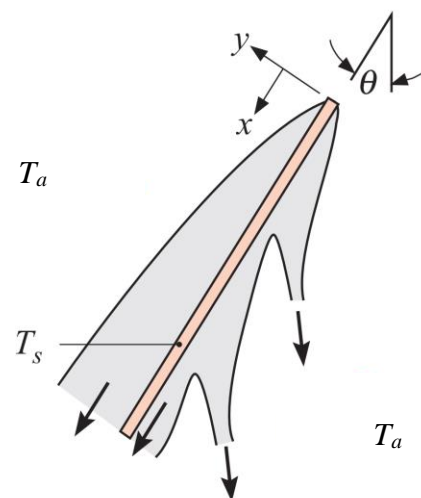
$$Ra_L = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_{p,e} - T_{amb}) L^3}{\nu \vartheta} \quad (2.41)$$

$$H_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{ar})}{L} \quad (2.42)$$

Nas equações acima, aplicadas a superfícies verticais,  $Pr$  é o Número de Prandtl do ar,  $\beta$  é o coeficiente de expansão,  $L$  é a altura da placa (comprimento característico),  $\vartheta$  é a difusividade térmica do ar e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do ar, avaliadas na temperatura do filme, ou seja, no valor médio entre a temperatura da parede externa  $T_{p,e}$  e a temperatura ambiente  $T_{amb}$ . Para o uso dessa equação em superfícies inclinadas, foi adicionado ao número de Rayleigh  $Ra_L$  o ângulo de inclinação  $\theta$  em relação a vertical. Segundo Çengel (2015), a correlação é válida para superfícies superior e inferior de placas resfriadas e aquecidas respectivamente.

O caso típico de convecção natural para uma placa fria, situação mais típica para um evaporador, é mostrado na Figura 2.26. Incropera (2011) explica que a componente  $y$  da força de empuxo atua para manter o fluxo descendente da camada limite em contato com a superfície superior da placa. Uma vez que a componente  $x$  da aceleração gravitacional é reduzida a  $g \cos(\theta)$ , as velocidades do fluido ao longo da placa são reduzidas, de modo que há uma redução na transferência de calor por convecção para a superfície superior. Entretanto, na superfície inferior, o componente  $y$  da força de empuxo atua para remover o fluido da superfície inferior, e o desenvolvimento da camada limite é interrompido.

Figura 2.26 – Convecção natural para placa fria.



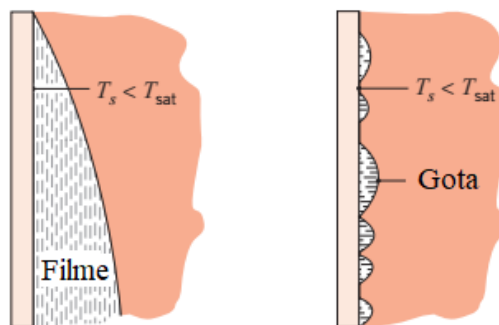
Fonte: Adaptado de Incropera (2011).

### 2.7.3 Condensação em placas planas

A condensação ocorre quando a temperatura de um fluido no estado de vapor é reduzida abaixo da temperatura de saturação. Em equipamentos industriais, o processo normalmente decorre do contato entre o vapor e uma superfície fria. A energia latente do vapor é liberada e o calor é transferido para a superfície, formando um condensado.

De acordo com a condição da superfície, a condensação pode ocorrer de duas maneiras: condensação a filme e condensação a gotas, mostradas na Figura 2.27. A condensação em filme, é característica de uma superfície limpa e não contaminada, e se dá quando um filme de líquido recobre toda a superfície de condensação, e sob a ação da gravidade, o filme escoava continuamente. Caso a superfície seja revestida com alguma substância que iniba a aderência do fluido, é possível manter a condensação em gotas. Normalmente as gotas se formam em trincas e cavidades, podendo crescer e coalescer através da condensação continuada.

Figura 2.27 – Modos de condensação: filme e gotas.



Fonte: Adaptado de Incropera (2011).

No caso do evaporador solar, a condensação do vapor de água presente na atmosfera sobre o coletor ocorrerá na forma de gotículas, quando a temperatura da placa for inferior ao ponto de orvalho, principalmente quando o equipamento estiver em operação na ausência de irradiação solar. Bonner (2013) apresentou duas correlações generalizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por condensação a gotas, para água e fluidos orgânicos, a partir de dados empíricos observados para vários fluidos em superfícies inclinadas. A correlação foi baseada no modelo de Le Fevre e Rose (1996, *apud* Bonner, 2013), considerando também a variação da altura da gota com o ângulo de contato. Simplificações foram feitas para se chegar a uma expressão aplicável para o número de Nusselt, conforme a Eq. 2.43. A correlação foi validada com uma tolerância de  $\pm 15\%$  para 92% dos dados experimentais e  $\pm 27\%$  para todos os dados.

$$H_{cond} = 33 \frac{k}{r_d^{\frac{3}{2}} r_i^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta} \right) \quad (2.43)$$

$$\cos \theta = -21,7\sigma + 1,39 \quad (2.44)$$

$$r_i = \frac{kT_{sat}}{\rho_v h_{lv}^2} \left( \frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta} \right) \left( \frac{c_p + 1}{c_p - 1} \right) \left( \frac{RT_{sat}}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.45)$$

$$r_d = \left( \frac{\sigma}{\rho_l g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.46)$$

Na Eq. 2.43,  $\theta$  é o ângulo de contato, obtido pela Eq. 2.44, sendo  $\sigma$  a tensão superficial. O raio mínimo da gota  $r_i$  é calculado pela Eq. 2.45, em que  $k$  é a condutividade térmica do líquido,  $\rho_v$  é a massa específica da fase vapor,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização,  $c_p$  é o calor específico à pressão constante e  $R$  é a constante de gás ideal. Por fim,  $r_d$  é chamado de raio de gota partida, obtido pela Eq. 2.46, na qual  $\rho_l$  é a massa específica da fase líquida e  $g$  é a aceleração da gravidade.

Todas as propriedades físicas devem ser avaliadas na temperatura de saturação. O autor explica que a temperatura de saturação foi escolhida no lugar da temperatura da parede para evitar a necessidade de um processo iterativo. Esta aproximação é geralmente válida, uma vez que a diferença de temperatura da parede para o fluido é normalmente pequena na condensação a gota.

#### 2.7.4 Radiação entre o coletor solar e o ambiente

O coeficiente de transferência de calor por radiação térmica pode ser encontrado conforme definido por Çengel (2015) na Eq. 2.47.

$$H_{rad} = \varepsilon \sigma (T_{p,e}^2 + T_{céu}^2) (T_{p,e} + T_{céu}) \quad (2.47)$$

Nessa Eq. 2.47,  $\varepsilon$  é a emissividade da placa coletora,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^8 \text{ W/m}^2 \text{K}^4$ ),  $T_{p,e}$  é a temperatura externa da parede e  $T_{céu}$  é a temperatura do céu, determinada por meio do modelo de Berdahl e Martin (1984, *apud* Karn, Chintala e Kumar, 2019), de acordo com a Eq. 2.48.



$$T_{c\acute{e}u} = T_{amb} \left[ 0,711 + 0,560 \left( \frac{T_{sat}}{100} \right) + 0,73 \left( \frac{T_{sat}}{100} \right)^2 \right]^{0,25} \quad (2.48)$$

Em que  $T_{amb}$  e  $T_{sat}$  são as temperaturas ambiente e de saturação do vapor de água no ar na pressão de vapor (ponto de orvalho).

## 2.8 Estado da arte sobre bombas de calor assistidas por energia solar

Nos últimos anos, o interesse por bombas de calor operando com coletores solares de expansão direta tem aumentado significativamente, principalmente com a finalidade de aquecer água (Omojaro e Breitkopf, 2013). Grande parte dos trabalhos concentram-se no desempenho energético do sistema, na modelagem e análise do coletor solar e na seleção ou substituição de fluidos refrigerantes. Outros trabalhos abordam o sistema de controle da bomba de calor ou sua análise econômica. Neste tópico, é realizada uma breve revisão sobre alguns dos trabalhos mais recentes envolvendo bombas de calor assistidas por energia solar (SAHP) carregadas com CO<sub>2</sub>, de forma a delimitar a importância da análise do inventário de refrigerante proposta no trabalho.

Islam *et al.* (2012) fizeram um estudo do desempenho de um aquecedor de água, usando uma bomba de calor assistida por energia solar a CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito, considerando as condições meteorológicas moderadas em Dakota do Norte (EUA). O desempenho da bomba de calor foi avaliado em termos do COP para a intensidade solar variando de 550 W/m<sup>2</sup> a 700 W/m<sup>2</sup>, com a rotação do compressor variando de 900 rpm a 1500 rpm. Para velocidades do compressor mais baixas, entre 1000 rpm a 1100 rpm, o modelo indicou que o sistema poderia atingir um COP melhor, em torno de 2 a 2,5 para taxas de extração de calor de 2,4 a 3,4 kW.

Deng, Dai e Wang (2012) elaboraram um estudo sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> assistida por energia solar ao longo de um ano para a cidade de Shanghai. Foi desenvolvido um projeto híbrido, cuja operação integra um chiller de absorção movido a energia solar com uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> convencional, de modo a atender as demandas de refrigeração, aquecimento e água quente da edificação. Os resultados numéricos indicaram que, para uma temperatura ambiente de 28°C, obtida no mês de julho, o COP da BDC no modo convencional foi de 2,75, enquanto no modo híbrido, operando juntamente com o chiller, o COP foi de aproximadamente 4. Além disso, os resultados experimentais mostraram que a bomba de calor funcionando no modo híbrido pode reduzir o consumo de eletricidade em cerca de 13,7%.

Islam (2013) fez uma simulação numérica de um aquecedor de água, por meio de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar, utilizando CO<sub>2</sub> como refrigerante. O autor utilizou um modelo matemático para otimização do sistema, obtendo ao longo do ano um COP entre 2 e 3,2, uma eficiência do coletor de 40 a 62% e uma temperatura da água de 43 a 56°C. Foi utilizado um protótipo experimental com um coletor solar de tubo em “U”, à vácuo, para verificar os resultados da simulação, demonstrando que a radiação solar e a temperatura ambiente têm um impacto significativo no desempenho da DX-SAHP.

Chaturvedi, Gargrani e Abdel-Salam (2014) estudaram o desempenho térmico de uma DX-SAHP com COP entre 4 e 5,6 e uma capacidade de aquecimento operando para condições climáticas de Norfolk (EUA). A análise econômica foi realizada usando-se o método do custo do ciclo de vida (LCC). Os resultados indicaram que os sistemas de aquecedores de água DX-SAHP, quando comparados aos aquecedores de água elétricos convencionais, são econômicos quanto ao consumo de energia. Concluíram que o custo do ciclo de vida do SAHP pode ser minimizado otimizando-se a área do coletor. Além disso, em temperaturas de carga superiores a 70 °C, o desempenho da bomba de calor de estágio único se degrada na medida em que suas vantagens de custo e eficiência em relação ao sistema elétrico são perdidas.

Li *et al.* (2015) fizeram uma análise comparativa de diferentes refrigerantes em um aquecedor de água a partir de uma bomba de calor híbrida DX-SAHP/ASHP. Com base no método de parâmetros concentrados, foram estabelecidos os modelos de estado estacionário, incluindo coletor/evaporador, compressor e resfriador de gás. Os efeitos de diferentes refrigerantes (R22, R134a e R744) foram analisados em termos do consumo de energia, COP e irradiação solar. As capacidades médias de aquecimento para o R22 e R134a foram de 3,5 kW, mas, para o R744, foi de apenas 1,9 kW. O COP médio do CO<sub>2</sub> também apresentou um valor mais baixo (4,84), comparado ao R22 (6,6) e R134a (6,9), apresentando queda acentuada com temperaturas a partir de 25°C.

De Oliveira *et al.* (2016) desenvolveram um modelo dinâmico, baseado nas equações de conservação de energia, massa e momento, para um resfriador de gás de uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub>. O modelo foi validado comparando-se os resultados da simulação com dados experimentais sob condições transitórias e estacionárias do equipamento. Foi observado um desvio máximo de 2°C entre o modelo matemático e os dados experimentais. Foi constatado que o aumento da temperatura de entrada da água era o fator mais relevante para a degradação do COP, que variou em média de 5,75 a 7,5. A cada acréscimo de 5°C, o trabalho do compressor aumentou cerca de 3,0%, enquanto a produção de calor diminuiu em média 4,0%. Entretanto, mesmo com o aumento da temperatura de entrada da água, o desempenho da bomba de calor

manteve-se elevado devido à configuração do evaporador, que permite alta pressão na entrada do compressor e, portanto, baixo trabalho de compressão.

Chen, Dai e Wang (2016) promoveram um estudo experimental e teórico sobre uma bomba de calor de expansão indireta a CO<sub>2</sub>, assistida por energia solar para aquecimento ambiente. O modelo foi desenvolvido e validado no software TRNSYS, e posteriormente, otimizado no GENOPT. O COP do sistema, otimizado pelo modelo, no modo de aquecimento solar variou ao longo do ano de 3,5 a 8, enquanto operando apenas no modo original da BDC ficou entre 3,5 e 5,7. O consumo de eletricidade do sistema otimizado foi de 1.550,4 kWh. Comparado com o sistema de aquecimento apenas pela BDC convencional, o sistema estudado operando com coletor solar pode economizar cerca de 53,6% do consumo de eletricidade, baseado nas características climáticas de Xangai (China).

Faria *et al.* (2016) propuseram uma investigação sobre o comportamento dinâmico do evaporador solar dotada de uma válvula de expansão de agulha de uma bomba de calor de CO<sub>2</sub> (DX-SAHP), em condições transitórias e estacionárias. O modelo do evaporador solar foi baseado nas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, e sua validação foi realizada por meio de dados experimentais.

Nana (2017) realizou um estudo teórico e experimental de uma bomba de calor assistida por energia solar (IX-SAHP), carregada com CO<sub>2</sub>, para aquecimento de ambientes, secagem e resfriamento de água. Os parâmetros do sistema foram variados para compreender sua influência no desempenho do equipamento. A carga de resfriamento do evaporador de ar variou de 2,37 a 2,73 kW. Os resultados mostraram que, empregando-se uma carga térmica de resfriamento de 2,37 kW, sob uma temperatura de evaporação de 10°C e uma pressão de alta de 8.400 kPa, o COP foi de 3,97 para aquecimento e de 3,67 para resfriamento. Já com uma carga de resfriamento de 2,73 kW, sob uma temperatura de evaporação de 10°C e pressão de alta de 9.000 kPa, o COP foi de 4,04 para aquecimento e de 3,55 para resfriamento. O desempenho da bomba de calor de CO<sub>2</sub> foi comparado com os refrigerantes R134a e R410A, obtendo um melhor desempenho de refrigeração do que ambos.

Han *et al.* (2018) propuseram um estudo para aliviar o grave desperdício de energia e a poluição do ar causados pelo aquecimento de construções em áreas rurais, avaliando o desempenho de uma bomba de calor assistida por energia solar carregada com CO<sub>2</sub> no ciclo transcrito, com armazenamento de energia por mudança de fase (PCES). Um modelo matemático foi desenvolvido para simular o desempenho do equipamento e os resultados mostraram que o sistema pode atender a demanda de aquecimento predial e de água quente durante o período de aquecimento, operando com um COP sazonal de 2,56. Em comparação

com os programas tradicionais de aquecimento a carvão descentralizado e de abastecimento de água quente nas áreas rurais de Shenyang, a taxa de economia de energia do sistema foi de 43,55%.

Rabelo *et al.* (2018) realizaram uma análise experimental sobre a influência da vazão mássica de água no desempenho de uma DX-SAHP operando com CO<sub>2</sub>. Rotinas foram desenvolvidas nos softwares LabVIEW, CoolProp e MATLAB, de forma a coletar dados e calcular as propriedades termodinâmicas do equipamento. Percebeu-se que com uma maior vazão de água, a temperatura de saída da água diminui, bem como a pressão de alta e a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> no resfriador de gás. Além disso, o COP do sistema aumentou com o aumento da vazão de água, variando de 3,2 a 5,34.

Duarte *et al.* (2019) apresentaram um estudo comparativo entre fluidos refrigerantes para uma DX-SAHP. O modelo matemático foi validado a partir de uma montagem experimental, com base no COP, apresentando um desvio médio de 1,6%. Os resultados mostram que o R290 tem COP melhor que outros refrigerantes para radiação solar entre 300W/m<sup>2</sup> e 700W/m<sup>2</sup>, bem como para temperatura ambiente entre 10°C e 35°C. Por outro lado, para radiação solar inferior a 50W/m<sup>2</sup>, o R134a tem um COP melhor que o R290.

De Freitas (2019) apresentou um modelo dinâmico de um evaporador de uma DX-SAHP carregada com CO<sub>2</sub>. Um modelo matemático, validado experimentalmente, foi usado para analisar a resposta do evaporador às variações bruscas da radiação solar. Os resultados revelaram que uma pequena variação da radiação solar leva a uma variação significativa do superaquecimento, exigindo, portanto, uma ação imediata do dispositivo de expansão. O autor concluiu que uma Válvula de Expansão Eletrônica (EEV) seria mais adequada para atender às necessidades de intervenções rápidas na vazão mássica na entrada do evaporador.

Rony *et al.* (2019) apresentaram um trabalho sobre os avanços mais recentes nos sistemas de bombas de calor a CO<sub>2</sub> no ciclo transcrito. Além disso, os autores concluíram que, embora o CO<sub>2</sub> seja ambientalmente seguro, seu desempenho em bombas de calor tem sido uma preocupação para vários pesquisadores, sendo o avanço de trabalhos nessa área importante para o desenvolvimento de equipamentos capazes de se adequar ao ciclo transcrito.

Rabelo *et al.* (2019a) fizeram uma análise experimental sobre a influência da abertura de uma válvula de expansão de agulha no desempenho de uma DX-SAHP de pequeno porte, operando com CO<sub>2</sub>. Os autores destacaram que, nesse tipo de sistema, uma parte valiosa da energia é fornecida por meio da radiação solar, que pode flutuar durante o dia, afetando o desempenho do equipamento. Testes experimentais mostraram que, independentemente do

nível de radiação solar, o valor da abertura do dispositivo de expansão, de forma a levar o COP ao seu valor máximo, entre 2,1 e 2,8, foi quase sempre o mesmo.

Duarte *et al.* (2021) fizeram uma análise experimental da influência das condições ambientais em uma DX-SAHP de pequeno porte operando com CO<sub>2</sub>. Foram analisadas a variação da temperatura de entrada da água, o nível de irradiação solar e a umidade relativa para 88 resultados experimentais, revelando que a pressão e a temperatura de saída do resfriador de gás são fortemente influenciadas pela temperatura de entrada da água. Conforme a temperatura de entrada da água aumenta, a pressão de saída do resfriador de gás e sua temperatura também aumentam, promovendo, conseqüentemente, a diminuição do COP. Verificou-se uma redução do COP em 45,8% para uma variação de temperatura de 15 a 35°C. A variação da irradiação solar de 876,9 a 30,17 Wm<sup>-2</sup> levou a uma redução de desempenho em cerca de 30%.

Sobre a influência da carga de refrigerantes na operação de bombas de calor assistidas por energia solar, há poucos trabalhos na literatura. Zhang *et al.* (2014) propuseram um trabalho sobre os efeitos da carga para o R22 e dos parâmetros estruturais do coletor no desempenho de uma bomba de calor de expansão direta, assistida por energia solar. A carga de refrigerante foi calculada com modelos matemáticos de parâmetros distribuídos e concentrados, respectivamente. Os resultados mostraram que de 70% a 80% da carga de refrigerante se concentraram no condensador e no evaporador. Os autores apresentaram resultados para a carga ideal de refrigerante (1,65 a 1,75 kg), para a área do coletor solar (6,0 m<sup>2</sup>), para o comprimento do tubo do condensador (70 m) e o seu diâmetro interno (9 mm). Nos experimentos a faixa de COP variou de 3,9 a 5,4.

Kong *et al.* (2017) apresentaram um estudo teórico demonstrando a influência de parâmetros meteorológicos, operacionais e da carga (R410A) no COP de uma DX-SAHP, bem como na eficiência do seu coletor solar. Com base em parâmetros distribuídos e concentrados dos componentes da bomba de calor e na carga de refrigerante, foi desenvolvido um modelo numérico para estimar o desempenho térmico do sistema. À medida que a quantidade de carga de refrigerante aumentava, o ganho de energia útil do coletor e a potência do compressor também aumentaram. Constatou-se ainda que o tempo de aquecimento diminuía e a eficiência instantânea do coletor aumentava significativamente com o aumento da massa. O desempenho térmico do sistema foi afetado significativamente pela variação dos parâmetros meteorológicos.

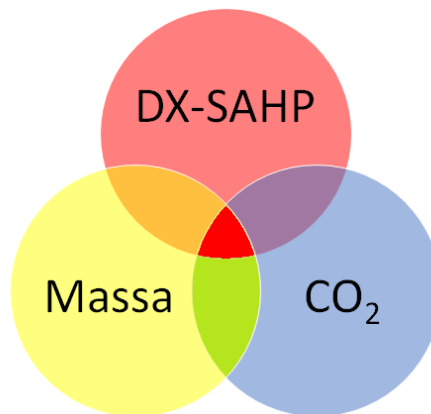
Kong *et al.* (2022) estudaram a influência da carga de refrigerante e da área do condensador de uma DX-SAHP carregada com R290. Um modelo matemático foi elaborado e validado com a utilização de uma plataforma de testes. Os desvios entre os resultados simulados

e os dados experimentais ficaram dentro de margem 7,1% de erro e a análise revelou que, quando a carga de refrigerante aumenta, a pressão de condensação e o grau de subresfriamento no condensador também aumentam, enquanto a pressão de evaporação diminui, resultando no aumento do ganho de calor e da potência do compressor. Com o aumento da carga de refrigerante, O COP cresce até um valor máximo e depois diminui, permanecendo em um nível relativamente alto dentro de uma faixa próxima à carga ideal de refrigerante. Os autores concluíram que a carga ótima de refrigerante é independente do nível de irradiação solar e da temperatura ambiente, sendo também influenciado pela área do condensador. Tanto o COP máximo quanto a carga correspondente de refrigerante aumentam com a área do condensador.

Apesar de os estudos propostos por Zhang *et al.* (2014), Kong *et al.* (2017) e Kong *et al.* (2022) abordarem o efeito da carga de refrigerante no desempenho das bombas de calor, nenhum deles empregou CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante.

A Figura 2.28 apresenta um diagrama de Venn, no qual é possível avaliar a relação entre os estudos envolvendo bombas de calor solar de expansão direta, e a Tabela 2.3 exibe um resumo dos trabalhos apresentados nesta seção.

Figura 2.28 – Relação entre os estudos envolvendo DX-SAHP e massa.



A área de cor violeta no diagrama de Venn da Figura 2.28, indica os diversos estudos da Tabela 2.3 que abordaram a temática envolvendo uma DX-SAHP carregada com CO<sub>2</sub>, com trabalhos pautados no rendimento, modelagem, controle, análise econômica e tipos de refrigerantes. A área delimitada pela cor laranja engloba os trabalhos desenvolvidos por Zhang *et al.* (2014), Kong *et al.* (2017) e Kong *et al.* (2022), que estudaram o efeito da massa sobre o rendimento de uma DX-SAHP, porém, carregada com R22, R134a e R290. Uma vez constatado a ausência de trabalhos envolvendo o estudo da massa de CO<sub>2</sub> sobre o desempenho de uma DX-SAHP, a proposta deste estudo se encaixa na intercessão central do diagrama de Venn, destacado em vermelho.

Tabela 2.3 – Estado da arte: SAHP CO<sub>2</sub>

Referência	Equipamento	COP	Capacidade aquecimento [kW]	Metodologia	Análise	Massa	CO <sub>2</sub>
Islam <i>et al.</i> (2012)	DX-SAHP	1,8 - 2,8	2,4 - 3,4	Numérica Experimental	Desempenho energético		✓
Deng, Dai e Wang (2012)	ASHP/Chiller (Energia solar)	2,75 - 4,0	---	Numérica Experimental	Desempenho energético		✓
Islam (2013)	DX-SAHP	2 - 3,2	2,4 - 3,4	Numérica Experimental	Desempenho energético e eficiência do coletor		✓
Chaturvedi, Gargrani e Abdel-Salam (2014)	DX-SAHP	4,01 - 5,6	---	Numérica	Análise econômica e eficiência do coletor		✓
Zhang <i>et al.</i> (2014)	DX-SAHP (R22)	3,9 - 5,4	---	Numérica Experimental	Desempenho energético e eficiência do coletor	✓	
Li <i>et al.</i> (2015).	DX-SAHP/ASHP	6,6 (R22) 6,9 (R134a) 4,84 (CO <sub>2</sub> ) Valor médio	3,5 (R22) 3,5 (R134a) 1,9 (CO <sub>2</sub> ) Valor médio	Numérica Experimental	Desempenho energético e tipo de refrigerante		✓
De Oliveira <i>et al.</i> (2016)	DX-SAHP	5,75 - 7,5 (ciclo)	---	Numérica Experimental	Modelo dinâmico do resfriador		✓
Chen, Dai e Wang (2016)	IX-SAHP	3,5 - 5,7	6,1 Valor médio	Numérica Experimental	Desempenho energético		✓
Faria <i>et al.</i> (2016)	DX-SAHP	---	---	Numérica Experimental	Modelo dinâmico do evaporador solar e VET		✓
Nana (2017)	IX-SAHP	3,1 - 4,1	7,8 - 9,2	Numérica Experimental	Desempenho energético e tipo de refrigerante		✓
Kong <i>et al.</i> (2017)	DX-SAHP (R410A)	3,62 - 8,6	2,7 - 4,3	Numérica	Desempenho térmico	✓	
Han <i>et al.</i> (2018)	SAHP - PCES	2,26 - 2,76	---	Numérica	Desempenho energético		✓
Rabelo <i>et al.</i> (2018)	DX-SAHP	3,2 - 5,34	1,1 - 2,0	Experimental	Desempenho energético		✓
Duarte <i>et al.</i> (2019)	DX-SAHP (R1234yf, R290, R600a CO <sub>2</sub> )	2,27 - 2,91	---	Numérica Experimental	Tipo de refrigerante		✓
De Freitas (2019)	DX-SAHP	2,13 - 2,58	---	Numérica Experimental	Controle EVV		✓
Rony <i>et al.</i> (2019)	---	---	---	Teórica	Revisão		✓
Rabelo <i>et al.</i> (2019a)	DX-SAHP	2,1 - 2,8	1,1 - 2,0	Experimental	Desempenho energético		✓
Duarte <i>et al.</i> (2021)	DX-SAHP	5,4 - 8 (ciclo)	1,08 - 1,95	Experimental	Desempenho energético		✓
Kong <i>et al.</i> (2022)	DX-SAHP (R290)	2,5 - 3,9	1,6 - 3,0	Numérica Experimental	Desempenho energético	✓	

## 2.9 Conclusão

Na primeira parte desse capítulo foram apresentados os fundamentos necessários para o desenvolvimento de um modelo matemático de simulação de uma DX-SAHP, carregada com CO<sub>2</sub>, em regime permanente. Todo o equacionamento citado ao longo do texto, bem como as correlações referentes aos fenômenos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento, em escoamentos monofásico e bifásico, são agora aplicados no desenvolvimento do modelo proposto no Capítulo 5. Esse estudo também serviu de referência para respaldar parte importante dos objetivos desse trabalho, como a análise, sobre os resultados do modelo, da aplicação de duas diferentes correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do CO<sub>2</sub> supercrítico no resfriador de gás, da perda de carga nos trocadores de calor e da aplicação de três correlações de fração de vazão no evaporador solar.

A seção 2.8 apresentou um estado da arte sobre bombas de calor assistidas por energia solar, cuja principal constatação foi a identificação de um ponto de fundamental relevância ainda não estudado pela comunidade científica mundial, que se refere a influência da carga de fluido refrigerante no rendimento de equipamentos DX-SAHP operando com CO<sub>2</sub> no ciclo transcrito. Ou seja, essa parte do estudo estabeleceu o ponto de originalidade do trabalho, justificando de forma clara seu objetivo principal.

Por conseguinte, conforme apresenta-se nos capítulos posteriores, esse trabalho é pautado no desenvolvimento de um modelo matemático para simular uma DX-SAHP, que após validado por meio de dados experimentais, é aplicado através de simulações no estudo do efeito da massa de refrigerante sobre o COP do equipamento, exposto, por sua vez, a diferentes níveis de irradiação solar.



### 3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Introdução

Este capítulo apresenta uma descrição da bomba de calor empregada nos testes experimentais. Trata-se da Bomba de Calor Solar Assistida por Expansão Direta (DX-SAHP) mostrada na Figura 3.1, que opera com  $\text{CO}_2$ , em uma faixa de COP de 1,9 a 3,0 e uma capacidade de aquecimento registrada entre 1083 W e 1953 W. São apresentadas no capítulo as principais características dos seus componentes básicos, bem como do seu sistema de instrumentação e aquisição de dados, de forma a subsidiar a compreensão do modelo de simulação.

Figura 3.1 – Bomba de calor - GREA – UFMG.



#### 3.2 Evaporador solar

O evaporador solar, mostrado na Figura 3.2, foi projetado para captar a radiação solar incidente de forma direta e difusa, a energia fornecida por convecção natural ou forçada do ar ambiente, a energia por condensação do vapor d'água presente na atmosfera e a radiação térmica emitida através de ondas eletromagnéticas. O equipamento é constituído basicamente por um tubo de cobre, disposto na forma de serpentina e soldado a uma placa plana também de cobre. Suas características dimensionais são apresentadas na Tabela 3.1 e na Figura 3.3.

Figura 3.2 – Foto frontal do evaporador solar

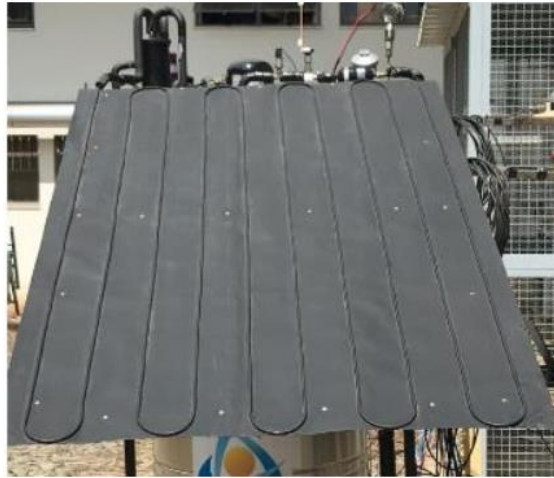


Figura 3.3 – Layout do evaporador solar.

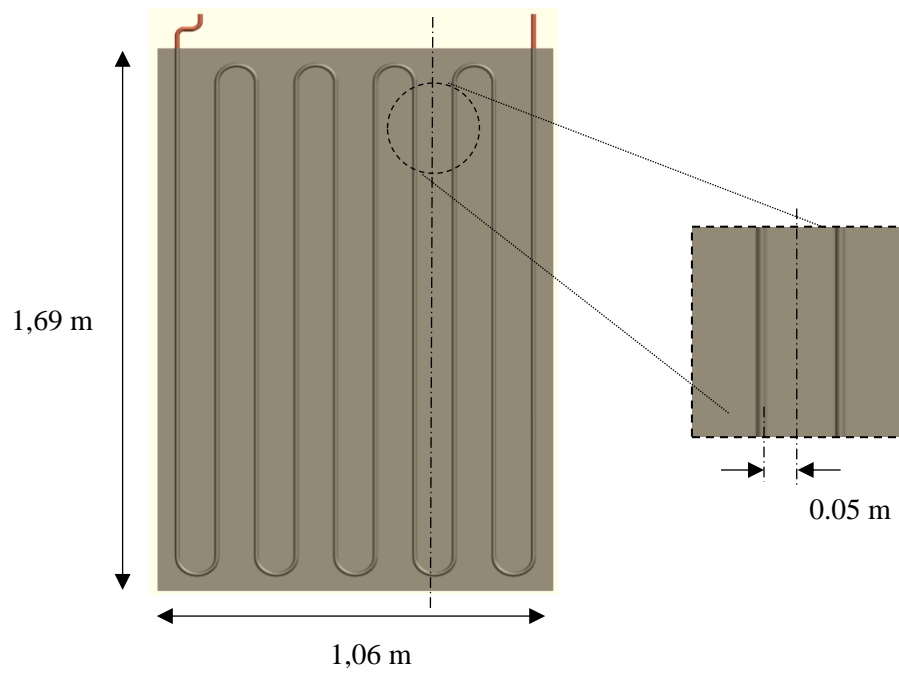


Tabela 3.1 – Características dimensionais do evaporador solar.

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro Interno do tubo	4,66 mm
Diâmetro externo do tubo	6,34 mm
Comprimento da tubulação	16,3 m
Espessura da aleta	1,0 mm
Largura do coletor	1,06 m
Altura do coletor	1,69 m
Ângulo de inclinação	25,1 °

### 3.3 Compressor

A DX-SAHP é dotada de um compressor da marca SANDEN, modelo # 6455 110-127 VAC R744 G319 SRCaDB, conforme a Figura 3.4. Trata-se de um compressor hermético, alternativo, com um deslocamento de 1,75 cm<sup>3</sup>/rot e acionado por um motor elétrico assíncrono, de dois polos e sem controle de velocidade. Específico para operar com o refrigerante CO<sub>2</sub>, suas principais características técnicas estão dispostas na Tabela 3.2.

Figura 3.4 – Compressor.



Tabela 3.2 – Características técnicas do compressor SANDEN.

Característica	Valor
Tensão	110 - 127 V
Frequência nominal	60 Hz
Pressão de admissão	3500 kPa
Pressão de descarga	10000 KPa
Volume da câmara	1,75 cm <sup>3</sup>
Volume interno livre	352 cm <sup>3</sup>
Área da superfície externa	6,032 cm <sup>2</sup>
Capacidade de refrigeração	900 W

Na Tabela 3.2 o volume interno livre representa o volume ocupado pelo fluido no interior do compressor, avaliado a partir da observação de compressores de tamanhos similares ao compressor utilizado na BDC.

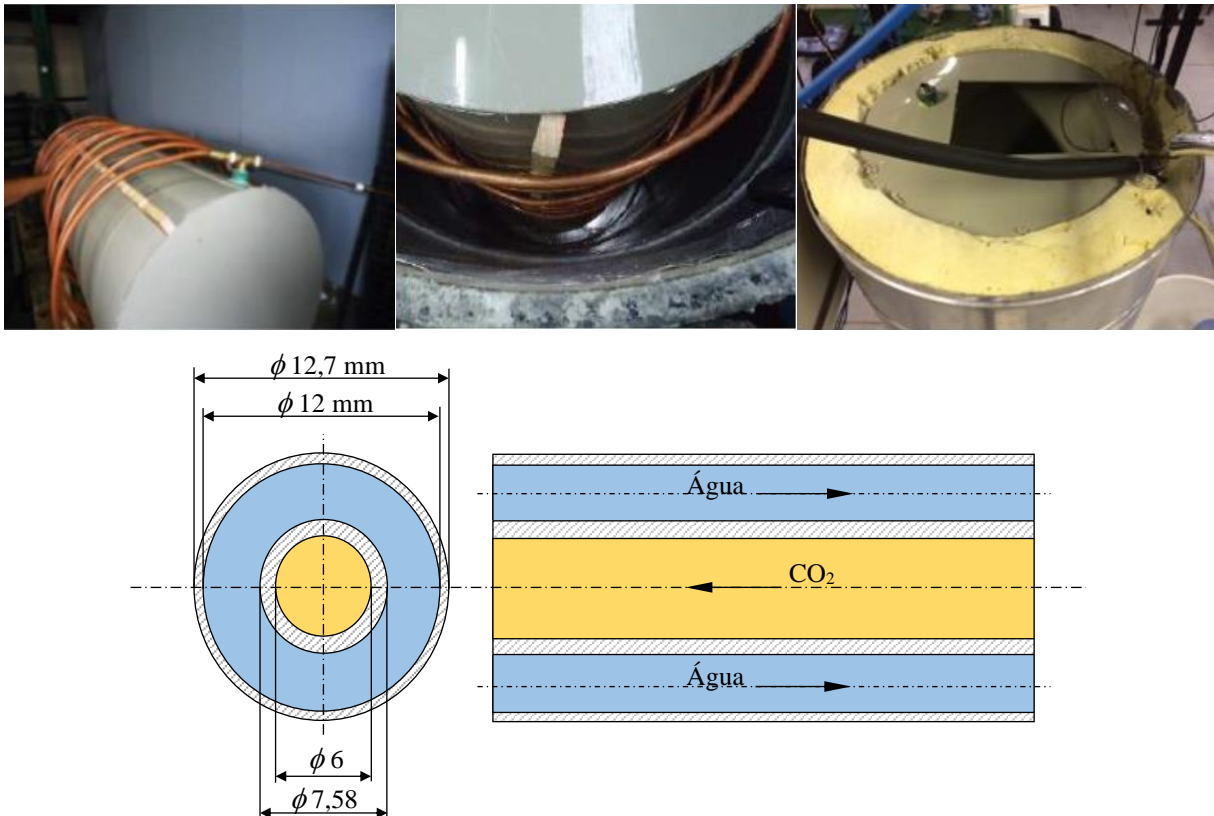
### 3.4 Resfriador de gás

Trata-se de um trocador de calor de tubos concêntricos em contracorrente, em que o fluido primário (CO<sub>2</sub>) circula no tubo interno e o fluido secundário (água) na região anular. O conjunto está disposto em forma helicoidal em torno do tanque de armazenamento da água quente, feito em policloreto de vinila, conforme observado na Figura 3.5. O CO<sub>2</sub> apresenta movimento descendente e a água movimento ascendente. O isolamento térmico é feito por espuma de poliuretano, envolto por uma folha de alumínio, e acondicionado no interior de um tambor de aço inox. Suas características dimensionais são apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Características dimensionais do resfriador.

Característica	Valor
Diâmetro interno – fluido primário	6 mm
Diâmetro externo – fluido primário	7,58 mm
Diâmetro interno – fluido secundário	12 mm
Diâmetro externo – fluido secundário	12,7 mm
Comprimento da tubulação	24,3 m
Altura do tanque	1,3 m

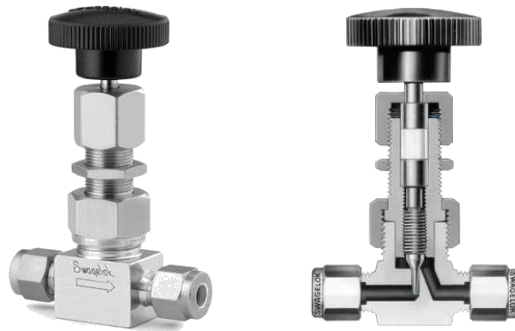
Figura 3.5 – Resfriador de gás: Construção, isolamento do tanque de água e dimensões.



### 3.5 Dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão, mostrado na Figura 3.6, é uma válvula do tipo agulha, modelo SS-31RS4, fabricada pela SWAGELOK, de diâmetro máximo de orifício de 1,6 mm. De acordo com o seu fabricante, o componente é adequado para operações em alta pressão e baixa vazão.

Figura 3.6 – Dispositivo de expansão SWAGELOK modelo SS-31RS4.



Fonte: SWAGELOK (2020).

### 3.6 Acumulador de líquido

O Acumulador - ou acumulador de sucção - é o componente que tem por objetivo impedir a entrada de refrigerante no estado líquido no compressor, preservando assim sua integridade. O acumulador instalado no sistema é de aço com diâmetro interno de 9 cm e altura de 21,5 cm.

Figura 3.7 – Acumulador de líquido.



### 3.7 Separador de óleo

O separador de óleo tem a função de filtrar a sujeira do fluido refrigerante e separar o óleo nele disperso, retornando-o para o compressor. Conforme a Figura 3.8, o componente utilizado no sistema é da marca TEMPRITE, modelo 131, com diâmetro de 7,3 cm e 16,5 cm de altura, sendo adequado para aplicações transcíticas do CO<sub>2</sub>, de alta, média e baixa temperatura. Sua capacidade operacional máxima é de 16.000 kPa com uma eficiência nominal de 98,5%.

Figura 3.8 – Separador de óleo.



Fonte: Adaptado de Temprite (2019).

### 3.8 Bomba d'água

A bomba d'água permite a circulação de fluido secundário no resfriador de gás. No equipamento foi utilizada uma bomba da marca SHURFLO, modelo 100-000-21, conforme a Figura 3.9. A Tabela 3.4 apresenta suas principais características técnicas e a Figura 3.10 sua curva de vazão volumétrica em função da pressão de bombeamento, bem como da corrente elétrica no motor da bomba. A vazão na bomba é ajustada por meio de um microcontrolador PWM - *Pulse Width Modulation* (Modulação por Largura de Pulso), de forma a manter a temperatura da água na saída do resfriador de gás constante.

Figura 3.9 – Bomba Shurflo modelo 100-000-21.



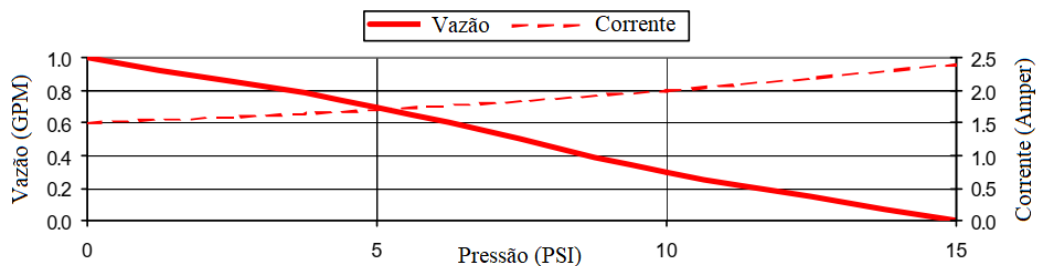
Fonte: Shurflo (2020).

Tabela 3.4 – Características técnicas da bomba SHURFLO modelo 100-000-21.

Característica	Valor
Tensão	12 Vcc
Pressão nominal	30 – 70 – 110 kPa
Vazão volumétrica	2,6 – 1,0 – 0,0 l/min
Corrente	1,7 – 2,0 – 2,4 A

Fonte: Shurflo (2020).

Figura 3.10 – Curva de pressão da bomba d'água.



Fonte: Shurflo (2020).

O sistema não dispõe de um medidor de vazão, tanto para o fluido primário quanto para o secundário. Dessa forma, a vazão da água é medida experimentalmente, com a utilização de uma proveta graduada de resolução de  $\pm 2$  ml e um cronômetro digital com resolução de  $\pm 0,01$  s. Para cada condição de operação, a vazão foi medida no mínimo 3 vezes, sendo o resultado da medição definido pela média aritmética dos valores obtidos. A vazão do CO<sub>2</sub> é dada por meio de um balanço de energia entre os fluidos primário e secundário, conforme mostrado pela Eq. 3.1.

$$\dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (3.1)$$

Nessa equação,  $h_2$  e  $h_3$  são respectivamente as entalpias do fluido refrigerante na entrada e saída do resfriador de gás,  $\dot{m}_a$  é a vazão mássica de água,  $T_{a,e}$  e  $T_{a,s}$  são suas temperaturas de

entrada e saída no resfriador de gás e  $c_{p,a}$  é o calor específico calculado para temperatura média da água.

### 3.9 Resumo das características dimensionais da bomba de calor

A Tabela 3.5 apresenta um resumo das principais características dimensionais da bomba de calor. O levantamento foi realizado de forma criteriosa e por repetidas vezes. O conhecimento acerca do volume interno de cada trecho do equipamento é fundamental para o cálculo da massa de fluido refrigerante. Assim, cada trecho foi analisado, medindo-se ora o volume, o comprimento ou o diâmetro da tubulação. Foram usados um paquímetro, uma escala de aço e uma trena, graduados em milímetros, de forma a serem medidos os diâmetros e os comprimentos das tubulações respectivamente.

Tabela 3.5 – Características dimensionais da bomba de calor.

Item	Descrição	Identificação	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Volume [m <sup>3</sup> ]
1	Compressor	Volume interno	-	-	352x10 <sup>-6</sup>
2	Tubulação	Ligação entre o compressor e o separador de óleo	0,620	4,66	1,06x10 <sup>-5</sup>
3	Separador de óleo	Volume interno – dados do fabricante	0,165	73,00	6,91x10 <sup>-4</sup>
4	Tubulação	Ligação entre o separador de óleo e o resfriador de gás	2,010	4,66	3,43x10 <sup>-5</sup>
5	Resfriador de gás	Tubulação interna	24,300	6,00	6,87x10 <sup>-4</sup>
6	Tubulação	Ligação entre o resfriador de gás e o dispositivo de expansão	2,845	4,66	4,85x10 <sup>-5</sup>
7	Tubulação	Ligação entre o dispositivo de expansão e o evaporador	0,180	4,66	3,07x10 <sup>-6</sup>
8	Evaporador	Tubulação	16,300	4,66	2,78x10 <sup>-4</sup>
9	Tubulação	Ligação entre o evaporador e o acumulador de líquido	1,000	4,66	1,71x10 <sup>-5</sup>
10	Acumulador de sucção	Volume interno – dados do fabricante	0,215	90,00	1,37x10 <sup>-3</sup>
11	Tubulação	Ligação entre o acumulador de líquido e o compressor	1,115	4,66	1,90x10 <sup>-5</sup>

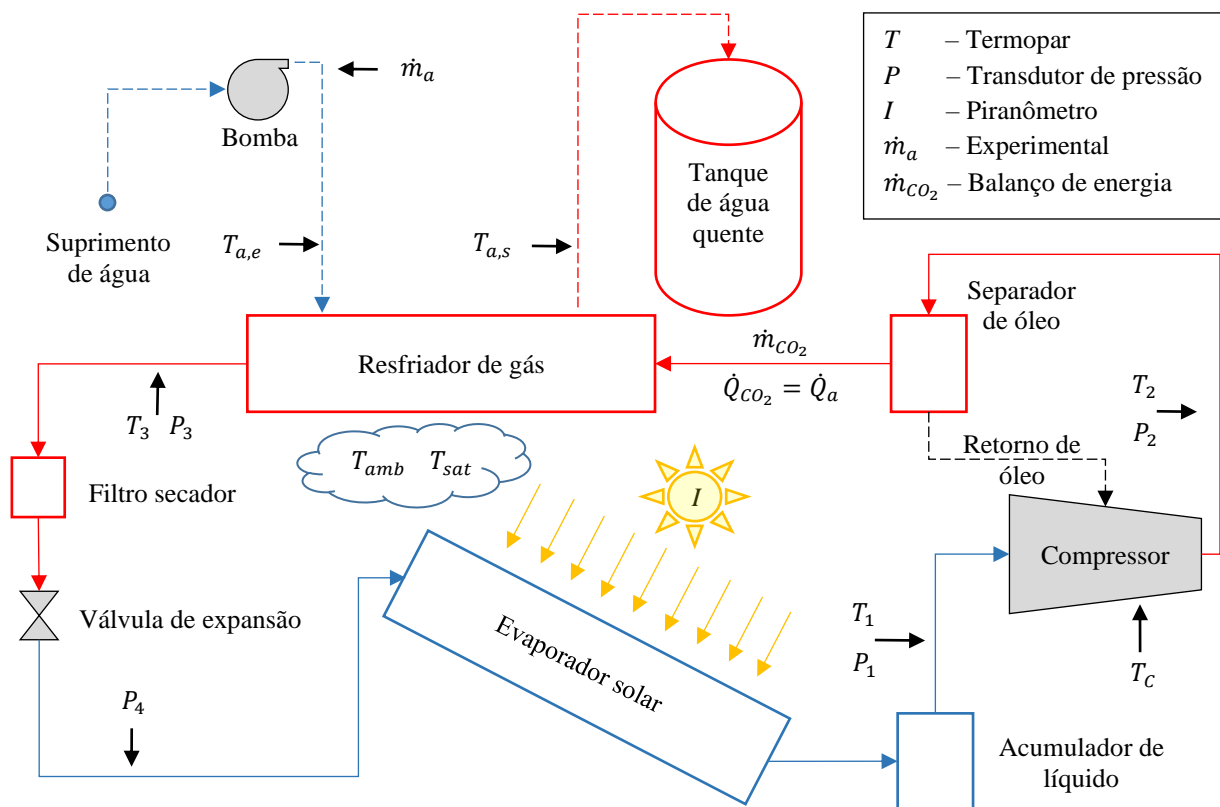
Na Tabela 3.5, percebe-se que não foram consideradas as dimensões do dispositivo de expansão e do filtro secador. Em ambos os casos, devido às suas reduzidas dimensões, o cálculo da massa de fluido no interior de ambos os componentes foi desconsiderado, pois não traria impacto significativo diante da massa total da BDC.



### 3.10 Instrumentação

A bomba de calor possui um dispositivo de instrumentação composto por quatro transdutores de pressão ( $P$ ), sete termopares ( $T$ ) e dois piranômetros ( $I$ ), um deles instalado na mesma inclinação do coletor solar e outro no plano horizontal. Todos os sensores são vinculados a duas placas de aquisição de dados e conectados a uma interface programada em LabView®, que juntas compõem o sistema de aquisição de dados. A montagem dos sensores segue o diagrama esquemático conforme representado na Figura 3.11.

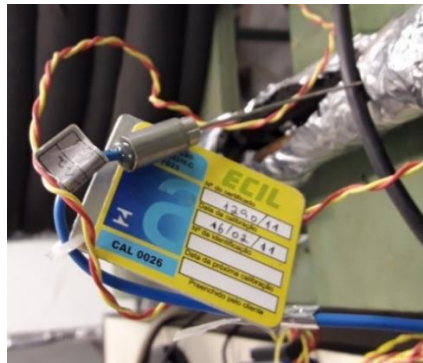
Figura 3.11 – Desenho esquemático dos sensores de medição instalados na DX-SAHP.



#### 3.10.1 Medidores de Temperatura

Foram utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan) da marca ECIL, com uma faixa de temperatura de  $-184^{\circ}\text{C}$  a  $270^{\circ}\text{C}$ . Os termopares possuem diâmetros de 1,5 mm e um comprimento de bainha de 10 cm, sendo encapsulados e com isolamento mineral, de forma que as perturbações nas medições sejam amenizadas. Suas incertezas de medição foram avaliadas em  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  (Rabelo *et al.*, 2019a e Duarte *et al.*, 2021).

Figura 3.12 – Termopar tipo T marca Ecil.



### 3.10.2 Medidores de Pressão

No esquema da Figura 3.11, os medidores de pressão  $P_2$ ,  $P_3$  e  $P_4$  são transdutores da marca FuelTech, modelo PS1500PSI, mostrados na Figura 3.13, com o corpo em aço inox e conector elétrico do tipo TPS.

Na Tabela 3.6 encontram-se as principais características desse sensor.

Figura 3.13 – Sensor de pressão FuelTech modelo PS1500PSI



Fonte: FuelTech (2019).

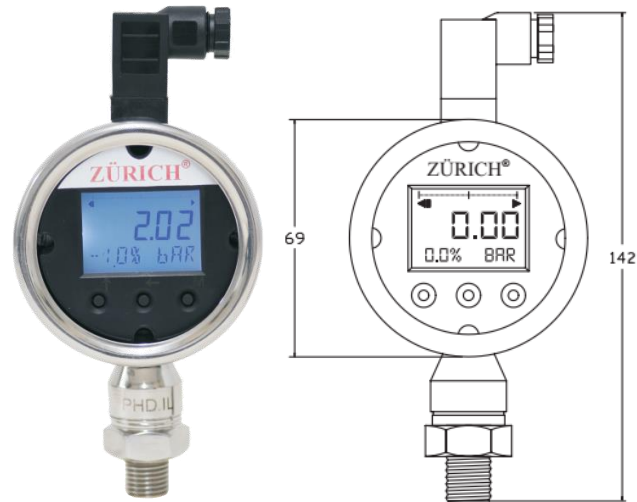
Tabela 3.6 – Características técnicas do sensor de pressão FuelTech.

Característica	Valor
Faixa de operação	0 a 10200 kPa
Precisão	0,5% do fundo de escala
Tensão de alimentação	5 V
Sinal de saída	0,5 a 4,5 V

Fonte: FuelTech (2019).

A Figura 3.14 apresenta outro sensor de pressão utilizado no equipamento, o medidor  $P_1$ , montado na entrada do compressor. Trata-se de um transdutor do tipo PHD.IL da marca ZURICH. Suas principais características estão dispostas na Tabela 3.7.

Figura 3.14 – Transmissor de pressão Zurich PHD IL.



Fonte: Zurich (2019).

Tabela 3.7 – Características técnicas do sensor de pressão Zurich.

Característica	Valor
Faixa de operação	10 a 20000 kPa
Precisão	50 kPa
Tensão de alimentação	10 a 45 V
Temperatura	-20 a 70 °C

Fonte: Zurich (2019).

### 3.10.3 Sensor de radiação solar

Para medir a irradiação solar foram utilizados piranômetros da marca Black & White modelo 8-48. O primeiro sensor foi instalado no plano do coletor solar, acompanhando sua inclinação, aproximadamente 25° com o solo, sendo o segundo instalado no plano horizontal. A Tabela 3.8 mostra suas principais características técnicas e a Figura 3.15 sua montagem e posicionamento na bomba de calor.

Tabela 3.8 – Características técnicas do piranômetro marca Black &amp; White.

Característica	Valor
Nível de saída	0 a 10 mV
Sensibilidade	8 $\mu\text{V}/\text{Wm}^{-2}$
Tempo de resposta – 95%	30 s
Temperatura	-50 a 80 °C
Incerteza	Menor que 2 %

Fonte: Black e White (2019).

Figura 3.15 – Piranômetro Black & White, modelo 8-48 e suas duas instalações.



Fonte: Black e White (2019).

#### 3.10.4 Medidor de potência ativa

O sistema também é dotado de um medidor de potência ativa ETP 30 da marca ABB, conforme a Figura 3.16, de forma a medir o consumo real de corrente elétrica do equipamento.

Figura 3.16 – Medidor de potência ativa ETP 30 marca ABB.



Fonte: ABB (2019).

Valores instantâneos da tensão e corrente são continuamente multiplicados entre si e integrados no intervalo de tempo de 0 a  $t$  para a obtenção da potência conforme a Eq. 3.2.

$$P = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} V_i dt \quad (3.2)$$

O sinal de saída de corrente foi convertido em tensão por meio de um resistor de precisão e enviado a entrada da placa de aquisição de dados utilizada na montagem do protótipo. A Tabela 3.9 descreve as principais características técnicas do medidor de potência.

Tabela 3.9 – Características técnicas do medidor de potência ativa ETP 30, marca ABB.

Característica	Valor
Nível de saída	4 a 20 mA
Incerteza	± 5 %
Frequência	60 Hz
Alimentação	110 V
Temperatura	-20 a 60 °C

Fonte: ABB (2019).

### 3.10.5 Sistema de aquisição de dados

A aquisição e o registro dos dados experimentais foram realizados com uma placa NI-9213 para as temperaturas e a placa NI-USB 6211 para as pressões, potência e irradiação solar, conforme a Figura 3.17. De fabricação da NATIONAL INSTRUMENTS, as placas permitem a comunicação com um computador, que, a partir de uma interface em LabView®, fornecem os valores em tempo real das temperaturas e pressões, que são armazenados em arquivo de dados.

Figura 3.17 – Placas de aquisição de dados.



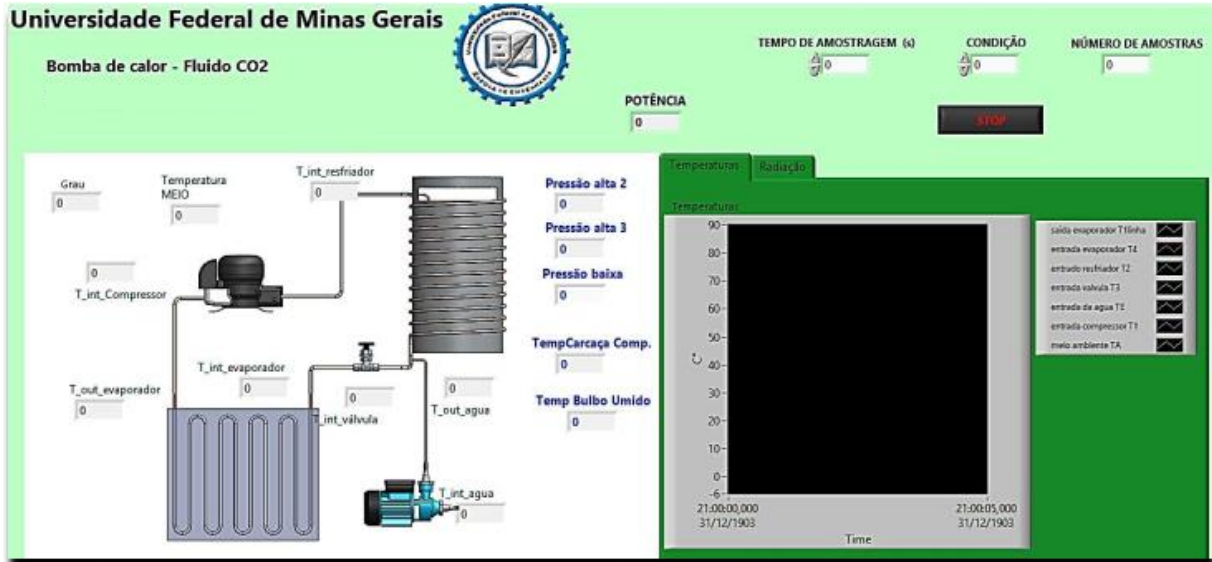
Esquerda: NI-9213 (Temperaturas); Direita: NI-USB 6211 (Pressão)

### 3.10.6 Interface de dados

A interface de dados foi programada por meio do software LabView®, no qual os dados fornecidos pelos instrumentos de medição e sinais de controle dos dispositivos de atuação foram

disponibilizados. A Figura 3.18 mostra a interface de dados registrando valores medidos pelo sistema de aquisição de dados durante um ensaio experimental.

Figura 3.18 – Interface de dados: Programação LabView.

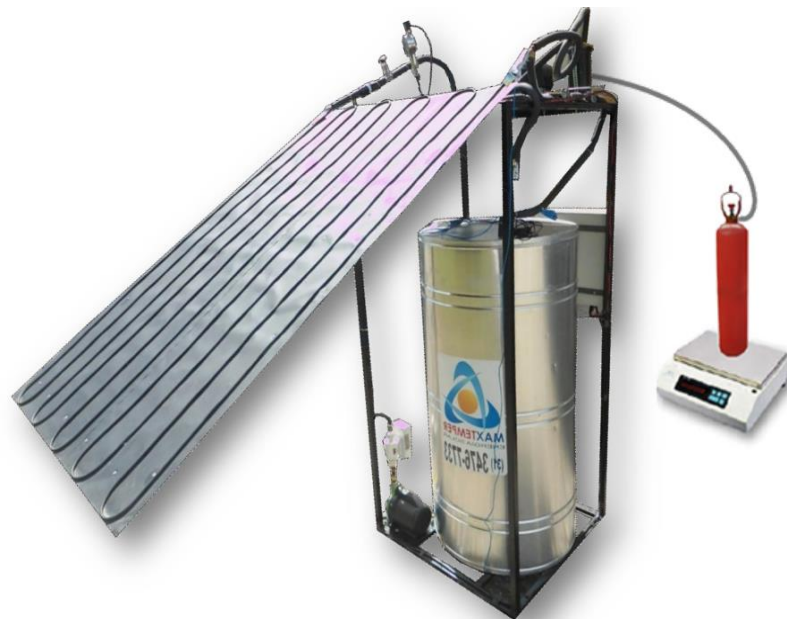


### 3.10.7 Balança digital

Para a avaliação da massa carregada no sistema, foi utilizado uma balança eletrônica de precisão Marte modelo AC10K com carga máxima de 10.000 g, divisão de 0,1 g, tempo máximo de estabilidade de 3 s, tara subtrativa e mostrador digital.

O procedimento para aferição da balança está descrito no Apêndice A.1, e a Figura 3.18 mostra uma representação esquemática de sua ligação com a bomba de calor.

Figura 3.19 – Representação esquemática da balança conectada à DX-SAHP.



### 3.11 Metodologia experimental

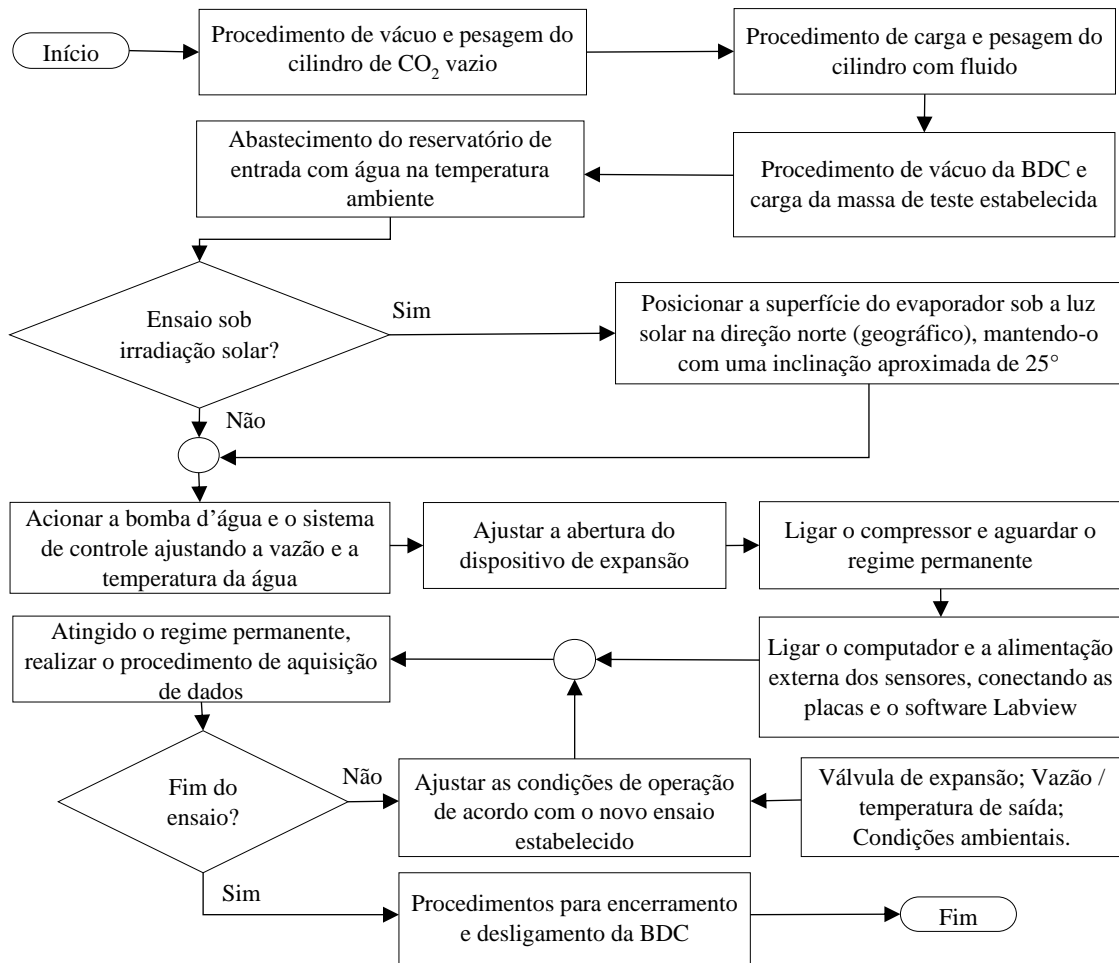
A metodologia experimental trata dos passos e critérios observados para a concretização dos testes, e se inicia com a realização de um procedimento de vácuo no cilindro de gás, que armazenará o fluido refrigerante, de forma a permitir sua pesagem. A balança utilizada nos experimentos é devidamente posicionada, sendo conferido seu nível em relação ao solo. Ela é ligada, e depois de um tempo de estabilização, realiza-se o mecanismo de tara indicado pelo fabricante. Em seguida, ainda vazio, o cilindro é devidamente pesado e o CO<sub>2</sub> transferido para o seu interior. Após carregado, ele é novamente pesado, de forma a se determinar a massa de fluido transferida.

Realiza-se um procedimento de vácuo também na bomba de calor, e o cilindro de CO<sub>2</sub> é conectado ao equipamento por meio de uma mangueira. O fluido é então transferido para a BDC, sendo registrado a quantidade de massa transferida. Terminado o processo de carga, pesa-se o cilindro para a conferência da massa restante em seu interior. Em seguida, o reservatório de água, na entrada do resfriador de gás, é abastecido com água na temperatura ambiente.

Determina-se o tipo de ensaio, sob luz solar ou à sombra. Caso seja feito na presença de sol, posiciona-se o evaporador com o auxílio de uma bússola na direção norte (geográfico), com inclinação de 25° em relação ao solo. Ajusta-se a vazão de água por meio do controlador PWM, de forma que a temperatura de saída da água, ao passar pelo resfriador de gás, fique em torno de 334,15 K (61°C). Cabe ressaltar que a abertura do dispositivo de expansão foi mantida fixa durante os testes experimentais utilizados para validação do modelo, ficando sempre em torno de duas voltas.

O compressor da BDC é ligado, bem como a alimentação dos sensores e das placas de aquisição de dados. Após o tempo necessário para se atingir o regime permanente, aciona-se o sistema de aquisição de dados, de forma a coletar os resultados de medição. O LabView foi programado para registrar um número de amostras de duzentas medições, realizadas duas a cada segundo para cada sensor. Considerou-se como resultados de medição, a média das amostras obtidas para cada variável, desconsiderando-se o efeito transiente da eventual passagem de nuvens. A Figura 3.20 mostra a metodologia empregada nos testes experimentais na forma de fluxograma.

Figura 3.20 – Fluxograma esquemático dos procedimentos experimentais.



### 3.12 Conclusão

Esse capítulo apresentou um compêndio detalhado sobre o dispositivo experimental utilizado neste trabalho, de forma a proporcionar o conhecimento técnico necessário para a realização de um estudo experimental e a elaboração do modelo matemático da bomba de calor, tratados, respectivamente, nos Capítulos 4 e 5 dessa tese. Constatou-se se tratar de uma DX-SAHP de pequeno porte, carregada com  $\text{CO}_2$  e voltada para a produção de água de uso doméstico. Suas características dimensionais foram criteriosamente levantadas, servindo de base para a realização do inventário de massa de refrigerante por meio do modelo matemático.

As principais informações dos componentes da BDC, bem como de seu aparato instrumental, são destacadas ao longo do texto, permitindo, assim, a elaboração de uma metodologia experimental. O conjunto dessas informações possibilita, nos capítulos seguintes, a compreensão dos resultados experimentais e a definição de uma estratégia para a elaboração do modelo matemático, culminando, por fim, na sua validação e aplicação por meio de simulações, cumprindo, dessa forma, os objetivos estabelecidos no trabalho.



## 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

### 4.1 Introdução

Neste capítulo, são apresentados os resultados experimentais utilizados para a validação do modelo matemático da bomba de calor. Os experimentos utilizados neste trabalho foram realizados entre abril de 2018 e janeiro de 2019 pelo GREA – UFMG, e publicados também por Duarte *et al.* (2021), estando as datas e condições ambientais disponíveis para cada ponto de operação na Tabela 4.1. Cabe ressaltar que, para os testes realizados ao sol, o céu estava limpo na maior parte dos experimentos, sem a presença de nuvens, e no local de testes não se registrou a presença de correntes de ar significativas. A pressão atmosférica local, bem como a temperatura de saturação do vapor de água atmosférico foram obtidas por meio de consulta ao relatório do Instituto Nacional de Meteorologia – INMET, estação Belo Horizonte – Pampulha-A521, situada na sede do campus UFMG, nas proximidades da Escola de Engenharia, onde se encontra a bomba de calor.

A Tabela 4.1 apresenta os resultados obtidos nos testes experimentais para cinquenta pontos de operação, considerando vários níveis de irradiação solar e massas de fluido frigorífico no equipamento de 620, 630 e 645 g.

### 4.2 Análise do ciclo termodinâmico

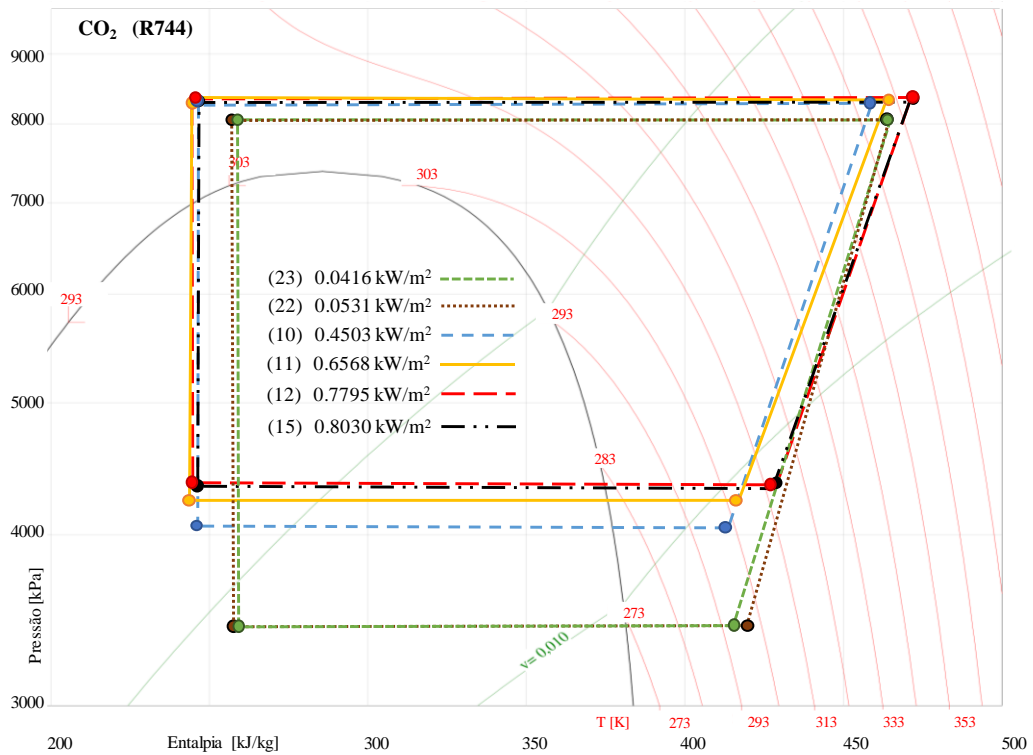
Para representar o ciclo termodinâmico transcrito da DX-SAHP foram selecionados seis testes experimentais da Tabela 4.1, com o equipamento sob diversas condições de irradiação solar. Para os experimentos números 22 e 23 a bomba de calor foi posicionada à sombra, e para os pontos 10, 11, 12 e 15, ao sol, sob diversos níveis de irradiação solar.

Observa-se que, para uma maior incidência de irradiação solar, a temperatura e a pressão no evaporador tendem a aumentar, assim como o grau de superaquecimento, isso devido ao aporte adicional de energia entregue ao fluido frigorífico. Como a temperatura na entrada do compressor ( $T_1$ ) é maior, a temperatura de saída ( $T_2$ ) também tende a aumentar. Estudos mostram que, quando comparado às taxas de transferência de calor, o consumo de energia do compressor, em velocidade constante, é menos sensível à variação da irradiação solar (Kong et al, 2018). A temperatura na saída no resfriador de gás ( $T_3$ ) e a pressão de alta também são menos sensíveis ao nível de irradiação, sendo de fato influenciadas pelas condições de entrada da água no resfriador de gás, seja sua temperatura ou vazão volumétrica (Duarte *et al.*, 2021).

Tabela 4.1 – Resultados experimentais.

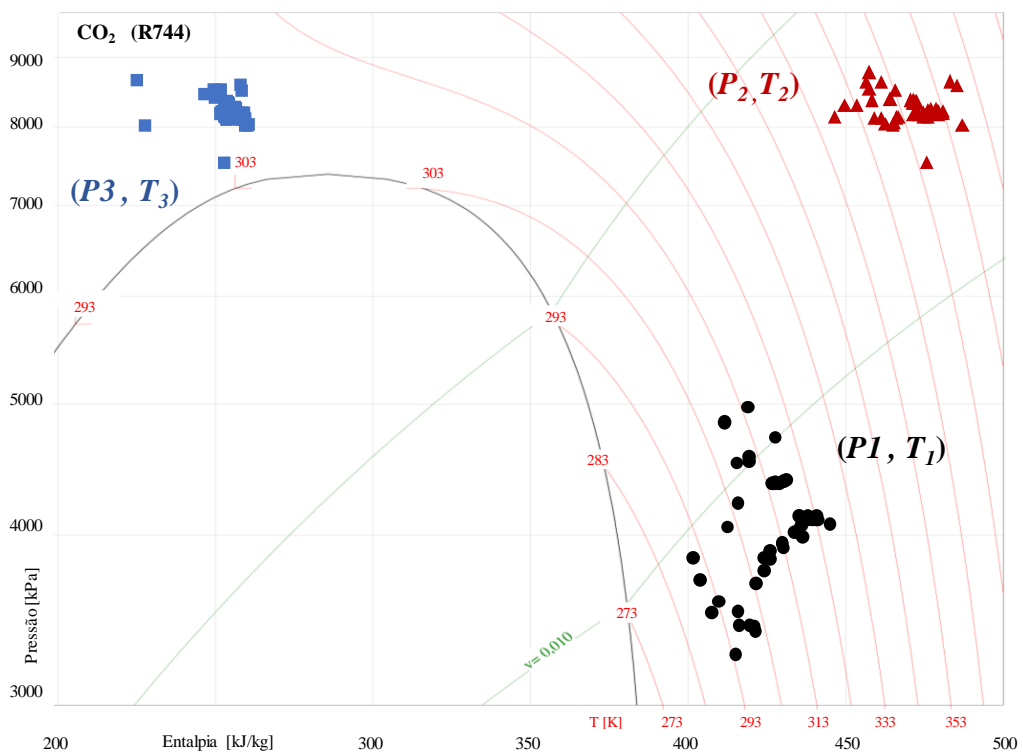
Ponto	Data	$T_{amb}$ [K]	$P_{atm}$ [kPa]	$T_{sat}$ [K]	$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	$T_{a,e}$ [K]	$T_{a,s}$ [K]	$T_{comp}$ [K]	$\dot{V}_a$ [l/s]	$m$ [g]	$P_{resf}$ [kPa]	$P_{evap}$ [kPa]	$T_1$ [K]	$T_2$ [K]	$T_3$ [K]
1	26/4/18	298,10	92,33	289,85	0,8136	299,27	334,29	343,07	0,0122	620	8251	4766	309,42	359,90	305,61
2	26/4/18	299,61	92,33	289,85	0,8637	298,52	334,13	346,75	0,0131	620	8252	4894	314,42	362,92	305,98
3	26/4/18	299,78	92,33	289,85	0,8576	298,35	334,17	348,51	0,0129	620	8500	4452	311,60	366,96	302,60
4	2/5/18	298,73	92,4	285,65	0,7737	299,22	334,21	349,81	0,0125	620	8503	4505	311,17	369,13	302,35
5	16/5/18	297,08	92,15	285,65	0,7701	298,36	334,28	350,84	0,0119	620	8380	4440	306,94	372,79	302,26
6	13/6/18	301,05	92,29	281,25	0,0415	297,21	333,14	343,67	0,0087	620	8640	3195	293,48	368,76	298,47
7	14/6/18	298,54	92,29	282,15	0,0680	297,20	333,15	342,90	0,0093	620	8413	3489	293,29	367,71	301,05
8	15/6/18	298,52	92,29	282,35	0,0456	297,23	333,15	338,85	0,0089	620	8251	3634	290,83	362,86	304,39
9	16/6/18	297,87	92,29	284,25	0,0401	297,20	333,17	334,67	0,0083	620	8052	3777	289,56	357,23	306,15
10	13/9/18	294,83	92,16	289,65	0,4503	297,86	334,52	342,07	0,0101	645	8292	3977	299,89	366,31	303,51
11	13/9/18	296,65	92,16	290,75	0,6568	298,36	334,41	349,22	0,0110	645	8298	4154	304,56	371,36	303,14
12	13/9/18	297,70	92,16	292,65	0,7795	299,14	334,49	352,78	0,0116	645	8306	4296	314,12	375,05	303,84
13	13/9/18	298,02	92,16	290,95	0,7856	299,16	334,55	352,30	0,0116	645	8307	4295	314,68	374,65	303,80
14	13/9/18	298,48	92,16	291,35	0,7928	299,10	334,54	353,73	0,0116	645	8298	4304	315,04	375,35	303,80
15	13/9/18	298,17	92,16	291,25	0,8030	299,16	334,40	352,78	0,0116	645	8297	4312	315,96	375,55	303,91
16	13/9/18	298,23	92,16	291,35	0,8081	299,13	334,48	350,22	0,0116	645	8291	4321	316,75	375,45	303,96
17	13/9/18	298,09	92,16	292,25	0,8200	299,23	334,60	350,71	0,0116	645	8290	4322	317,23	375,85	304,07
18	13/9/18	299,53	92,16	292,25	0,8097	298,98	334,64	354,49	0,0117	645	8272	4317	315,66	375,95	304,04
19	13/9/18	300,02	92,16	291,35	0,8060	299,12	334,86	354,99	0,0116	645	8266	4334	317,63	376,65	304,07
20	10/10/18	301,21	91,87	295,85	0,0430	299,44	334,51	345,35	0,0077	645	7963	3329	300,08	368,55	305,54
21	10/10/18	301,49	91,87	296,25	0,0489	299,44	334,50	346,35	0,0075	645	7977	3354	298,90	369,49	306,33
22	10/10/18	301,56	92,16	301,35	0,0531	299,44	334,46	346,28	0,0076	645	7985	3363	299,41	369,69	306,31
23	10/10/18	301,48	91,87	292,65	0,0416	299,46	334,42	346,54	0,0074	645	7988	3365	296,83	369,86	306,29
24	5/9/18	295,32	92,08	286,65	0,6540	297,17	334,24	344,55	0,0091	645	8061	3686	305,97	372,14	303,13
25	5/9/18	294,39	92,08	286,65	0,6991	297,76	334,30	349,29	0,0096	645	8098	3778	307,09	376,65	303,21
26	5/9/18	295,06	92,08	287,35	0,7338	298,07	334,33	350,57	0,0099	645	8121	3821	309,45	377,35	303,28
27	5/9/18	295,39	92,08	287,25	0,7650	298,37	334,27	351,15	0,0100	645	8141	3873	313,25	377,95	303,36
28	5/9/18	295,94	92,08	287,15	0,7921	298,44	334,28	351,38	0,0102	645	8148	3888	313,71	378,65	303,33
29	5/9/18	297,03	92,08	286,95	0,8208	298,38	334,29	353,55	0,0103	645	8144	3936	316,83	379,55	303,03
30	5/9/18	297,73	92,08	287,35	0,8293	298,38	334,20	354,05	0,0105	645	8141	3956	318,76	380,45	303,23
31	5/9/18	296,58	92,08	287,65	0,8341	298,49	334,30	355,20	0,0106	645	8140	4004	320,16	381,85	303,29
32	5/9/18	299,18	92,08	288,05	0,8458	297,65	334,54	356,82	0,0108	645	8118	4029	323,16	382,65	303,47
33	5/9/18	300,71	92,08	288,15	0,8769	298,67	335,31	358,02	0,0105	645	8080	4046	322,71	381,95	303,46
34	5/9/18	300,49	92,08	288,35	0,8504	298,12	335,14	358,81	0,0107	645	8161	4073	323,73	381,75	302,75
35	5/9/18	298,68	92,08	288,25	0,8066	297,50	334,30	356,73	0,0105	645	8148	4028	322,34	382,05	303,09
36	5/9/18	301,32	92,08	288,55	0,8596	299,21	334,37	354,50	0,0100	645	8151	4034	323,46	379,95	304,20
37	5/9/18	301,14	92,08	288,25	0,8585	299,97	334,31	358,96	0,0104	645	8134	4070	322,59	383,45	305,33
38	5/9/18	300,58	92,08	288,65	0,8480	302,55	334,26	358,92	0,0105	645	8137	4059	318,97	382,95	305,79
39	5/9/18	301,97	92,08	288,65	0,8146	304,34	334,18	358,83	0,0107	645	8128	4056	319,43	382,85	304,50
40	5/9/18	300,35	92,08	288,75	0,8199	303,84	334,28	358,64	0,0103	645	8130	4061	318,40	382,05	304,39
41	5/9/18	301,69	92,08	288,85	0,7233	297,95	334,12	355,04	0,0095	645	8056	3844	313,02	378,95	305,19
42	5/9/18	301,26	92,08	289,95	0,6942	297,94	334,41	352,57	0,0093	645	8084	3754	308,85	375,35	304,15
43	5/9/18	301,17	92,08	292,15	0,0370	297,76	334,34	349,51	0,0089	645	8074	3600	303,95	372,23	304,40
44	5/9/18	300,72	92,08	292,25	0,0331	297,53	334,27	345,14	0,0081	645	8041	3444	296,23	367,25	304,99
45	5/9/18	300,45	92,08	292,25	0,0314	297,53	334,34	344,03	0,0079	645	8037	3429	291,69	365,23	304,99
46	10/3/18	303,48	92,05	302,15	0,8244	287,90	334,92	351,05	0,0084	645	7444	4010	326,73	374,45	302,10
47	23/8/18	297,42	92,31	286,15	0,8467	297,62	329,00	366,19	0,0130	645	7974	3913	320,44	386,75	299,46
48	10/3/18	301,37	91,95	294,15	0,8638	302,61	335,24	343,01	0,0117	645	8058	4640	320,20	377,45	306,28
49	24/1/19	305,02	92,05	289,85	0,7080	298,17	334,20	343,07	0,0099	630	8525	4003	320,85	385,65	307,22
50	24/1/19	304,07	92,05	289,85	0,7100	299,13	335,33	344,15	0,0098	630	8472	4032	321,75	387,15	307,47

Figura 4.1 – DX-SAHP – Ciclo termodinâmico transcrito do CO<sub>2</sub>.



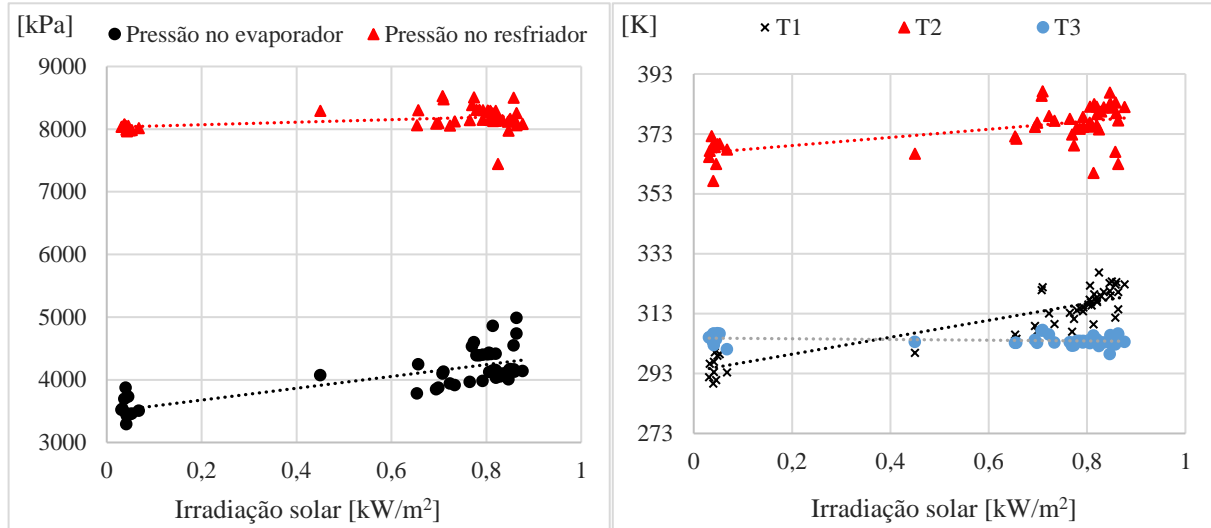
Na Figura 4.2 é possível analisar o envelope experimental com as temperaturas  $T_1$ ,  $T_2$  e  $T_3$  agrupadas no diagrama P x h. Percebe-se a dispersão de  $T_1$  em torno da pressão de evaporação, causada essencialmente pela variação do nível de irradiação solar.

Figura 4.2 – DX-SAHP – Envelope experimental.



Em termos médios, o comportamento descrito para as temperaturas e pressões do CO<sub>2</sub> no ciclo termodinâmico da BDC podem ser vistos na Figura 4.3, para os cinquenta pontos experimentais da Tabela 4.1.

Figura 4.3 – Pressões e temperaturas do ciclo termodinâmico.



### 4.3 Rendimento do compressor

Conforme explicado anteriormente, o compressor utilizado na BDC é do tipo alternativo, hermético, acionado por um motor elétrico assíncrono. Trata-se de um equipamento de pequeno porte, o que não é comum para sistemas operando com CO<sub>2</sub>. O catálogo fornecido pelo fabricante não possui informações técnicas suficientes para determinar seu rendimento sob as várias condições de operação. Destarte, a partir dos dados experimentais mostrados na Tabela 4.1, foi necessário fazer um levantamento de algumas características operacionais desse componente.

O rendimento eletromecânico do compressor pode ser definido como a razão entre sua potência de compressão real e a potência elétrica consumida, conforme a Eq. 4.1.

$$\eta_{elm} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{W}_{elet}} \quad (4.1)$$

O trabalho de compressão real é determinado a partir da 1ª Lei da Termodinâmica aplicada a um volume de controle, assim, a potência de compressão real  $\dot{W}_{comp}$ , do ponto 1 para o ponto 2, é definida pela Eq. 4.2:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_1 - h_2) + \dot{Q} \quad (4.2)$$

Sendo  $h_1$  e  $h_2$  as entalpias do fluido na entrada e saída do compressor,  $\dot{m}$  sua vazão mássica e  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor referente ao processo de compressão.

Como o compressor é hermético,  $\dot{Q}$  não pode ser avaliada experimentalmente, uma vez que a taxa de transferência de calor, que atravessa a carcaça do compressor, é o resultado do calor proveniente tanto do processo de compressão quanto do calor gerado por atrito mecânico e do calor gerado pelos efeitos Joule e Foucault (relacionados com as imperfeições do motor elétrico). Para contornar essa situação, considerou-se um processo de compressão politrópico internamente irreversível. Assim, o rendimento politrópico pode ser calculado pela razão entre o trabalho de compressão politrópico e o trabalho de compressão real, conforme a Eq. 4.3.

$$\eta_{poli} = \frac{\dot{m} \left( \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1 - n_{poli}} \right)}{\dot{W}_{comp}} \quad (4.3)$$

Nessa equação,  $P_1$  e  $P_2$  são as pressões avaliadas experimentalmente para o CO<sub>2</sub> na entrada e saída do compressor, respectivamente, e  $v_1$  e  $v_2$  o seu volume específico nesses pontos. O expoente do processo de compressão politrópico  $n_{poli}$  pode ser calculado a partir da Eq. 4.4.

$$n_{poli} = \frac{P_2/P_1}{\ln(v_1/v_2)} \quad (4.4)$$

O trabalho de compressão real  $\dot{W}_{comp}$  continua sendo uma incógnita, não permitindo a obtenção do rendimento politrópico na Eq. 4.3. Entretanto, combinando-se a Eq. 4.1 com a Eq. 4.3, obtém-se a Eq. 4.5, que não depende mais de  $\dot{W}_{comp}$ .

$$\dot{W}_{elet} = \frac{\dot{m} \left( \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1 - n_{poli}} \right)}{\eta_{poli} \eta_{elm}} \quad (4.5)$$

No denominador dessa equação, o produto dos rendimentos politrópico e eletromecânico é o rendimento global do compressor  $\eta_g$ . Como a potência elétrica  $\dot{W}_{elet}$  foi medida, o rendimento global pode ser calculado, para cada ponto de operação, através da Eq. 4.6.

$$\eta_g = \frac{\dot{m} \left( \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1 - n_{poli}} \right)}{\dot{W}_{elet}} \quad (4.6)$$

Cabe ressaltar que, como o equipamento não é dotado de um medidor de vazão (conforme explicado na seção 3.8), a vazão volumétrica da água é medida manualmente para

cada ponto de operação, coletando-se a água em uma proveta e cronometrando-se o tempo de enchimento desse recipiente. Em seguida, por meio de um balanço de energia entre os fluidos primário e secundário, conforme mostrado pela Eq. 3.1, é possível calcular a vazão mássica do fluido refrigerante  $\dot{m}$ .

Segundo Kong *et al* (2017), o rendimento volumétrico do compressor  $\eta_{vol}$ , que avalia a relação entre a massa de gás do fluido refrigerante que entra no compressor e a massa associada ao deslocamento do compressor, pode ser calculado a partir da Eq. 4.8.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 NV} \quad (4.7)$$

Nessa equação,  $N$  é a rotação do compressor,  $V$  é o volume da câmara de compressão (ambos fornecidos pelo catálogo do fabricante) e  $\rho_1$  é a massa específica do  $\text{CO}_2$ , obtida na entrada do compressor.

Os resultados encontrados para os rendimentos global (Eq. 4.6) e volumétrico (Eq. 4.7), assim como para o expoente do processo de compressão politrópico (Eq. 4.4), bem como suas incertezas propagadas, são mostrados nas Figuras 4.4, 4.5 e 4.6 respectivamente.

Figura 4.4 – Rendimento global do compressor.

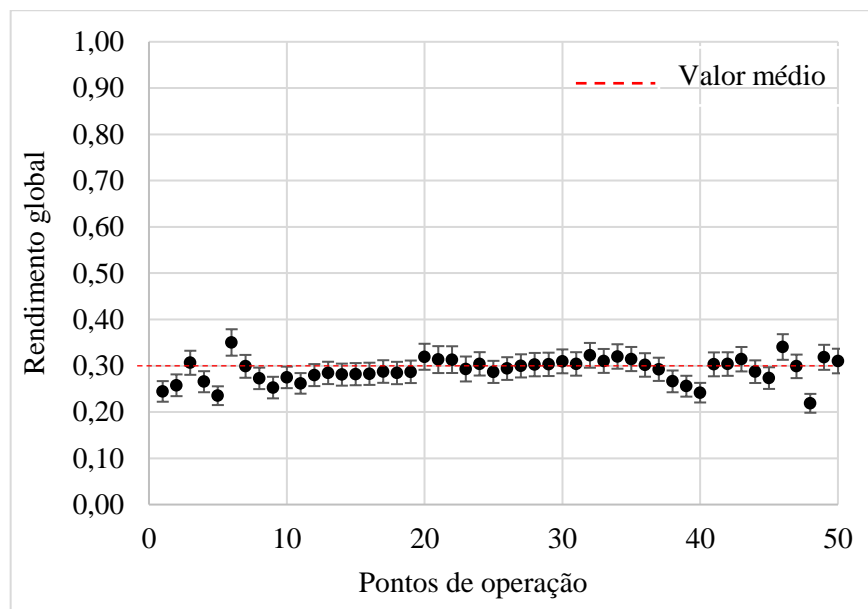


Figura 4.5 – Rendimento politrópico do compressor.

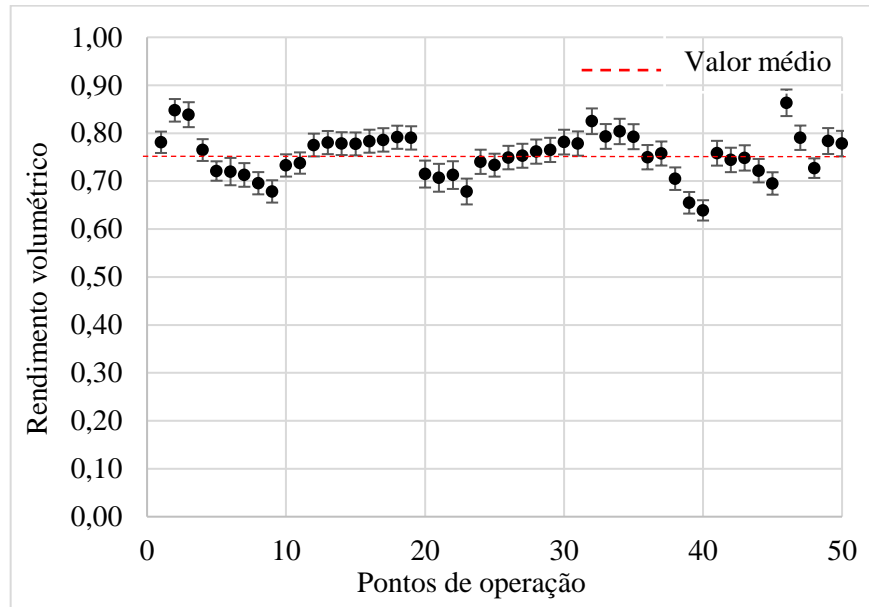
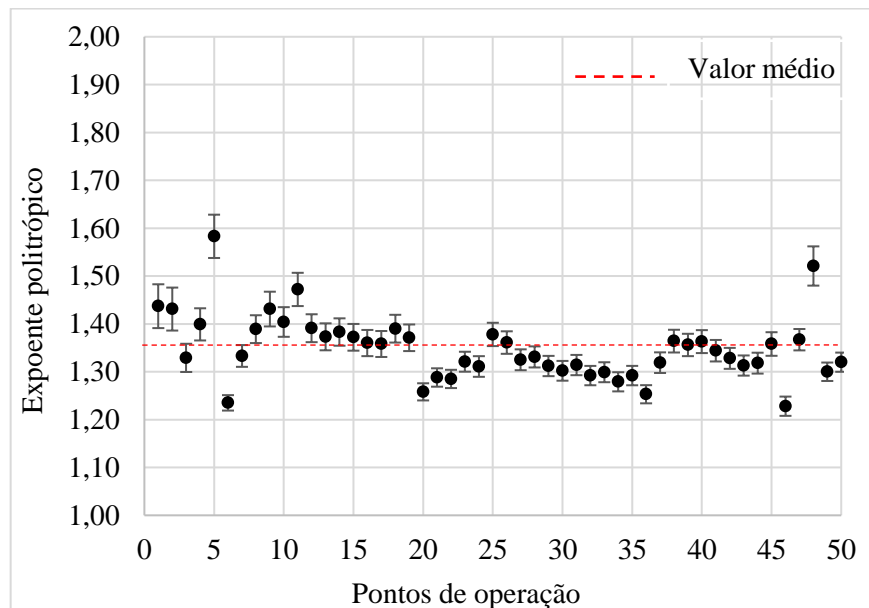


Figura 4.6 – Expoente do processo politrópico de compressão.



Ante ao exposto, um valor médio foi encontrado para as referidas grandezas, conforme a Tabela 4.2, sendo estes valores considerados como características do compressor e aplicados ao modelo matemático desenvolvido.

Tabela 4.2 – Características técnicas mapeadas para o compressor SANDEN.

Característica	Valor
Rendimento global $\eta_g$	0,29
Rendimento volumétrico $\eta_{vol}$	0,75
Expoente politrópico $n_{poli}$	1,35

#### 4.4 Propagação das Incertezas de Medição

Considerando-se que as grandezas de entrada sejam estatisticamente independentes entre si, isto é, que não guardam nenhuma forma de sincronismo, a propagação das incertezas de medição pode ser calculada, para uma certa grandeza  $G$ , em função dos seus diversos parâmetros de entrada:  $G = f(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots)$ . Dessa forma, segundo Albertazzi (2017), a incerteza combinada é obtida pela equação 4.9:

$$u^2(G) = \left(\frac{df}{dx_1} \cdot u(x_1)\right)^2 + \left(\frac{df}{dx_2} \cdot u(x_2)\right)^2 + \left(\frac{df}{dx_3} \cdot u(x_3)\right)^2 + \left(\frac{df}{dx_4} \cdot u(x_4)\right)^2 + \dots \quad (4.8)$$

Em que  $u(G)$  representa a incerteza padrão da grandeza  $G$  e  $u(x_1)$ ,  $u(x_2)$ ,  $u(x_3)$ ,  $u(x_4)$ ,... representam as incertezas padrões associadas aos parâmetros de entrada  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ ,  $x_4$ ,..., respectivamente.

##### 4.4.1 Parâmetros de entrada

Para efetuar o procedimento de medição, torna-se necessário avaliar a influência das condições ambientais e de outros parâmetros que possam interferir na obtenção de resultados. As grandezas de entrada, que podem ser diretamente medidas, apresentam suas incertezas determinadas pelos respectivos instrumentos de medição usados no experimento, sendo essas relacionadas conforme a Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Quadro resumo: Grandezas físicas *versus* incertezas.

Grandeza	Instrumento	Incerteza	Unidade	Observação
Pressão	Transmissor Zurich	$\pm 20$	kPa	1% fundo de escala - faixa de (10 a 40) °C
Pressão	Transmissor FuelTech	$\pm 20$	kPa	0,5 % do fundo de escala
Temperatura	Termopar tipo T	$\pm 1$	°C	Faixa de (-59 a 93) °C
Irradiação solar	Piranômetro	2%	W/m <sup>2</sup>	Faixa espectral (295 a 2800) nm
Potência elétrica	Med. de Potência Ativa	5%	W	Faixa de (0 a 1039) W
Comprimento	Paquímetro	$\pm 0,05$	mm	Resolução de 1/50 mm
Comprimento	Trena	$\pm 1$	mm	Resolução de 1/2 mm
Volume	Béquer	$\pm 0,2$	ml	Resolução 0,2 ml
Volume	Proveta	$\pm 2$	ml	Resolução 2 ml
Tempo	Cronômetro digital	$\pm 0,01$	s	Resolução 1/100 s



#### 4.4.1 Incerteza da massa experimental

Para obtenção da massa de CO<sub>2</sub> medida pela balança, a Eq. 4.9 foi aplicada para calcular os resultados das medições ( $RM$ ).

$$RM = MI - T_{dc} \pm E_{máx} \quad (4.9)$$

Nessa equação, a média das indicações ( $MI$ ) foi obtida para um número de repetições igual a três. O efeito da tendência ( $T_{dc}$ ) foi desconsiderado e o erro máximo ( $E_{máx}$ ) foi de  $\pm 5$  g, determinado em testes experimentais com o cilindro de gás. Nesses testes, também se considerou a massa aprisionada no interior da mangueira que conecta o cilindro à bomba de calor.

#### 4.4.1 COP experimental

De acordo com Zhang *et al.* (2017), o COP de uma DX-SAHP, usando um condensador coaxial, é dado pela razão entre a capacidade de aquecimento, obtida através do fluido secundário, e a potência elétrica consumida pelo compressor  $\dot{W}_{elet}$ , conforme a Eq. 4.10:

$$COP = \frac{\dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})}{\dot{W}_{elet}} \quad (4.10)$$

Sendo  $\dot{V}_a$  a vazão volumétrica da água,  $\rho_a$  a sua massa específica,  $c_{p,a}$  o calor específico à pressão constante e  $T_{a,s}$  e  $T_{a,e}$  as temperaturas de saída e de entrada da água respectivamente.

Sua incerteza de medição é encontrada por meio da Eq. 4.8, na qual as derivadas parciais, denominadas coeficientes de sensibilidade, são obtidas através do software <sup>1</sup>**EES - Engineering Equation Solver**. Para calcular a incerteza propagada no cálculo do COP, o programa utilizou os dados gerados pelo sistema de instrumentação juntamente com a incerteza a eles vinculada, conforme a Tabela 4.3. Os resultados obtidos para o COP experimental e sua incerteza propagada  $u_{(COP)}$  são apresentados na Tabela 4.4, ficando o seu valor médio em 0,1986, cerca de 8,12%, com um desvio padrão de 0,0238.

<sup>1</sup>EES é um programa desenvolvido pela F-Chart Software que permite a resolução de equações algébricas e diferenciais não lineares acopladas, integrais, cálculos de otimização, análises de incerteza e regressão linear e não linear. Mais informações em <https://fchartsoftware.com/ees/>.

Tabela 4.4 – Resultados para o cálculo do COP experimental.

<i>Ponto</i>	$Q_{resf}$ [kW]	$W_{elet}$ [kW]	<i>COP</i>	$u_{(COP)}$	$u_{(COP)}$ [%]
1	1,77	0,65	2,741	0,2233	8,15
2	1,93	0,65	2,978	0,2416	8,11
3	1,92	0,66	2,919	0,2364	8,10
4	1,81	0,66	2,749	0,2239	8,14
5	1,77	0,63	2,821	0,2284	8,10
6	1,30	0,59	2,182	0,1766	8,09
7	1,39	0,63	2,21	0,1788	8,09
8	1,33	0,63	2,112	0,1710	8,10
9	1,24	0,61	2,013	0,1629	8,09
10	1,53	0,63	2,434	0,1961	8,06
11	1,64	0,63	2,615	0,2115	8,09
12	1,70	0,63	2,686	0,2183	8,13
13	1,70	0,63	2,689	0,2185	8,13
14	1,70	0,63	2,687	0,2182	8,12
15	1,69	0,63	2,672	0,2173	8,13
16	1,70	0,64	2,657	0,2159	8,13
17	1,70	0,63	2,694	0,2189	8,13
18	1,73	0,63	2,747	0,2228	8,11
19	1,72	0,63	2,741	0,2222	8,11
20	1,12	0,58	1,939	0,1579	8,14
21	1,09	0,57	1,9	0,1547	8,14
22	1,10	0,58	1,905	0,1551	8,14
23	1,07	0,58	1,852	0,1509	8,15
24	1,40	0,60	2,329	0,1872	8,04
25	1,45	0,61	2,396	0,1932	8,06

<i>Ponto</i>	$Q_{resf}$ [kW]	$W_{elet}$ [kW]	<i>COP</i>	$u_{(COP)}$	$u_{(COP)}$ [%]
26	1,49	0,61	2,442	0,1972	8,08
27	1,49	0,61	2,437	0,1973	8,10
28	1,52	0,61	2,484	0,2012	8,10
29	1,53	0,61	2,499	0,2023	8,10
30	1,56	0,61	2,535	0,2054	8,10
31	1,57	0,62	2,554	0,2069	8,10
32	1,65	0,62	2,673	0,2150	8,04
33	1,59	0,61	2,618	0,2109	8,06
34	1,64	0,61	2,681	0,2155	8,04
35	1,60	0,61	2,615	0,2105	8,05
36	1,46	0,62	2,361	0,1921	8,14
37	1,48	0,62	2,405	0,1969	8,19
38	1,38	0,61	2,242	0,1875	8,36
39	1,32	0,60	2,218	0,1889	8,52
40	1,30	0,61	2,118	0,1793	8,47
41	1,42	0,59	2,394	0,1935	8,08
42	1,41	0,60	2,355	0,1899	8,06
43	1,35	0,59	2,273	0,1832	8,06
44	1,23	0,63	1,956	0,1575	8,05
45	1,21	0,63	1,926	0,1550	8,05
46	1,64	0,55	2,96	0,2275	7,69
47	1,69	0,61	2,792	0,2341	8,38
48	1,58	0,63	2,514	0,2086	8,30
49	1,48	0,64	2,313	0,1871	8,09
50	1,47	0,64	2,309	0,1866	8,08

## 4.5 Conclusão

Este capítulo apresentou e discutiu os resultados dos testes experimentais realizados na DX-SAHP. Verificou-se que os resultados obtidos para as pressões e temperaturas do ciclo termodinâmico transcrito do CO<sub>2</sub> se comportaram dentro do esperado, principalmente no evaporador solar, correspondendo proporcionalmente às variações do nível de irradiação. Da mesma forma, os valores experimentais do COP foram calculados, variando de 1,85 para o equipamento na sombra, até 2,98 para o equipamento ao sol, sob um dos maiores níveis de irradiação solar.

Uma importante discussão apresentada nesse capítulo foi acerca do rendimento do compressor. Concluiu-se que, na ausência de informações técnicas que permitissem o seu mapeamento em diversas condições de operação, e na impossibilidade de determinar o trabalho

de compressão real experimentalmente, por se tratar de um compressor hermético, considerar um processo de compressão politrópico irreversível permite calcular o rendimento global do compressor para cada um dos 50 pontos experimentais. Dessa forma, é possível determinar um valor médio para esse rendimento global e aplica-lo ao modelo matemático proposto no Capítulo 5.

Outrossim, a base de dados gerada nos testes experimentais é utilizada na validação do modelo matemático, objeto de estudo do Capítulo 6, servindo também de parâmetro de comparação para as simulações propostas no Capítulo 7.

## 5. MODELO MATEMÁTICO

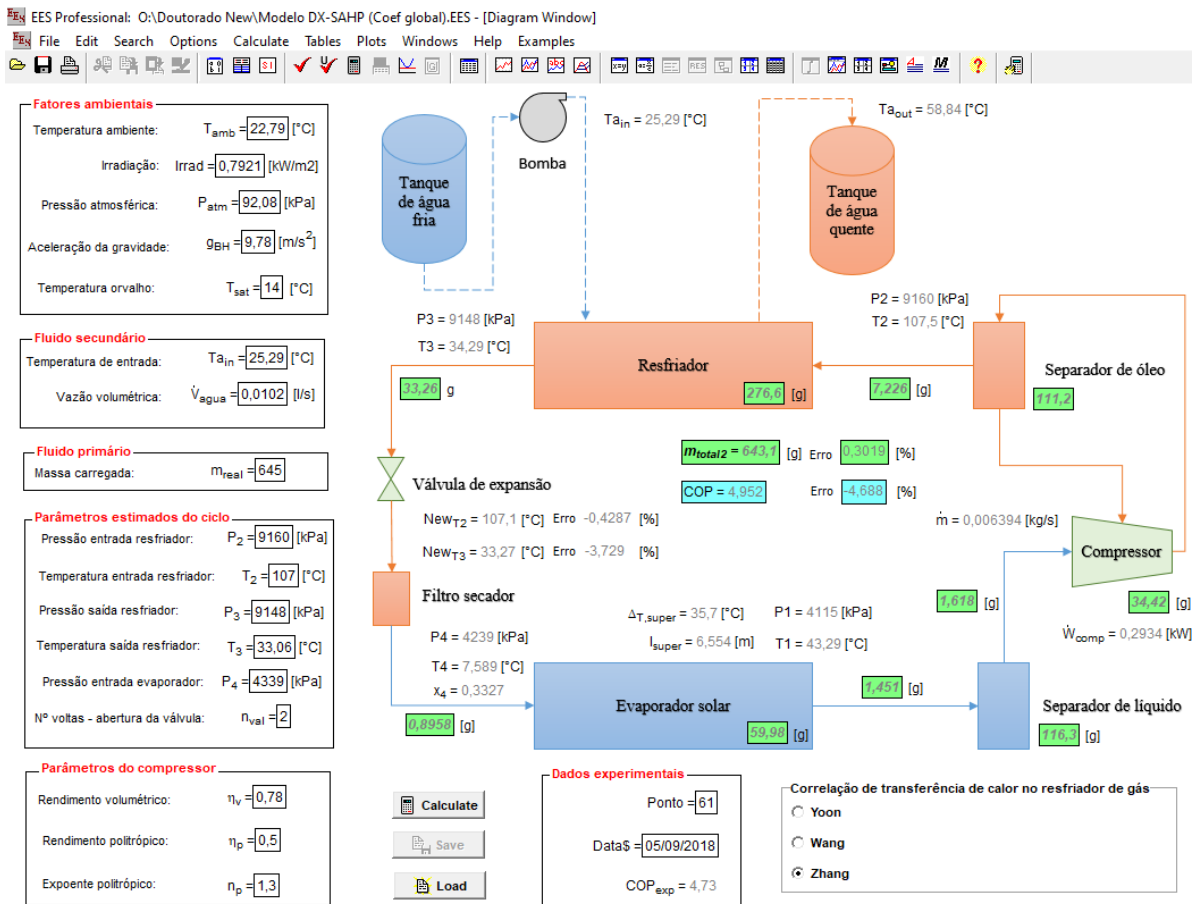
### 5.1 Introdução

Grande parte do trabalho proposto consiste na elaboração de um modelo matemático para simulação do funcionamento de uma bomba de calor solar carregada com CO<sub>2</sub>, operando no ciclo transcrito, em regime permanente. Dessa forma, esse capítulo apresenta um detalhamento sobre a metodologia empregada na elaboração do modelo matemático.

### 5.2 Condições gerais

O modelo matemático foi implementado utilizando o software **EES - Engineering Equation Solver**, que, além de ser uma ferramenta matemática de programação avançada, possibilita a obtenção das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes e o cálculo dos coeficientes de sensibilidade na propagação das incertezas de medição. A Figura 5.1 apresenta a interface do programa desenvolvido.

Figura 5.1 – Interface do modelo.



### 5.2.1 Parâmetros de entrada

Os parâmetros de entrada do modelo foram listados na Tabela 5.1. Cabe ressaltar que os valores das variáveis correspondentes ao ciclo termodinâmico da bomba de calor ( $P_2$ ,  $T_2$ ,  $P_3$ ,  $T_3$  e  $P_4$ ) são primeiramente arbitrados e, posteriormente, após uma série de convergências, calculados, se tornando parâmetros de saída. Os demais parâmetros de entrada são de caráter ambiental ou construtivo, sendo necessários ao processamento bem como ao estabelecimento do ciclo termodinâmico do equipamento.

Tabela 5.1 – Parâmetros de entrada do modelo.

Dados	Variáveis
<b>Fatores ambientais</b>	Pressão atmosférica $P_{atm}$
	Aceleração da gravidade local $g$
	Temperatura ambiente $T_{amb}$
	Ponto de orvalho $T_{sat}$
	Irradiação solar $I$
<b>Fluido secundário</b>	Temperatura de entrada $T_{a,e}$
	Vazão volumétrica $\dot{V}_a$
<b>Fluido primário</b>	Massa carregada no sistema $m$
<b>Dados geométricos</b>	Comprimentos $L$ , diâmetros $d$ e volumes internos $V$ da tubulação e acessórios
<b>Compressor</b>	Rendimento volumétrico $\eta_{vol}$
	Rendimento politrópico $\eta_{poli}$
	Expoente politrópico $n_{poli}$
<b>Válvula de expansão</b>	Área do orifício
	Abertura (número de voltas) $n_{vol}$
	Curva do coeficiente de vazão
<b>Ciclo termodinâmico</b> (Valores iniciais arbitrados)	$P_2$ , $T_2$ , $P_3$ , $T_3$ e $P_4$

### 5.2.2 Considerações e hipóteses

Para que fosse possível a elaboração do modelo matemático, foram aplicadas diversas considerações, devidamente listadas na Tabela 5.2, e separadas de acordo com o componente analisado.

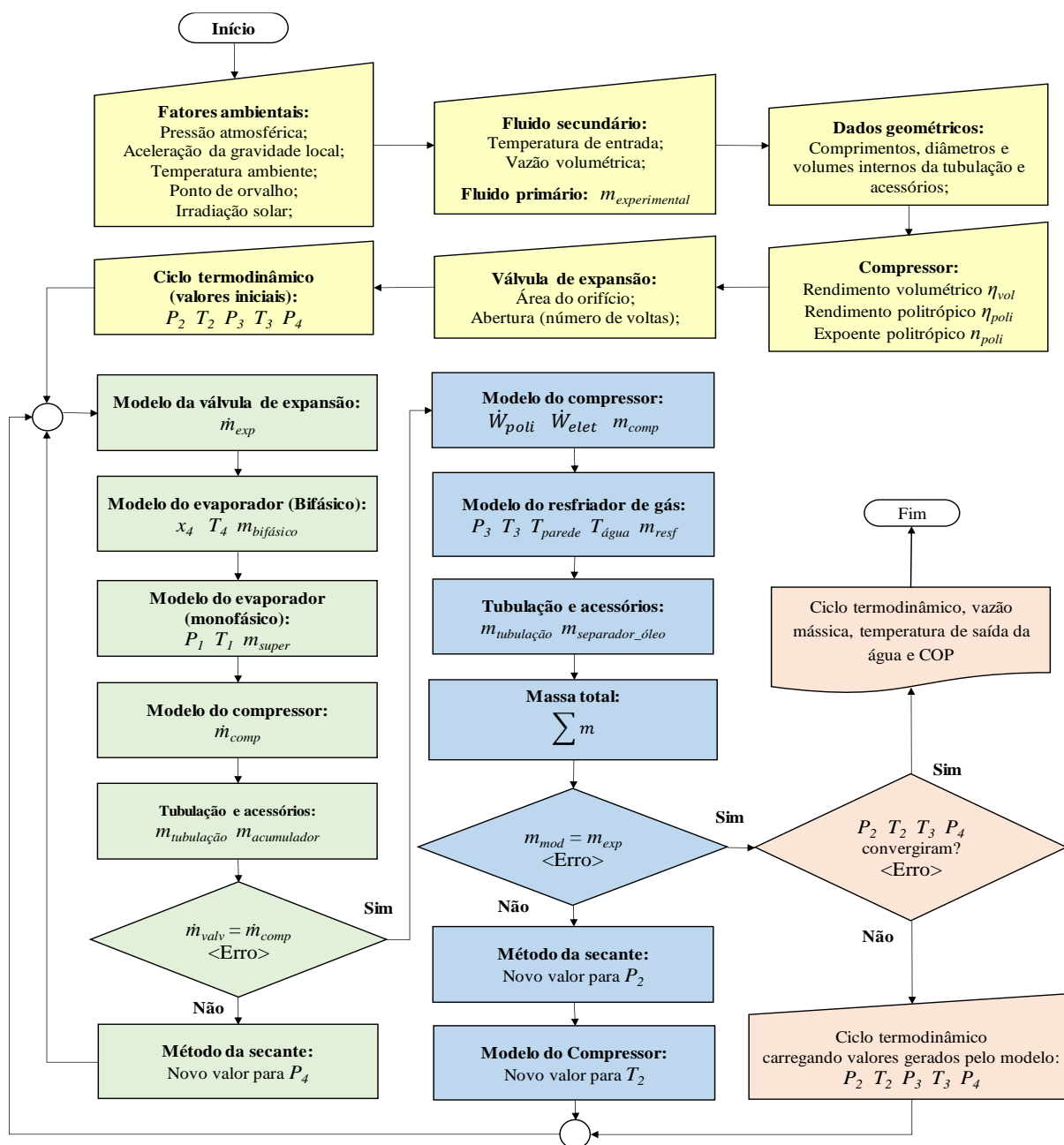
Tabela 5.2 – Resumo das considerações e hipóteses aplicadas ao modelo matemático.

<b>Etapa</b>	<b>Seção</b>	<b>Consideração</b>
Dispositivo de expansão	5.3	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Processo de expansão adiabático;</li> <li>✓ Escoamento em regime permanente;</li> <li>✓ Massa no interior da válvula desprezada no cálculo do inventário;</li> </ul>
Evaporador solar	5.4	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Fase líquida e vapor em equilíbrio termodinâmico na região de evaporação;</li> <li>✓ Condução de calor axial desprezível;</li> <li>✓ Escoamento de fluido refrigerante unidirecional em cada volume de controle;</li> <li>✓ Propriedades do fluido constantes em cada trecho;</li> <li>✓ Fluido refrigerante puro, sem contaminação de óleo ou água;</li> <li>✓ Resistência de contato desprezível na região de fixação da aleta com o tubo.</li> <li>✓ Efeito da convecção forçada do ar sobre a superfície externa desprezível.</li> <li>✓ Trechos de curvas ao longo do evaporador tratados como trechos retos no cálculo da perda de carga.</li> <li>✓ Efeito estático (gravitacional) da perda de pressão desconsiderado nas regiões bifásica e monofásica</li> </ul>
Compressor	5.5	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Processo de compressão politrópico, irreversível (liberação de calor);</li> <li>✓ Escoamento em regime permanente;</li> <li>✓ Perdas de pressão nas válvulas de aspiração e descarga desprezíveis;</li> <li>✓ Vazão mássica constante durante a compressão;</li> <li>✓ Fluido refrigerante puro, sem contaminação de óleo ou água;</li> <li>✓ Perdas de massa de refrigerante desprezadas;</li> <li>✓ Aquecimento interno do fluido durante o processo de sucção desconsiderado;</li> <li>✓ Massa de refrigerante misturada ao óleo lubrificante desprezada no cálculo do inventário;</li> </ul>
Resfriador de gás	5.6	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Condução de calor axial desprezível;</li> <li>✓ Tubulação interna e externa perfeitamente centralizadas e tratadas como retilíneas;</li> <li>✓ Escoamento dos fluidos primário e secundário unidirecionais em cada volume de controle;</li> <li>✓ Isolamento térmico perfeito em relação ao meio externo;</li> <li>✓ Fluido refrigerante puro, sem contaminação de óleo ou água;</li> <li>✓ Queda de pressão na tubulação de água desprezada;</li> <li>✓ Termo de condução da parede da tubulação desprezado;</li> </ul>
Tubulação e acessórios	5.7	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Propriedades do fluido constantes em cada trecho;</li> <li>✓ Perda de pressão ao longo da tubulação desconsiderada;</li> <li>✓ Isolamento térmico perfeito em relação ao meio externo;</li> </ul>

### 5.2.3 Procedimento principal

A Figura 5.2 mostra um fluxograma do procedimento principal do modelo matemático. Trata-se do gerenciamento e controle de ações, que monitora os dados recebidos dos modelos secundários e toma as decisões sobre as etapas de processamento. O fluxograma apresenta também as principais variáveis de saída de cada um dos componentes da BDC.

Figura 5.2 – Fluxograma: procedimento principal do modelo.



Após a coleta dos parâmetros de entrada, identificado no fluxograma pelos blocos de cor amarela, calcula-se a vazão mássica do CO<sub>2</sub> por meio do modelo da válvula de expansão

( $\dot{m}_{exp}$ ), uma vez que foram arbitradas sua pressão e temperatura na entrada  $P_3$  e  $T_3$ , e a pressão de saída  $P_4$ . Em seguida, inicia-se o processamento do modelo do evaporador, primeiramente na região bifásica e em seguida na região de superaquecimento. A temperatura de entrada no evaporador  $T_4$  é obtida considerando-se um processo de expansão isentálpico através da válvula termostática ( $h_3 = h_4$ ). Ao final do processamento são obtidas a pressão e a temperatura na entrada do compressor  $P_1$  e  $T_1$ .

Com as propriedades do CO<sub>2</sub> estabelecidas na entrada do compressor, é possível calcular a vazão mássica novamente ( $\dot{m}_{comp}$ ), agora usando o modelo do compressor, e compará-la com a vazão inicialmente obtida pelo modelo do dispositivo de expansão. Caso não sejam iguais, a menos de um erro definido em  $\pm 0,5\%$ , os resultados são submetidos ao método da secante, apresentado no Apêndice B.6. Trata-se de um método numérico que, a cada iteração, gera resultados cada vez mais próximos de uma meta. Nesse caso específico, o algoritmo permite encontrar um novo valor para a pressão  $P_4$ , na entrada do evaporador, de forma a possibilitar a continuidade de processamento, ou seja, implica em encontrar um valor de pressão que torne as vazões, determinadas pelos modelos do dispositivo de expansão e do compressor, iguais ( $\dot{m}_{exp} = \dot{m}_{comp}$ ), a menos de um erro.

Na sequência, as etapas destacadas em verde na Figura 3.2 são repetidas até que ocorra a convergência das vazões. Cabe ressaltar que a massa em cada trecho ou componente da BDC é calculada de forma concomitante ao processamento do seu respectivo modelo.

Quando encontrada uma pressão de entrada para o evaporador  $P_4$ , que proporcione a convergência das vazões, inicia-se o processamento do modelo do resfriador de gás. Tanto suas pressões quanto temperaturas de entrada e saída ( $P_2$ ,  $T_2$ ,  $P_3$  e  $T_3$ ) foram a princípio arbitradas. Entretanto, ao término da execução dessa etapa do modelo, são obtidas, para o CO<sub>2</sub>, novas pressão e temperatura na saída do dispositivo ( $P_3$  e  $T_3$ ). Além disso, essa etapa do modelo também determina a temperatura de saída da água.

Na sequência, o modelo do compressor é novamente acionado, agora para determinar a potência elétrica consumida e a massa de refrigerante no seu interior. O próximo passo é calcular a massa total de fluido frigorífico distribuído na BDC, somando-se os valores de massa calculados para cada trecho ou componente do equipamento. Caso essa massa encontrada seja diferente da massa informada como parâmetro de entrada, a menos de um erro estabelecido em  $\pm 1,3\%$ , os resultados são submetidos ao método da secante, que fornecerá um novo valor para a pressão de entrada  $P_2$ , no resfriador de gás, de modo a buscar a convergência entre as massas inicial (parâmetro de entrada) e àquela calculada pelo modelo. A título de exemplo,



considerando-se uma massa de 645 g, tipicamente utilizada nos procedimentos experimentais, um valor de  $\pm 1,3\%$  representaria um erro absoluto de  $\pm 8,39$  g.

Em seguida, o sistema é realimentado com o novo valor de pressão  $P_2$ , sendo possível estabelecer uma nova temperatura  $T_2$ , na saída do compressor. Inicia-se novamente a primeira etapa de processamento, destacada em verde na Fig. 5.3 (válvula de expansão, evaporador solar, compressor, tubulação e acessórios). Na sequência, após nova convergência das vazões ( $\dot{m}_{exp} = \dot{m}_{comp}$ ), a segunda etapa, destacada em azul (resfriador de gás, compressor, tubulação e acessórios e massa total), também é reiniciada, até que, finalmente, após  $n$  iterações, ocorra a convergência da massa.

Alcançando-se a convergência da massa de CO<sub>2</sub> no sistema, testa-se os valores obtidos pelo modelo para  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $P_2$  e  $P_4$ , no sentido de verificar se eles são iguais àqueles usados inicialmente no processo iterativo atual  $n$ , a menos de um desvio de  $\pm 1\%$  para  $T_2$  e  $T_3$ . Para as pressões  $P_2$  e  $P_4$  a igualdade é absoluta, ou seja, o erro entre os valores inicial e final, dentro da iteração  $n$ , é igual a zero. Caso não sejam satisfeitas as igualdades, o modelo é realimentado com os últimos valores calculados para essas grandezas, e todo o processamento é repetido. Caso as igualdades sejam alcançadas, o algoritmo é finalizado, fornecendo, para as condições iniciais estabelecidas pelos parâmetros ambientais, o ciclo termodinâmico da bomba de calor e o seu COP.

Cabe destacar que os valores aplicados a título de erro ou desvio nos processos de convergências e critérios de parada foram encontrados por meio de simulações, sendo resultados da própria performance do modelo e, por isso, distintos entre si. Representam valores mínimos, que ainda sim, permitem a convergência e a finalização dos processos iterativos.

### 5.3 Modelo do dispositivo de expansão

O modelo da válvula de expansão tem por objetivo fornecer uma vazão mássica para o fluido refrigerante. Com base no catálogo do fabricante (Swagelok, 2020), foi possível ajustar um polinômio de ordem sete para calcular o coeficiente de fluxo  $C_v$ , conforme a Eq. 5.1, dado em função da abertura do dispositivo, que por sua vez, é medido pelo número de voltas  $n_{vol}$ .

$$C_v = 5,947 \cdot 10^{-7} \cdot n_{vol}^6 - 1,486 \cdot 10^{-5} \cdot n_{vol}^5 + 1,373 \cdot 10^{-4} \cdot n_{vol}^4 - 5,916 \cdot 10^{-4} \cdot n_{vol}^3 + 1,398 \cdot 10^{-3} \cdot n_{vol}^2 + 9,358 \cdot 10^{-4} \cdot n_{vol} + 2,564 \cdot 10^{-5} \quad (5.1)$$

Ainda segundo o fabricante, a vazão mássica pode ser determinada pela Eq. 5.2.

$$\dot{m} = 14,28C_v\rho_3 \left( \frac{P_3 - P_4}{98,0665 \frac{\rho_3}{1000}} \right)^{0,5} \left( \frac{0,001}{60} \right) \quad (5.2)$$

Nessas expressões,  $P_3$  e  $\rho_3$  são a pressão e a temperatura do CO<sub>2</sub> avaliados na entrada da válvula e  $P_4$  é a pressão de saída.

## 5.4 Modelo do evaporador solar

O objetivo principal do modelo do evaporador é realizar um balanço entre a energia absorvida pelo coletor solar e a energia efetivamente entregue ao fluido refrigerante, seja no processo de ebulição ou de superaquecimento, de forma a estabelecer os comprimentos de ambas as regiões, determinar as temperaturas e pressões envolvidas nos processos, bem como a massa de CO<sub>2</sub> distribuída no equipamento.

O coletor solar absorve energia por meio da irradiação solar incidente na placa. E, como as temperaturas na maior parte do evaporador ficam abaixo da temperatura ambiente, o sistema também coleta energia por meio da convecção natural ou forçada do ar, pela condensação do vapor d'água atmosférico e pela radiação térmica emitida pelo meio através de ondas eletromagnéticas.

### 5.4.1 Região bifásica - ebulição

Um fluxograma que representa as etapas de processamento da região bifásica do evaporador é apresentado na Figura 5.3.

Inicialmente, a região bifásica do evaporador é dividida em um certo número de volumes de controle  $N_{vol}$ , determinado por testes de malha, apresentados nos resultados obtidos pelo modelo no capítulo 6. Como o comprimento da região bifásica é desconhecido, foi escolhido um passo de título para efetuar-se os cálculos nessa região, como apresentado na Eq. 5.3

$$\Delta x = \frac{1 - x_4}{N_{vol}} \quad (5.3)$$

O processamento inicia-se na posição em que o título de vapor é  $x = x_4$  (entrada do evaporador) e termina quando o título alcança seu valor unitário, ou seja, quando o refrigerante dentro do volume de controle atinge o estado de vapor saturado.

A pressão na entrada do evaporador  $P_4$  é um parâmetro de entrada do modelo (inicialmente arbitrado), e considerando que o processo na válvula de expansão seja isentálpico

( $h_3 = h_4$ ), as demais propriedades do fluido no ponto 4, que correspondem à entrada do primeiro volume de controle, podem ser determinadas. A partir do referido passo de título, as propriedades na saída de cada volume de controle são encontradas, sendo possível estabelecer, para esse volume, a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_n$  recebida pelo refrigerante, por meio da Eq. 5.4.

$$\dot{Q}_n = \dot{m}(h_a - h_b) \quad (5.4)$$

Nessa equação,  $\dot{m}$  é a vazão mássica do CO<sub>2</sub> e  $h_a$  e  $h_b$  são as entalpias na entrada e saída do volume de controle, respectivamente.

Como o comprimento do volume de controle em processamento é desconhecido, seu comprimento inicial é arbitrado, e todo o procedimento de cálculo, destacado em verde na Figura 5.3, é realizado sobre esse volume de controle para que um novo comprimento seja determinado. O processo é repetido por  $j$  vezes, por meio de um processo iterativo, até que o erro entre o comprimento obtido na iteração atual ( $j$ ) e seu valor calculado na iteração anterior ( $j - 1$ ) seja menor que 0,01%. A partir do comprimento do volume de controle  $Z_n$ , estabelecido para a iteração atual  $j$ , é calculado o coeficiente de transferência de calor do fluido em ebulição por meio da Correlação de Shah (2017), conforme a Eq. 2.17. A temperatura média da parede interna da tubulação no volume de controle  $T_{p,i}$ , é então obtida pela Lei de Resfriamento de Newton:

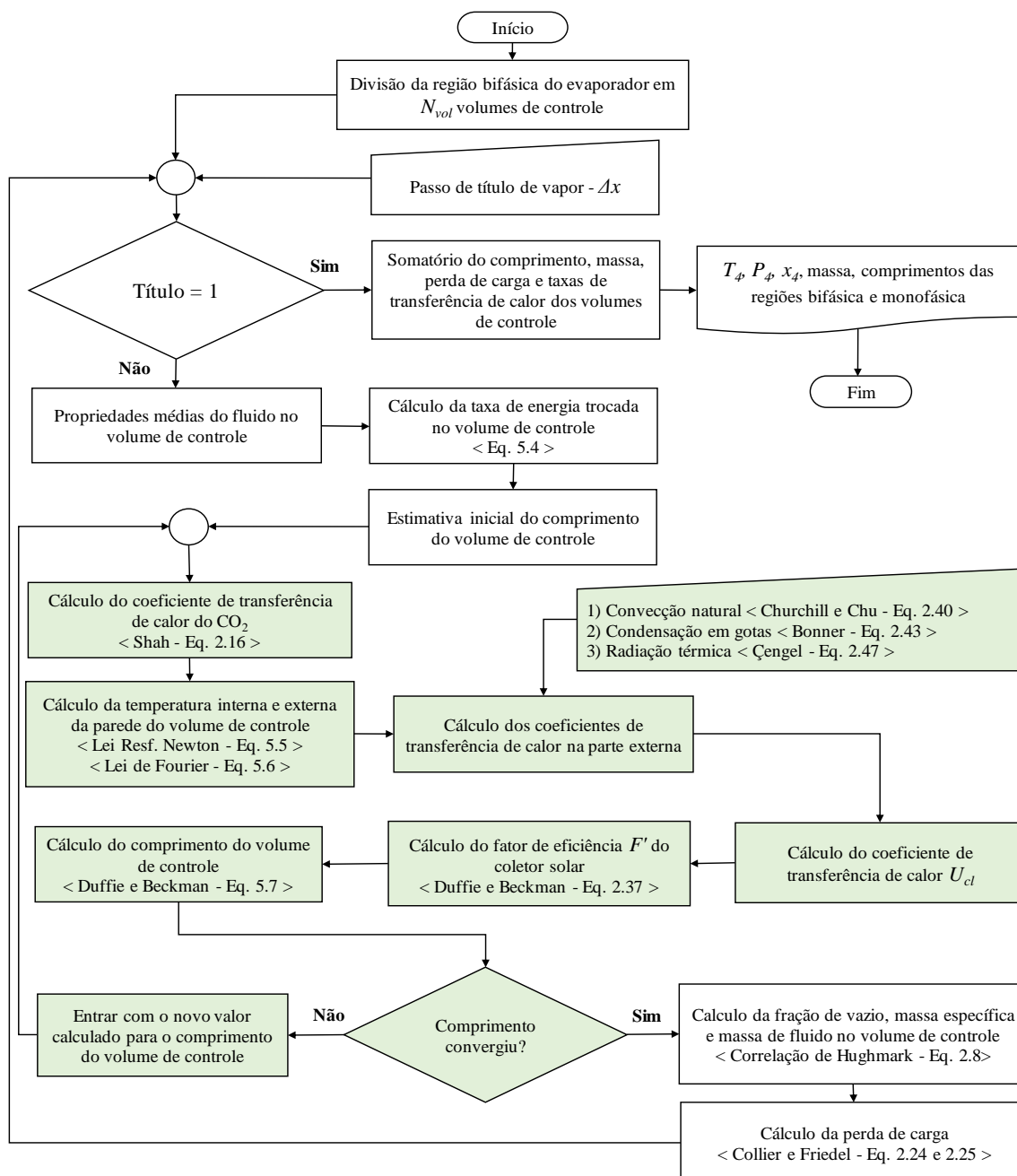
$$\dot{Q}_n = H_i \pi d_i Z_n (T_{p,i} - T_m) \quad (5.5)$$

Nessa expressão,  $d_i$  é o diâmetro interno da tubulação e  $T_m$  a temperatura média do fluido no volume de controle. A temperatura média da parede externa no volume de controle  $T_{p,e}$  pode ser obtida pela Lei de Fourier, através da condução de calor na parede da tubulação no volume de controle, dada pela Eq. 5.6:

$$\dot{Q}_n = \frac{2\pi Z_n k (T_{p,e} - T_{p,i})}{\ln \frac{d_i}{d_e}} \quad (5.6)$$

Na Eq. 5.6,  $k$  é condutividade térmica do cobre e  $d_e$  e  $d_i$  são o diâmetro externo e interno da tubulação respectivamente.

Figura 5.3 – Fluxograma: região bifásica do evaporador.



Já sobre a face externa do coletor, além do efeito da irradiação solar, a troca de calor nessa região pode ser equacionada a partir dos fenômenos de convecção do ar, da condensação da umidade presente na atmosfera sobre a placa coletora e pela radiação térmica emitida pelo meio ambiente. O coeficiente de transferência de calor externo por convecção natural  $H_{conv}$  pode ser calculado com o uso da Correlação de Churchill e Chu (1975), para placas inclinadas, através da Eq. 2.40. Já o coeficiente de transferência de calor externo por condensação  $H_{cond}$  é determinado conforme a correlação de Bonner (2013), para condensação em gotas, por meio da Eq. 2.43, e o coeficiente de transferência de calor por radiação térmica foi calculado conforme

a Eq 2.47, sugerida por Çengel (2015). Cabe ressaltar que, devido as condições físicas do local onde os experimentos foram executados, o efeito da convecção forçada do ar foi desconsiderado, sendo predominante o efeito da convecção natural.

O coeficiente de transferência de calor da parte externa do coletor solar ( $U_{cl}$ ) é obtido através da soma dos coeficientes de transferência de calor calculados anteriormente, considerando o efeito dos mesmos em ambos os lados da placa coletora.

Pelo fato de o evaporador estar montado sobre uma superfície metálica, conforme mostrado nas Figuras 3.2 e 3.3, o processo de transferência de calor pode ser modelado com base em uma superfície aletada, seguindo a metodologia proposta por Duffie e Beckman (2013) e Incropera (2011), conforme tratado na seção 2.7 (Coletores solares planos). Assim, pode-se determinar a área de troca de calor externa da aleta  $A_t$ , que para o volume de controle em análise, é representada como  $A_n$ , bem como o fator de eficiência do coletor  $F'$ , por meio da Eq 2.37. O novo valor do comprimento do volume de controle  $Z_n$  é encontrado por meio da Eq. 5.7, derivada da Eq. 2.39, também proposta por Duffie e Beckman (2013), e seu valor é utilizado novamente no processo iterativo até que ocorra sua convergência.

$$Z_n = \frac{\dot{Q}_n}{A_n F' [S - U_{cl} (T_{p,e} - T_{amb})]} \quad (5.7)$$

A área externa de troca de calor do volume de controle  $A_n$ , pode ser calculada pela soma das áreas plana da aleta e em torno da tubulação, conforme apresentado no Apêndice B.3. Porém, nessa equação, seu valor é dado em função do comprimento  $Z_n$ . A irradiação solar líquida é representada por  $S$ , calculada pelo produto da irradiação solar medida  $I$  pela emissividade da placa.

Após o término do processo iterativo para determinação do valor final do comprimento do volume de controle, encontra-se o valor da fração de vazio média do trecho analisado por meio da Eq 2.8, a correlação de Hughmark (1965). Pode-se então determinar a massa específica do CO<sub>2</sub>, e por conseguinte, a massa de refrigerante presente no interior volume de controle.

A perda de pressão na região bifásica é calculada com base na Eq. 2.24, apresentada por Collier e Thome (1994), que considera a parcela estática referente à inclinação da tubulação, os efeitos de aceleração do escoamento (efeito Bernoulli) e a força de atrito envolvendo o fluido. De fato, o efeito da componente estática da perda de carga no evaporador solar foi desconsiderado, uma vez que conforme pode ser observado na Figura 2.3, o fluido entra e sai do componente na mesma altura relativa. Na equação de Collier e Thome (1994), a parcela

referente ao atrito foi calculada pela Eq. 2.25, com a utilização do modelo por Friedel (1979, *apud* Cheng, Ribatski e Thome, 2008).

Todo o processo acima descrito é realizado para cada volume de controle, em que os parâmetros de entrada de cada novo trecho correspondem aos parâmetros de saída do volume de controle anterior. Ao final do processamento, ou seja, quando o título é igual a unidade, os valores dos comprimentos, massas e taxas de transferência de calor de cada volume de controle são somados, a fim de se obter seus valores finais na região bifásica do evaporador. Como o comprimento total do dispositivo é conhecido, o comprimento da região monofásica é calculado pela subtração entre o valor total do evaporador e o valor encontrado para a região bifásica.

#### 5.4.2 Região monofásica - superaquecimento

A Figura 5.5 apresenta um fluxograma com a metodologia empregada pelo modelo para o cálculo da região monofásica do evaporador solar. Em linhas gerais, o modelo se assemelha ao modelo da região bifásica em relação ao balanço de energia proposto, tanto para o meio externo como para o fluido refrigerante, à exceção das correlações aplicadas sob o fluido na condição de escoamento monofásico subcrítico. Por outro lado, como o comprimento do trecho de superaquecimento é conhecido, a progressão de cálculos é diferente daquela da região bifásica, bem como o critério de parada. Um passo de temperatura  $\Delta T$  foi definido para percorrer a região. O valor desse passo foi definido em um teste de malha, cujos resultados se encontram apresentados no capítulo 6.

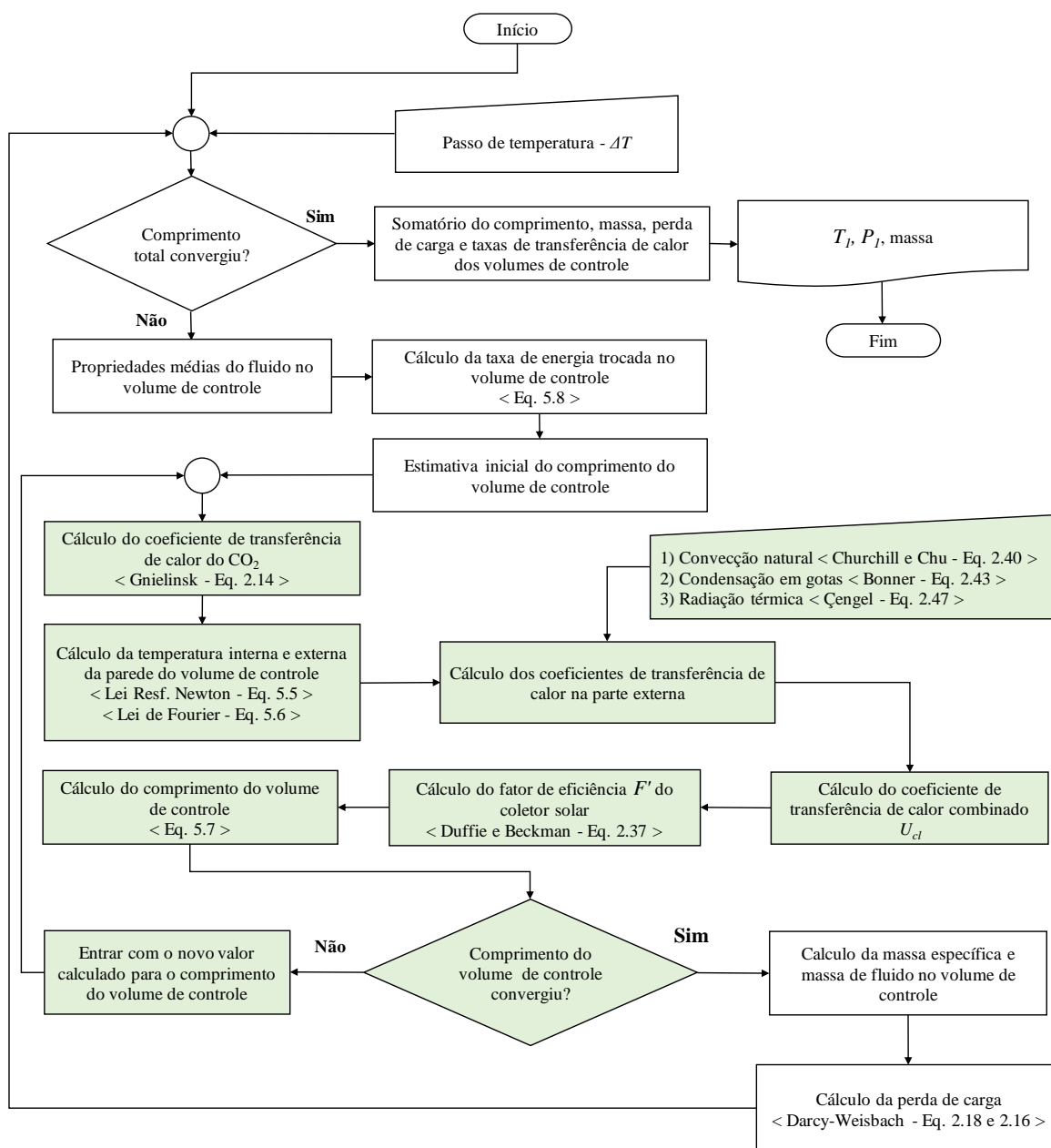
O número de volumes de controle da região monofásica é indeterminado, uma vez que o comprimento de cada volume é conhecido apenas após a finalização dos cálculos de cada iteração, destacada em verde na Figura 5.5. O somatório de todos os comprimentos deve ser equivalente ao valor do comprimento total da região de superaquecimento, sendo esse o critério de parada para essa etapa do modelo. A pressão e temperatura na entrada da região monofásica correspondem a pressão e a temperatura do CO<sub>2</sub> no último volume de controle da região bifásica. Dessa forma, estabelecido o passo de temperatura  $\Delta T$ , as propriedades na saída do volume de controle podem ser encontradas, sendo possível determinar, para esse trecho, a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_n$  recebida pelo fluido por meio da Eq. 5.8.

$$\dot{Q}_n = \dot{m}(h_a - h_b) \quad (5.8)$$

Nessa equação,  $\dot{m}$  é a vazão mássica do CO<sub>2</sub> e  $h_a$  e  $h_b$  são as entalpias na entrada e saída do volume de controle respectivamente.

Uma vez que o comprimento de cada volume de controle é desconhecido, um comprimento é inicialmente estimado. Por meio de um processo iterativo, destacado em verde na Figura 5.4, o comprimento do volume de controle é determinado, de forma que o erro entre o valor final e o valor calculado anteriormente seja menor que 0,01%.

Figura 5.4 – Fluxograma: região monofásica do evaporador.



A partir do comprimento inicial, é determinado o coeficiente de transferência de calor do fluido por meio da Correlação de Gnielinsk, conforme a Eq. 2.14, utilizando-se o fator de atrito de Fanning, apresentado na Eq. 2.16. Todo o processo iterativo é executado exatamente

conforme a região bifásica, sendo calculadas as temperaturas da parede interna ( $T_{p,i}$ ), pela Lei de Resfriamento de Newton (Eq. 5.5), e da parede externa ( $T_{p,e}$ ), pela Lei de Fourier (Eq. 5.6).

O coeficiente de transferência de calor externo por convecção natural ( $H_{conv}$ ) pode ser calculado com o uso da Correlação de Churchill e Chu (1975), Eq. 2.40, e o coeficiente de transferência de calor externo por condensação em gotas ( $H_{cond}$ ) é determinado conforme a correlação de Bonner (2013), Eq. 2.43. O coeficiente de transferência de calor por radiação térmica foi calculado conforme a Eq. 2.47, sugerida por Çengel (2015).

Assim como proposto na região bifásica, o coeficiente de transferência de calor da parte externa do coletor solar ( $U_{cl}$ ) é determinado pela soma dos coeficientes de transferência de calor calculados anteriormente, considerando seu efeito em ambos os lados da placa coletora e o processo de transferência de calor pode ser modelado com base em uma superfície aletada, seguindo a metodologia proposta por Duffie e Beckman (2013) e Incropera (2011), conforme tratado na seção 2.7 (Coletores solares planos). Assim, pode-se determinar a área de troca de calor externa da aleta  $A_n$ , no volume de controle, bem como o fator de eficiência do coletor solar  $F'$  por meio da Eq. 2.37. Da mesma forma, o novo valor do comprimento do volume de controle  $Z_n$  é encontrado por meio da Eq. 5.7, também proposta por Duffie e Beckman (2013), uma vez que a área  $A_n$  é dada nessa equação em função do próprio comprimento  $Z_n$ . Após encontrado, seu valor é utilizado novamente no processo iterativo, até que ocorra sua convergência.

Para achar a massa de CO<sub>2</sub>, a massa específica média do fluido no volume de controle é encontrada. Como o comprimento do volume  $Z_n$  foi determinado, a massa de fluido pode ser calculada.

Por fim, a perda de carga no interior do volume de controle pode ser encontrada a partir da equação da conservação de energia, representada pela Eq. 5.9, e aplicada entre sua entrada  $n$  e sua saída  $n + 1$ .

$$\Delta P = [(\rho g L)_n - (\rho g L)_{n+1}] + \frac{1}{2} [(\rho u^2)_n - (\rho u^2)_{n+1}] + \Delta P_{atrito} \quad (5.9)$$

Nessa expressão,  $\rho$  é a massa específica local,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $L$  é o desnível entre a entrada e a saída da tubulação do evaporador e  $u$  é a velocidade do escoamento.

Conforme explicado anteriormente, devido ao aspecto construtivo do evaporador, a componente estática, referente a ação gravitacional foi desconsiderada. O efeito da componente de aceleração é ocasionado pelo aumento de velocidade do fluido no decorrer do escoamento.



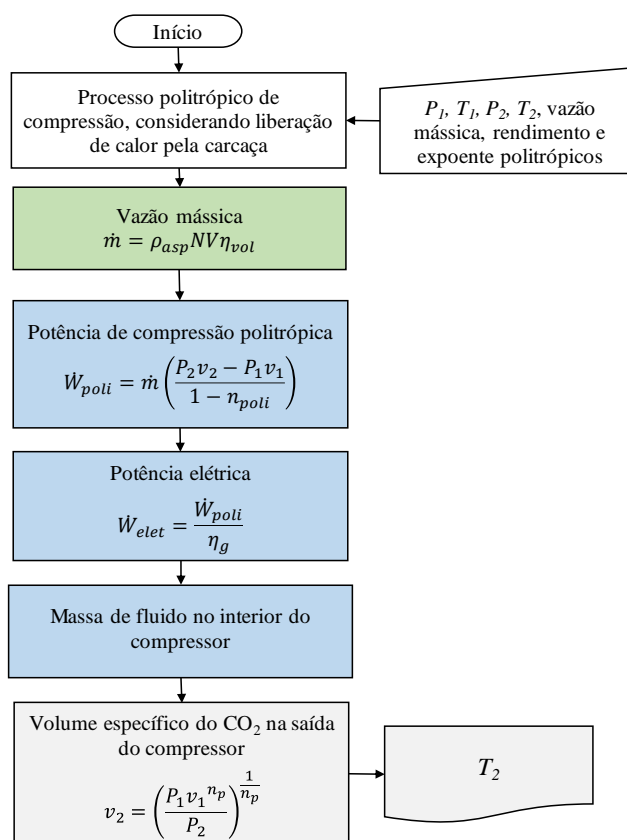
Ao ganhar energia, o refrigerante tem sua temperatura aumentada e, conseqüentemente, sua massa específica reduzida, garantindo-se dessa forma que a vazão mássica seja constante. A perda de pressão por atrito também é determinada ao longo dos volumes de controle com base na Eq. 2.18, Equação de Darcy-Weisbach (1845, *apud* Incropera, 2011), porém, com a aplicação de um fator de atrito de Fanning, apresentado na Eq. 2.16, para o CO<sub>2</sub> no estado monofásico subcrítico.

Todo o processo é repetido até que a soma dos comprimentos calculados seja igual ao comprimento da região de superaquecimento. Ao final do processamento as massas e as taxas de transferência de calor de cada volume de controle são somadas para se obter seus valores totais na região bifásica do evaporador.

### 5.5 Modelo do compressor

A Figura 5.5 apresenta um fluxograma com o modelo matemático do compressor.

Figura 5.5 – Fluxograma: modelo do compressor.



O modelo é baseado em um processo de compressão politrópico irreversível e em um rendimento médio global do conjunto motor/compressor. A partir de dados experimentais apresentados na Tabela 5.5, foi feito um mapeamento das principais características operacionais

do compressor, conforme discutido na seção 4.3. Dessa forma, puderam ser obtidos, em termos médios e para as condições de trabalho da bomba de calor, os rendimentos volumétrico  $\eta_{vol} = 0,75$  e global  $\eta_g = 0,29$ , além do seu expoente da compressão politrópica  $n_{poli} = 1,35$ . Tais valores foram fornecidos ao modelo do compressor como parâmetros de entrada, bem como outras grandezas como as pressões e temperaturas do fluido na entrada ( $P_1, T_1$ ) e saída ( $P_2$  e  $T_2$ ) do componente. Cabe destacar que o modelo do compressor também é responsável por encontrar, ao final do processamento, um novo valor para a temperatura de saída  $T_2$ . Dessa forma, ele é executado em diferentes etapas de processamento.

Primeiramente, é executada a etapa destacada em verde na Figura 5.7, sendo a vazão mássica calculada a partir do rendimento volumétrico do compressor, conforme sugerido por Kong *et al* (2017), com a aplicação da Eq. 5.10.

$$\dot{m} = \rho_1 N V \eta_{vol} \quad (5.10)$$

Nessa expressão,  $\rho_1$  é a massa específica do fluido na aspiração,  $N$  a rotação do compressor e  $V$  o seu volume da câmara de compressão, dados esses obtidos do catálogo do fabricante.

Após o processo de convergência da vazão mássica, executa-se a parte destacada em azul na Figura 5.7. A potência de compressão  $\dot{W}_{poli}$  é calculada de acordo com a Eq. 5.11, considerando-se um processo de compressão politrópico.

$$\dot{W}_{poli} = \dot{m} \left( \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1 - n_{poli}} \right) \quad (5.11)$$

A potência elétrica consumida é dada pela razão entre a potência politrópica  $\dot{W}_{poli}$  e o rendimento global, conforme a Eq. 5.12.

$$\dot{W}_{elet} = \frac{\dot{W}_{poli}}{\eta_g} \quad (5.12)$$

A massa  $m$  no interior do compressor é determinada com base no volume interno livre, ocupado pelo fluido refrigerante, resultado do volume interno total menos o espaço tomado por seu conjunto eletromecânico. Esse volume foi estimado a partir da observação de compressores de tamanhos similares, resultando em cerca de 35% do volume interno do compressor. No cálculo foi considerada a massa específica do CO<sub>2</sub> na aspiração do compressor  $\rho_1$ .

$$m = \rho_1 V_{livre} \quad (5.13)$$

Não havendo a convergência da massa total de CO<sub>2</sub> calculada pelo modelo, executa-se a etapa em cinza na Figura 5.7, de modo a obter-se a temperatura do fluido na saída do

compressor  $T_2$ . Uma vez conhecido o expoente politrópico  $n_{poli}$ , e obtidas uma nova pressão de baixa  $P_1$  (através do modelo do evaporador) e uma nova pressão de alta  $P_2$  (através do método da secante), é possível calcular o volume específico do fluido na saída do compressor  $v_2$ , a partir da Eq. 5.14, e conseqüentemente uma nova temperatura  $T_2$ .

$$v_2 = \left( \frac{P_1 v_1^{n_{poli}}}{P_2} \right)^{\frac{1}{n_{poli}}} \quad (5.14)$$

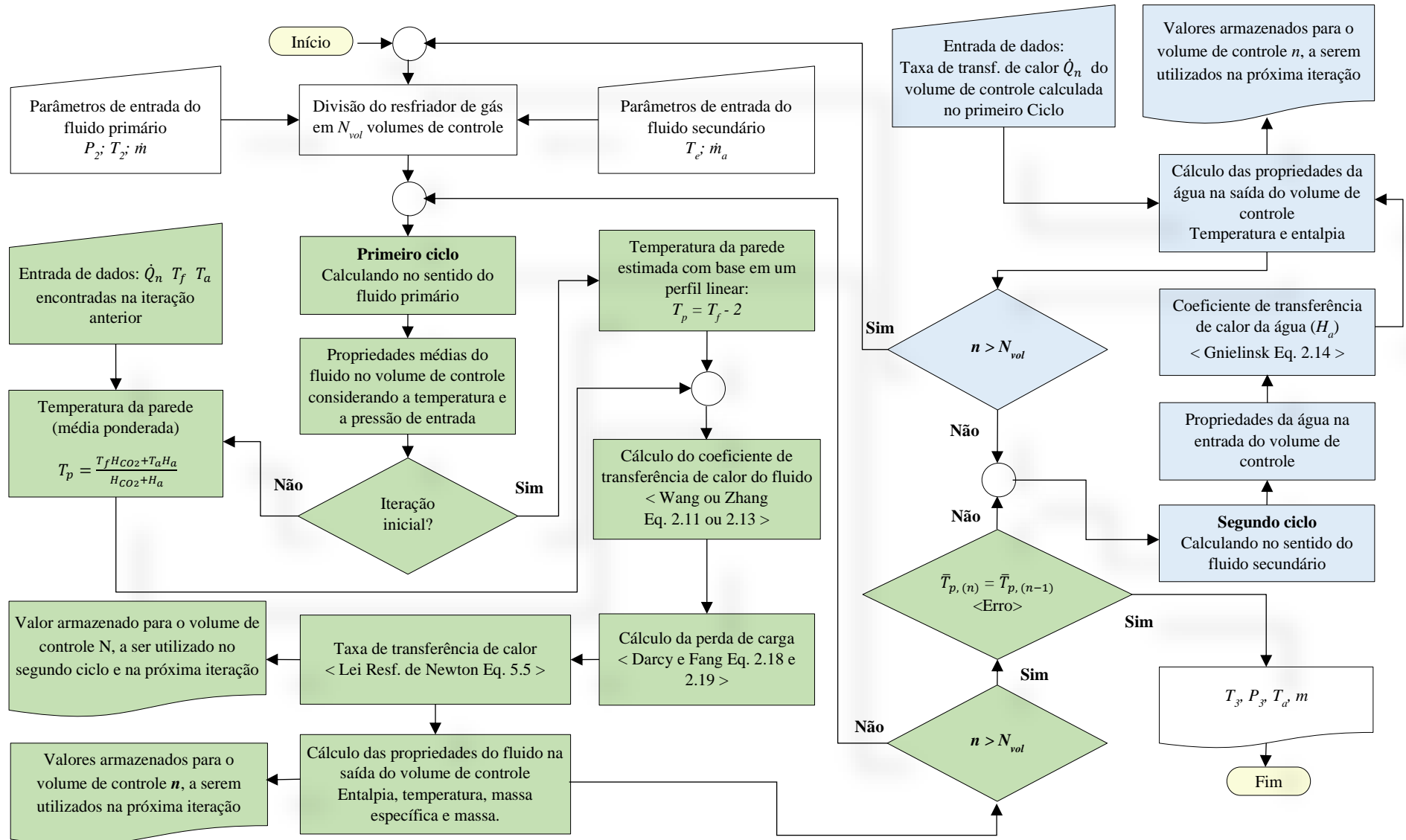
Nessa expressão,  $v_1$  é o volume específico na aspiração do compressor

### 5.6 Modelo do resfriador de gás

A Figura 5.6 traduz por meio de um fluxograma as principais etapas do modelo do resfriador de gás. Nota-se que o processo iterativo é dividido em duas etapas, chamadas no fluxograma de primeiro e segundo ciclos. No primeiro ciclo, destacado em verde na figura, o processamento ocorre no sentido do fluxo de  $\text{CO}_2$ , com o objetivo de calcular a temperatura do fluido ao longo do resfriador gás até a sua saída, já que são conhecidas a pressão  $P_2$  e a temperatura  $T_2$  na sua entrada. No segundo ciclo, destacado em azul na figura, o sentido de processamento se inverte na direção do fluxo de água, iniciando-se na sua entrada, onde são conhecidas a temperatura e vazão do fluido secundário, de modo que pode ser calculada, ao longo do trocador de calor, o valor da temperatura até sua saída.

O resfriador de gás foi dividido em  $N_{vol}$  volumes de controle, coincidentes tanto para o lado por onde circula o  $\text{CO}_2$  quanto para o lado da água. Esse número foi obtido por meio de um teste de malha cujos resultados são descritos na seção 6.1. Como o comprimento total do resfriador de gás é conhecido, cada volume de controle terá um comprimento fixo  $Z_n$ , definido pela razão entre o seu comprimento total e o número de volumes de controle  $Z_{total}/N_{vol}$ .

Figura 5.6 – Fluxograma: modelo do resfriador de gás.



### 5.6.1 Primeiro ciclo – sentido do fluido primário

O primeiro volume de controle, na entrada do resfriador de gás pelo lado do CO<sub>2</sub>, tem como temperatura e pressão de entrada os próprios valores de  $T_2$  e  $P_2$ . A princípio, esses valores são considerados como valores médios para o interior do volume de controle, uma vez que a temperatura de saída ainda é desconhecida. Sabe-se que essa consideração leva a um erro na determinação das propriedades do fluido, porém, esse erro é pequeno, principalmente quando se tem um número significativo de volumes de controle. Além disso, após estabelecer a perda de carga no volume de controle atual, as propriedades do CO<sub>2</sub> são corrigidas e os novos valores aplicados para calcular o próximo volume. Dessa forma, as propriedades do refrigerante podem ser determinadas dentro do volume de controle.

Na primeira iteração, como ainda não foi calculado um perfil de temperatura  $T_p$ , para a parede da tubulação que separa os fluxos de CO<sub>2</sub> e água, é estabelecido um perfil linear para essa temperatura. Nessa iteração, a cada volume de controle, a temperatura da parede é estipulada em 2 K abaixo da temperatura calculada para o fluido refrigerante  $T_f$ . Tendo-se um valor para as temperaturas do fluido  $T_f$  e da parede  $T_p$ , pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor do fluido  $H_{CO_2}$ , por meio das correlações de Zhang *et al.* (2015) ou de Wang *et al.* (2017), próprias para o CO<sub>2</sub> no estado supercrítico em um resfriador de gás de formato helicoidal, conforme as Eq. 2.11 e 2.13. Nesse caso, o objetivo é comparar o desempenho de cada correlação nos resultados gerados pelo modelo.

A taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_n$ , trocada entre o fluido e a parede da tubulação no volume de controle, pode então ser calculada através da Lei de Resfriamento de Newton, Eq. 5.15.

$$\dot{Q}_n = H_{CO_2} \pi d Z_n (T_p - T_f) \quad (5.15)$$

Nessa expressão,  $d$  é o diâmetro interno da tubulação e  $Z_n$  o comprimento do volume de controle. Tendo calculado a taxa de transferência de calor, torna-se possível obter a variação de entalpia no volume de controle, e por conseguinte, a entalpia na saída desse volume  $h_s$ , bem como sua temperatura.

$$\dot{Q}_n = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (5.16)$$

Nessa expressão,  $\dot{m}$  é a vazão mássica de CO<sub>2</sub> e  $h_e$  é a entalpia do CO<sub>2</sub> na entrada do volume de controle.

A perda de pressão no interior do volume de controle pode ser encontrada a partir da equação da conservação de energia, apresentada anteriormente na Eq. 5.9. Como o CO<sub>2</sub> percorre um caminho descendente ao longo da tubulação, com uma inclinação aproximada de 11° e perfazendo uma altura de cerca de 1,3 m em relação ao ponto de saída do fluido, é possível calcular o ganho de pressão ocasionado pela componente estática, referente a primeira parcela da Eq. 5.9, uma vez que o comprimento do volume de controle  $Z_n$  é conhecido. Além disso, visto que o diâmetro da tubulação é constante, o efeito da componente de aceleração, representado pela segunda parcela da Eq. 5.9, é ocasionado pela redução da velocidade do fluido no decorrer do escoamento ao ter sua massa específica aumentada. A última parcela da Eq. 5.9, que corresponde à perda de carga por atrito, é determinada com base na Eq. 2.18, Equação de Darcy-Weisbach (1845, *apud* Incropera, 2011), com a utilização do fator de atrito próprio para o CO<sub>2</sub> no estado supercrítico, conforme sugerido por Fang, Xu e Zhou (2011), por meio da Eq. 2.19. O valor resultante da perda de pressão é então aplicado ao volume de controle seguinte ( $n + 1$ ), de modo a se determinar sua pressão de entrada.

Dessa forma, todo o processo descrito no primeiro ciclo pode ser calculado para cada volume de controle, nos quais os parâmetros de entrada correspondem aos parâmetros de saída do volume de controle anterior. As informações geradas no primeiro ciclo são armazenadas e indexadas por um número referente ao número do volume de controle no qual foram obtidas, de forma a serem utilizadas no segundo ciclo para a determinação do perfil de temperatura da água.

### 5.6.2 Segundo ciclo – sentido do fluido secundário

O segundo ciclo se inicia na entrada do fluxo de água, ou seja, no último volume de controle calculado no primeiro ciclo. Assim, a temperatura da água  $T_{a,e}$  é conhecida na entrada desse volume, e como foi feito para o CO<sub>2</sub>, seu valor foi considerado como sendo a temperatura média no interior do próprio volume. Dessa forma, as propriedades da água são determinadas, podendo ser calculado o correspondente coeficiente de transferência de calor  $H_a$ , seja por meio da correlação de Gnielinski (1976), Eq. 2.14, caso o escoamento seja turbulento, ou por meio de um número de Nusselt igual a 4,36, se o escoamento for laminar, considerando um fluxo de calor uniforme na parede da tubulação.

Como a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_n$  já foi calculada no primeiro ciclo, para cada volume de controle, a entalpia de saída da água  $h_s$  pode ser encontrada e, conseqüentemente, sua temperatura na saída do volume.

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_a(h_e - h_s) \quad (5.17)$$

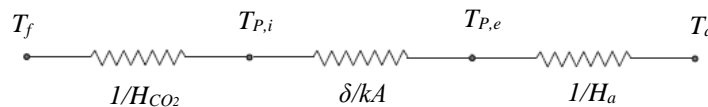
Na Eq. 5.17,  $\dot{m}_a$  é a vazão mássica de água e  $h_e$  é a entalpia da água na entrada do volume de controle.

Esse processo é então realizado para todos os volumes de controle, utilizando-se as informações armazenadas no primeiro ciclo para a taxa de transferência de calor, até que seja determinada a temperatura de saída da água no resfriador de gás  $T_{a,s}$ .

### 5.6.3 Perfil de temperatura da parede

Ao final do primeiro e segundo ciclos, tendo-se as temperaturas do CO<sub>2</sub> e da água para cada volume de controle, o modelo permite calcular um novo perfil de temperatura para a parede da tubulação, agora não mais linear, mas baseado nas temperaturas dos fluidos e nos respectivos coeficientes de transferência de calor. A Figura 5.7 mostra as resistências térmicas ao fluxo de calor radial na tubulação do resfriador de gás, entre o CO<sub>2</sub> e a água.

Figura 5.7 – Resistências térmicas no resfriador de gás.



Desprezando-se a resistência da parede da tubulação  $\delta/kA$ , pode-se calcular por meio da Eq. 5.18, para cada volume de controle, a temperatura da parede  $T_p$ , estabelecendo-se assim, um novo perfil de temperatura para a parede da tubulação.

$$T_p = \frac{T_f H_{CO_2} + T_a H_a}{H_{CO_2} + H_a} \quad (5.18)$$

Ambos os ciclos detalhados anteriormente são repetidos, agora usando-se o novo perfil de temperatura da parede. Assim, podem ser obtidos novos perfis de temperatura  $T_f$  para o CO<sub>2</sub> e para a água  $T_a$ , sendo novamente encontrado, ao final dessa nova iteração, um novo perfil para a parede da tubulação  $T_p$ . Em seguida, calcula-se, em termos médios, a diferença entre o valor atual obtido para a temperatura da parede, a cada volume de controle, e o seu valor encontrado na iteração anterior ( $n - 1$ ). Caso o desvio seja superior a 1%, o processamento é repetido até que se alcance o valor estipulado.

## 5.7 Cálculo da massa na tubulação e acessórios

O cálculo da massa nos tubos de conexão e nos acessórios da BDC, como o acumulador de líquido e o separador de óleo, é feito partindo do pressuposto que o fluido se encontra no estado monofásico, considerando um escoamento adiabático, unidirecional e sem perdas de carga ao longo da tubulação. Dessa forma, determinam-se as propriedades do fluido em cada região específica da bomba de calor, e com base na sua massa específica média e no volume interno do componente analisado, a massa de refrigerante é então obtida.

## 5.8 Cálculo do COP

A determinação do COP pelo modelo matemático é feita de acordo com Zhang *et al.* (2017), conforme a Eq. 5.19, da mesma maneira como mostrado na seção 4.4.1, na qual foi abordado o procedimento experimental, aplicando-se agora os valores obtidos pelo modelo matemático.

$$COP = \frac{\dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})}{\dot{W}_{elet}} \quad (5.19)$$

Nessa expressão,  $\dot{V}_a$  é a vazão volumétrica da água,  $\rho_a$  é a sua massa específica,  $c_{p,a}$  é o calor específico à pressão constante,  $T_{a,s}$  e  $T_{a,e}$  são as temperaturas de saída e de entrada da água respectivamente e  $\dot{W}_{elet}$  é a potência elétrica do compressor, resultado da razão entre a potência politrópica  $\dot{W}_{poli}$  e o rendimento global do compressor, conforme a Eq. 5.12. Cabe destacar que a vazão volumétrica da água  $\dot{V}_a$  e a sua temperatura de entrada  $T_{a,e}$  são parâmetros de entrada do modelo, enquanto que as demais variáveis são calculadas ao longo do seu processamento.

## 5.9 Conclusão

Neste capítulo foi apresentada a estrutura detalhada do modelo matemático empregado na realização desse trabalho. A princípio, foram definidos os parâmetros de entrada do modelo bem como as principais considerações e hipóteses utilizadas na sua concepção. Foi estudado o procedimento principal e suas convergências fundamentais, baseadas essencialmente no método da secante, método esse aplicado sob as pressões de entrada do evaporador solar e do resfriador de gás, permitindo, respectivamente, a convergência da vazão mássica de refrigerante e da massa total de CO<sub>2</sub> carregada no equipamento.



O modelo de cada componente da BDC foi analisado, bem como sua interação com os demais componentes e com o meio externo, sendo possível compreender a aplicação dos conteúdos abordados na revisão bibliográfica do Capítulo 2 acerca de cada aspecto particular do CO<sub>2</sub> nos estados supercrítico, bifásico e monofásico subcrítico, bem como dos fenômenos de transferência de calor e perda de carga.

Do ponto de vista teórico, o modelo se mostra consistente, estando o seu código fonte disponível no Apêndice E. Assim, no próximo capítulo é proposta sua validação a partir dos resultados experimentais discutidos no Capítulo 4.

## 6. VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS

### 6.1 Introdução

Neste capítulo é proposta uma análise dos resultados obtidos pelo modelo matemático a partir de simulações que consideraram os parâmetros ambientais medidos através dos testes experimentais descritos no Capítulo 4. Dessa forma, comparando-se os valores teóricos, gerados pelo modelo, com os resultados experimentais, é possível promover sua validação.

### 6.2 Testes de malha

Testes de malha foram realizados no evaporador solar e no resfriador de gás, de forma a definir a quantidade adequada de volumes de controle de cada componente. Tais testes levaram em consideração a influência do nível de discretização nos resultados obtidos pelo modelo, buscando o equilíbrio entre os níveis de convergências das variáveis de saída e o tempo computacional.

#### 6.2.1 Região bifásica do evaporador solar

A região bifásica do evaporador foi dividida em um número de volumes de controle  $N_{vol} = 1000$  para o equipamento sob luz solar, e  $N_{vol} = 2000$  para o equipamento à sombra. A variável determinante na obtenção desses números foi a temperatura do  $\text{CO}_2$  na saída do evaporador, que, conforme indicados nas Figuras 6.1 e 6.2, sofrem diretamente o efeito dessa variação.

Figura 6.1 – Teste de malha: região bifásica sob luz solar.

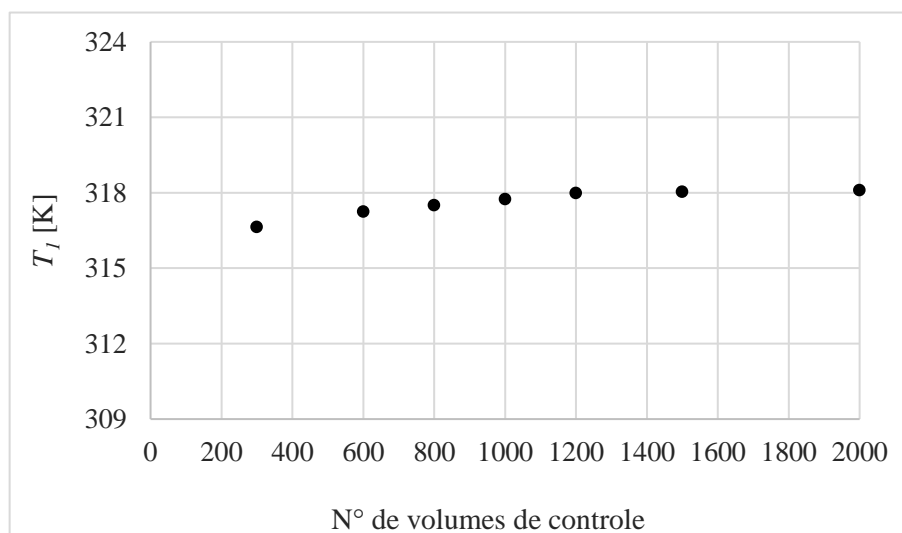
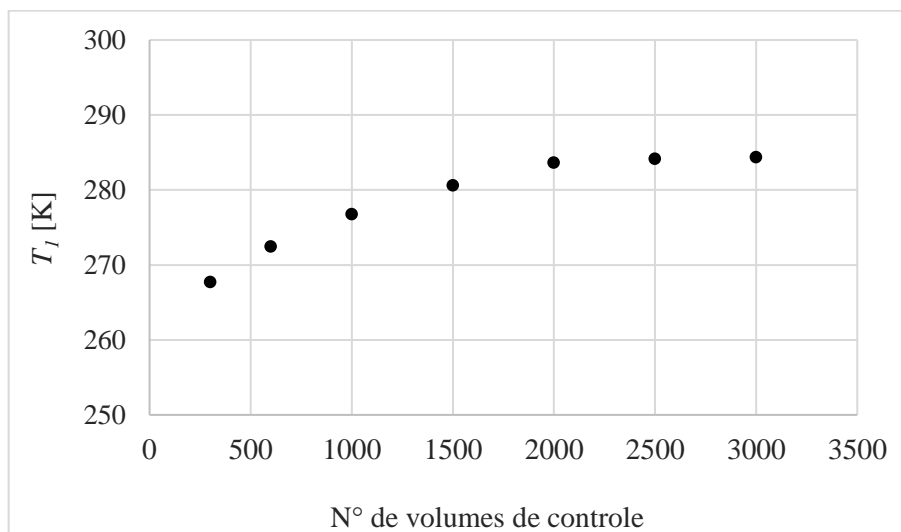


Figura 6.2 – Teste de malha: região bifásica à sombra.



Na Figura 6.1, com um nível de irradiação solar de  $I = 0,79 \text{ kW/m}^2$ , observa-se que a temperatura obtida com  $N_{vol} = 1.000$  é de  $317,74 \text{ K}$ , e para  $N_{vol} = 1200$ , está em torno de  $317,98 \text{ K}$ , ficando a diferença entre elas em  $0,24 \text{ K}$ . A partir desse valor, percebe-se que um crescimento no número de divisões não produziria um efeito significativo em relação ao valor obtido para  $T_1$ . Aumentar o número de volumes de controle, por exemplo, em 300 unidades, levaria  $T_1$  para  $318,04 \text{ K}$ , um acréscimo de apenas  $0,06 \text{ K}$  no valor da temperatura. Dessa forma, pode-se considerar que a escolha de  $N_{vol} = 1000$  já levaria a uma convergência satisfatória, com uma diferença de temperatura dentro da faixa de incertezas de medição dos termopares utilizados nos testes experimentais.

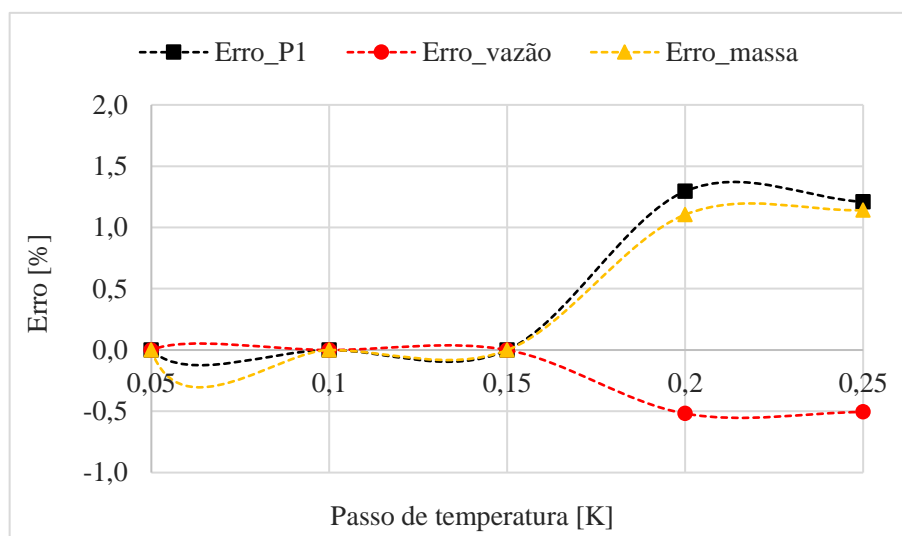
Na Figura 6.2, com um nível de irradiação solar de  $I = 0,04 \text{ W/m}^2$ , equivalente ao equipamento posicionado à sombra, percebe-se que o valor de  $T_1$  é bem mais sensível à variação do número de volumes de controle, que tende a se estabilizar com um elevado número de divisões. Com  $N_{vol} = 2.000$ , obtém-se uma temperatura de  $283,65 \text{ K}$ , e com  $N_{vol} = 2.500$ , esse valor chega a  $284,15 \text{ K}$ , uma diferença de temperatura de  $0,5 \text{ K}$ , que se encontra dentro da faixa de incertezas dos termopares. Aumentar a discretização para  $N_{vol} = 3.000$  volumes faria com que  $T_1$  alcançasse o valor de  $284,35 \text{ K}$ , representando uma diferença de temperatura de  $0,2 \text{ K}$ , aumentando o custo computacional e não trazendo vantagem significativa ao valor da temperatura obtida pelo modelo.

### 6.2.2 Passo de temperatura da região monofásica do evaporador

Um passo de temperatura  $\Delta T = 0,15 \text{ K}$  foi utilizado para percorrer os volumes de controle da região de superaquecimento. Conforme explicado na seção 5.4.2, nessa etapa não

há um número determinado de volumes de controle, uma vez que o comprimento de cada divisão é encontrado durante a execução do modelo. Como critério de parada, o processamento é interrompido quando o comprimento total do evaporador, obtido pela soma dos comprimentos de cada um dos volumes de controle, é atingido. Todavia, a magnitude desse passo de temperatura tende a influenciar os resultados de algumas variáveis de saída do modelo, conforme pode ser visto na Figura 6.3. Nessa figura, observa-se que o valor escolhido de 0,15 K foi o maior valor possível para  $\Delta T$ , de forma a não provocar, ao mesmo tempo, uma alteração significativa na determinação da pressão de baixa  $P_1$ , na vazão mássica  $\dot{m}$  e da massa de refrigerante  $m$ .

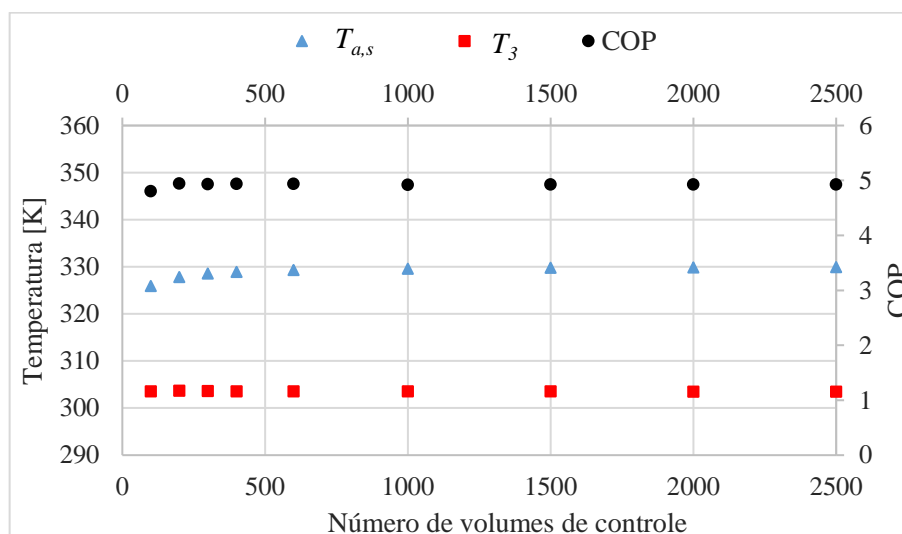
Figura 6.3 – Teste de malha: passo de temperatura na região monofásica.



### 6.2.3 Resfriador de gás

Para o resfriador de gás, foi escolhido um número de volumes de controle  $N_{vol} = 600$ . A Figura 6.4 indica que esse número representa o menor valor para o qual os valores do COP e das temperaturas de saída da água e do  $\text{CO}_2$ ,  $T_{a,s}$  e  $T_3$  respectivamente, alcancem sua estabilidade, não mais sendo influenciados pelo aumento do número de divisões.

Figura 6.4 – Teste de malha: resfriador de gás.



### 6.3 Validação do modelo

Para realização dos testes de validação do modelo foram utilizados valores experimentais levantados nos cinquenta pontos experimentais apresentados no Capítulo 4. Dessa forma, para cada ponto experimental testado, cada uma das variáveis de entrada da Tabela 6.1 teve o seu valor carregado no sistema de acordo com os dados disponíveis na Tabela 4.1.

Tabela 6.1 – Variáveis de entrada dos testes de validação.

Dados	Variáveis
<b>Fatores ambientais</b>	Pressão atmosférica $P_{atm}$
	Aceleração da gravidade local $g$
	Temperatura ambiente $T_{amb}$
	Ponto de orvalho $T_{sat}$
	Irradiação solar $I$
<b>Fluido secundário</b>	Temperatura de entrada $T_{a,e}$
	Vazão volumétrica $\dot{V}_a$
<b>Fluido primário</b>	Massa carregada no sistema $m$

Testou-se duas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do  $\text{CO}_2$  passando pelo resfriador de gás no estado supercrítico, as correlações de Zhang *et al.* (2015) e de Wang *et al.* (2017), ambas considerando o formato helicoidal do equipamento, uma vez que, conforme mencionado no Capítulo 1, sabe-se que tal componente detém grande parte da massa carregada na BDC. Os resultados obtidos para as pressões do ciclo termodinâmico da bomba de calor, bem como para as temperaturas de saída da água e do  $\text{CO}_2$  no resfriador de

gás, além do COP, são apresentados nas próximas seções por meio de gráficos, sendo os mesmos comparados aos resultados experimentais.

### 6.3.1 Resultados: correlação de Zhang et al. (2015)

Figuras 6.5 e 6.6 mostram os resultados obtidos para as pressões no resfriador de gás (pressão de alta) e no evaporador solar (pressão de baixa).

Figura 6.5 – Resultado: Pressão de alta - Zhang et al. (2015).

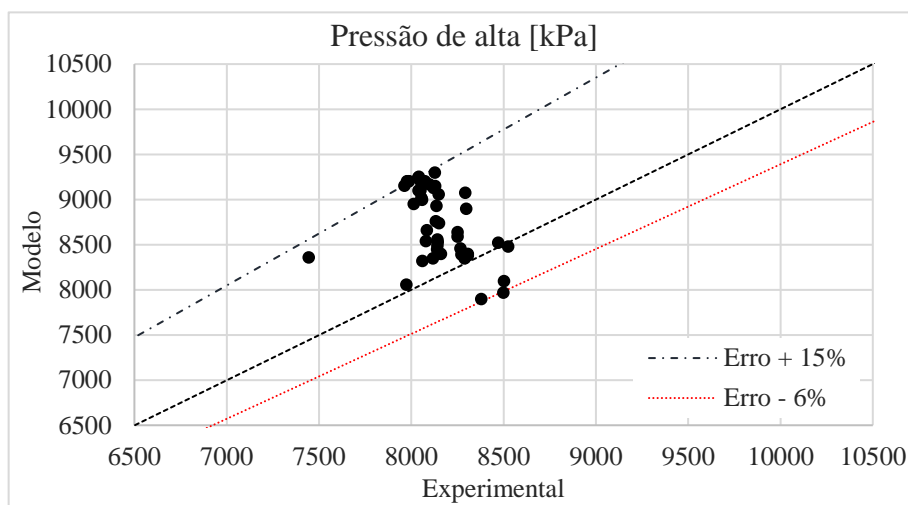
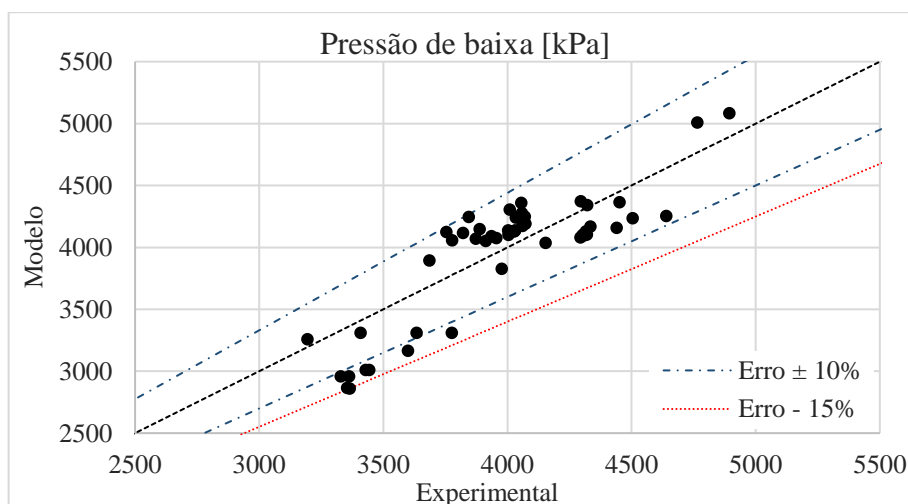


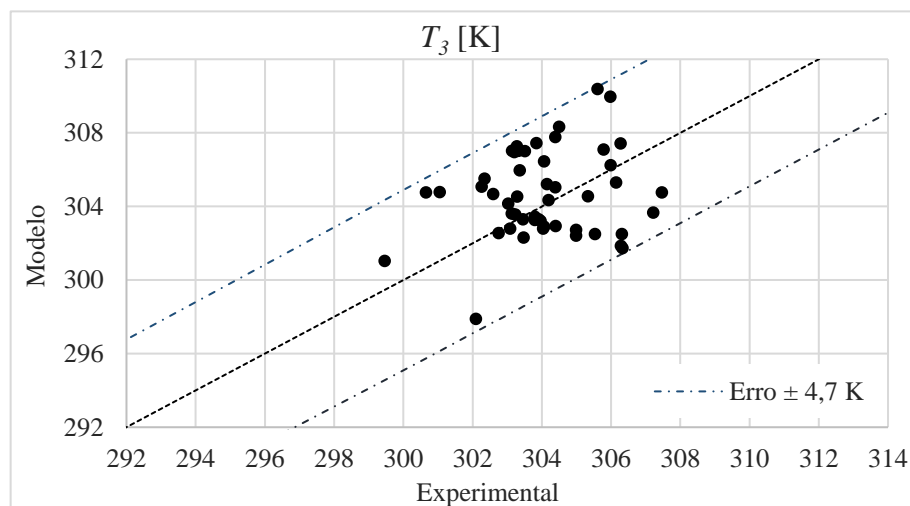
Figura 6.6 – Resultado: Pressão de baixa - Zhang et al. (2015).



Para a pressão de alta, os valores estão, em sua maior parte, concentrados em uma faixa de erro de 0 a 15%. O erro médio foi de 7,5%, com um desvio padrão de 5,2%. Para a pressão de baixa, 84% dos valores gerados pelo modelo estão concentrados dentro de uma faixa de  $\pm 10\%$ , sendo o erro máximo de  $-15\%$ . O erro médio foi de 6,0%, com um desvio padrão de 3,7%.

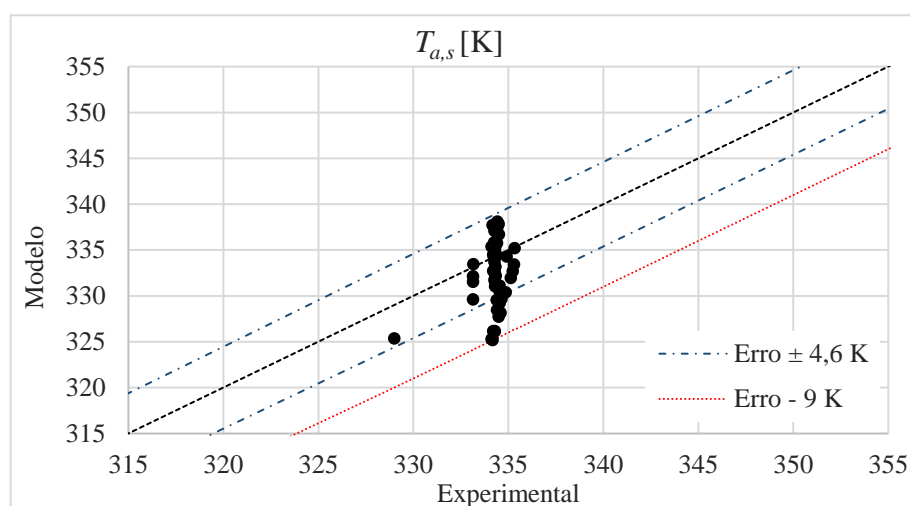
A Figura 6.7 mostra os resultados obtidos para a temperatura na saída do resfriador de gás  $T_3$ , cujos resultados ficaram dentro de uma margem de erro de  $\pm 4,7$  K em relação aos resultados experimentais, com desvio médio de 2,2 K e desvio padrão de 1,5 K.

Figura 6.7 – Resultado: Temperatura na saída do resfriador de gás - Zhang et al. (2015).



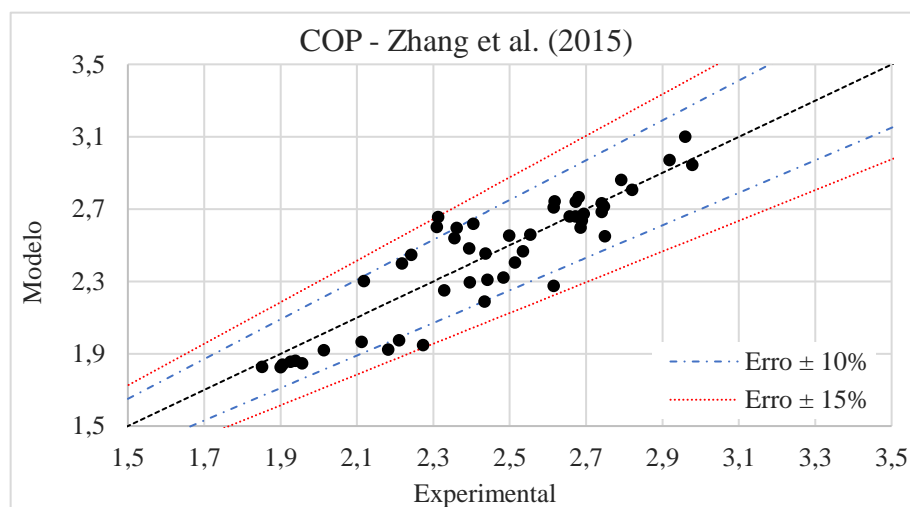
A Figura 6.8 mostra os resultados para a temperatura de saída da água, dos quais 80% dos pontos ficaram distribuídos dentro de uma faixa de erro de  $\pm 4,6$  K, com um desvio máximo de  $-9$  K, um desvio médio de 3,2 K e um desvio padrão de 2,5 K.

Figura 6.8 – Resultado: Temperatura de saída da água - Zhang et al. (2015).



A Figura 6.9 mostra os resultados para COP. Nota-se que a maior parte dos resultados, cerca de 86%, ficaram concentrados dentro de uma margem de erro de  $\pm 10\%$ , com 5 pontos ultrapassando essa margem em uma faixa de erros máxima de  $\pm 15\%$ . Em termos absolutos, o erro médio foi de 5,0% com um desvio padrão de 4,0%.

Figura 6.9 – Resultado: COP - Zhang et al. (2015).



A Tabela 6.2 apresenta uma comparação entre os parâmetros de saída do modelo utilizados na sua validação, com àqueles obtidos experimentalmente, sendo os erros calculados em termos absolutos. Percebe-se que os pontos referentes a operação do equipamento à sombra, destacados em azul, apresentaram erros mais significativos, principalmente para os valores de pressão. De fato, tal condição era esperada, uma vez que, sem o aporte de energia do sol, as demais energias coletadas pelo equipamento, seja pelo efeito da convecção natural ou forçada do ar, da condensação do vapor d'água atmosférico ou da radiação térmica emitida pelo meio através de ondas eletromagnéticas, se tornam mais proeminentes. Destarte, sabe-se que, diferente do nível de irradiação solar, que foi devidamente medido pelos piranômetros, as demais grandezas que compõe esse total de energia foram estimadas por meio de correlações matemáticas. Portanto, espera-se que os erros obtidos pelo modelo sejam maiores, pois agregam as incertezas dessas correlações.



Tabela 6.2 – Resultados do modelo - Zhang *et al.* (2015)

Ponto	P. alta [kPa]			P. baixa [kPa]			T3 [K]			Ts,a [K]			COP		
	Exp.	Modelo	Erro [%]	Exp.	Modelo	Erro [%]	Exp.	Modelo	Erro [K]	Exp.	Modelo	Erro [K]	Exp.	Modelo	Erro [%]
1	8251	8639	4,70	4766	5008	5,08	305,6	310,4	4,77	334,3	326,1	8,15	2,74	2,68	2,12
2	8252	8587	4,06	4894	5082	3,84	306,0	310,0	3,97	334,1	325,3	8,84	2,98	2,94	1,18
3	8500	7966	6,28	4452	4364	1,98	302,6	304,7	2,07	334,2	325,2	8,99	2,92	2,97	1,75
4	8503	8096	4,79	4505	4234	6,02	302,4	305,5	3,16	334,2	326,1	8,07	2,75	2,55	7,28
5	8380	7897	5,76	4440	4156	6,40	302,3	305,1	2,8	334,3	326,1	8,20	2,82	2,81	0,53
6	8040	9097	13,15	3195	3258	1,97	300,7	304,8	4,1	333,1	332,1	1,01	2,18	1,92	11,87
7	8013	8948	11,67	3409	3308	2,96	301,1	304,8	3,72	333,2	329,6	3,56	2,21	1,97	10,72
8	8051	9097	12,99	3634	3308	8,97	304,4	305,0	0,65	333,2	331,5	1,64	2,11	1,97	6,96
9	8052	9197	14,22	3777	3308	12,42	306,2	305,3	0,86	333,2	333,4	0,26	2,01	1,92	4,72
10	8292	9075	9,44	3977	3825	3,82	303,5	307,0	3,48	334,5	330,6	3,93	2,43	2,19	10,11
11	8298	8896	7,21	4154	4036	2,84	303,1	307,0	3,88	334,4	328,5	5,95	2,62	2,27	13,04
12	8306	8395	1,07	4296	4370	1,72	303,8	307,4	3,59	334,5	327,7	6,77	2,69	2,60	3,35
13	8307	8379	0,87	4295	4079	5,03	303,8	303,4	0,37	334,6	329,2	5,35	2,69	2,64	2,01
14	8298	8378	0,96	4304	4101	4,72	303,8	303,3	0,55	334,5	329,3	5,21	2,69	2,66	1,00
15	8297	8389	1,11	4312	4098	4,96	303,9	303,3	0,62	334,4	329,5	4,86	2,67	2,66	0,49
16	8291	8391	1,21	4321	4103	5,05	304,0	303,2	0,76	334,5	329,6	4,90	2,66	2,66	0,08
17	8290	8346	0,68	4322	4340	0,42	304,1	306,5	2,38	334,6	328,2	6,45	2,69	2,67	0,82
18	8272	8389	1,41	4317	4128	4,38	304,0	302,8	1,25	334,6	329,7	4,97	2,75	2,71	1,24
19	8266	8456	2,30	4334	4167	3,85	304,1	302,9	1,17	334,9	330,4	4,50	2,74	2,73	0,36
20	7963	9152	14,93	3329	2958	11,14	305,5	302,5	3,05	334,5	336,7	2,17	1,94	1,86	4,02
21	7977	9202	15,36	3354	2865	14,58	306,3	301,7	4,6	334,5	337,9	3,35	1,90	1,83	3,95
22	7985	9202	15,24	3363	2958	12,04	306,3	302,5	3,82	334,5	337,6	3,18	1,91	1,84	3,46
23	7988	9202	15,20	3365	2858	15,07	306,3	301,8	4,45	334,4	338,1	3,65	1,85	1,83	1,35
24	8061	8317	3,18	3686	3894	5,64	303,1	303,6	0,47	334,2	334,3	0,01	2,33	2,25	3,39
25	8098	9166	13,19	3778	4057	7,39	303,2	306,9	3,73	334,3	334,2	0,11	2,40	2,29	4,26

Ponto	P. alta [kPa]		Erro [%]	P. baixa [kPa]		Erro [%]	T3 [K]		Erro [K]	Ts,a [K]		Erro [K]	COP		Erro [%]
	Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo	
26	8121	9126	12,38	3821	4114	7,67	303,3	307,3	3,98	334,3	333,2	1,17	2,44	2,31	5,49
27	8141	8557	5,11	3873	4069	5,06	303,4	306,0	2,59	334,3	331,7	2,53	2,44	2,45	0,70
28	8148	9056	11,14	3888	4147	6,66	303,3	307,0	3,68	334,3	332,6	1,73	2,48	2,32	6,56
29	8144	8527	4,70	3936	4090	3,91	303,0	304,2	1,12	334,3	332,5	1,78	2,50	2,55	2,16
30	8141	8487	4,25	3956	4073	2,96	303,2	303,6	0,33	334,2	332,7	1,48	2,54	2,47	2,76
31	8140	8447	3,77	4004	4099	2,37	303,3	304,5	1,24	334,3	331,1	3,25	2,55	2,56	0,16
32	8118	8347	2,82	4029	4131	2,53	303,5	302,3	1,17	334,5	331,1	3,44	2,67	2,74	2,51
33	8080	8537	5,66	4046	4247	4,97	303,5	303,3	0,17	335,3	333,4	1,91	2,62	2,74	4,70
34	8161	8397	2,89	4073	4189	2,85	302,8	302,5	0,21	335,1	331,9	3,21	2,68	2,76	3,10
35	8148	8407	3,18	4028	4128	2,48	303,1	302,8	0,31	334,3	331,5	2,77	2,62	2,71	3,56
36	8151	8737	7,19	4034	4239	5,08	304,2	304,3	0,13	334,4	335,7	1,35	2,36	2,60	9,91
37	8134	8757	7,66	4070	4248	4,37	305,3	304,5	0,79	334,3	335,2	0,93	2,41	2,62	8,86
38	8137	8927	9,71	4059	4276	5,35	305,8	307,1	1,3	334,3	335,8	1,56	2,24	2,45	9,10
39	8128	9297	14,38	4056	4359	7,47	304,5	308,3	3,82	334,2	337,7	3,54	2,22	2,40	8,16
40	8130	9148	12,52	4061	4172	2,73	304,4	307,8	3,38	334,3	337,1	2,78	2,12	2,30	8,64
41	8056	9017	11,93	3844	4244	10,41	306,0	306,2	0,24	334,1	335,4	1,23	2,39	2,48	3,63
42	8084	8657	7,09	3754	4122	9,80	304,2	305,2	1,05	334,4	335,7	1,33	2,36	2,54	7,81
43	8074	9200	13,95	3600	3163	12,14	304,4	302,9	1,48	334,3	332,2	2,16	2,27	1,95	14,34
44	8041	9251	15,05	3444	3008	12,66	305,0	302,4	2,58	334,3	333,7	0,59	1,96	1,85	5,62
45	8037	9241	14,98	3429	3008	12,28	305,0	302,7	2,27	334,3	334,6	0,27	1,93	1,86	3,69
46	7444	8356	12,25	4010	4304	7,33	302,1	297,9	4,22	334,9	334,3	0,64	2,96	3,10	4,73
47	7974	8057	1,04	3913	4052	3,55	299,5	301,0	1,57	329,0	325,4	3,64	2,79	2,86	2,47
48	8058	8997	11,65	4640	4253	8,34	306,3	307,4	1,13	335,2	332,7	2,57	2,51	2,40	4,42
49	8525	8477	0,56	4003	4136	3,32	307,2	303,7	3,57	334,2	334,5	0,28	2,31	2,66	14,83
50	8472	8521	0,58	4032	4136	2,58	307,5	304,8	2,71	335,3	335,2	0,13	2,31	2,60	12,65

Valor médio: 7,5 6,0 2,2 3,2 5,0

### 6.3.2 Resultados: correlação de Wang *et al.* (2017)

Utilizando a correlação de Wang *et al.* (2017), as Figuras 6.10 e 6.11 mostra os resultados obtidos para as pressões no resfriador de gás (pressão de alta) e no evaporador solar (pressão de baixa). Para a pressão de alta, conforme ocorreu com a utilização da correlação de Zhang *et al.* (2015), a maioria dos erros estão concentrados em uma faixa de 0 a 15%. Entretanto, nove pontos ultrapassaram a margem de + 15%, chegando ao valor máximo de + 21,9%. O erro médio foi de 8,6%, para um desvio padrão de 6,5%. Para a pressão de baixa, a quase totalidade dos resultados ficaram dentro da margem de  $\pm 12\%$ . O erro médio foi de 5,6%, para um desvio padrão de 3,9%.

Figura 6.10 – Resultado: Pressão de alta - Wang *et al.* (2017).

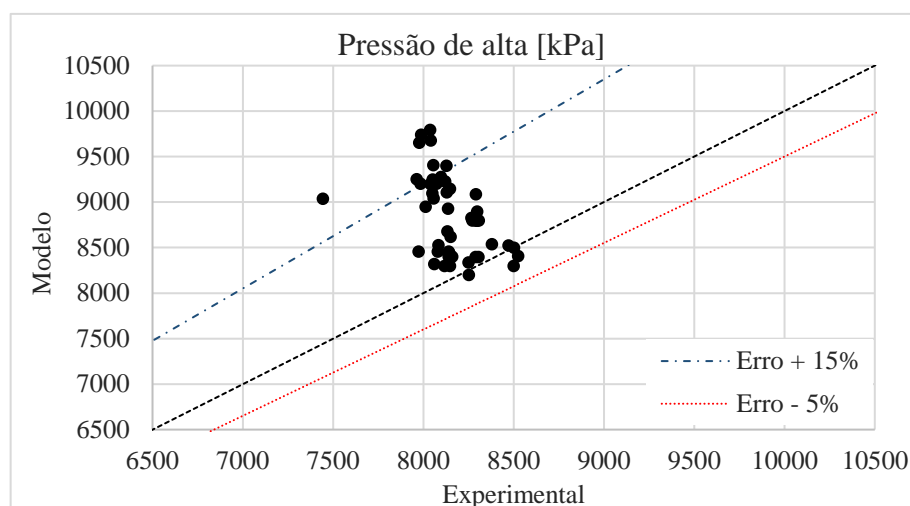
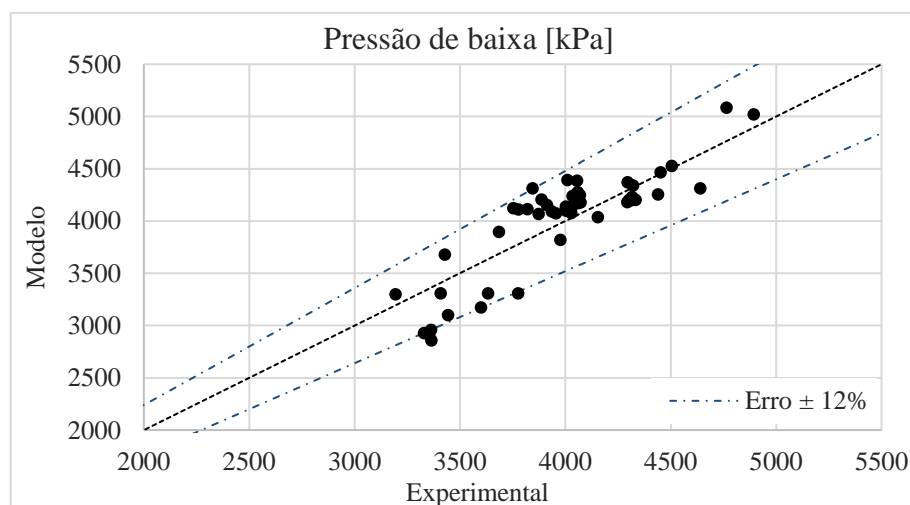
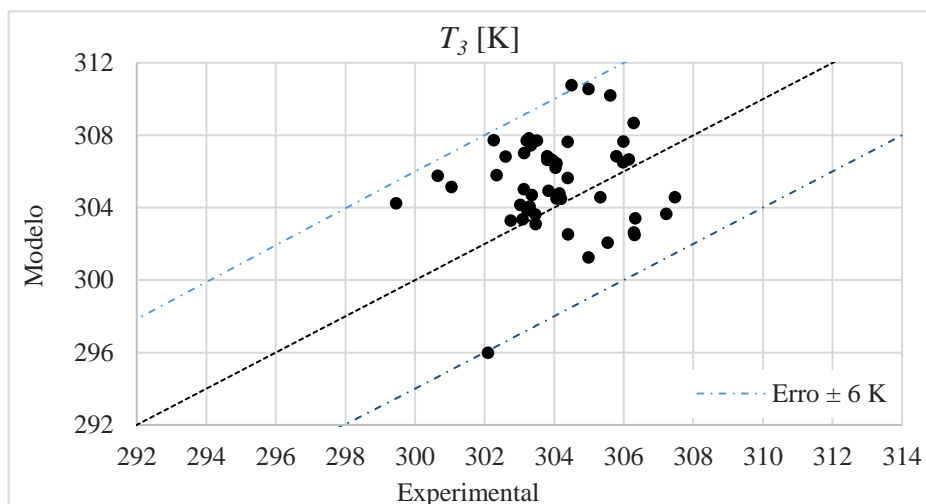


Figura 6.11 – Resultado: Pressão de baixa - Wang *et al.* (2017).



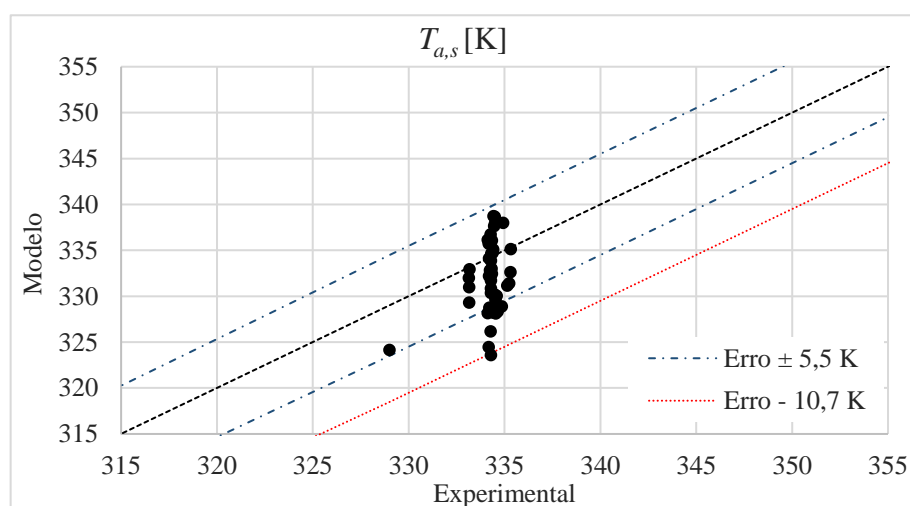
A Figura 6.12 mostra os resultados obtidos para a temperatura na saída do resfriador de gás  $T_3$ , cujos resultados concentraram-se principalmente na região superior do gráfico, ficando numa margem de erro de  $\pm 6,0$  K. O desvio médio foi de 2,6 K, com desvio padrão de 1,7 K.

Figura 6.12 – Resultado: Temperatura na saída do resfriador de gás - Wang *et al.* (2017).

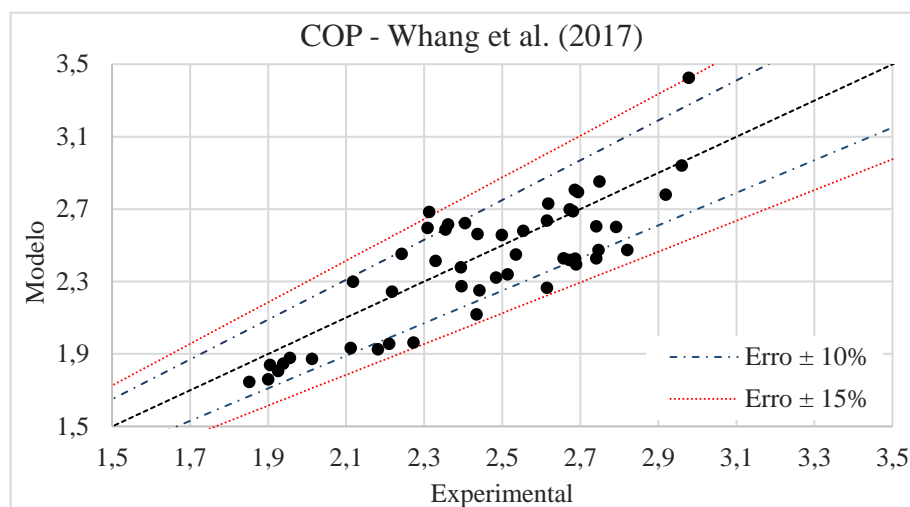


A Figura 6.13 apresenta os resultados para a temperatura de saída da água, dos quais 82% se concentraram dentro de uma margem de erro  $\pm 5,5$  K. O desvio máximo foi de  $-10,7$  K, com um desvio médio de 3,5 K e um desvio padrão de 2,5 K.

Figura 6.13 – Resultado: Temperatura de saída da água - Wang *et al.* (2017).



A Figura 6.14 mostra os resultados para COP. Nota-se que a maior parte dos resultados, cerca de 72%, ficaram concentrados dentro de uma margem de erro de  $\pm 10\%$ , sendo que a faixa de erros máxima obtida para o COP foi de  $\pm 15\%$ . Em termos absolutos, o valor médio foi de 7% com um desvio padrão de 4,1%.

Figura 6.14 – Resultado: COP - Wang *et al.* (2017).

A Tabela 6.3 apresenta uma comparação entre os parâmetros de saída do modelo, utilizados na sua validação, com àqueles obtidos experimentalmente, sendo os erros calculados em termos absolutos. Da mesma forma como apresentado para a correlação de Zhang *et al.* (2015), os pontos obtidos com o equipamento à sombra alcançaram maiores erros, principalmente no cálculo das pressões.

Tabela 6.3 – Resultados do modelo - Whang *et al.* (2017)

Ponto	P. alta [kPa]		Erro [%]	P. baixa [kPa]		Erro [%]	T3 [K]		Erro [K]	Ts,a [K]		Erro [K]	COP		Erro [%]
	Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo	
1	8343	8428	1,03	4766	5085	6,69	305,6	310,2	4,58	334,3	323,6	10,70	2,74	2,61	4,96
2	8344	8292	0,63	4894	5019	2,55	306,0	306,5	0,51	334,1	328,1	6,00	2,98	3,43	15,01
3	8592	8388	2,40	4452	4464	0,27	302,6	306,8	4,21	334,2	324,4	9,74	2,92	2,78	4,76
4	8595	8589	0,07	4505	4526	0,47	302,4	305,8	3,44	334,2	328,7	5,48	2,75	2,85	3,75
5	8472	8628	1,86	4440	4253	4,21	302,3	307,7	5,46	334,3	326,2	8,13	2,82	2,47	12,34
6	8132	9093	14,40	3195	3297	3,19	300,7	305,8	5,10	333,1	332,0	1,16	2,18	1,93	11,73
7	8105	8992	11,67	3409	3308	2,96	301,1	305,1	4,08	333,2	329,3	3,86	2,21	1,96	11,54
8	8143	9143	13,01	3634	3308	8,97	304,4	305,6	1,24	333,2	331,0	2,20	2,11	1,93	8,52
9	8144	9291	14,84	3777	3308	12,42	306,2	306,7	0,51	333,2	332,9	0,26	2,01	1,87	7,00
10	8384	9177	9,56	3977	3819	3,97	303,5	307,7	4,18	334,5	329,6	4,93	2,43	2,12	12,98
11	8390	8988	7,21	4154	4036	2,84	303,1	307,0	3,86	334,4	328,3	6,07	2,62	2,27	13,38
12	8398	8487	1,07	4296	4370	1,72	303,8	304,9	1,08	334,5	330,2	4,31	2,69	2,81	4,43
13	8399	8889	5,90	4295	4179	2,70	303,8	306,8	3,03	334,6	328,1	6,45	2,69	2,39	10,97
14	8390	8889	6,01	4304	4201	2,39	303,8	306,6	2,84	334,5	328,2	6,34	2,69	2,43	9,75
15	8389	8889	6,03	4312	4198	2,64	303,9	306,7	2,75	334,4	328,2	6,18	2,67	2,42	9,51
16	8383	8889	6,10	4321	4203	2,73	304,0	306,6	2,64	334,5	328,3	6,16	2,66	2,43	8,62
17	8382	8488	1,28	4322	4340	0,42	304,1	304,5	0,42	334,6	330,0	4,56	2,69	2,79	3,71
18	8364	8889	6,35	4317	4228	2,06	304,0	306,2	2,15	334,6	328,3	6,33	2,75	2,47	9,97
19	8358	8919	6,79	4334	4203	3,02	304,1	306,4	2,37	334,9	328,9	5,98	2,74	2,43	11,42
20	8055	10018	16,19	3329	2928	12,05	305,5	302,1	3,48	334,5	338,0	3,44	1,94	1,85	4,80
21	8069	10228	21,00	3354	2908	13,30	306,3	303,4	2,93	334,5	338,6	4,13	1,90	1,76	7,42
22	8077	10139	15,24	3363	2958	12,04	306,3	302,5	3,82	334,5	337,6	3,18	1,91	1,84	3,46
23	8080	10189	21,91	3365	2858	15,07	306,3	302,6	3,67	334,4	338,7	4,27	1,85	1,75	5,72
24	8153	8409	3,18	3686	3894	5,64	303,1	305,0	1,88	334,2	332,8	1,41	2,33	2,41	3,65
25	8190	9368	14,55	3778	4109	8,76	303,2	307,7	4,49	334,3	333,9	0,43	2,40	2,27	5,09

Ponto	P. alta [kPa]		Erro [%]	P. baixa [kPa]		Erro [%]	T3 [K]		Erro [K]	Ts,a [K]		Erro [K]	COP		Erro [%]
	Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo	
26	8121	9226	13,61	3821	4114	7,67	303,3	307,8	4,54	334,3	333,0	1,35	2,44	2,25	7,82
27	8141	8427	3,51	3873	4067	5,01	303,4	304,7	1,33	334,3	332,2	2,03	2,44	2,56	5,13
28	8148	9146	12,25	3888	4204	8,13	303,3	307,4	4,11	334,3	332,3	2,01	2,48	2,32	6,56
29	8144	8438	3,61	3936	4090	3,91	303,0	304,2	1,12	334,3	331,7	2,59	2,50	2,56	2,28
30	8141	8457	3,88	3956	4073	2,96	303,2	303,8	0,61	334,2	332,2	2,02	2,54	2,45	3,43
31	8140	8398	3,17	4004	4099	2,37	303,3	304,1	0,76	334,3	330,8	3,46	2,55	2,58	0,98
32	8118	8298	2,22	4029	4131	2,53	303,5	303,1	0,39	334,5	330,0	4,54	2,67	2,70	0,94
33	8080	8457	4,67	4046	4247	4,97	303,5	303,6	0,16	335,3	332,6	2,69	2,62	2,73	4,28
34	8161	8398	2,90	4073	4176	2,53	302,8	303,3	0,52	335,1	331,1	4,00	2,68	2,69	0,26
35	8148	8298	1,84	4028	4077	1,22	303,1	303,4	0,26	334,3	330,4	3,95	2,62	2,64	0,80
36	8151	8617	5,72	4034	4239	5,08	304,2	304,5	0,28	334,4	334,7	0,32	2,36	2,61	10,72
37	8134	8677	6,68	4070	4248	4,37	305,3	304,6	0,77	334,3	334,6	0,31	2,41	2,62	9,02
38	8137	8927	9,71	4059	4276	5,35	305,8	306,8	1,04	334,3	335,9	1,64	2,24	2,45	9,37
39	8128	9397	15,61	4056	4386	8,14	304,5	310,8	6,26	334,2	335,7	1,53	2,22	2,24	1,17
40	8130	9108	12,03	4061	4172	2,73	304,4	307,6	3,23	334,3	336,7	2,44	2,12	2,30	8,50
41	8056	9406	16,76	3844	4313	12,20	306,0	307,6	1,65	334,1	336,1	2,01	2,39	2,38	0,67
42	8084	8527	5,48	3754	4122	9,80	304,2	304,8	0,63	334,4	335,1	0,68	2,36	2,59	9,81
43	8074	9200	13,95	3600	3171	11,92	304,4	302,5	1,88	334,3	332,4	1,91	2,27	1,96	13,68
44	8041	9675	20,32	3444	3098	10,05	305,0	301,2	3,75	334,3	335,9	1,58	1,96	1,88	3,99
45	8037	9794	21,86	3429	3678	7,26	305,0	310,6	5,56	334,3	336,1	1,73	1,93	1,81	6,28
46	7444	9036	21,39	4010	4392	9,53	302,1	296,0	6,13	334,9	338,0	3,04	2,96	2,94	0,64
47	7974	8457	6,06	3913	4152	6,11	299,5	304,2	4,78	329,0	324,1	4,86	2,79	2,60	6,88
48	8058	9038	12,16	4640	4312	7,07	306,3	308,7	2,39	335,2	331,4	3,84	2,51	2,34	6,96
49	8525	8407	1,38	4003	4136	3,32	307,2	303,7	3,57	334,2	334,1	0,08	2,31	2,66	15,00
50	8472	8521	0,58	4032	4136	2,58	307,5	304,6	2,91	335,3	335,1	0,20	2,31	2,60	12,43

Valor médio: 8,6 5,6 2,6 3,5 7,0

### 6.3.3 Comparação e análise dos resultados da validação

De maneira geral, o modelo alcançou resultados satisfatórios na previsão dos parâmetros de saída, seja no ciclo termodinâmico da BDC, quanto na temperatura alcançada pela água na saída do resfriador de gás, ou mesmo em termos do rendimento energético da BDC, medido por meio do COP. A grande maioria dos pontos ficou agrupada dentro de uma margem de erros aceitável. Em linhas gerais, as pressões e as temperaturas analisadas ficaram dentro de uma margem em torno de  $\pm 10\%$  e  $\pm 6$  K respectivamente, enquanto que para o COP, usando a correlação de Zhang *et al.* (2015), cerca de 86% dos pontos permaneceram dentro de uma margem de  $\pm 10\%$ , sendo que os outros 14% não ultrapassaram a margem de  $\pm 15\%$  de erro. Com a correlação de Whang *et al.* (2017), 72% dos pontos ficaram dentro da faixa de  $\pm 10\%$  de erro.

A Tabela 6.4 apresenta uma comparação, em termos médios, entre os resultados obtidos pelo modelo utilizando a correlação de Zhang *et al.* (2015) e a correlação de Whang *et al.* (2017). Percebe-se que ambas as correlações apresentaram desempenhos semelhantes, tendo a correlação de Zhang *et al.* (2015) gerado resultados ligeiramente melhores que a correlação de Whang *et al.* (2017), principalmente em relação aos valores da pressão de alta e do COP.

Tabela 6.4 – Comparação entre o desempenho das correlações

Correlação	Erros e desvios médios				
	Pressão de alta [%]	Pressão de baixa [%]	$T_3$ [K]	$T_{a,s}$ [K]	COP [%]
Zhang <i>et al.</i> (2015)	7,5	6,0	2,2	3,2	5,0
Whang <i>et al.</i> (2017)	8,6	5,6	2,6	3,5	7,0

Com relação aos erros obtidos pelo modelo matemático, eles também podem ser comparados com os resultados da Tabela 6.5, apresentados pelos trabalhos estudados na seção 2.8, que trata do estado da arte sobre o inventário de massa em bombas de calor assistidas por energia solar carregadas com CO<sub>2</sub>. Confrontando-se os dados da Tabela 6.4 com àqueles da Tabela 6.5, percebe-se que, em ordem de grandeza, os resultados do modelo são equivalentes aos apresentados nos trabalhos analisados.

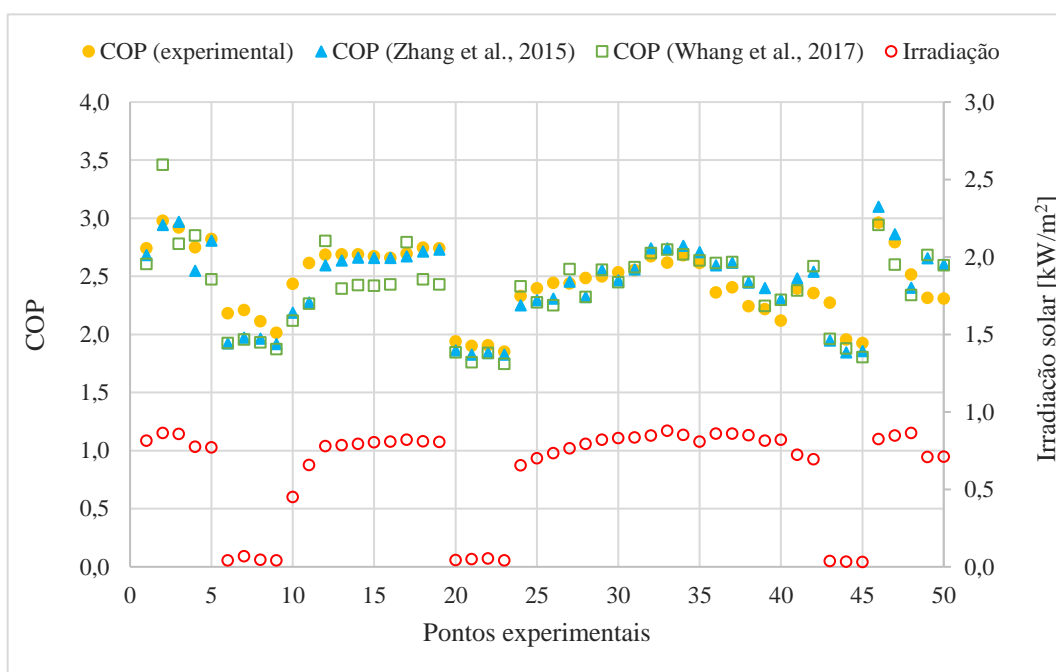


Tabela 6.5 – Erros obtidos por modelos matemáticos envolvendo bombas de calor

Referência	Equipamento	COP	Capacidade aquecimento [kW]	CO <sub>2</sub>	Validação	Erro
Islam <i>et al.</i> (2012)	DX-SAHP	1,8 - 2,8	2,4 - 3,4	✓	✓	Eficiência do coletor 13% (médio)
Deng, Dai e Wang (2012)	ASHP/Chiller (Energia solar)	2,75 - 4,0	---	✓	✓	Eficiência do coletor 10,26% (médio) COP 12,4% (médio)
Islam (2013)	DX-SAHP	2 - 3,2	2,4 - 3,4	✓	✓	Eficiência do coletor 15% (médio)
Chaturvedi, Gargrani e Abdel-Salam (2014)	DX-SAHP	4,01 - 5,6	---	✓		---
Zhang <i>et al.</i> (2014)	DX-SAHP (R22)	3,9 - 5,4	---		✓	COP 8,02% (médio) Temp. da água 5,21% (médio)
Li <i>et al.</i> (2015)	DX-SAHP/ASHP	6,6 (R22) 6,9 (R134a) 4,84 (CO <sub>2</sub> ) Valor médio	3,5 (R22) 3,5 (R134a) 1,9 (CO <sub>2</sub> ) Valor médio	✓	✓	COP 5,5% (máximo) Pot. elétrica 5,4% (máximo)
De Oliveira <i>et al.</i> (2016)	DX-SAHP	5,75 - 7,5 (ciclo)	---	✓	✓	Temp. CO <sub>2</sub> e da água 2°C (máx.)
Chen, Dai e Wang (2016)	IX-SAHP	3,5 - 5,7	6,1 Valor médio	✓	✓	Potência elétrica 12,3% (médio) Ganho de calor 13,5% (médio)
Faria <i>et al.</i> (2016)	DX-SAHP	---	---	✓	✓	Temp. ent. evap. 10°C (máx.) Temp. saída evap. 8°C (máx.) Superaquecimento 4°C (máx.)
Nana (2017)	IX-SAHP	3,1 - 4,1	7,8 - 9,2	✓	✓	COP 30% (máx.) Capac. de aquecimento 15% (máx.) Capac. de refrigeração 25% (máx.)
Kong <i>et al.</i> (2017)	DX-SAHP (R410A)	3,62 - 8,6	2,7 - 4,3			---
Han <i>et al.</i> (2018)	SAHP - PCES	2,26 - 2,76	---	✓		---
Rabelo <i>et al.</i> (2018)	DX-SAHP	3,2 - 5,34	1,1 - 2,0	✓		---
Duarte <i>et al.</i> (2019)	DX-SAHP (R1234yf, R290, R600a, CO <sub>2</sub> )	2,27 - 2,91	---	✓	✓	COP 5% (máx.) COP 1,6% (médio)
De Freitas (2019)	DX-SAHP	2,13 - 2,58	---	✓	✓	Temp. água máx. abs. 4,6 (7,67% em 60°C) Temp. água máx. abs. 4,4 (9,78% em 45°C)
Rony <i>et al.</i> (2019)	---	---	---	✓		---
Rabelo <i>et al.</i> (2019a)	DX-SAHP	2,1 - 2,8	1,1 - 2,0	✓		---
Kong <i>et al.</i> (2022)	DX-SAHP (R290)	2,5 - 3,9	1,6 - 3,0		✓	Temp. sup. 3,5%; COP 3% P. alta 2,2%; P. baixa 7,1% Cap. de aquecimento 3%
Duarte <i>et al.</i> (2021)	DX-SAHP	5,4 - 8 (ciclo)	1,08 - 1,95	✓		---

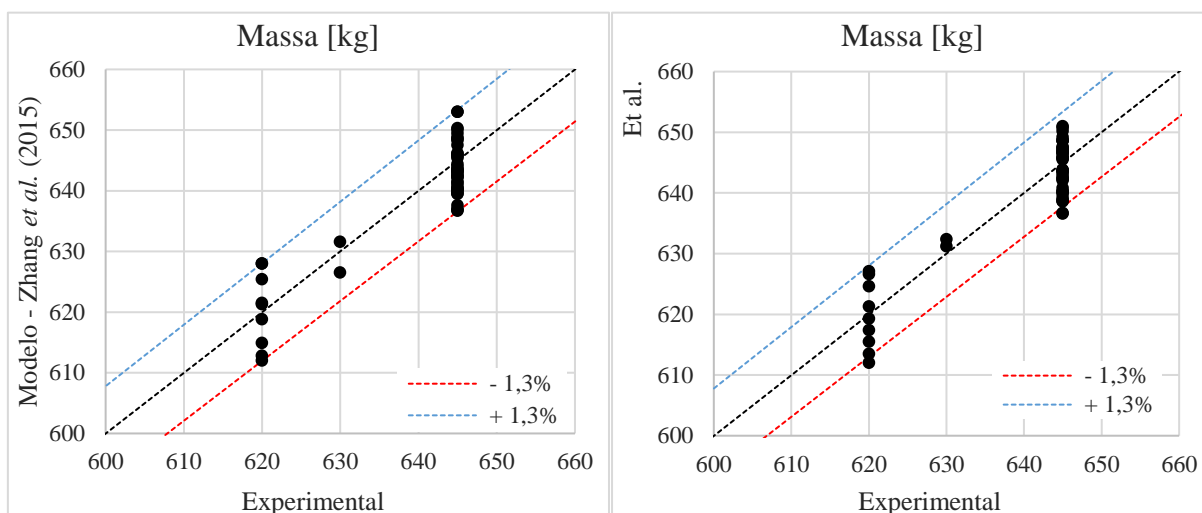
A Figura 6.15 compara os valores do COP obtidos experimentalmente e aqueles calculados pelo modelo matemático, seja utilizando a correlação de Zhang *et al.* (2015) ou a correlação de Whang *et al.* (2017). Os resultados foram plotados em função do nível de irradiação solar. Percebe-se que o valor do COP se relaciona diretamente com o nível de irradiação solar, o que de fato era esperado, uma vez que seu valor representa um aporte de energia adicional ao sistema. Além disso, nota-se que os valores obtidos com a aplicação da correlação de Zhang *et al.* (2015), em sua maior parte, estão mais próximos daqueles obtidos experimentalmente.

Figura 6.15 – COP em função do nível de irradiação solar.



Sobre a convergência da massa de fluido refrigerante, principal critério de parada do modelo, seu valor é calculado ao longo do processamento para cada parte da BDC. Quando ele alcança a massa estabelecida como referência (parâmetro de entrada), o procedimento de cálculo do modelo é encerrado. A Figura 6.16 mostra, para as correlações de Zhang *et al.* (2015) e de Whang *et al.* (2017), a relação entre a massa experimental da bomba de calor, para cada um dos cinquenta pontos analisados no capítulo 4, e as massas obtidas pelo modelo matemático.

Figura 6.16 – Resultado: Massa de refrigerante.



Para ambas as correlações, cerca de 85% dos pontos testados convergiram para os valores da massa experimental a menos de um erro de  $\pm 1\%$ , sendo que o erro máximo estabelecido durante o processamento foi de  $\pm 1,3\%$ . Considerando-se uma massa de 645 g, tipicamente utilizada nos procedimentos experimentais, um valor de  $\pm 1,3\%$  representa, em termos absolutos, um erro de  $\pm 8,39$  g.

#### 6.4 Análise do efeito da convecção natural do ar

Conforme descrito na seção 5.2.13, desconsiderou-se o efeito da convecção forçada do ar sobre o evaporador solar, uma vez que, devido as condições ambientais do local de realização dos testes, não se notou uma corrente de ar significativa. Os resultados obtidos pelo modelo, por meio da correlação de Churchill e Chu (1975, *apud* Çengel, 2015), encontraram valores para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural ao longo da placa coletora variando de 4 a  $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-1}$ . Esses resultados estão de acordo com àqueles apresentados por Duffie e Beckman (2013), comparando diversas correlações. Os autores concluíram que, para a situação de coletores solares em condições de ar parado, espera-se um coeficiente de transferência de calor mínimo de  $5 \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-1}$  aproximadamente.

Entretanto, os próprios autores relataram que o cálculo dos coeficientes de transferência de calor induzidos pelo vento ainda não é um assunto consensual na comunidade científica, e quando as convecções livre e forçada ocorrem simultaneamente, recomenda-se que ambos os valores sejam calculados, e o maior deles escolhido, conforme proposto por McAdams (1954, *apud* Duffie e Beckman, 2013).

Aplicando-se a correlação Watmuff *et al.* (1977, *apud* Duffie e Beckman, 2013) para o cálculo da convecção forçada do ar, mostrada na Eq. 6.1, que não inclui o efeito da radiação térmica nos seus resultados, e considerando-se a velocidade do vento  $u$  variando de 1 a 3 m/s, seriam obtidos, em média, valores entre 5,8 e 11,8  $\text{W/m}^2 \text{K}^{-1}$  para o coeficiente de transferência de calor.

$$H = 2,8 + 3u \quad (6.1)$$

Dessa forma, comparando-se esses resultados com os valores de 4 a 10  $\text{W/m}^2 \text{K}^{-1}$  obtidos pelo modelo, mesmo que, hipoteticamente, se considerasse o efeito da convecção forçada do ar, seus valores seriam da mesma ordem de grandeza daqueles encontrados para convecção natural, não trazendo impactos significativos aos resultados do modelo.

### 6.5 Análise do tempo de execução

Inicialmente, o tempo de execução variou significativamente. Para o caso do teste de número 41, por exemplo, levou-se 61.111 segundos para convergência final, cerca de 17 horas. No teste 25, gastou-se 35.296 segundos para convergência, 9 horas e 48 minutos. Entretanto, outros pontos, como o ponto 13 e o ponto 28, levou-se cerca de 4.315 e 4.649 segundos respectivamente. Essas variações ocorreram principalmente devido a precisão da estimativa dos valores iniciais dos parâmetros de entrada. Quanto mais próximos esses valores se deram dos valores de convergência, mais rápido o modelo finalizou sua execução, uma vez que menos iterações foram necessárias. Conhecendo-se posteriormente os valores de convergência, o tempo médio de convergência foi de cerca 500 segundos, para os pontos sob luz solar e de 1.000 segundos para os pontos à sombra, uma vez que, conforme explicado no capítulo 6, os testes de malha indicaram que os pontos à sombra deveriam ter um número superior de volumes de controle na região bifásica do evaporador solar, o que, conseqüentemente, leva a um maior custo computacional.

Outro fator de grande relevância no tempo de execução do modelo foi a condição da temperatura  $T_3$ , na saída no resfriador de gás. Quando para um determinado ponto de operação, seu valor final se aproximava da temperatura pseudocrítica, os demais valores das grandezas de saída do modelo, como a temperatura e a pressão do  $\text{CO}_2$  na entrada do resfriador de gás,  $T_2$  e  $P_2$  respectivamente, sofriam consideráveis alterações, o que influenciava diretamente o processo de convergência, atrasando o tempo de execução. De acordo com Kim, Pettersen e Bullard (2004), no estado supercrítico, a massa específica do  $\text{CO}_2$  sofre uma variação mais

acentuada nas proximidades da temperatura pseudocrítica, conforme pode ser observado na Figura 2.10. Essa variação leva a significativas alterações na massa de refrigerante determinada pelo modelo, e torna necessário um ajuste, principalmente na pressão de alta, de forma compensar essa variação de massa. A consequência final desse ajuste são o aumento do número de iterações e um aporte significativo no tempo de execução do modelo.

## 6.6 Conclusão

Neste capítulo, foram apresentados e discutidos os resultados do modelo de simulação. Primeiramente foram avaliados os resultados dos testes de malha, que definiram a discretização das regiões monofásica e bifásica do evaporador solar, bem como do resfriador de gás. Esses resultados serviram de parâmetro para o próprio modelo matemático, impactando diretamente na sua precisão e tempo de execução.

Foram estabelecidos como parâmetros de saída as pressões no evaporador e no resfriador de gás, as temperaturas de saída do CO<sub>2</sub> e da água no resfriador de gás, além do COP da bomba de calor. Destarte, comparou-se os resultados experimentais apresentados no Capítulo 4 com os resultados das simulações, de forma a permitir a validação do modelo. No processo de validação, verificou-se também, sobre os resultados do modelo, o efeito da aplicação de duas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do CO<sub>2</sub> passando pelo resfriador de gás no estado supercrítico, tendo a correlação de Zhang *et al.* (2015) alcançado resultados melhores que a correlação de Wang *et al.* (2017).

Os erros médios obtidos foram de 7,5% e 5,0% para pressão de alta e para o COP, respectivamente, bem como de 2,2 K e 3,2 K para as temperaturas de saída do CO<sub>2</sub> e da água no resfriador de gás. De maneira geral, os resultados foram considerados satisfatórios, habilitando o modelo a ser usado nas simulações propostas no Capítulo 7, cujo foco principal será o estudo da influência da massa de CO<sub>2</sub> no COP da bomba de calor, que conforme discutido no Capítulo 2, apresenta-se como uma lacuna existente nos trabalhos sobre DX-SAHP a CO<sub>2</sub> publicados até o momento.

## 7. SIMULAÇÕES

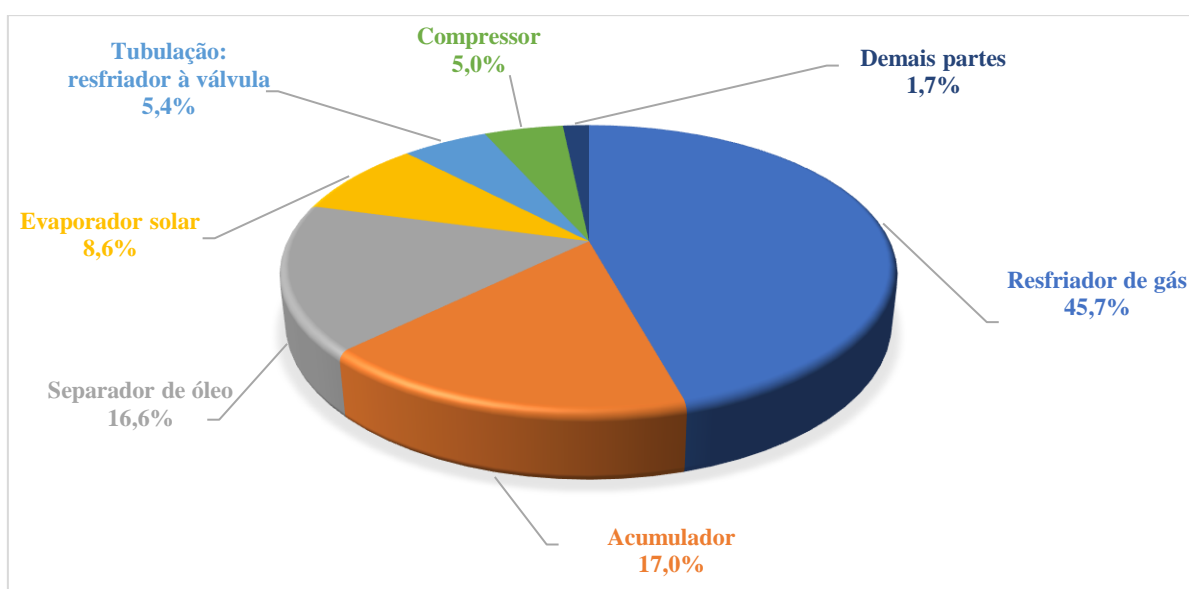
### 7.1 Introdução

Este capítulo apresenta algumas aplicações do modelo. Inicialmente, é realizado um estudo do inventário da massa de fluido refrigerante nos diversos componentes da BDC e o efeito do nível de irradiação solar sobre a distribuição dessa massa. Também é feito um estudo sobre a quantidade de massa total a ser carregada no equipamento, sob diversas condições de irradiação, de forma a se obter o maior valor possível para o COP. Além disso, é realizada uma avaliação sobre o efeito da perda de pressão nos resultados do modelo, bem como da utilização de três diferentes correlações para a fração de vazio na região bifásica do evaporador solar. Ademais, o capítulo também explora aspectos complementares relacionados com a validação do modelo, comparando resultados das simulações com resultados obtidos experimentalmente.

### 7.2 Inventário da massa de fluido refrigerante

A Figura 7.1 mostra a distribuição média da carga de refrigerante encontrada pelo modelo matemático nas partes principais da bomba de calor, gerada a partir do resultado das simulações utilizadas na validação do modelo por meio da correlação de Zhang *et al.* (2015).

Figura 7.1 – Distribuição média da massa nos principais trechos da bomba de calor.



Primeiramente, é possível verificar que o componente que detém a maior quantidade de massa é o resfriador de gás, com cerca de 45,7% do total calculado. Tal condição já era esperada

devido ao comprimento de sua tubulação e à condição de alta pressão do fluido refrigerante em seu interior, que se encontra no estado supercrítico.

O segundo e o terceiro componentes classificados em termos da capacidade de massa são, respectivamente, o acumulador de líquido com 17,0% e o separador de óleo com 16,6%. Embora posicionado em uma seção de fluido no estado de vapor superaquecido, o volume interno da garrafa do acumulador abriga uma quantidade considerável de massa em seu interior. No caso do separador de óleo, além do seu volume interno, o que contribui decisivamente para sua elevada quantidade de massa é o fato do CO<sub>2</sub> sair do compressor a uma pressão supercrítica.

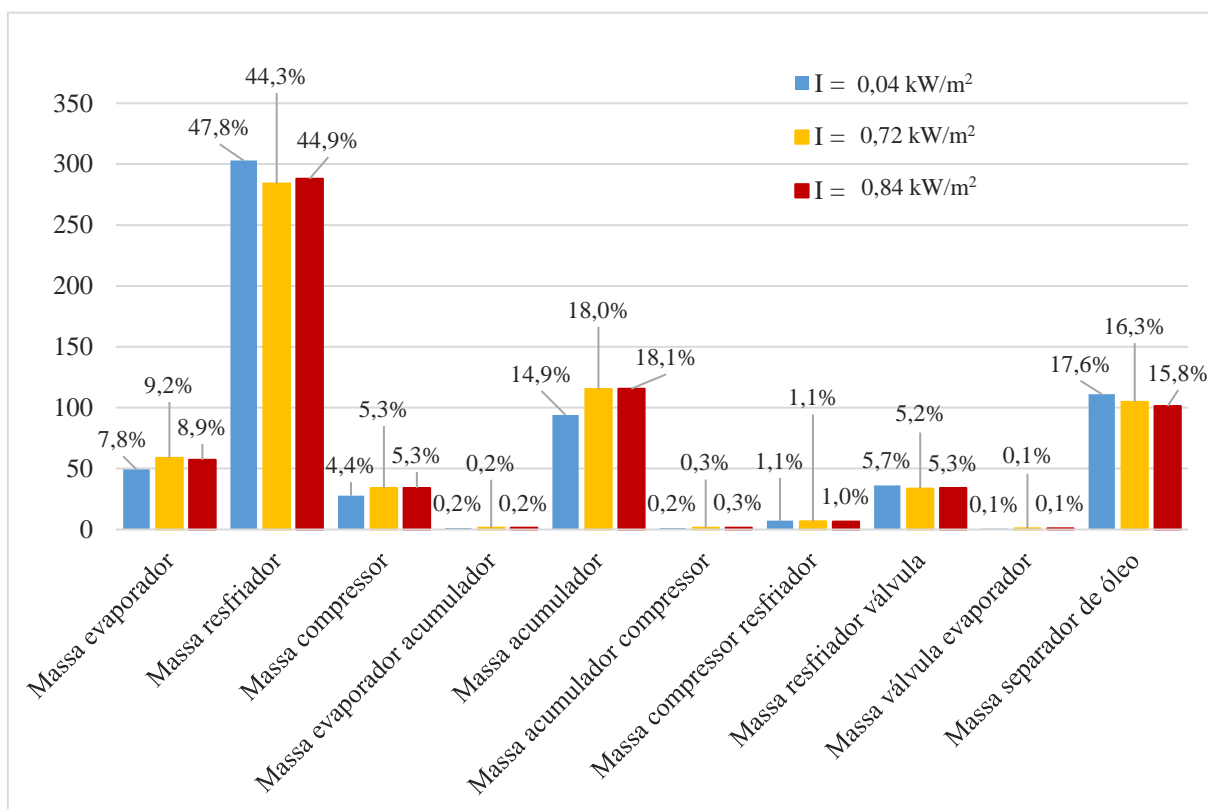
O quarto componente classificado em termos de distribuição de massa é o evaporador solar, seguido da seção de tubulação que conecta o resfriador de gás à válvula de expansão, com 8,6% e 5,4% respectivamente. Em ambos os casos, a quantidade encontrada é justificada pelo comprimento de seus tubos e, nesse último, também pela alta massa específica do fluido ao sair do resfriador de gás. Na sexta posição, encontra-se o compressor, com cerca de 5,0% de massa distribuída na região interna da sua carcaça, livre de partes mecânicas ou elétricas. Por fim, conforme mostra a Figura 7.1, os demais trechos da bomba de calor possuem quantidades de massa menos significativas, perfazendo juntos cerca de 1,7% da massa total do equipamento.

Cabe ressaltar que a DX-SAHP em análise é de pequeno porte, operando com CO<sub>2</sub>, o que torna particularmente difícil encontrar dispositivos com dimensionamento adequado para o atendimento das demandas de projeto, justificando, nesse caso, os elevados percentuais de massa encontrados no acumulador de líquido e no separador de óleo.

### **7.3 Efeito do nível de irradiação solar**

O gráfico da Figura 7.2 apresenta a distribuição média da massa obtida pelo modelo nos componentes da bomba de calor, tanto em termos absolutos como percentuais. Os valores estão dispostos em função da variação do nível de irradiação solar, sendo divididos em três níveis médios de intensidade: sombra (0,04 kW/m<sup>2</sup>), irradiação solar de 0,72 kW/m<sup>2</sup> e irradiação solar de 0,84 kW/m<sup>2</sup>.

Figura 7.2 – Variação média da massa nos componentes da BDC.

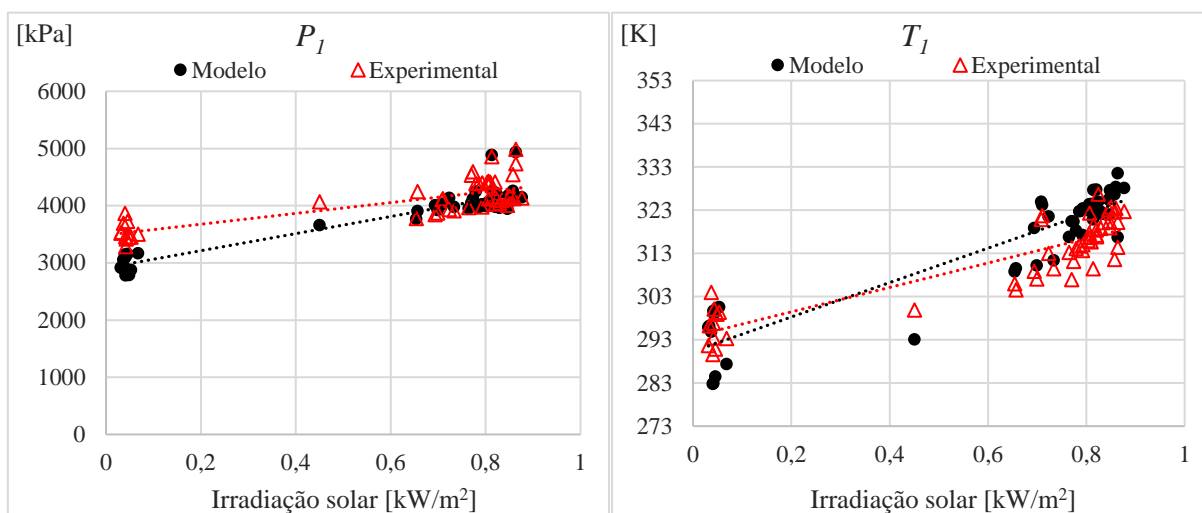


Segundo o modelo, em termos percentuais, as mudanças na distribuição da massa de CO<sub>2</sub> na BDC, a partir da variação dos níveis de irradiação solar, foram mais significativas com a mudança do equipamento da sombra para o sol, o que é mostrado na transição entre os níveis de irradiação de 0,04 kW/m<sup>2</sup> para 0,72 kW/m<sup>2</sup>. Na linha de baixa pressão, a maior variação aconteceu no acumulador, no qual a massa aumentou em torno de 3,1%, o que em termos absolutos representa uma variação de cerca de 20 gramas (considerando uma massa total de 645 gramas, tipicamente utilizada nos ensaios). No evaporador e no compressor as variações foram menores, em torno de 1,4% e 0,9% respectivamente. A variação total da massa na linha de baixa foi de 5,4%, correspondendo a um aumento de cerca de 35 gramas.

O aumento da massa verificado nos componentes da linha de baixa pressão, principalmente no acumulador, no evaporador solar e no compressor, está relacionado com o significativo aumento da pressão verificado na passagem do equipamento da sombra para luz solar, conforme pode ser observado na Figura 7.3. Apesar do aumento da temperatura na saída do evaporador  $T_1$ , o que também pode ser observado na Figura 7.3, o efeito do aumento da pressão se sobrepõe a esse, aumentando assim, a massa específica do CO<sub>2</sub> nessa região.



Figura 7.3 – Pressão e temperatura na saída do evaporador solar



Na linha alta, o resfriador de gás sofreu uma redução de cerca de 3,5% com a transição do equipamento da sombra para o sol, conforme pode ser visto na Figura 7.2. Esse valor representa, em termos absolutos, uma massa próxima de 22,6 gramas. No separador de óleo, houve uma redução em torno de 1,3% e na tubulação que liga o resfriador de gás até o dispositivo de expansão a redução foi de 0,5%. Dessa forma, em termos médios, a variação da massa na linha de alta pressão ficou em torno de 5,3%. Observa-se que esse valor é próximo daquele obtido na linha de baixa pressão, de 5,4%, indicando assim, uma migração da massa do circuito de alta pressão para o circuito de baixa pressão.

Sobre o aumento posterior do nível de irradiação solar, de 0,72 kW/m<sup>2</sup> para 0,84 kW/m<sup>2</sup>, percebe-se que essa mudança não causa alterações significativas na distribuição média da massa no interior da BDC.

#### 7.4 Variação do COP em função da massa de fluido refrigerante

O modelo também pode ser usado para avaliar a influência da variação da massa de fluido frigorífico, carregada na bomba de calor, sobre o valor do COP, considerando ainda o nível de irradiação solar ao qual o equipamento é exposto. As simulações consistiram na utilização de três níveis distintos de irradiação solar, cujos parâmetros ambientais de entrada do modelo foram escolhidos conforme os valores obtidos experimentalmente, provenientes da Tabela 4.1, e mostrados de forma resumida na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Variáveis de entrada das simulações COP versus massa.

Parâmetro	Valor						Unidade
	21	45	25	42	33	36	
Ponto experimental	21	45	25	42	33	36	-
Irradiação solar $I$	0,04885	0,03143	0,6991	0,6942	0,87690	0,85960	kW/m <sup>2</sup>
Pressão atmosférica $P_{atm}$	91,87	92,08	92,08	92,08	92,08	92,08	kPa
Aceleração da gravidade local $g$	9,78	9,78	9,78	9,78	9,78	9,78	m/s <sup>2</sup>
Temperatura ambiente $T_{amb}$	301,49	300,45	294,39	301,26	300,71	301,49	K
Ponto de orvalho $T_{sat}$	296,25	292,25	286,65	289,95	288,15	296,25	K
Temperatura de entrada $T_{a,e}$	299,44	297,53	297,76	297,94	298,67	299,44	K
Vazão volumétrica $\dot{V}_a$	0,0075	0,0079	0,0096	0,0093	0,0105	0,0100	l/s

Nos testes experimentais, os pontos 21 e 45 foram gerados com o equipamento à sombra, com irradiação solar média de 0,0401 kW/m<sup>2</sup>, enquanto os demais pontos foram realizados com o equipamento sob luz solar. Os pontos 25 e 42 tiveram irradiação solar média de 0,6967 kW/m<sup>2</sup> e os pontos 33 e 36 de 0,8683 kW/m<sup>2</sup>.

Ao longo das simulações realizadas, os parâmetros ambientais permaneceram constantes para cada ponto da Tabela 7.1, e o valor da massa experimental, usado como critério de convergência do modelo, foi alterado a cada teste, de forma que a massa calculada pelo modelo atingisse o valor estabelecido como meta. Conforme explicado no capítulo 5, acréscimos e reduções na pressão de alta levam o modelo a atingir valores maiores e menores de massa respectivamente.

Alcançada a convergência, os valores do COP foram registrados em função da massa atingida, e dispostos conforme as Figuras 7.4, 7.5 e 7.6, para o equipamento sob irradiação solar média de 0,0401 kW/m<sup>2</sup> (sombra), 0,6967 kW/m<sup>2</sup> e 0,8683 kW/m<sup>2</sup> respectivamente.

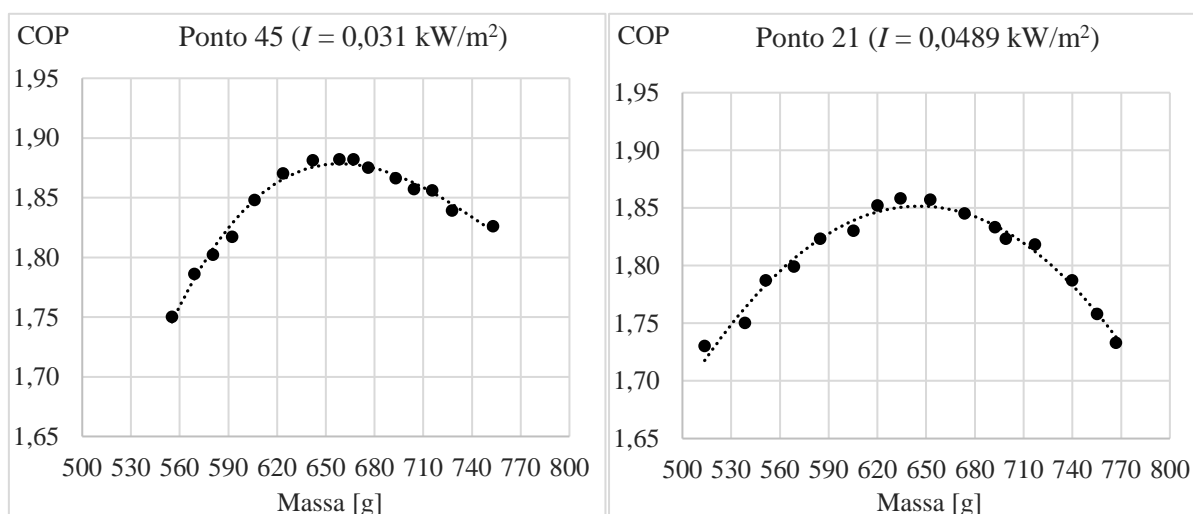
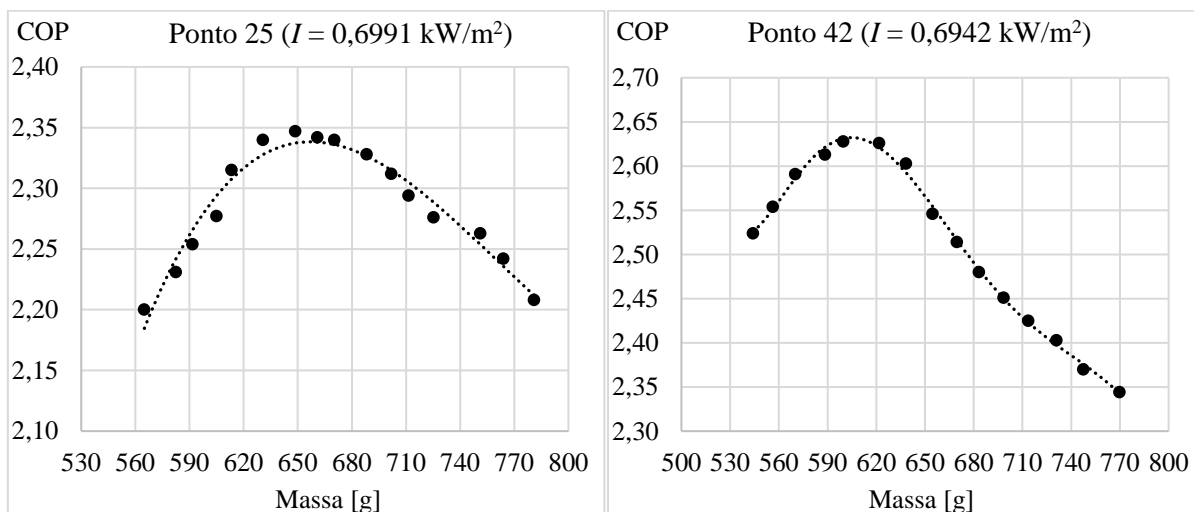
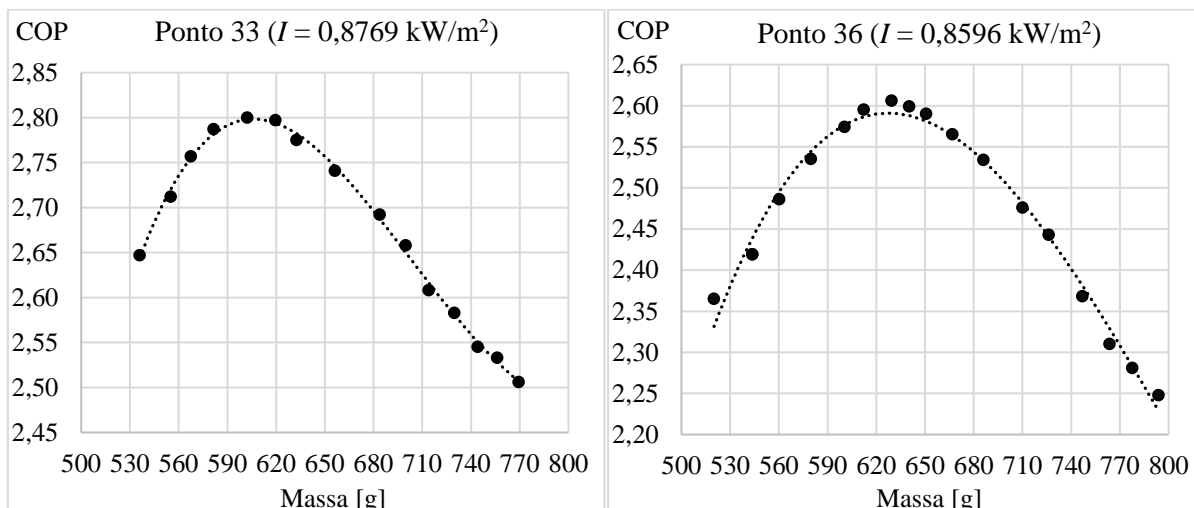
Figura 7.4 – COP em função da massa com  $I = 0,0401$  kW/m<sup>2</sup>

Figura 7.5– COP em função da massa com  $I = 0,6967 \text{ kW/m}^2$ Figura 7.6 – COP em função da massa com  $I = 0,8683 \text{ kW/m}^2$ 

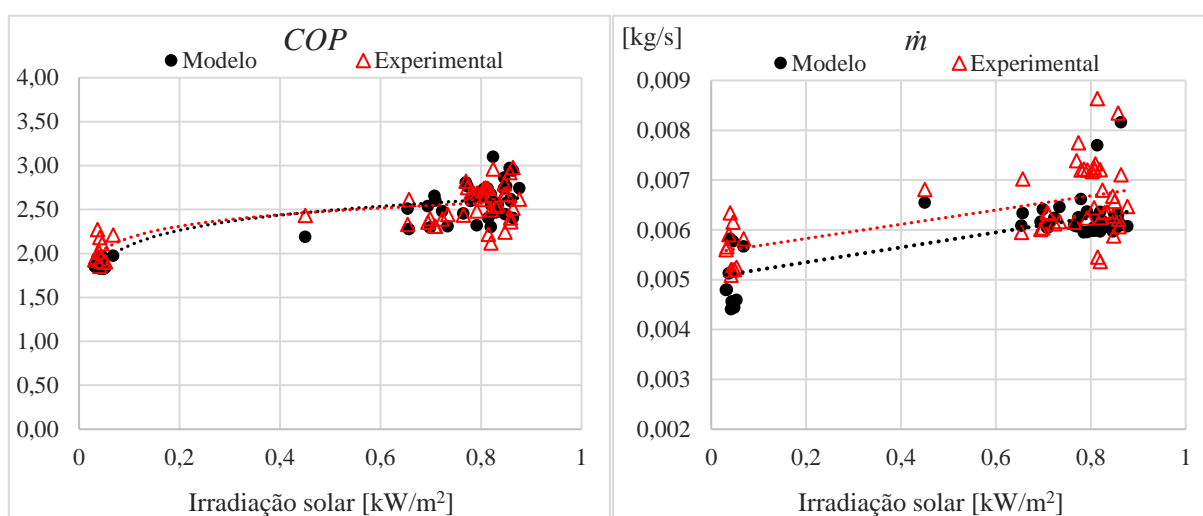
Para cada cenário de irradiação solar, os valores de massa que elevaram o COP da bomba de calor ao máximo podem ser observados na Tabela 7.2. Segundo o modelo, para operar com valores mais elevados de COP, o equipamento em estudo deve ser carregado com uma massa de  $\text{CO}_2$  entre 620 e 655 gramas, seja qual for o nível de irradiação solar. Esse comportamento também foi destacado por Kong et al. (2022), em seu estudo envolvendo uma DX-SAHP carregada com R290, e pode ser explicado, nesse trabalho, pela pequena variação na distribuição de massa entre as linhas de alta e de baixa pressão, em torno de 5,4%, com a passagem do equipamento da sombra para o sol, conforme analisado na Figura 7.2.

Além disso, os resultados de massa indicados pelo modelo estão de acordo com os experimentos realizados por Rabelo *et al.* (2019a) e Duarte *et al.* (2021), para os quais a maior parte dos resultados com COP elevados foram alcançados com o equipamento carregado com cerca de 645 gramas de fluido refrigerante.

Tabela 7.2 – Valores máximos do COP em função da massa

Ponto	Irradiação [kW/m <sup>2</sup> ]	massa [g]	COP
21	0,0489	655	1,88
45	0,0310	635	1,85
25	0,6991	648	2,35
42	0,6942	620	2,63
33	0,8770	620	2,81
36	0,8600	630	2,61

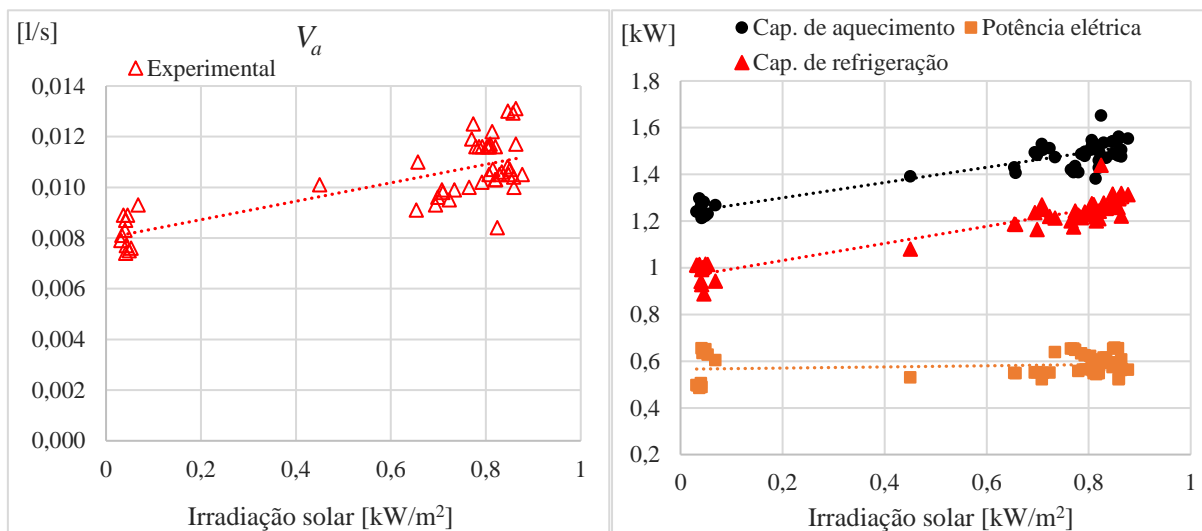
Na Tabela 7.2, também é possível observar que a passagem do equipamento da sombra para o sol provoca um considerável aumento no valor do COP, e que um posterior aumento do nível de irradiação solar continua provocando um acréscimo ao valor do COP. Na Figura 7.7, esse comportamento pode também ser observado em termos médios, considerando os cinquenta pontos experimentais apresentados no capítulo 4.

Figura 7.7 – COP e vazão mássica de CO<sub>2</sub>.

O aumento de energia no evaporador, provocado pela elevação dos níveis de irradiação solar, requer uma vazão mássica de refrigerante maior, também observado na Figura 7.7. Isso ocorre devido à redução da taxa de compressão, resultado da elevação da pressão no evaporador (Figura 7.3), o que, conseqüentemente, leva ao aumento da eficiência volumétrica do compressor. No resfriador de gás, a vazão dos fluidos primário e secundário estão diretamente relacionadas por um balanço de energia (Eq. 3.1), de modo que a vazão da água (ajustada pelo controlador PWM) também aumenta com o aumento da irradiação e, por conseguinte, a capacidade de aquecimento da BDC, o que pode ser observado na Figura 7.8. Dessa forma,

mesmo que a potência elétrica do compressor não sofra alterações significativas com a variação da irradiação solar, o aumento da capacidade de aquecimento gera um acréscimo no valor do COP.

Figura 7.8 – Vazão volumétrica de água e taxas de transferência de calor.



### 7.5 Efeito do emprego de diferentes correlações de fração de vazio

Conforme descrito nos capítulos 2 e 5, foi empregado no modelo, com o intuito de calcular a fração de vazio na região bifásica do evaporador solar, a correlação de Hughmark (1962). Entretanto, para verificar a influência dessa escolha nos resultados obtidos pelo modelo, foram simulados cinco pontos experimentais, retirados da Tabela 4.1, sendo também utilizadas as correlações de Zivi (1964, *apud* Rice, 1983), e de Smith (1969, *apud* Rice, 1983), já que, conforme mencionado no Capítulo 1, a grande maioria dos estudos envolvendo correlações de fração de vazio para o  $CO_2$  em ebulição foram direcionados para sistemas microcanais.

Baseado no trabalho de Glansdorff, Prigogine e Hays (1962), Zivi (1964, *apud* Rice, 1983) propôs uma correlação para a determinação da fração de vazio em escoamentos internos. Foi considerado um padrão de escoamento anular, sem líquido disperso e em regime permanente, formulando-se uma taxa de dissipação de energia em função da fração de vazio e determinando-se o valor que minimizava essa dissipação. Sua pesquisa também abordou os efeitos da tensão de cisalhamento na parede bem como da dispersão de líquido sobre a fração de vazio, concluindo que o atrito na parede reduz a fração de vazio e aumenta o deslizamento entre as fases.

Rice (1983) destacou a simplicidade da Correlação de Zivi (1964, *apud* Rice, 1983), o que, segundo ele, proporcionaria economia de tempo computacional. A equação, fundamentada

no princípio da mínima geração da entropia, é expressa pela Eq. 2.5 (modelo homogêneo), com a introdução de uma razão de escoamento  $\gamma$  calculada conforme a Eq. 7.1.

$$\gamma = (\rho_l/\rho_v)^{1/3} \quad (7.1)$$

Na Eq. 7.1,  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são, respectivamente, a massa específica das fases líquida e vapor do fluido em ebulição passando pelo evaporador solar.

Por outro lado, ao empregar métodos de cálculo desenvolvidos para o escoamento do CO<sub>2</sub> em canal convencional, Pietrzak e Płaczek (2019) recomendaram a correlação de Smith (1969, *apud* Rice, 1983). Segundo Rice (1983), esse modelo foi desenvolvido para um regime de escoamento anular, considerando uma fase líquida e uma fase de mistura homogênea escoando com carga dinâmica igual. Conforme o modelo de Zivi (1964), a correlação de Smith (1969, *apud* Rice, 1983) é também expressa pela Eq. 2.5 (modelo homogêneo), com a introdução de uma razão de escoamento  $\gamma$  calculada conforme a Eq. 7.2.

$$\gamma = 0,4 + 0,6 \left( \frac{(\rho_l/\rho_v) + 0,4 \left( \frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0,4 \left( \frac{1-x}{x} \right)} \right)^{1/2} \quad (7.2)$$

Na Eq. 7.2,  $x$  é o título de vapor da mistura do fluido em ebulição passando pelo evaporador solar.

Os resultados da simulação envolvendo as correlações de Hughmark (1962), Zivi (1964, *apud* Rice, 1983) e Smith (1969, *apud* Rice, 1983) são apresentados na Tabela 7.3. Os parâmetros de validação do modelo, como as pressões de alta e de baixa, as temperaturas de saída do CO<sub>2</sub> ( $T_3$ ) e da água ( $T_{s,a}$ ) no resfriador de gás e o COP da bomba de calor foram comparados àqueles obtidos experimentalmente, conforme apresentado no capítulo 4.

Tabela 7.3 – Efeito da utilização de diferentes correlações de fração de vazio

Ponto	Correlação	P. alta [kPa]			P. baixa [kPa]			T3 [K]			Ts,a [K]			COP		
		Exp.	Modelo	Erro [%]	Exp.	Modelo	Erro [%]	Exp.	Modelo	Erro [%]	Exp.	Modelo	Erro [%]	Exp.	Modelo	Erro [%]
17	Hughmark (1965)	8382	8438	0,67	4414	4321	2,11	304,07	306,45	0,78	334,60	328,15	1,93	2,694	2,672	0,82
	Zivi (1964)		8438	0,67		4322	2,08		306,45	0,78		328,15	1,93		2,671	0,85
	Smith (1969)		8438	0,67		4322	2,08		306,45	0,78		328,15	1,93		2,671	0,85
29	Hughmark (1965)	8236	8619	4,65	4028	4073	1,12	303,03	304,15	0,37	334,29	332,51	0,53	2,499	2,553	2,16
	Zivi (1964)		8719	5,86		4138	2,73		304,40	0,45		332,47	0,54		2,563	2,56
	Smith (1969)		8719	5,86		4138	2,73		304,40	0,45		332,47	0,54		2,563	2,56
33	Hughmark (1965)	8172	8629	5,59	4138	4238	2,42	303,46	303,29	0,06	335,31	333,40	0,57	2,618	2,741	4,70
	Zivi (1964)		8729	6,82		4235	2,34		303,24	0,07		333,95	0,41		2,701	3,17
	Smith (1969)		8749	7,06		4234	2,32		303,32	0,05		334,07	0,37		2,691	2,79
35	Hughmark (1965)	8240	8499	3,14	4120	4113	0,17	303,09	302,78	0,10	334,30	331,53	0,83	2,615	2,708	3,56
	Zivi (1964)		8599	4,36		4133	0,32		302,85	0,08		331,77	0,76		2,683	2,60
	Smith (1969)		8599	4,36		4133	0,32		302,85	0,08		331,77	0,76		2,684	2,64
47	Hughmark (1965)	8066	8149	1,03	4005	4036	0,77	299,46	301,03	0,52	329,00	325,36	1,11	2,792	2,861	2,47
	Zivi (1964)		8249	2,27		4032	0,67		300,93	0,49		325,82	0,97		2,824	1,15
	Smith (1969)		8249	2,27		4032	0,67		300,93	0,49		325,82	0,97		2,824	1,15

Analisando-se os resultados apresentados na Tabela 7.3, percebe-se que utilização de diferentes correlações de fração de vazio não trazem alterações significativas nos parâmetros de saída do modelo. Conforme discutido na seção 7.2, o evaporador solar concentra apenas cerca de 9% da massa total de refrigerante da bomba de calor, e dessa forma, pequenas variações nessa massa não são capazes de influenciar significativamente os demais parâmetros do equipamento. Destarte, a escolha de correlações como a de Zivi (1964), ou de Smith (1969, *apud* Rice, 1983) pode levar a uma redução do custo computacional, sem prejuízos aos resultados do modelo, uma vez que a correlação de Hughmark (1965) necessita de um processo de convergência iterativo para calcular a fração de vazio. A Tabela 7.4 mostra as diferentes quantidades de massa obtidas na região bifásica do evaporador com o uso de cada correlação.

Tabela 7.4 – Massa na região bifásica do evaporador solar

Ponto	Massa [g]				
	17	29	33	35	47
Hughmark (1965)	58,46	56,42	57,27	57,78	60,19
Zivi (1964)	48,62	47,96	48,94	48,53	51,03
Smith (1969)	47,83	47,07	48,05	47,56	49,71

Nota-se que a maior variação de massa ocorre para o ponto 17, entre as correlações de Hughmark (1964) e de Smith (1969, *apud* Rice, 1983), perfazendo um total de 10,63 g. Considerando que a massa total carregada no equipamento foi de 645 g, essa variação corresponderia apenas a cerca de 1,65% dessa massa, não sendo suficiente para provocar grandes alterações nos resultados. Além disso, os valores de massa calculados utilizando-se as correlações de Zivi (1964) e Smith (1969, *apud* Rice, 1983) se apresentaram bem próximos um do outro, justificando, assim, a semelhança dos resultados obtidos entre as duas correlações.

## 7.6 Efeito da perda de carga nos parâmetros de saída

Conforme explicado no capítulo 5, empregou-se no modelo, correlações para o cálculo da perda de carga nos trocadores de calor. Entretanto, Kim, Pettersen e Bullard (2004) explicam que, quando comparado com outros fluidos, o CO<sub>2</sub> apresenta resultados inferiores de perda de carga ao longo do escoamento, principalmente na região supercrítica. Dessa forma, o modelo foi executado para cinco pontos de operação obtidos experimentalmente, conforme apresentado no capítulo 4, mas desconsiderando-se agora o efeito da variação da pressão nos trocadores de calor. Os resultados são apresentados na Tabela 7.5.



Tabela 7.5 – Comparação dos resultados do modelo sem o efeito da perda de carga

Ponto	Perda de carga	P. alta [kPa]		Erro [%]	P. baixa [kPa]		Erro [%]	T3 [K]		Erro [%]	Ts,a [K]		Erro [%]	COP		Erro [%]
		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo		Exp.	Modelo	
17	Sim	8382	8438	0,67	4414	4322	2,08	304,07	306,45	0,78	334,60	328,15	1,93	2,694	2,672	0,82
	Não		8450	0,81		4332	1,86		306,56	0,82		328,33	1,87		2,674	0,74
29	Sim	8236	8619	4,65	4028	4073	1,12	303,03	304,15	0,37	334,29	332,51	0,53	2,499	2,553	2,16
	Não		8630	4,78		4182	3,82		304,61	0,52		332,00	0,69		2,613	4,56
33	Sim	8172	8629	5,59	4138	4238	2,42	303,46	303,29	0,06	335,31	333,40	0,57	2,618	2,741	4,70
	Não		8640	5,73		4239	2,44		303,39	0,02		333,78	0,46		2,739	4,62
35	Sim	8240	8499	3,14	4120	4113	0,17	303,09	302,78	0,10	334,30	331,53	0,83	2,615	2,708	3,56
	Não		8510	3,28		4169	1,19		303,02	0,02		331,42	0,86		2,744	4,93
47	Sim	8066	8149	1,03	4005	4091	2,15	299,46	301,03	0,52	329,00	325,36	1,11	2,792	2,861	2,47
	Não		8160	1,17		4044	0,97		301,12	0,55		325,63	1,02		2,864	2,58

Nas cinco simulações realizadas, foram comparados os parâmetros de validação do modelo, como as pressões de alta e de baixa, as temperaturas de saída do CO<sub>2</sub> ( $T_3$ ) e da água ( $T_{s,a}$ ) no resfriador de gás e o COP da bomba de calor. Nota-se que o efeito de se considerar, ou não, a influência da variação da pressão ao longo dos trocadores de calor não afetou de forma significativa os resultados do modelo. Em relação aos valores experimentais, os parâmetros de saída do modelo apresentaram variações no erro menores que 1,4%, com exceção do COP para o ponto 29, que sofreu uma variação de 2,4%, o que em termos absolutos representa uma variação de 0,06 unidades, ficando esse valor significativamente abaixo da incerteza experimental, que corresponde a cerca de  $\pm 0,2$ . Assim, a não utilização de correlações para o cálculo da perda de carga nos trocadores de calor não implica prejuízos maiores nos resultados do modelo, gerando, por sua vez, economia de tempo computacional.

Sobre os efeitos das três componentes da perda de pressão nos trocadores de calor, a Tabela 7.6 apresenta os valores de cada componente, calculados para os cinco pontos de operação analisados.

Tabela 7.6 – Componentes da perda de carga

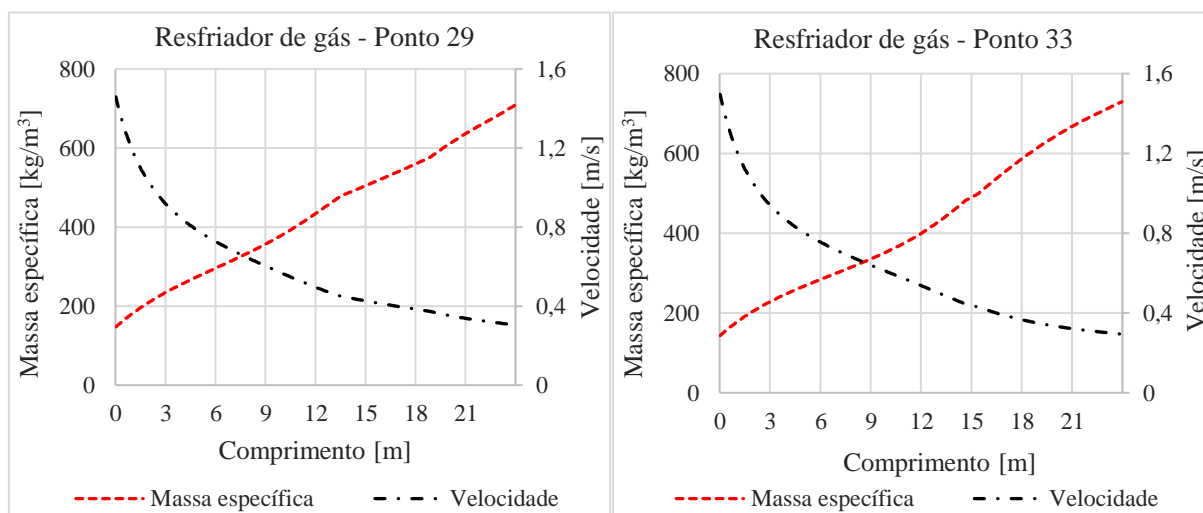
Ponto	Evaporador solar					Resfriador de gás			
	Ebulição		Superaquecimento		Total [kPa]	Supercrítico			Total [kPa]
	Aceleração [kPa]	Atrito [kPa]	Aceleração [kPa]	Atrito [kPa]		Estático [kPa]	Aceleração [kPa]	Atrito [kPa]	
17	-0,961	-35,810	-0,271	-20,610	-57,651	0,875	0,135	-6,079	-5,068
29	-0,923	-34,460	-0,252	-19,290	-54,925	0,769	0,124	-5,500	-4,607
33	-0,894	-30,160	-0,266	-20,110	-51,430	0,670	0,129	-5,594	-4,795
35	-0,927	-34,460	-0,254	-19,250	-54,891	0,683	0,127	-5,486	-4,676
47	-0,932	-34,540	-0,244	-17,490	-53,206	0,551	0,132	-5,452	-4,769

Conforme mencionado no capítulo 5, o efeito da componente estática no evaporador solar foi desconsiderado, uma vez que o fluido entra e sai do equipamento com a mesma altura relativa. A componente de aceleração (momentum), ocasionada no processo de ebulição pelas diferentes velocidades entre as fases líquido e vapor (efeito Bernoulli), é relativamente pequena, gerando uma perda de pressão em torno de 0,9 kPa. Na região de superaquecimento, essa componente, causada pela aceleração do fluido em virtude da redução da sua massa específica, também é pequena, com uma perda de pressão perto de 0,25 kPa. O atrito é a maior causa da perda de carga no evaporador solar, tanto na região bifásica, cujo valor ficou em torno de 34 kPa, quanto na região de superaquecimento, com cerca de 19 kPa. Segundo o modelo, a perda

de carga total no evaporador solar ficou, em média, para os cinco pontos analisados, na ordem de 54 kPa.

No resfriador de gás, como o CO<sub>2</sub> escoava no sentido descendente, existe um ganho de pressão devido à componente estática. Entretanto, à medida que o fluido fornece energia para água, sua temperatura cai progressivamente ao longo da tubulação, de forma que a massa específica do CO<sub>2</sub> aumenta, o que, em parte, compensa o efeito gravitacional. Outra consequência do aumento da massa específica do fluido é a redução da sua velocidade, de forma a manter constante vazão mássica de refrigerante, o que pode ser observado na Figura 7.9, para os pontos 29 e 33. A redução de velocidade tende a aumentar a pressão na saída do resfriador de gás, entretanto, o próprio aumento da massa específica exerce um efeito contrário, reduzindo o ganho de pressão. Os ganhos de pressão obtidos pelas componentes estática e aceleracional, de acordo com a Tabela 7.6, foram em média de 0,7 kPa e 0,13 kPa, respectivamente, podendo ser considerados valores pouco expressivos.

Figura 7.9 – Variação da massa específica e da velocidade do CO<sub>2</sub> no resfriador de gás.



A componente de atrito também apresentou uma perda de carga relativamente pequena, em torno de 5,6 kPa. Esses valores estão na mesma ordem de grandeza daqueles obtidos por Yoon *et al.* (2003), tanto com a aplicação de correlações matemáticas quanto experimentalmente. A aplicação de diferentes fatores de atrito no cálculo da perda de carga do CO<sub>2</sub> no estado supercrítico tem sido estudada por diversos pesquisadores. Dessa forma, os resultados gerados pelo modelo matemático, por meio da utilização do fator de atrito de Fang, Xu e Zhou (2011), foram comparados com resultados gerados a partir da correlação de Blasius (1913), recomendada por Yoon *et al.* (2003) e mostrada na Eq. 7.3.

$$f = 0,316Re^{-\frac{1}{4}} \quad Re \leq 2 \times 10^4 \quad (7.3)$$

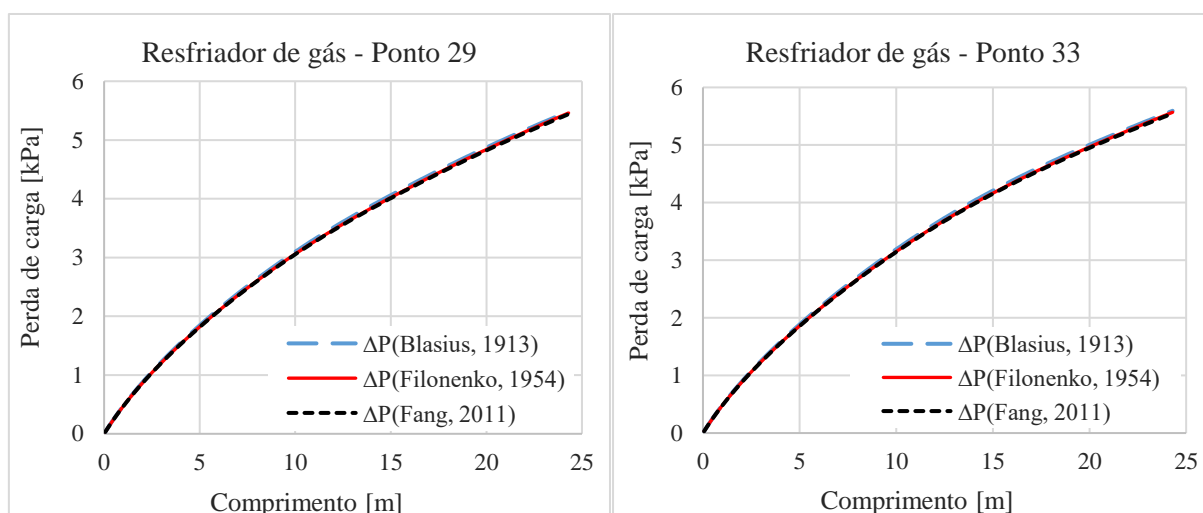
$$f = 0,184Re^{-\frac{1}{5}} \quad Re > 2 \times 10^4$$

A componente de perda de pressão por atrito também foi comparada com a utilização da correlação de Filonenko (1954), apresentada pela Eq. 7.4, e que, segundo Fang, Xu e Zhou, (2011), obteve resultados satisfatórios com o fator de atrito dado por.

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (7.4)$$

Os dados gerados pela comparação entre as perdas de carga por atrito no resfriador de gás, encontradas a partir da utilização das três correlações acima mencionadas, são mostrados para os pontos 29 e 33 na Figura 7.10.

Figura 7.10 – Comparação entre correlações para o fator de atrito do CO<sub>2</sub> no resfriador.



Percebe-se que as três correlações apresentaram resultados bem semelhantes ao longo do comprimento da tubulação, ratificando assim, aqueles obtidos a partir da correlação de Fang, Xu e Zhou (2011). Ademais, em ordem de grandeza, tais valores foram compatíveis com aqueles obtidos nos trabalhos de Yoon *et al.* (2003), Oliveira (2013) e Liu *et al.* (2014), tanto experimentalmente quanto por meio de correlações matemáticas. Isto posto, a resultante da perda de carga no resfriador de gás ficou na ordem de 4,8 kPa.

Comparando-se, na Tabela 7.6, a perda de carga por atrito da região monofásica do evaporador solar com aquela obtida para o resfriador de gás, apesar do comprimento da primeira região ser bem menor, a referida perda no resfriador de gás foi cerca de 3,4 vezes menor. Essa diferença é explicada pelos valores calculados para as velocidades mássicas do fluido em cada

região, uma vez que no evaporador, seu valor ficou em torno de  $350 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , e no resfriador de gás, ele foi de  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Além disso, como se sabe, a massa específica do  $\text{CO}_2$  no estado supercrítico é bem maior que aquela verificada na região de superaquecimento do evaporador.

Em suma, os valores apresentados na Tabela 7.6 confirmam que as perdas de carga calculadas pelas correlações aplicadas no modelo são pequenas, principalmente no resfriador de gás, podendo dessa forma, serem desconsideradas, e os seus efeitos, conforme analisado na Tabela 7.6, não trazem impactos significativos aos resultados atingidos pelo modelo.

## 7.7 Conclusão

Esse capítulo mostrou algumas aplicações diretas para o emprego do modelo matemático por meio de simulações, como a realização do inventário de massa de refrigerante na BDC, no qual o resfriador de gás apresentou a maior quantidade de massa. Também foi discutido o efeito do nível de irradiação solar na distribuição de massa ao longo de seus componentes, em que, com a passagem do equipamento da sombra para o sol, constatou-se uma migração de cerca de 5% de massa da região de alta para a região de baixa pressão.

Foram realizadas simulações para previsão da carga adequada de fluido refrigerante, de forma a se obter um maior valor possível para o COP, uma lacuna constatada no capítulo de revisão bibliográfica, especialmente para equipamentos DX-SAHP a  $\text{CO}_2$ . Concluiu-se que, os maiores valores de COP são obtidos com uma massa total entre 620 e 655 gramas, para qualquer cenário de irradiação solar, uma vez que a variação na distribuição de massa nos componentes da BDC é pequena.

Além disso, estudou-se, sobre os resultados do modelo, os efeitos da aplicação de diferentes correlações de fração de vazio e da perda de carga nos trocadores de calor. Em virtude da pequena quantidade de massa no evaporador, concluiu-se que utilizar correlações de fração de vazio mais simples não traz impactos significativos aos resultados do modelo, e como as perdas de carga nos trocadores de calor são baixas, desconsiderá-las também não altera significativamente os resultados encontrados nas simulações.

No próximo capítulo são tecidas as principais conclusões dessa tese.

## 8. CONCLUSÕES

Acerca dos testes experimentais, os resultados obtidos neste trabalho confirmaram que as pressões e temperaturas do CO<sub>2</sub> no evaporador, assim como a temperatura na saída do compressor, são fortemente afetadas pelo nível de irradiação solar, e normalmente aumentam significativamente com o acréscimo de irradiação. No resfriador de gás, a temperatura de saída do CO<sub>2</sub>, assim como sua pressão foram menos afetadas. Em geral, maiores níveis de irradiação solar também resultaram em uma maior vazão mássica de refrigerante, acompanhada de um aumento da eficiência volumétrica do compressor e, portanto, levando a um aumento da capacidade de aquecimento da DX-SAHP. A potência elétrica do compressor foi menos influenciada, e dessa forma, verificou-se que maiores níveis de irradiação solar promoveram a elevação do COP da bomba de calor, que variou de 1,85, com o equipamento à sombra (0,0416 kW/m<sup>2</sup>), até 2,98, para um nível de irradiação solar de 0,8637 kW/m<sup>2</sup>.

Sobre a validação do modelo matemático, os resultados alcançados foram satisfatórios, ficando a grande maioria dos pontos agrupados dentro de uma margem de erro de  $\pm 10\%$ , seja utilizando a correlação de Zhang *et al.* (2015) no cálculo do coeficiente de transferência de calor do CO<sub>2</sub> supercrítico, ou a correlação de Whang *et al.* (2017). Entretanto, observou-se que utilizando-se a correlação de Zhang *et al.* (2015), os resultados foram ligeiramente melhores, principalmente em relação aos valores da pressão de alta do CO<sub>2</sub> e do COP da bomba de calor, cujos erros médios de 7,5% e 5,0%, ficaram, respectivamente, cerca de 1% e 2% menores. Nesse caso, o erro médio para a pressão de baixa foi de 6,0%, e para as temperaturas de saída do CO<sub>2</sub> e da água no resfriador de gás os desvios foram respectivamente de 2,2 K e 3,2 K. Também se observou que, em geral, os melhores resultados do modelo foram obtidos com o equipamento exposto ao sol.

Com respeito às aplicações propostas para o modelo matemático, foi possível realizar o inventário da massa de fluido refrigerante da bomba de calor, verificando-se que o resfriador de gás é o componente que detém a maior quantidade de massa (45,7%), seguido pelo acumulador de líquido (17,0%), separador de óleo (16,6%), evaporador (8,6%), tubulação entre o resfriador de gás e a válvula de expansão (5,4%), e o compressor (5,0%). Os demais componentes perfizeram juntos cerca de 1,7% da massa total do equipamento.

Segundo o modelo, em termos percentuais, as mudanças na distribuição da massa de CO<sub>2</sub> na BDC foram mais significativas com a transição do equipamento da sombra para o sol. Em termos médios, verificou-se que a massa do circuito de baixa pressão é cerca de 5,4% maior quando comparada com o equipamento à sombra, ou seja, aproximadamente 35 gramas. Com

o equipamento ao sol, o aumento do nível de irradiação solar em cerca de  $0,12 \text{ kW/m}^2$  não causou alterações significativas na distribuição média da massa no interior da BDC.

Para cenários distintos de irradiação solar, o modelo simulou os valores de massa que elevariam o COP da bomba de calor ao máximo. Concluiu-se que a carga ideal de  $\text{CO}_2$  deve ficar entre 620 e 655 gramas, sendo obtidos, dessa forma, os maiores valores possíveis para o COP do equipamento em qualquer cenário de irradiação solar, uma vez que a mudança na distribuição de massa nos componentes da bomba de calor sofre uma variação relativamente pequena com a passagem do equipamento da sombra para o sol. Nessas condições, para o equipamento ao sol, o seu COP estaria entre 2,35 e 2,81 e com a bomba de calor à sombra, o valor do COP seria de aproximadamente 1,87.

Sobre a utilização de diferentes correlações para o cálculo da fração de vazio no evaporador solar, em contrapartida à utilização da correlação de Hughmark (1965), verificou-se que as correlações de Zivi (1964) e de Smith (1969, *apud* Rice, 1983) apresentaram resultados bem semelhantes para os parâmetros de saída da BDC. A maior diferença registrada no cálculo da massa do evaporador aconteceu com a aplicação da correlação de Smith (1969, *apud* Rice, 1983), que reduziu a sua massa em 10,63 g. Observou-se que essa redução, algo em torno de 1,65% da massa total da BDC, não foi suficiente para provocar alterações significativas nos parâmetros de saída do modelo. Dessa forma, concluiu-se ser viável a utilização de correlações mais simples no cálculo da fração de vazio, o que, em tese, pode levar a uma redução do custo computacional do modelo.

Sobre a perda de carga nos trocadores de calor, segundo os resultados fornecidos pelo modelo, verificou-se que o atrito é sua maior causa, tanto no evaporador solar quanto no resfriador de gás. As componentes estáticas e de aceleração foram menos expressivas e a perda de carga total, em termos médios, ficou em torno de 54 kPa no evaporador e em cerca de 4,8 kPa no resfriador de gás. Em ambos os casos os valores podem ser considerados pouco significativos, principalmente no resfriador de gás, cujas pressões alcançadas pelo modelo ficaram próximas de 8.500 kPa.

Para respaldar os valores da perda de carga no resfriador de gás, obtidos pela aplicação da correlação de Fang, Xu e Zhou (2011) no cálculo do fator de atrito, utilizou-se também as correlações de Blasius (1913) e de Filonenko (1954). Os resultados mostraram que as três correlações chegaram a valores bem similares no cálculo da perda de pressão ao longo do comprimento do resfriador de gás, e praticamente não trouxeram alterações ao seu valor final. Com valores pouco expressivos para a perda de carga nos trocadores de calor, realizou-se novas simulações, desconsiderando-se, nesse caso, o valor dessas perdas. Verificou-se que os

parâmetros de saída apresentaram variações pouco significativas, na sua maioria inferiores a 1,4%. Destarte, concluiu-se que a não utilização de correlações para o cálculo da perda de carga nos trocadores de calor não implica em maiores prejuízos aos resultados do modelo, podendo ainda trazer economia de tempo computacional.

### **8.1 Recomendações para trabalhos futuros**

- Redimensionamento do acumulador de líquido e do separador de óleo, adequando seus volumes às condições de projeto;
- Realização de um novo inventário de massa com o redimensionamento da quantidade de massa para as diversas condições de irradiação solar e o dimensionamento de um dispositivo receptor de massa;
- Reavaliação do COP do equipamento para as novas condições de massa;
- Estudo sobre o efeito do ar atmosférico como gás não condensável sobre o coeficiente de transferência de calor externo por condensação no evaporador solar;
- Aplicação do modelo de simulação com uma rotina que simule o efeito do controlador PWM sob a vazão volumétrica de água, e conseqüentemente, na sua temperatura de saída, de forma que essa possa vir a ser controlada.



## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABB. Transdutor ETP 30, ETQ 30 Ficha Técnica. Disponível em <https://silo.tips/download/transdutor-etp-30-etq-30-ficha-tecnica-n00312-4-para-potencia-ativa-ou-reativa-p>. Acesso em: 05 mar. 2019.
- ADAMS, D. C., BURR, J., HRNJAK, P., e NEWELL, T. Void fraction of CO<sub>2</sub> and ammonia in multiport aluminum microchannel tubes, **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, Purdue University, 2006.
- ALBERTAZZI, G. Jr. & A. R. de Souza, **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**, 2<sup>a</sup> edição, 2017.
- BAROCZY, C. J. Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals. **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, v. 61, n. 57, p. 179-191, 1965.
- BASKOV, V. L.; KURAEVA, I. V.; PROTOPOPOV, V. S. Heat-transfer with turbulent-flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions. **High Temperature**, v. 15, n. 1, p. 81-86, 1977.
- BLACK e WHITE. Black & White Pyranometer. Disponível em <http://www.eppleylab.com/instrument-list/black-white-pyranometer>. Acesso em: 05 mar. 2019.
- BONNER III, R. W. Correlation for dropwise condensation heat transfer: Water, organic fluids, and inclination. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 61, p. 245-253, 2013.
- BRUNO, F., BELUSKO, M., & HALAWA, E. CO<sub>2</sub> refrigeration and heat pump systems—a comprehensive review. **Energies**, v. 12(15), p. 2959, 2019.
- BUKER, M. S.; RIFFAT, S. Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 55, p. 399–413, 2016.
- CAREY, Van P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. CRC Press, 2018.
- CAVALLINI, C. Working fluids for mechanical refrigeration, **International Journal of Refrigeration**, v. 8, p. 485-496, 1996.
- ÇENGEL, Y.A. and GHAJAR, A.J. **Heat and Mass Transfer Fundamentals e Applications**. 5th. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- CHAICHANA, C.; KIATSIRIROAT, T.; NUNTAPHAN, A. Comparison of conventional flat-plate solar collector and solar boosted heat pump using unglazed collector for hot water production in small slaughterhouse. *Heat Transfer Engineering*, 31(5), 419-429, 2010.
- CHAPRA, Steven C.; CANALE, Raymond P. Numerical methods for engineers: international edition. 8. ed. New York: McGraw-Hill, 2020.

CHATURVEDI, S. K.; GAGRANI, V. D.; ABDEL-SALAM, T. M. Solar-assisted heat pump—A sustainable system for low-temperature water heating applications. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 550-557, 2014.

CHEN, Y. J.; DAI, R. Z. WANG. Experimental and theoretical study on a solar assisted CO<sub>2</sub> heat pump for space heating. **Renewable Energy, Elsevier**, v. 89, p. 295–304, 2016.

CHENG, L.; RIBATSKI, G.; THOME, J. R. A Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: fundamentals and applications. **Applied Mechanics Reviews**, v. 61, n. 5, p. 050802, 2008.

CHESI, Andrea et al. Experimental analysis of R744 parallel compression cycle. **Applied Energy**, v. 135, p. 274-285, 2014.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, n. 11, p. 1323–1329, 1975.

COLLIER, John G.; THOME, John R. **Convective boiling and condensation**. Clarendon Press, 1994.

DANG, C., HIHARA, E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1: experimental measurement. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 736-747, 2004.

DE FREITAS Paulino, T., DE OLIVEIRA, R. N., MAIA, A. A. T., PALM, B., e MACHADO, L. Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO<sub>2</sub> direct-expansion solar-assisted heat pump. **Applied Thermal Engineering**, v. 148, p. 160-172, 2019.

DE FREITAS Paulino. **Experimental and theoretical study of the dynamic response of a small size CO<sub>2</sub> direct expansion solar assisted heat pump**. Tese (Doutorado) – Departamento de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2019.

DE OLIVEIRA, R. N., FARIA, R. N., ANTONANZAS-Torres, F., MACHADO, L., e KOURY, R. N. N Dynamic model and experimental validation for a gas cooler of a CO<sub>2</sub> heat pump for heating residential water. **Science and Technology for the Built Environment**, v. 22, n. 1, p. 30-40, 2016.

DENG, S.; DAI, Y. J.; WANG, R. Z. Performance study on hybrid solar-assisted CO<sub>2</sub> heat pump system based on the energy balance of net zero energy apartment. **Energy and buildings**, v. 54, p. 337-349, 2012.

DE PAULA, C. H., DUARTE, W. M., ROCHA, T. T. M., DE OLIVEIRA, R. N., e MAIA, A. A. T. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. **International Journal of Refrigeration**, v. 113, p. 10-20, 2020.

DIEESE. Crise de energia e transição justa. NT 263 - Departamento Intersindical de Estatística e Estudos Socioeconômicos, out. 2021. Disponível em <https://www.dieese.org.br/notatecnica/2021/notaTec263transicaoJusta.html>. Acesso em: 12 dez. 2021.

- DUARTE, W. M., PAULINO, T. F., PABON, J. J., SAWALHA, S., e MACHADO, L. Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. **Solar Energy**, v. 184, p. 527-538, 2019.
- DUARTE, W. M., RABELO, S. N., PAULINO, T. F., PABÓN, J. J., e MACHADO, L. Experimental performance analysis of a CO<sub>2</sub> direct-expansion solar assisted heat pump water heater. **International Journal of Refrigeration**, v. 125, p. 52-63, 2021.
- DUFFIE, J; BECKMAN, W. **Solar Engineering of Thermal Process**. 4. ed. Canada: Wiley, 2013.
- EMBER. Global Electricity Review 2022. EMBER Climate. Disponível em <https://ember-climate.org/insights/research/global-electricity-review-2022/>. Acesso em: 23 set. 2022.
- EPE. Balanço Energético Nacional 2022: Ano base 2021. Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro: EPE, 2021. Disponível em <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2022>. Acesso em: 23 set. 2022.
- FANG X., ZHOU Z., LI D.: Review of correlations of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide. **International Journal of Refrigeration**. v. 36, n. 8, p. 2017-2039, 2013.
- FANG, X., XU, Y., e ZHOU, Z. New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations. **Nuclear Engineering and Design**, v. 241(3), p. 897-902, 2011.
- FARIA, R. N. **Projeto e construção de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão**. Tese (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.
- FARIA, R. N., NUNES, R. O., KOURY, R. N. N., e MACHADO, L. Dynamic modeling study for a solar evaporator with expansion valve assembly of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 64, p. 203-213, 2016.
- FILIMONOV, A.I., PRZHIZHALOVSKI, M.M., DIK, E.P., PETROVA, J.N. The driving head in pipes with a free interface in the pressure range from 17 to 180 atm. **Teploenergetika**, v. 4, p. 22–26, 1957.
- FORNASIERI, E., GIROTTO, S., MINETTO, S. **Refrigeration systems for hot climates using CO<sub>2</sub> as the working fluid**. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen. 2008.
- FUELTECH. Sensor de pressão PS1500PSI. Disponível em <https://fueltech.com.br/products/sensor-de-pressao-ps1500psi-fueltech>. Acesso em: 05 mar. 2019.
- GARDENGHI, Á. R., CHAGAS, D. G., SCAGNOLATTO, G., OLIVEIRA, R. M., e TIBIRIÇÁ, C. B. Overview of Void Fraction Measurement Techniques, Databases and Correlations for Two-Phase Flow in Small Diameter Channels. **Fluids**, v. 5(4), p. 216, 2020.
- GIROTTO, S., MINETTO, S., NEKS, P. Commercial refrigeration system using CO<sub>2</sub> as the refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v.27, p. 717–723, 2004.

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

HAN, Z., BAI, C., MA, X., LI, B., e HU, H. Study on the performance of solar-assisted transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system with phase change energy storage suitable for rural houses. **Solar Energy**, v. 174, p. 45-54, 2018.

HUGHMARK, G.A. Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow. **Chemical Engineering Science**, v. 20, p. 1007-1010, 1965.

HUMIA, G. M. **Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R134a e HFO-1234yf**. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.

IEMA. Análise das emissões brasileiras de gases de efeito estufa e suas implicações para as metas climáticas do Brasil (1970-2020). **Publicação do Instituto de Energia e Meio Ambiente**, out. 2021. Disponível em <https://energiiaeambiente.org.br/produto/analise-das-emissoes-brasileiras-de-gases-de-efeito-estufa-e-suas-implicacoes-para-as-metas-climaticas-do-brasil-1970-2020>. Acesso em: 12 dez. 2021.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., e LAVINE, A. S. **Fundamentals of heat and Heat Mass Transfer**, 7th Edition. John Wiley e Sons. 2011.

ISLAM, M. R., SUMATHY, K., GONG, J., e KHAN, S. U. Performance study on solar assisted heat pump water heater using CO<sub>2</sub> in a transcritical cycle. In: **International Conference on Renewable Energies and Power Quality**, 2012.

ISLAM, Mohammad Raisul. Numerical Simulation of Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump Water Heater Using Carbon Dioxide as Refrigerant. Dissertação (Mestrado). Mechanical Engineering & Applied Mechanics. North Dakota State University, 2013.

KANUNGO, D. K., SHRIVASTAVA, S. K., SINGH, N. K., e SAHU, K. C. Heat Transfer in Supercritical Steam Flowing Through Spiral Tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 142(11), 2020.

KANIZAWA, F. T., e RIBATSKI, G. Void fraction predictive method based on the minimum kinetic energy. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 38(1), p. 209-225, 2016.

KARN, Ashish; CHINTALA, Venkateshwarlu; KUMAR, Suresh. An investigation into sky temperature estimation, its variation, and significance in heat transfer calculations of solar cookers. **Heat Transfer - Asian Research**, v. 48, n. 5, p. 1830-1856, 2019.

KIM, Man-Hoe; PETTERSEN, Jostein; BULLARD, Clark W. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. **Progress in energy and combustion science**, v. 30, n. 2, p. 119-174, 2004.

KONG, X. Q., LI, Y., LIN, L., e YANG, Y. G. Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A. **International Journal of Refrigeration**, v. 76, p. 136-146, 2017.

KONG, X., YAN, X., YUE, Z., ZHANG, P., e LI, Y. Influence of refrigerant charge and condenser area on direct-expansion solar-assisted heat pump system for radiant floor heating. **Solar Energy**, v. 247, p. 499-509, 2022

KRASNOSHCHIEKOV, E. A.; KURAEVA, I. V.; PROTOPOPOV, V. S. Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions. **High Temperature**, v. 7, n. 5, p. 856+, 1969.

LI, S., LI, S. e ZHANG, X. Comparison analysis of different refrigerants in solar-air hybrid heat source heat pump water heater. **International Journal of Refrigeration**, 57, 138-146, 2015.

LIU, Z. B., HE, Y. L., YANG, Y. F., e FEI, J. Y. Experimental study on heat transfer and pressure drop of supercritical CO<sub>2</sub> cooled in a large tube. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 307-315, 2014.

LOCKHART, R.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, v. 45, n. 1, p. 39-48, 1949.

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v.17, p.292-301. 1994.

MELKAMU A., M. WOLDESEMAYAT and A.J. GHAJAR. Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes. **International Journal of Multiphase Flow**. Vol. 33, pp. 347–370, 2007.

MMA. Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado. Artigos técnicos, Brasília: Ministério do Meio Ambiente – MMA, v. 170, 2011. Disponível em <http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf>. Acesso em: 03 jan. 2020.

MONTAGNER, G. P. **Um estudo da aplicação de ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> em sistemas comerciais de refrigeração**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 2013.

NANA, Oluwafemi Samuel. **CO<sub>2</sub> Solar Assisted Heat Pump System for Water heating, Drying, and Cooling**. Dissertação de Mestrado. NTNU, 2017.

OH, H. K., e SON, C. H. New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO<sub>2</sub> in horizontal macro-tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34(8), p. 1230-1241, 2010.

OLIVEIRA, R. N. **Modelo dinâmico e estudo experimental para um resfriador de uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> para o aquecimento de água residencial**. Tese (Doutorado) – Departamento de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.

OMOJARO, Peter; BREITKOPF, Cornelia. Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 33-45, 2013.

- OZISIK, M. N. Heat transfer, a basic approach. New York, MacGraw-Hill, 780p, 1985.
- PETROV, N. E.; POPOV, V. N. Heat-transfer and resistance of carbon-dioxide being cooled in the supercritical region. **Thermal Engineering**, v. 32, n. 3, p. 131-134, 1985.
- PIETRZAK, M., e PŁACZEK, M. Void fraction predictive methods in two-phase flow across a small diameter channel. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 121, p. 103-115, 2019.
- PITLA, S.S., ECKHARD, A.G., RAMADHYANI, S. New correlation for the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical carbon dioxide. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 887–895, 2002.
- PREMOLI, A., FRANCESCO, D. E PRINA, A. A dimensionless correlation for determining the density of two-phase mixtures. **Lo Termotecnica**, v. 25, p. 17-26, 1971.
- RABELO, S. N., PAULINO, T. D. F., DUARTE, W. M., SAWALHA, S., e MACHADO, L. Experimental analysis of the influence of water mass flow rate on the performance of a CO<sub>2</sub> direct-expansion solar assisted heat pump. **International Journal of Chemical and Molecular Engineering**, v. 12, n. 7, p. 327-331, 2018.
- RABELO, S. N., PAULINO, T. F., DUARTE, W. M., MAIA, A. A., e MACHADO, L. Experimental analysis of the influence of the expansion valve opening on the performance of the small size CO<sub>2</sub> solar assisted heat pump. **Solar Energy**, v. 190, p. 255-263, 2019a.
- RABELO, S. N., PAULINO, T. F., MACHADO, L., e DUARTE, W. M. Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. **Solar Energy**, v. 188, p. 164-174, 2019b.
- REIS, R. D. M.; MAIA, A. A.; MACHADO, L., & KOURY, R. N. Comparative Study between a Heat pump and an Electrical Resistance as Energy Support for a Solar Water Heater. In *Advanced Materials Research* (Vol. 1016, pp. 748-752). Trans Tech Publications Ltd, 2014.
- REVELLIN, Rémi; HABERSCHILL, Philippe. Prediction of frictional pressure drop during flow boiling of refrigerants in horizontal tubes: Comparison to an experimental database. **International journal of refrigeration**, v. 32, n. 3, p. 487-497, 2009.
- RICE, C. K. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions. **ASHRAE transactions**, v. 93, n. 1, p. 341-367, 1987.
- RONY, R. U., YANG, H., KRISHNAN, S., e SONG, J. Recent advances in transcritical CO<sub>2</sub> (R744) heat pump system: a review. **Energies**, v. 12, n. 3, p. 457, 2019.
- ROUHANI, S. Zia; AXELSSON, Eva. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 13, n. 2, p. 383-393, 1970.
- SHAH, Mirza M. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, p. 606-626, 2017.

SHURFLO. Shurflo 100-000-21 Wobbler Pump - 12 VDC motor. Disponível em <https://www.pumpagents.com/pdf/ShurfloPumps/100-000-21.pdf>. Acesso em: 03 jul. 2020.

SMITH, S. L. Void fractions in two-phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 184, n. 1, p. 647-664, 1969.

STEINER, D. Heat transfer to boiling saturated liquids. **VDI-Warmeatlas (VDI Heat Atlas)**, 1993.

SWAGELOK Tecflux Ltda. Disponível em <https://tecflux.com.br/wp-content/uploads/2020/02/MS-01-142-1.pdf>. Acesso em: 15 jan. 2020.

SUN, X.; DAI, Y.; NOVAKOVIC, V.; WU, J.; WANG, R. Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water. *Energy Procedia*, 70, 394-401, 2015.

TANDON, T. N., VARMA, H. K., e GUPTA, C. P. A void fraction model for annular two-phase flow. **International journal of heat and mass transfer**, v. 28(1), p. 191-198, 1985

TEMPRITE. Coalescent Oil Separators. Disponível em <https://temprite.com/products/>. Acesso em: 05 mar. 2019.

THOME, John R. **Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow**, Set I: Fundamentals and Methods, Volume 3: Flow Boiling in Macro and Microchannels. World Scientific Publishing, 2015.

TIBIRICA, C. B., ROCHA, D. M., SUETH Jr, I. L. S., BOCHIO, G., SHIMIZU, G. K. K., BARBOSA, M. C., e dos SANTOS Ferreira, S. A complete set of simple and optimized correlations for microchannel flow boiling and two-phase flow applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 774-795, 2017.

WANG, K. Z., XU, X. X., LIU, C., BAI, W. J., e DANG, C. B. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> in the cooled helically coiled tube. **International journal of heat and mass transfer**, v. 108, p. 1645-1655, 2017.

XU, Y.; FANG, X. Correlations of void fraction for two- phase refrigerant flow in pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 64, n. 1-2, p. 242, 2014.

YASHAR, D. A. Experimental investigation of void fraction during horizontal flow in smaller diameter refrigeration applications. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 1998.

YOON, S. H., KIM, J. H., HWANG, Y. W., KIM, M. S., MIN, K., & KIM, Y. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 857–864, 2003.

ZHANG, D., WU, Q. B., LI, J. P., e KONG, X. Q. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 522-528, 2014.

ZHANG, W., WANG, S., LI, C., e XU, J. Mixed convective heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures flowing upward through a vertical helically coiled tube. **Applied Thermal Engineering**, v. 88, p. 61-70, 2015.

ZHANG, Z., DONG, X., REN, Z., LAI, T., e HOU, Y. Influence of refrigerant charge amount and EEV opening on the performance of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater. **Energies**, v. 10, n. 10, p. 1521, 2017.

ZURICH. Transmissores de Pressão. Disponível em <https://www.zurichpt.com.br/transmissores-de-pressao.php>. Acesso em: 05 mar. 2019.

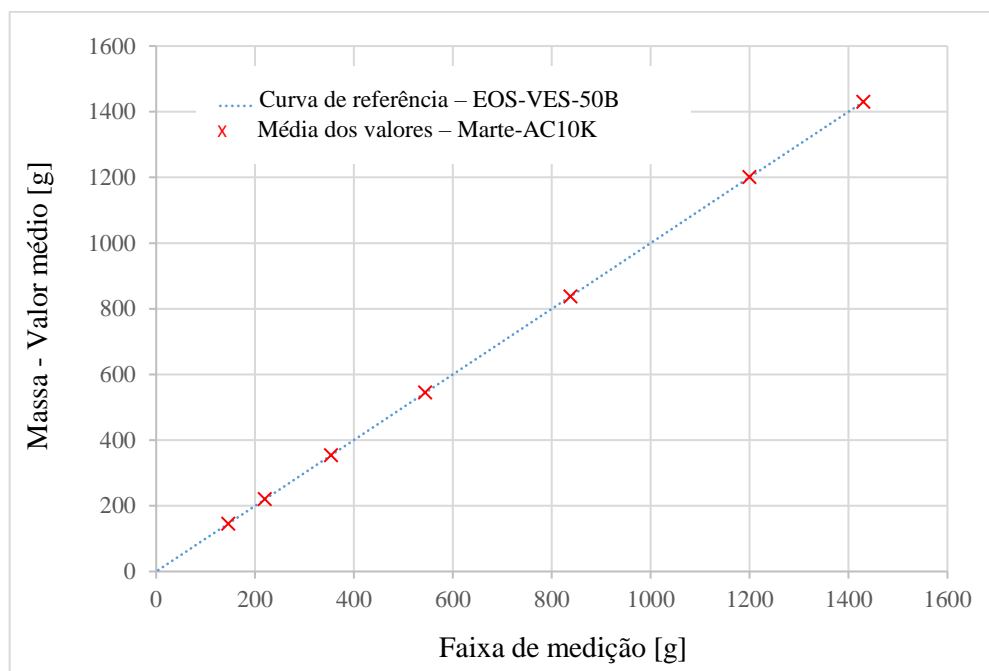


## APÊNDICE A – PROCEDIMENTOS DE AFERIÇÃO

### A.1 Aferição da balança

Para conferir o ajuste da balança Marte modelo AC10K, utilizada no experimento, foi empregada uma balança previamente calibrada marca EOS, modelo EOS-VES-50B, com capacidade de até 50 kg, escala de resolução de 2 gramas e precisão de  $\pm 0,05\%$ . Realizou-se três seqüências de medidas para cada faixa de medição e os resultados apresentados na Figura A.1.

Figura A.1 – Calibração da balança: Média das indicações obtidas com  $n = 3$



Verifica-se que as médias das indicações de massa são próximas aos valores verdadeiros convencionais adotados. Dessa forma, o efeito da tendência foi desconsiderado, uma vez ficaria abaixo do valor da resolução da balança usada como referência.

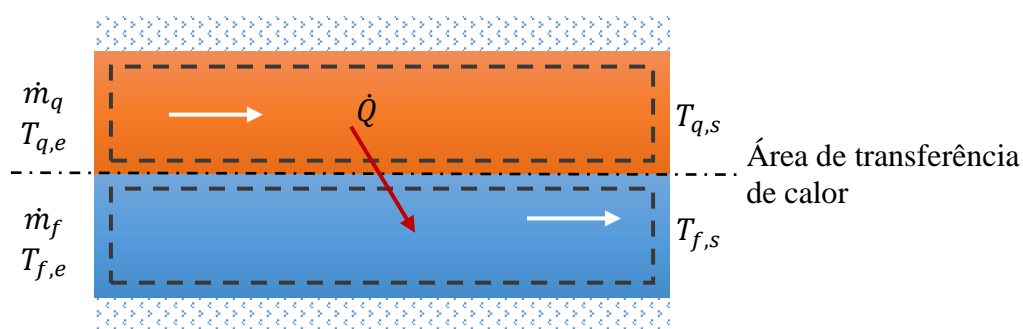
Nos testes realizados, o erro máximo calculado para o valor da massa experimental foi de aproximadamente  $\pm 5$  gramas. Sua obtenção considerou o efeito da massa aprisionada no interior da mangueira que liga o cilindro de carga na BDC. Sendo assim, o resultado final da medição é a composição da média das indicações, e do valor desse erro máximo, considerado em termos absolutos.

## APÊNDICE B – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA ADICIONAL

### B.1 Equacionamento de trocadores de calor em escoamento paralelo

A Figura B.1 representa esquematicamente um trocador de calor em escoamento paralelo. Considerando que as perdas de calor entre o trocador e a vizinhança sejam desprezíveis e que não ocorram mudanças de fase dos fluidos dentro do volume de controle, é possível chegar às taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio.

Figura B.1 – Balanço de energia.



Nessa condição, um balanço de energia pode ser proposto para os fluidos quente e frio, expresso pelas Eq. B.1 e B.2 respectivamente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (\text{B.1})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (\text{B.2})$$

Nas quais  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor,  $\dot{m}_q$  e  $\dot{m}_f$  são as vazões mássicas,  $c_{p,q}$  e  $c_{p,f}$  são os calores específicos à pressão constante,  $T_{q,e}$  e  $T_{q,s}$  são as temperaturas de entrada e saída, relativas ao fluido quente, e  $T_{f,e}$  e  $T_{f,s}$ , as temperaturas de entrada e de saída, relativas ao fluido frio.

A Lei do Resfriamento de Newton pode ser formulada pela Eq. B.3.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (\text{B.3})$$

Na Eq. B.3,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor e  $\Delta T_m$ , a diferença da temperatura média logarítmica.

Considerando os termos referentes a convecção para os fluidos quente e frio, e o termo de condução da parede, o coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado por meio da Eq. B.4:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_q} + \frac{\ln\left(\frac{d_s}{d_e}\right)}{2\pi kl} + \frac{1}{H_f}\right)} \quad (\text{B.4})$$

Nessa expressão,  $H_q$  e  $H_f$  são os coeficientes de transferência de calor do fluido quente e do fluido frio e  $d_e$  e  $d_i$  os diâmetros externo e interno da tubulação respectivamente. Incropera (2011) cita que o termo de condução da parede na Eq. B.4 pode frequentemente ser negligenciado, uma vez que geralmente é usada uma parede fina de grande condutividade térmica.

### B.2 Método da diferença da temperatura média logarítmica DTML

Em um sistema em contracorrente, como naquele representado na Figura B.2, as variações de temperaturas para ambos os fluidos, quando plotadas em função do comprimento da tubulação, geralmente não são lineares. Esse comportamento é exemplificado no gráfico da Figura B.3.

Figura B.2 – Troca de calor em um sistema contracorrente.

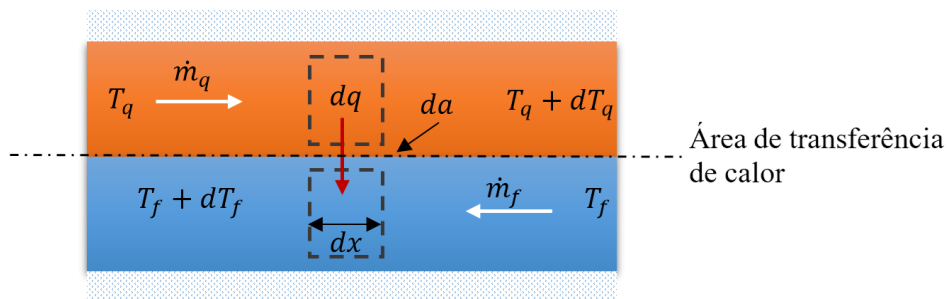
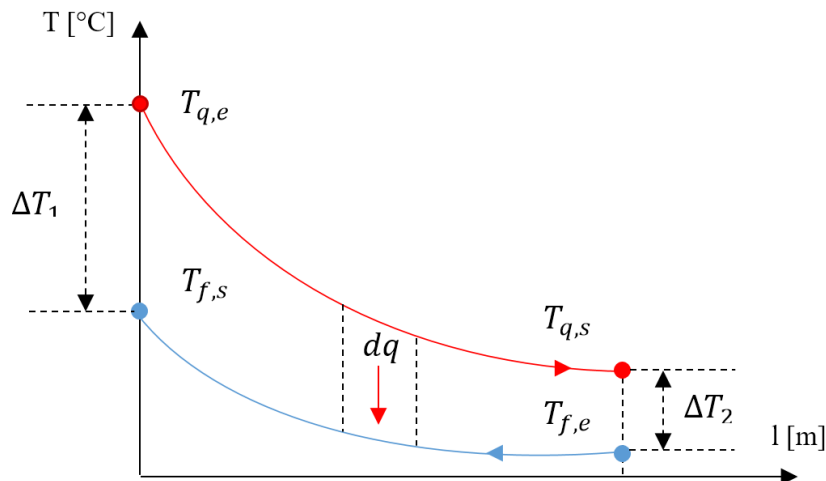


Figura B.3 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor contracorrente.



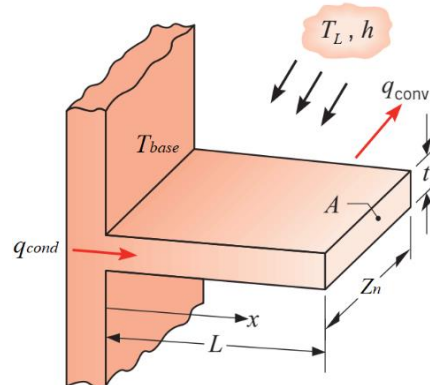
Dessa forma, para dedução da diferença de temperatura entre os dois fluxos (quente e frio), Incropera (2011) propôs as seguintes hipóteses simplificadoras: que o coeficiente total de transmissão de calor seja constante em todo o comprimento da trajetória; que o calor específico seja constante em todos os pontos da trajetória; que não existam mudanças de fase parciais no sistema; e que as perdas de calor sejam desprezíveis. Assim, a diferença da temperatura média logarítmica  $\Delta T_m$  pode ser expressa pela Eq. B.5.

$$\Delta T_{ml} = DTML = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \left[ \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})} \right]} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (\text{B.5})$$

### B.3 Eficiência de uma aleta reta de seção transversal uniforme

A Figura B.4 representa uma aleta reta de seção transversal uniforme:

Figura B.4 – Aleta retangular.



Fonte: Adaptado de Incropera (2011).

Para a aleta da Figura B.4, Incropera (2011) definiu a seguinte geometria para calcular a área total de transferência de calor  $A_T$ :

$$\text{Comprimento corrigido da aleta:} \quad L_c = L + 0,5t \quad (\text{B.6})$$

$$\text{Área plana da aleta:} \quad A_{pl} = 2Z_n L \quad (\text{B.7})$$

$$\text{Área da seção de corte:} \quad A_c = Z_n t \quad (\text{B.8})$$

$$\text{Área lateral:} \quad A_{lat} = tL \quad (\text{B.9})$$

$$\text{Área exposta entorno do tubo:} \quad A_{tub} = \pi d_e Z_n - 2tZ_n \quad (\text{B.10})$$

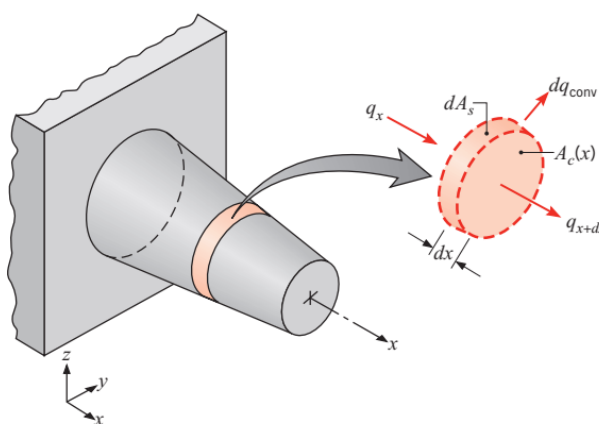
$$\text{Área total exposta:} \quad A_T = A_{pl} + A_{tub} \quad (\text{B.11})$$

$$\text{Perímetro:} \quad p = 2Z_n + 2t \quad (\text{B.12})$$

A eficiência de uma aleta reta de seção transversal uniforme, conforme a Figura B.4, foi calculada por Incropera (2011), que, a princípio, propõe uma formulação geral da equação de energia para uma superfície estendida genérica qualquer através de um balanço de energia, conforme a Figura B.5, na qual se obtém a seguinte equação diferencial:

$$\frac{d}{dx} \left( A_c \frac{dT}{dx} \right) - \frac{U_L}{k} \frac{dA_s}{dx} (T_{base} - T_L) = 0 \quad (\text{B.13})$$

Figura B.5 – Balanço de energia para uma superfície estendida genérica.



Fonte: Incropera (2011).

Nessa equação,  $k$  é condutividade térmica do material e  $U_{cl}$  o coeficiente de transferência de calor combinando os efeitos de convecção, radiação e condução da placa. Sua solução, para condições de contorno apropriadas, fornece a distribuição de temperatura ao longo da aleta, que pode ser usada junto à Lei de Fourier, conforme a Eq. B.14, para calcular a taxa de condução em qualquer ponto da superfície da aleta.

$$\dot{q}_{cond} = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (\text{B.14})$$

Para simplificar a Eq. B.9, uma transformação de variável é proposta, definindo-se uma grandeza denominada excesso de temperatura  $\theta(x)$ , conforme a Eq. B.15:

$$\theta(x) \equiv T(x) - T_L \quad (\text{B.15})$$

Dessa forma, tem-se que:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - M^2\theta = 0 \quad (\text{B.16})$$

Nessa expressão,  $M$  é obtido (por definição) através da Eq. B.17:

$$M = \sqrt{\frac{U_L}{tk}} \quad (\text{B.17})$$

Resolvendo a Eq. B.12 para uma aleta reta de seção transversal uniforme retangular conforme a Figura B.4, tem-se que a distribuição de temperatura ao longo da aleta é dada pela Eq. B.18.

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh M(L-x) + \left(\frac{\alpha}{Mk}\right) \sinh M(L-x)}{\cosh ML + \left(\frac{\alpha}{Mk}\right) \sinh ML} \quad (\text{B.18})$$

Conhecendo-se a distribuição de temperatura, a taxa de condução é então fornecida pela Eq. B.19, resultado da substituição da Eq. B.18 na equação da Lei de Fourier.

$$\dot{q} = \frac{\sinh ML + \left(\frac{\alpha}{Mk}\right) \cosh ML}{\cosh ML + \left(\frac{\alpha}{Mk}\right) \sinh ML} \quad (\text{B.19})$$

A eficiência da aleta pode então ser calculada pela relação entre a taxa de condução ( $\dot{q}$ ) e a taxa máxima na qual uma aleta pode dissipar energia ( $q_{max}$ ), que ocorreria se toda a superfície da aleta estivesse na temperatura base  $T_b$ . Substituindo a Eq. B.19 e simplificando-a, a eficiência da aleta é então definida pela Eq. B.20:

$$F_\eta \equiv \frac{\dot{q}}{q_{max}} = \frac{\dot{q}}{\alpha A_f \theta_b} = \frac{\tanh[ML_c]}{ML_c} \quad (\text{B.20})$$

#### B.4 Perfil de temperatura ao longo de uma aleta em coletor solar

A região destacada entre duas tubulações por onde circula o fluido refrigerante, pode ser tratada, por analogia, como uma aleta reta de seção transversal uniforme. Considerando um

volume de controle nessa região da aleta, pode-se fazer o balanço de energia indicado na Eq. B.21:

$$\dot{Q}_{sol} - \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} = 0 \quad (\text{B.21})$$

Nessa equação, que  $\dot{Q}_{sol}$  é a taxa de energia fornecida pela irradiação solar,  $\dot{Q}_{comb}$  é a taxa de energia combinada por radiação infravermelha, convecção e condensação e  $\dot{Q}_x$  e  $\dot{Q}_{x+\Delta x}$  são respectivamente as taxas de calor que entram e saem do volume de controle por condução através da aleta.

As taxas de energia fornecida pela irradiação solar  $\dot{Q}_{sol}$  e de calor combinado  $\dot{Q}_{comb}$  podem ser reescritas conforme as Eq. B.22 e B.23:

$$\dot{Q}_{sol} = SA = S\Delta_x L \quad (\text{B.22})$$

$$\dot{Q}_{comb} = U_{cl}A(T_{sup} - T_{amb}) = U_{cl}\Delta_x L(T_s - T_{amb}) \quad (\text{B.23})$$

Nessas expressões,  $S$  é fluxo de irradiação solar líquida,  $A$  é a área exposta ao sol,  $L$  o comprimento da aleta na direção da tubulação,  $U_{cl}$  o coeficiente de transferência de calor combinando os efeitos de convecção, radiação e condução da placa,  $T_{sup}$  a temperatura da superfície e  $T_{amb}$  a temperatura ambiente. Considera-se que não há variação de temperatura na direção da espessura da placa.

Substituindo as Eq. B.22 e B.23 na Eq. B.21 e colocando em evidência a área de passagem de calor na entrada e saída do volume de controle na direção  $x$ , obtém-se a Eq. B.24.

$$S\Delta_x L - U_{cl}\Delta_x L(T_{sup} - T_{amb}) + \delta L(\dot{Q}_x'' - \dot{Q}_{x+\Delta x}'') = 0 \quad (\text{B.24})$$

Simplificando a Eq. B.24 têm-se:

$$S - U_{cl}(T_{sup} - T_{amb}) + \frac{\delta(\dot{Q}_x'' - \dot{Q}_{x+\Delta x}'')}{\Delta_x} = 0 \quad (\text{B.25})$$

Tomando o limite quando  $\Delta_x$  tende a zero, pode-se escrever a Eq. B.25 em termos de uma derivada do fluxo de calor por condução:

$$S - U_{cl}(T_{sup} - T_{amb}) - \delta \frac{d}{dx}(\dot{Q}_x) = 0 \quad (\text{B.26})$$

O fluxo de calor por condução  $\dot{Q}_x$  pode ser escrito em termos da condutividade térmica  $k$ , logo:

$$S - U_{cl}(T_{sup} - T_{amb}) - \delta \frac{d}{dx} \left( -k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (\text{B.27})$$

Como  $k$  é uma constante, ele pode sair da derivada, e toda equação pode ser dividida por  $\delta k$ :

$$\frac{S - U_{cl}(T_{sup} - T_{amb})}{\delta k} - \frac{d}{dx} \left( -\frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (\text{B.28})$$

Reorganizando a Eq. B.28, obtêm-se a equação diferencial representada pela Eq. B.29, que solucionada fornecerá o perfil de temperatura na aleta do coletor solar.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{U_L}{\delta k} \left( T_{sup} - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}} \right) = 0 \quad (\text{B.29})$$

Se na Figura B.21, considerarmos que a temperatura da solda  $T_b$  do lado direito da aleta é a mesma do lado esquerdo, tem-se por simetria, no centro da aleta, uma condição de ponta adiabática, onde não haverá transferência de calor. Essa condição resulta na primeira condição de contorno para solução da Eq. B.29, de forma que:

$$\left( -k \frac{dT}{dx} \right)_{x=0} = 0 \quad (\text{B.30})$$

Como a condutividade térmica não pode ser igual a zero, essa condição implica em:

$$\left( \frac{dT}{dx} \right)_{x=0} = 0 \quad (\text{B.31})$$

A segunda condição de contorno é encontrada na posição  $x = \frac{w-d_e}{2}$ , na parte direita da aleta, quando a sua temperatura é igual a temperatura da solda  $T_b$ .

$$(T)_{x=\frac{w-d_e}{2}} = T_b \quad (\text{B.32})$$



Para facilitar a solução da Eq. B.29, as seguintes mudanças de variáveis podem ser feitas:

$$M^2 = \frac{U_{cl}}{\delta k} \quad (\text{B.33})$$

$$\theta = T_{sup} - T_{amb} - \frac{S}{U_L} \quad (\text{B.34})$$

Na Eq. B.34, como o termo  $(T_{amb} - \frac{S}{U_L})$  é igual a uma constante, tem-se que  $\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{d^2 \theta}{dx^2}$ , e a Eq. B.29 pode ser substituída por:

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - M^2 \theta = 0 \quad (\text{B.35})$$

As condições de contorno também são reescritas em função das novas variáveis, logo:

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=0} = 0 \quad (\text{B.36})$$

$$(\theta)_{x=\frac{w-D}{2}} = T_b - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}} \quad (\text{B.37})$$

A solução para a equação diferencial dada pela Eq. B.35 é:

$$\theta = C_1 \sinh(Mx) + C_2 \cosh(Mx) \quad (\text{B.38})$$

A primeira e a segunda derivadas da Eq. B.38 são apresentadas pelas Eq. B.39 e B.40 respectivamente:

$$\frac{d\theta}{dx} = C_1 m \cosh(Mx) + C_2 m \sinh(Mx) \quad (\text{B.39})$$

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} = C_1 m^2 \sinh(Mx) + C_2 M^2 \cosh(Mx) \quad (\text{B.40})$$

Aplicando a primeira condição de contorno (Eq. B.36):

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=0} = C_1 M \cosh(m0) + C_2 M \sinh(M0) = 0 \quad (\text{B.41})$$

Logo:  $C_1 = 0$  e a Eq. B.40 pode ser simplificada:

$$\theta = C_2 \cosh(Mx) \quad (\text{B.42})$$

Aplicando a segunda condição de contorno (Eq. B.37):

$$T_b - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}} = C_2 \cosh \left[ M \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right] \quad (\text{B.43})$$

Colocando a constante  $C_2$  em evidência:

$$C_2 = \frac{T_b - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}}}{\cosh \left[ M \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right]} \quad (\text{B.44})$$

Substituindo-se a constante  $C_2$  na Eq. B.42, e retomando as variáveis substituídas anteriormente pelas Eq. B.33 e B.34, a equação que representa o perfil de temperatura ao longo da aleta é dada pela Eq. B.45:

$$T(x) = T_{amb} + \frac{S}{U_{cl}} + \left( T_b - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}} \right) \frac{\cosh \left( \sqrt{\frac{U_{cl}}{\delta k}} x \right)}{\cosh \left[ \sqrt{\frac{U_{cl}}{\delta k}} \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right]} \quad (\text{B.45})$$

### B.5 Energia conduzida de uma aleta para a tubulação

A energia conduzida para as regiões da tubulação, na direção do escoamento, pode ser encontrada aplicando-se a lei de Fourier na base da aleta.

$$\dot{Q}_{aleta} = -2kA \frac{dT}{dx} = -2k\delta L \frac{dT}{dx} \quad (\text{B.46})$$

Por se tratar de um problema simétrico, a Eq. B.46 é multiplicada 2, indicando que taxa de calor chega até a tubulação dos lados direito e esquerdo da aleta. A taxa de calor pode ser representada por unidade de comprimento e substituindo a derivada do perfil de temperatura  $\frac{dT}{dx} = \frac{d\theta}{dx}$ , dada pela Eq. B.39, obtêm-se a Eq. B.47:

$$\dot{q}_{aleta} = -2k\delta \left( T_b - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}} \right) \frac{M \sinh \left[ M \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right]}{\cosh \left[ M \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right]} \quad (\text{B.47})$$

Simplificando a Eq. B.47, a taxa de transferência de calor da aleta  $\dot{q}_{aleta}$ , por unidade de comprimento, que chega até a posição  $x = \frac{w-D}{2}$  é dada pela Eq. B.48:

$$\dot{q}_{aleta} = -2k\delta \left( T_b - T_{amb} - \frac{S}{U_{cl}} \right) M \tanh \left[ M \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right] \quad (\text{B.48})$$

A eficiência de uma aleta  $F_\eta$  representada pela Figura B.4 foi deduzida no Apêndice B.3, sendo mostrada na Eq. B.49:

$$F_\eta = \frac{\tanh[ML_c]}{ML_c} \quad (\text{B.49})$$

Fazendo uma analogia com a aleta deduzida para o coletor solar plano da Figura B.25, o comprimento característico da aleta  $L_c$  pode ser substituído pelo comprimento  $(w - d_e)/B$ .

$$F_\eta = \frac{\tanh \left[ M \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right]}{M \left( \frac{w - d_e}{2} \right)} \quad (\text{B.50})$$

Multiplicando o numerador e o denominador da Eq. B.49 por  $(w - d_e)/2$ , aparecerá nessa equação um termo referente a eficiência da aleta  $F_\eta$ . Rearranjando os termos da equação, e substituindo  $M^2 = \frac{U_{cl}}{\delta k}$ , obtêm-se a Eq. B.51:

$$\dot{q}_{aleta} = (w - d_e) F_\eta [S - U_{cl}(T_b - T_{amb})] \quad (\text{B.51})$$

Considerando que a temperatura da tubulação seja homogênea e igual a temperatura da solda  $T_b$ , o calor recebido pela tubulação, por unidade de comprimento, é dado pela Eq. B.52:

$$\dot{q}_{tubo} = d_e [S - U_{cl}(T_b - T_{amb})] \quad (\text{B.52})$$

Nessa equação, a parcela representada por  $d_e[S]$  indica o ganho de energia líquida por irradiação solar, enquanto  $d_e[-U_{cl}(T_b - T_a)]$  representa a perda de energia para o ambiente. Somando a parcela de calor que chega por condução na aleta (Eq. B.51), com aquela recebida pelo tubo (Eq. B.52), pode-se encontrar o ganho de calor útil por unidade de comprimento:

$$\dot{q}_u = \dot{q}_{aleta} + \dot{q}_{tubo} = [(w - d_e)F_\eta + d_e][S - U_{cl}(T_b - T_{amb})] \quad (\text{B.53})$$

A resistência térmica à transferência de calor para o fluido, resulta da resistência de contato, por condução, e na resistência de convecção entre o tubo e fluido. O ganho útil pode ser então expresso em termos dessas duas resistências:

$$\dot{q}_u = \frac{T_b - T_m}{\frac{1}{H_f \pi d_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (\text{B.54})$$

Na Eq. B.54,  $T_m$  é a temperatura média do fluido,  $H_f$  é o coeficiente de transferência de calor do fluido por convecção,  $d_i$  é o diâmetro interno da tubulação e  $C_b$  é a condutância térmica da solda.

De forma a se obter uma equação em função da temperatura do fluido, isola-se a temperatura da solda  $T_b$  na Eq. B.54, substituindo-a na Eq. B.53. Reorganizando-se as variáveis é possível chegar na Eq. B.55, que representa o calor útil por unidade de comprimento:

$$\dot{q}_u = wF'[S - U_{cl}(T_m - T_{amb})] \quad (\text{B.55})$$

O ganho de energia em um coletor de placa plana pode ser escrito em função da área através da Eq. B.56:

$$\dot{Q}_u = A_T F'[S - U_{cl}(T_m - T_{amb})] \quad (\text{B.56})$$

Na Eq. B.55, Duffie e Beckman (2013) definiram um fator de eficiência do coletor solar  $F'$ , que fisicamente representa a razão entre o ganho de energia útil real e o ganho útil que ocorreria se a superfície de absorção do coletor estivesse na temperatura do fluido local, o que pode ser representado conforme a Eq. B.57.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_{cl}}}{\frac{1}{U_o}} \quad (\text{B.57})$$

O denominador da equação B.57 é a resistência à transferência de calor do fluido para o ambiente  $\frac{1}{U_o}$ , que é a composição das resistências de contato da solda  $\frac{1}{C_b}$ , de convecção do fluido para a parede  $\frac{1}{\pi d_i H_i}$  e da parede do tubo para o ambiente  $\frac{1}{U_{cl}[d_e + (w - d_e)F_\eta]}$ . O numerador representa a resistência à transferência de calor da placa para o ambiente.

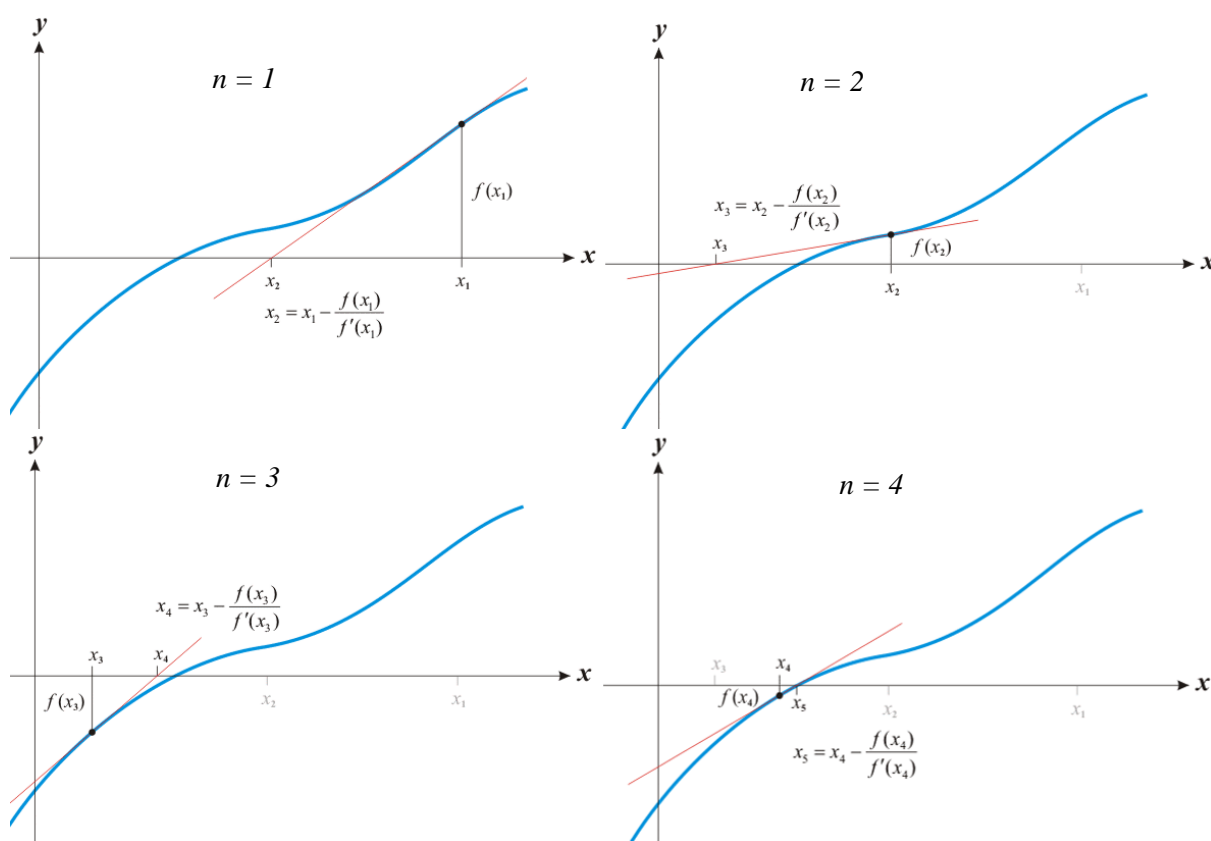
Finalmente, para se calcular o fator de eficiência do coletor solar, chega-se a seguinte expressão:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_{cl}}}{w \left[ \frac{1}{U_{cl}[d_e + (w - d_e)F_\eta]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi d_i H_i} \right]} \quad (\text{B.58})$$

## B.6 Método da secante

O método de Newton–Raphson (desenvolvido por Isaac Newton e Joseph Raphson) tem o objetivo de encontrar as raízes de uma função, em que, a princípio, é escolhida uma aproximação inicial para essa raiz  $x_0$ , e na sequência, é obtida, por meio de uma derivada, a equação de sua reta tangente passando por esse ponto. A interseção dessa reta com o eixo das abscissas passa a ser uma aproximação melhorada para o valor da raiz. Ao repetir o processo, utilizando-se o novo valor da raiz encontrado  $x_1$ , têm-se um método com o qual após algumas iterações, torna-se possível encontrar a raiz da função, com uma margem de erro definida e controlada pelo número de iterações, conforme pode ser visto na Figura B.6.

Figura B.6 – Interpretação geométrica do método de Newton-Raphson.

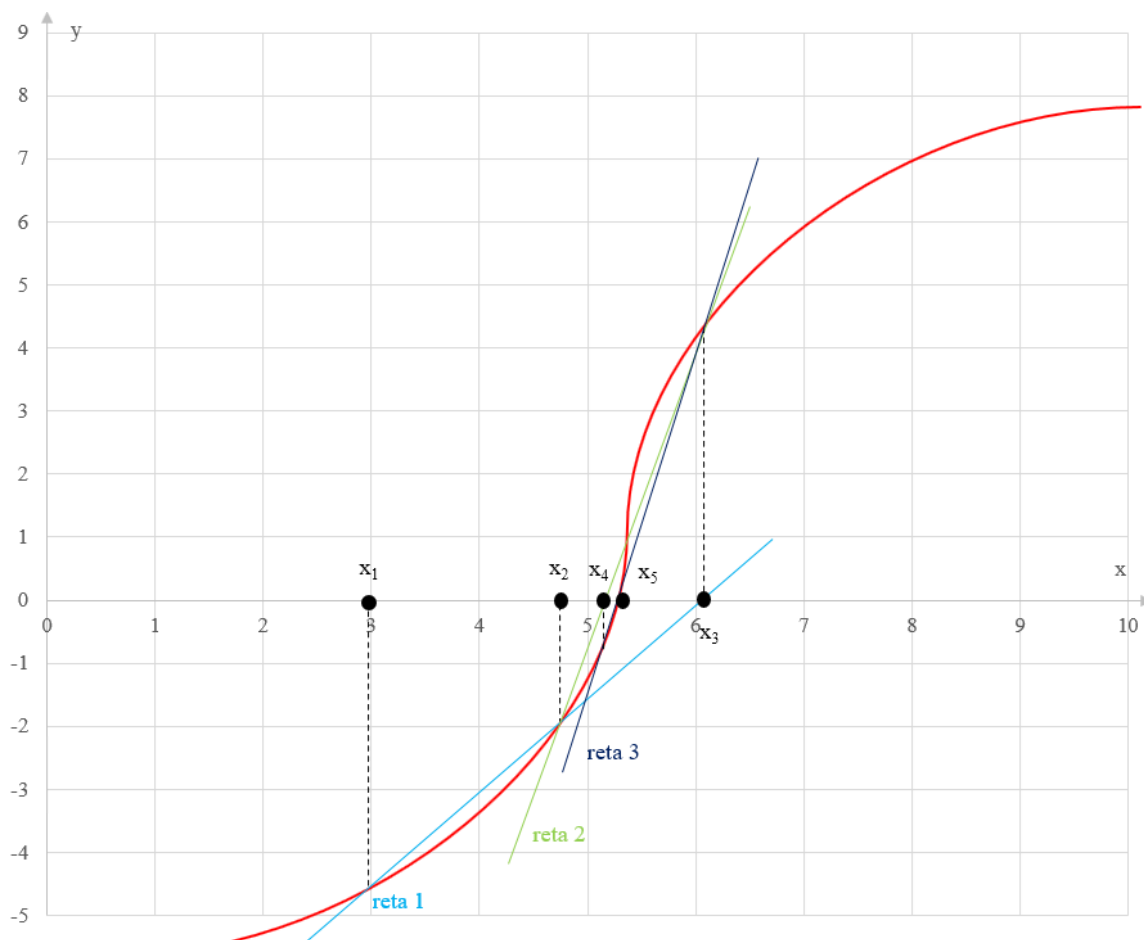


CHAPRA e CANALE (2020) mencionaram que o problema ao se implementar o método de Newton-Raphson é a necessidade de se obter a derivada da função avaliada. Em problemas de engenharia, para a maior parte das funções, encontrar essa derivada é extremamente difícil. Dessa forma, o método da secante pode ser analisado como uma aproximação por diferença finita do método de Newton-Raphson, em que a derivada é substituída por uma linha da secante. Assim, são necessários dois valores iniciais  $x_1$  e  $x_2$  para começar o processo iterativo de convergência, definido pela Eq. B.59.

$$x_{n+1} = x_n - f(x_n) \frac{x_n - x_{n-1}}{f(x_n) - f(x_{n-1})} \quad (\text{B.59})$$

Da mesma forma como ocorre no método de Newton-Raphson, uma margem de erro é estipulada para o valor de convergência da raiz, sendo controlada pelo número de iterações. A interpretação geométrica do método da secante é mostrada na Figura B.7.

Figura B.7 – Interpretação geométrica do método da Secante.



## APÊNDICE C – QUADRO RESUMO DAS CORRELAÇÕES MATEMÁTICAS

Tabela C.1 – Correlações matemáticas aplicadas ao evaporador solar.

Descrição	Correlação	Eq.
<p><b>Correlação de Shah (2017)</b></p> <p>Coef. de transf. de calor do fluido</p> <p><b>fluido em ebulição</b></p>	$H = MAX \begin{cases} 1,8B_1^{-0,8}B_3H_l \\ 230B_o^{0,5}B_3H_l \\ B_2B_o^{0,5} \exp(2,74B_1^{-0,1})B_3H_l \\ B_2B_o^{0,5} \exp(2,74B_1^{-0,15})B_3H_l \end{cases}$ $B_o = \frac{q}{(h_{lv}G)}$ $C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5}$ $B_1 = \begin{cases} C_o \text{ se horizontal com } Fr_l \geq 0,04 \text{ ou vertical} \\ 0,38C_o Fr_l^{-0,3} \text{ se horizontal com } Fr_l < 0,04 \end{cases}$ $B_2 = \begin{cases} 14,7 & B_o \geq 0,0011 \\ 15,4 & B_o < 0,0011 \end{cases} \quad B_3 = \begin{cases} 2,1 - 0,008We_v - 110B_o & B_3 \geq 1 \\ 1 & B_3 < 1 \text{ ou } Fr_l < 0,01 \end{cases}$	(2.17)
<p><b>Gnielinski (1976)</b></p> <p>Coef. de transf. de calor do fluido</p> <p><b>fluido monofásico</b></p>	$H = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \frac{K}{d_H}$ $f = [0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64]^{-2} \text{ com } 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	(2.14)
<p><b>Churchill - Chu (1975)</b></p> <p>Coef. de transf. de calor externo</p> <p><b>convecção natural.</b></p>	$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}}\right\}^2$ $Ra_L = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_{p,e} - T_{amb})L^3}{\nu \vartheta}$ $H_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{ar})}{L}$	(2.40)
<p><b>Le Fevre e Rose (1996, apud Bonner, 2013)</b></p> <p>Coef. de transf. de calor externo</p> <p><b>condensação em gotas</b></p>	$H_{cond} = 33 \frac{k}{r_d^{\frac{3}{2}} r_i^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta} \right) \quad \cos \theta = -21,7\sigma + 1,39$ $r_i = \frac{kT_{sat}}{\rho_v h_{lv}^2} \left( \frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta} \right) \left( \frac{C_p + 1}{C_p - 1} \right) \left( \frac{RT_{sat}}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}}$ $r_d = \left( \frac{\sigma}{\rho_l g} \right)^{\frac{1}{2}}$	(2.43)
<p><b>Çengel (2015)</b></p> <p>Coef. de transf. de calor</p> <p><b>radiação térmica</b></p>	$H_{rad} = \varepsilon \sigma (T_{p,e}^2 + T_{céu}^2) (T_{p,e} + T_{céu})$	(2.47)

<p><b>Duffie e Beckman (2013)</b> Ganho de energia coletor de placa plana</p>	$\dot{Q}_u = A_T F' [S - U_{cl} (T_{m,p} - T_{amb})]$ $F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{w \left[ \frac{1}{U_{cl} [d_e + (w - d_e) F_\eta]} + \frac{1}{c_b} + \frac{1}{\pi d_i H_i} \right]}$ $F_\eta = \frac{\tanh \left[ \frac{M(w - d_e)}{2} \right]}{\frac{M(w - d_e)}{2}}$	(2.39)
<p><b>Collier e Thome (1994)</b> Perda de carga fluido bifásico</p>	$\frac{\partial P}{\partial z} = -G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] - g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l] + \left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right)$	(2.24)
<p><b>Friedel (1979, apud Cheng, Ribatski e Thome, 2008)</b> Perda de carga parcela relativa ao atrito fluido bifásico</p>	$\left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right) = \left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right)_{is} \phi_{fr}^2 = 4 f_l \left( \frac{L}{d} \right) G^2 \left( \frac{1}{2 \rho_l} \right) \phi_{fr}^2$ $\phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24 F H C}{Fr_H^{0,045} We_l^{0,035}} \quad f_l = \frac{0,079}{\left( \frac{GD}{\mu_l} \right)^{0,25}}$ $Fr_H = \frac{G^2}{gd \rho_H^2} \quad E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l}$ $F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad H = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,70}$ $We_l = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_H} \quad \rho_H = \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1}$	(2.25)
<p><b>Darcy-Weisbach (1845)</b> Perda de carga fluido monofásico</p>	$\Delta P = \frac{1}{2} f \frac{l}{d} v G^2$	(2.18)
<p><b>Ozisik (1985)</b> Fator de atrito fluido monofásico subcrítico</p>	$f = 0,0054 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}}$	(2.19)
<p><b>Hughmark (1965)</b> Fração de vazio fluido bifásico</p>	$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \gamma \right]^{-1} \cdot K_H$ $Z_H = \left[ G d_i (\mu_l + \alpha (\mu_v - \mu_l))^{-1} \right]^{1/6} \left\{ (g d_i)^{-1} \left[ G x (\rho_v a_{hom} (1 - \alpha_{hom}))^{-1} \right]^2 \right\}^{1/8}$	(2.8)



Tabela C.2 – Correlações matemáticas aplicadas ao resfriador de gás.

Descrição	Correlação					Eq.
<b>Yoon et al. (2003)</b> Coef. de transf. de calor <b>Escoamento supercrítico</b>	Geometria Horizontal	Diâmetro 7,73 [mm]	Fluxo de calor ---	Pressão 7,5 – 8,8 [Mpa]	Velocidade mássica 225 – 450 [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	(2.10)
$Nu = aRe_a^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho}\right)^{y_n}$ <p><math>a = 0,14; b = 0,69; c = 0,66</math> e <math>y_n = 0</math> se <math>T &gt; T_{pc}</math></p> <p><math>a = 0,013; b = 1; c = -0,05</math> e <math>y_n = 1,6</math> se <math>T_{pc} \leq T</math></p>						
<b>Zhang et al. (2015)</b> Coef. de transf. de calor <b>Escoamento supercrítico</b>	Geometria Helicoidal/vertical	Diâmetro 9 [mm]	Fluxo de calor 0,4 – 50 [kW m <sup>-2</sup> ]	Pressão 8 – 10 [Mpa]	Velocidade mássica 0 – 650 [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	(2.11)
$Nu = 0,32Re_f^{0,55} Pr_f^{0,35} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{0,4} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,f}}\right)^{0,37} \text{ para } T_f < T_{pc}$ $Nu = 0,034Re_f^{0,77} Pr_f^{0,57} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{0,4} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,f}}\right)^{0,84} \text{ para } T_f > T_{pc}$						
<b>Wang et al. (2017)</b> Coef. de transf. de calor <b>Escoamento supercrítico</b>	Geometria Helicoidal/vertical	Diâmetro 4 – 36 [mm]	Fluxo de calor 9 – 18 [kW m <sup>-2</sup> ]	Pressão 8 – 9 [Mpa]	Velocidade mássica 159 – 318 [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	(2.13)
$Nu = 0,022986Re_f^{0,85665} Pr_f^{0,26322} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{0,04988} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,f}}\right)^{-0,2174}$ $\bar{c}_p = \frac{h_p - h_f}{T_p - T_f}$						
<b>Gnielinski (1976)</b> Coef. de transf. de calor <b>fluido monofásico (água)</b>	$H = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{(1/2)} \cdot (Pr^{(2/3)} - 1)} \cdot \frac{k}{d_h}$ $f = [0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64]^{-2} \text{ com } 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$					(2.14)
<b>Darcy-Weisbach (1845)</b> Perda de carga <b>fluido monofásico</b>	$\Delta P = \frac{1}{2} f \frac{l}{d} v G^2$					(2.18)
<b>Fang, Xu e Zhou (2011)</b> Fator de atrito <b>fluido supercrítico</b>	$f = 0,25 \left[ \log \left( \frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{1}{Re} \right) \right]^{-2}$					(2.19)

## APÊNDICE D – PRODUÇÃO ACADÊMICA

Esta tese, supervisionada pelos Professores Dr. Luiz Machado e Dr. Willian Moreira Duarte, é o resultado da pesquisa conduzida por cerca de 4 anos pelo Grupo de Refrigeração, Ebulição e Aquecimento da Escola de Engenharia da UFMG (GREA-UFMG). Nesse período foram publicados 3 artigos completos em periódicos, 3 trabalhos completos em anais de congressos e 1 resumo expandido em anais de congresso conforme mostrado a seguir:

### Artigos completos publicados em periódicos

- **HUMIA, Gleberon**, Duarte, W. M., PABON, Juan J. Garcia, de Freitas Paulino, T., Machado, L. Experimental study and simulation model of a direct expansion solar assisted heat pump to CO<sub>2</sub> for water heating: Inventory, coefficient of performance and total equivalent warming impact. *Solar Energy*, 230, 278-297, 2021.
- PEREIRA, Leandro, **HUMIA, Gleberon**, KHOSRAVI, Ali, REVELLIN, Rémi, BONJOUR, Jocelyn, MACHADO, Luiz, GARCIA Pabon, Juan J. A study on the fluid refrigerant charge in a two-phase mechanically pumped loop system using R134a and R1234yf. *Applied Thermal Engineering*, v. 158, p. 113727, 2019.
- PABON, Juan J. Garcia, PEREIRA, Leandro C., **HUMIA, Gleberon**, KHOSRAVI, Ali, REVELLIN, Rémi, BONJOUR, Jocelyn, MACHADO, Luiz. Experimental study on the void fraction during two-phase flow of R1234yf in smooth horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, v. 104, p. 103-112, 2019.

### Trabalhos completos publicados em anais de congressos

- **HUMIA, Gleberon**, MOREIRA Duarte, Willian, Jose Garcia PABON, Juan, DE FREITAS Paulino, TIAGO, MACHADO, Luiz. Estudo experimental e modelo de simulação para determinação da massa de uma bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta carregada com CO<sub>2</sub> e o efeito da irradiação sobre o COP e o TEWI do sistema. *In: 20XX CONEMI, 2021*.
- **HUMIA, Gleberon**, MOREIRA Duarte, Willian, Garcia PABON, Juan Jose, Nogueira RABELO, Sabrina, DE FREITAS Paulino, TIAGO, MACHADO, Luiz. Experimental study and mass charge simulation model in a direct expansion solar assisted heat pump charged with CO<sub>2</sub>. *In: 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT, 2020*.

- CORREA, T. M., **HUMIA, Gleberson.** , BRAGA, I. F., PABON, J. J. G., MACHADO, L. Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R134a e R1234yf. *In: X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM*, 2018, Salvador.

#### **Resumos expandidos publicados em anais de congressos**

- **HUMIA, Gleberson,** PEREIRA, L. C. O., PABON, J. J. G., REVELIN, R., BONJOUR, J., MACHADO, L. Theoretical and experimental study for the determination of the fluid inventory in refrigeration systems using hfc-134a and hfo-1234yf as refrigerants. *In: 10th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer*, 2018, Nagasaki.

## APÊNDICE E – CÓDIGO FONTE DO MODELO

"Modelo - DX-SAHP / CO2"

```
"=====
"                               "Procedimento raiz 1"
"=====
```

Procedure Raiz1(Final;P\_2;P\_3;P\_4;T\_2;T\_3;Ta\_in;V\_dot\_agua;Irrad;T\_amb;P\_atm;T\_sat;g\_BH;n\_val;m\_real;correlacao; eta\_v;eta\_g;n\_p:P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x\_4;l\_super;Ta\_out;m\_total;m\_evap;m\_resf;m\_comp;m\_Evap\_Garrafa;m\_Garrafa; m\_Garrafa\_Comp;m\_Comp\_Resf;m\_Resf\_Valv;m\_Valv\_Evap;m\_Separador;m\_tubulacao;m\_dot;W\_dot\_comp;Q\_dot\_res f;Q\_dot\_evap;COP;COP\_2;TEWI;DELTA\_P\_resf;DELTA\_P\_evap;DELTA\_T\_super)

"Método da secante para convergência da massa"

Erro=1,3

"Primeira tentativa"

j=1

x\_0=P\_2

call principal(P\_2;P\_3;P\_4;T\_2;T\_3;Ta\_in;V\_dot\_agua;Irrad;T\_amb;P\_atm;T\_sat;g\_BH;n\_val;correlacao;eta\_v;eta\_g;n\_p: P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x\_4;l\_super;Ta\_out;m\_total;m\_evap;m\_resf;m\_comp;m\_Evap\_Garrafa;m\_Garrafa;m\_Garrafa\_Co mp;m\_Comp\_Resf;m\_Resf\_Valv;m\_Valv\_Evap;m\_Separador;m\_tubulacao;m\_dot;W\_dot\_comp;Q\_dot\_resf;Q\_dot\_evap;C OP;COP\_2;TEWI;DELTA\_P\_resf;DELTA\_P\_evap;G\_resf)

P\_3=P3

P\_4=P4

f\_0=((m\_real-m\_total)\*100/m\_real)

Erro\_massa=abs(f\_0)

"Saída de dados"

Lookup('Converg\_massa';j;1)=P2

Lookup('Converg\_massa';j;2)=T2

Lookup('Converg\_massa';j;3)=P3

Lookup('Converg\_massa';j;4)=T3

Lookup('Converg\_massa';j;5)=P4

Lookup('Converg\_massa';j;6)=T4

Lookup('Converg\_massa';j;7)=P1

Lookup('Converg\_massa';j;8)=T1

Lookup('Converg\_massa';j;9)=m\_total

Lookup('Converg\_massa';j;10)=Erro\_massa

"Segunda tentativa - Estimativa manual para P2 (tentativa de acelerar a convergência)"

if Erro\_massa>Erro then "teste de convergência"

j=2

sinal=1

correcao=200

if Erro\_massa<=8 then

    correcao=150

endif

if Erro\_massa<=6 then

    correcao=100

endif

if Erro\_massa<=4 then

    correcao=50

endif

if Erro\_massa<=2 then

    correcao=20

endif

```

if (m_real-m_total)<0 then
    sinal=(-1)
endif

x_1=P_2+sinal*correcao
P_2=x_1

call Principal(P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;correlacao;eta_v;eta_g;n_p:
P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_Garrafa;m_Garrafa;m_Garrafa_Co
mp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot_comp;Q_dot_resf;Q_dot_evap;C
OP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;G_resf)

P_3=P3
P_4=P4
f_1=((m_real-m_total)*100/m_real)
Erro_massa=abs(f_1)

"Saída de dados"
Lookup('Converg_massa';j;1)=P2
Lookup('Converg_massa';j;2)=T2
Lookup('Converg_massa';j;3)=P3
Lookup('Converg_massa';j;4)=T3
Lookup('Converg_massa';j;5)=P4
Lookup('Converg_massa';j;6)=T4
Lookup('Converg_massa';j;7)=P1
Lookup('Converg_massa';j;8)=T1
Lookup('Converg_massa';j;9)=m_total
Lookup('Converg_massa';j;10)=Erro_massa
endif

"tentativas seguintes: método da secante"
if Erro_massa>Erro then    "teste de convergência"
    j=3
    repeat
        x_n=(x_0*f_1-x_1*f_0)/(f_1-f_0)
        P_2=x_n

call Principal(P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;correlacao;eta_v;eta_g;n_p:
P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_Garrafa;m_Garrafa;m_Garrafa_Co
mp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot_comp;Q_dot_resf;Q_dot_evap;C
OP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;G_resf)

P_3=P3
P_4=P4
f_n=((m_real-m_total)*100/m_real)
Erro_massa=abs(f_n)

"Saída de dados"
Lookup('Converg_massa';j;1)=P2
Lookup('Converg_massa';j;2)=T2
Lookup('Converg_massa';j;3)=P3
Lookup('Converg_massa';j;4)=T3
Lookup('Converg_massa';j;5)=P4
Lookup('Converg_massa';j;6)=T4
Lookup('Converg_massa';j;7)=P1
Lookup('Converg_massa';j;8)=T1
Lookup('Converg_massa';j;9)=m_total
Lookup('Converg_massa';j;10)=Erro_massa

if Erro_massa>Erro then    "teste de convergência"
    x_0=x_1
    f_0=f_1
    x_1=x_n
    f_1=f_n
else
    j=10
endif

```

```

        j=j+1
    until j=11
endif

"Temperatura na saída do compressor"
call Compressor_T2(P1;P2;T1;T2;m_dot;eta_g;n_p:T2;Erro_T2)
T_2=T2
T_3=T3
DELTA_T_super=T1-T4

end

"=====
"                          "Procedimento raiz 2"
"=====

Procedure Raiz2(Final;P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;m_real;correlacao;
eta_v;eta_g;n_p;P1_back;P2_back;P3_back;P4_back;T1_back;T2_back;T3_back;T4_back;x_4_back;l_super_back;Ta_out_b
ack;m_total_back;m_evap_back;m_resf_back;m_comp_back;m_Evap_Garrafa_back;m_Garrafa_back;m_Garrafa_Comp_ba
ck;m_Comp_Resf_back;m_Resf_Valv_back;m_Valv_Evap_back;m_Separador_back;m_tubulacao_back;m_dot_back;W_dot
_comp_back;Q_dot_resf_back;Q_dot_evap_back;COP_back;COP_2_back;TEWI_back;DELTA_P_resf_back;DELTA_P_ev
ap_back;DELTA_T_super_back;P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_
Garrafa;m_Garrafa;m_Garrafa_Comp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot
_comp;Q_dot_resf;Q_dot_evap;COP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;DELTA_T_super)

"Método da secante para convergência da massa"
Erro=1,3

if Final=0 then

"Primeira tentativa"
j=1
x_0=P_2

call Principal(P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;correlacao;eta_v;eta_g;n_p;
P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_Garrafa;m_Garrafa;m_Garrafa_Co
mp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot_comp;Q_dot_resf;Q_dot_evap;C
OP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;G_resf)

P_3=P3
P_4=P4
f_0=((m_real-m_total)*100/m_real)
Erro_massa=abs(f_0)

"Saída de dados"
Lookup('Converg_massa';j;1)=P2
Lookup('Converg_massa';j;2)=T2
Lookup('Converg_massa';j;3)=P3
Lookup('Converg_massa';j;4)=T3
Lookup('Converg_massa';j;5)=P4
Lookup('Converg_massa';j;6)=T4
Lookup('Converg_massa';j;7)=P1
Lookup('Converg_massa';j;8)=T1
Lookup('Converg_massa';j;9)=m_total
Lookup('Converg_massa';j;10)=Erro_massa

"Segunda tentativa - Estimativa manual para P2 (tentativa de acelerar a convergência)"
if Erro_massa>Erro then    "teste de convergência"

    j=2
    sinal=1
    correcao=200

    if Erro_massa<=8 then
        correcao=150
    endif
endif

```

```

if Erro_massa<=6 then
    correcao=100
endif

if Erro_massa<=4 then
    correcao=50
endif

if Erro_massa<=2 then
    correcao=20
endif

if (m_real-m_total)<0 then
    sinal=(-1)
endif

x_1=P_2+sinal*correcao
P_2=x_1

call Principal(P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;correlacao;eta_v;eta_g;n_p:
P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_Garrafa;m_Garrafa;m_Garrafa_Co
mp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot_comp;Q_dot_resf;Q_dot_evap;C
OP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;G_resf)

P_3=P3
P_4=P4
f_1=((m_real-m_total)*100/m_real)
Erro_massa=abs(f_1)

"Saída de dados"
Lookup('Converg_massa';j;1)=P2
Lookup('Converg_massa';j;2)=T2
Lookup('Converg_massa';j;3)=P3
Lookup('Converg_massa';j;4)=T3
Lookup('Converg_massa';j;5)=P4
Lookup('Converg_massa';j;6)=T4
Lookup('Converg_massa';j;7)=P1
Lookup('Converg_massa';j;8)=T1
Lookup('Converg_massa';j;9)=m_total
Lookup('Converg_massa';j;10)=Erro_massa
endif

"tentativas seguintes: método da secante"
if Erro_massa>Erro then    "teste de convergência"
    j=3
    repeat
        x_n=(x_0*f_1-x_1*f_0)/(f_1-f_0)
        P_2=x_n

call Principal(P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;correlacao;eta_v;eta_g;n_p:
P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_Garrafa;m_Garrafa;m_Garrafa_Co
mp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot_comp;Q_dot_resf;Q_dot_evap;C
OP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;G_resf)

P_3=P3
P_4=P4
f_n=((m_real-m_total)*100/m_real)
Erro_massa=abs(f_n)

"Saída de dados"
Lookup('Converg_massa';j;1)=P2
Lookup('Converg_massa';j;2)=T2
Lookup('Converg_massa';j;3)=P3
Lookup('Converg_massa';j;4)=T3
Lookup('Converg_massa';j;5)=P4
Lookup('Converg_massa';j;6)=T4
Lookup('Converg_massa';j;7)=P1

```

```

Lookup('Converg_massa';j;8)=T1
Lookup('Converg_massa';j;9)=m_total
Lookup('Converg_massa';j;10)=Erro_massa

if Erro_massa>Erro then      "teste de convergência"
    x_0=x_1
    f_0=f_1
    x_1=x_n
    f_1=f_n
else
    j=10
endif
j=j+1
until j=11
endif

"Temperatura na saída do compressor"
call Compressor_T2(P1;P2;T1;T2;m_dot;eta_g;n_p;T2;Erro_T2)
T_2=T2
T_3=T3
DELTA_T_super=T1-T4

else "caso Final=1"
    P1=P1_back
    P2=P2_back
    P3=P3_back
    P4=P4_back
    T1=T1_back
    T2=T2_back
    T3=T3_back
    T4=T4_back
    x_4=x_4_back
    l_super=l_super_back
    Ta_out=Ta_out_back
    m_total=m_total_back
    m_evap=m_evap_back
    m_resf=m_resf_back
    m_comp=m_comp_back
    m_Evap_Garrafa=m_Evap_Garrafa_back
    m_Garrafa=m_Garrafa_back
    m_Garrafa_Comp=m_Garrafa_Comp_back
    m_Comp_Resf=m_Comp_Resf_back
    m_Resf_Valv=m_Resf_Valv_back
    m_Valv_Evap=m_Valv_Evap_back
    m_Separador=m_Separador_back
    m_tubulacao=m_tubulacao_back
    m_dot=m_dot_back
    W_dot_comp=W_dot_comp_back
    Q_dot_resf=Q_dot_resf_back
    Q_dot_evap=Q_dot_evap_back
    COP=COP_back
    COP_2=COP_2_back
    TEWI=TEWI_back
    DELTA_P_resf=DELTA_P_resf_back
    DELTA_P_evap=DELTA_P_evap_back
    DELTA_T_super=DELTA_T_super_back
endif

end

"====="
"          " Procedimento teste_fim"
"====="

"Teste de convergência do ciclo termodinâmico"
Procedure Teste_fim(Final;T_2;T_3;P_2;P_3;P_4;T2;T3;P2;P3;P4;Final_new;P2_new;P3_new;P4_new;T2_new;T3_new)

```



```

Final_new=Final
P2_new=P_2
P3_new=P3
P4_new=P_4
T2_new=T_2
T3_new=T_3

if Final=0 then

Erro_T2=abs(T_2-T2)*100/T_2
Erro_T3=abs(T_3-T3)*100/T_3
Erro_P2=abs(P_2-P2)*100/P_2
Erro_P4=abs(P_4-P4)*100/P_4

if Erro_P2<=2 then
    Teste_P2=1
else
    Teste_P2=0
    P2_new=P2
endif

if Erro_P4<=2 then
    Teste_P4=1
else
    Teste_P4=0
    P4_new=P4
endif

if Erro_T2<=3 then
    Teste_T2=1
else
    Teste_T2=0
    T2_new=T_2+(T2-T_2)/6
endif

if Erro_T3<=3 then
    Teste_T3=1
else
    Teste_T3=0
    T3_new=T_3+(T3-T_3)/6
endif

if Final=0 then
    Final_new=Teste_P2*Teste_P4*Teste_T2*Teste_T3
endif

endif

end

" ===== "
"                               "Procedimento principal"                               "
" ===== "

Procedure Principal(P_2;P_3;P_4;T_2;T_3;Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;correlacao;eta_v;
eta_g;n_p:P1;P2;P3;P4;T1;T2;T3;T4;x_4;l_super;Ta_out;m_total;m_evap;m_resf;m_comp;m_Evap_Garrafa;m_Garrafa;m_
Garrafa_Comp;m_Comp_Resf;m_Resf_Valv;m_Valv_Evap;m_Separador;m_tubulacao;m_dot;W_dot_comp;Q_dot_resf;Q_
dot_evap;COP;COP_2;TEWI;DELTA_P_resf;DELTA_P_evap;G_resf)

"Geometria do evaporador"
Base=1,062
Altura=1,6919
A_cs=Base*Altura    "Área do coletor solar"
l_total=16,3        "Comprimento total"
d=4,66/1000        "Diâmetro interno"
d_ext=6,34/1000    "Diâmetro externo"

```

```

A=pi*d^2/4          "Área da seção"
teta=25,1           "Ângulo de inclinação do evaporador em relação a vertical"
l_aleta=0,05        "Comprimento da aleta"
t_aleta=1/1000      "Espessura da aleta"
l_c=l_aleta+0,5*t_aleta
w_aleta=2*l_aleta+d_ext

"Geometria do resfriador"
l_resf=24,3         "Comprimento total"
d_resf=6/1000       "Diâmetro interno"
d_resf_ext=7,58/1000 "Diâmetro externo"
A_resf=pi*d_resf^2/4 "Área da seção"
d_e=12/1000         "Diâmetro da tubulação de água"
d_h=d_e-d_resf_ext  "Diâmetro hidráulico"
A_f=pi*d_resf^2/4   "Área da seção interna - refrigerante"
A_a=pi*d_e^2/4-A_f  "Área da seção externa - água"

"Características construtivas do compressor"
d_comp=0,08         "diâmetro externo aproximado"
L_comp=0,2          "altura externa aproximada"
V_comp=(L_comp*(pi*d_comp^2)/4)*0,4 "volume interno ocupado por fluido: aproximado"
A_comp=pi*d_comp*L_comp+2*pi*d_comp^2/4 "Área externa para troca de calor: aproximado"
deslocamento=1,75/1000000 "Cilindrada"
N_polos=2
f_Hz=60
slip=0,9
N=3500              "Rotação"
epsilon=0,95
sigma=5,67*10^(-8)

"Ponto 3 - Entrada da válvula"
h_3=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3) "processo isoentalpico"
s_3=Entropy(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)
rho_3=Density(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)
v_3=Volume(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)

"===== Evaporador ====="

"Método da secante para convergência da vazão mássica: válvula e compressor"

Erro=0,5

"Primeira tentativa"
j=1
x_0=P_4

"Modelo do evaporador"
call Evaporador(x_0;P_3;T_3;Irrad;A;d_ext;teta;Altura;l_c;t_aleta;w_aleta;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;N;deslocamento;
n_val;eta_v;epsilon;sigma:T_4_1;P_4_1;DELTA_P_bi;m_evap_bi;T_1;P_1;l_super;DELTA_P_super;m_evap_super;m_dot;
m_dot_comp)

f_0=(m_dot_comp-m_dot)
Erro_vazao=abs((m_dot-m_dot_comp)*100/m_dot)

"Saída de dados"
Lookup('Converg_vazao';j;1)=P_1
Lookup('Converg_vazao';j;2)=T_1
Lookup('Converg_vazao';j;3)=m_dot
Lookup('Converg_vazao';j;4)=m_dot_comp
Lookup('Converg_vazao';j;5)=Erro_vazao
Lookup('Converg_vazao';j;6)=P_4

if Erro_vazao<=Erro then "teste de convergência"
    j=10
else
    "Segunda tentativa"
    j=2

```

```
x_1=P_4-100
P_4=x_1
```

"Modelo do evaporador"

```
call Evaporador(x_1;P_3;T_3;Irrad;A;d_ext;teta;Altura;l_c;t_aleta;w_aleta;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;N;deslocamento;
n_val;eta_v;epsilon;sigma:T_4_1;P_4_1;DELTA_P_bi;m_evap_bi;T_1;P_1;l_super;DELTA_P_super;m_evap_super;m_dot;
m_dot_comp)
```

```
f_1=(m_dot_comp-m_dot)
Erro_vazao=abs((m_dot-m_dot_comp)*100/m_dot)
```

"Saída de dados"

```
Lookup('Converg_vazao';j;1)=P_1
Lookup('Converg_vazao';j;2)=T_1
Lookup('Converg_vazao';j;3)=m_dot
Lookup('Converg_vazao';j;4)=m_dot_comp
Lookup('Converg_vazao';j;5)=Erro_vazao
Lookup('Converg_vazao';j;6)=P_4
```

```
if Erro_vazao<=Erro then      "teste de convergência"
    j=10
else
    j=3
    repeat
        x_n=(x_0*f_1-x_1*f_0)/(f_1-f_0)
        P_4=x_n
```

"Modelo do evaporador"

```
call Evaporador(x_n;P_3;T_3;Irrad;A;d_ext;teta;Altura;l_c;t_aleta;w_aleta;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;N;deslocamento;
n_val;eta_v;epsilon;sigma:T_4_1;P_4_1;DELTA_P_bi;m_evap_bi;T_1;P_1;l_super;DELTA_P_super;m_evap_super;m_dot;
m_dot_comp)
```

```
f_n=(m_dot_comp-m_dot)
Erro_vazao=abs((m_dot-m_dot_comp)*100/m_dot)
```

"Saída de dados"

```
Lookup('Converg_vazao';j;1)=P_1
Lookup('Converg_vazao';j;2)=T_1
Lookup('Converg_vazao';j;3)=m_dot
Lookup('Converg_vazao';j;4)=m_dot_comp
Lookup('Converg_vazao';j;5)=Erro_vazao
Lookup('Converg_vazao';j;6)=P_4
```

```
if Erro_vazao<=Erro then      "teste de convergência"
    j=10
else
    x_0=x_1
    f_0=f_1
    x_1=x_n
    f_1=f_n
endif
j=j+1
until j=11
```

```
endif
```

```
endif
```

"Ponto 1 - Saída do evaporador"

```
h_1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_1;P=P_1)
s_1=Entropy(CarbonDioxide;T=T_1;P=P_1)
rho_1=Density(CarbonDioxide;T=T_1;P=P_1)
v_1=Volume(CarbonDioxide;T=T_1;P=P_1)
```

"Ponto 2 - saída do compressor"

```
h_2=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_2;P=P_2)
s_2=Entropy(CarbonDioxide;T=T_2;P=P_2)
rho_2=Density(CarbonDioxide;T=T_2;P=P_2)
v_2=Volume(CarbonDioxide;T=T_2;P=P_2)
```

"Ponto 4 - entrada do evaporador"

$T_4 = T_{\text{sat}}(\text{CarbonDioxide}; P = P_4)$

$h_4 = h_3$

"processo isoentalpico"

$x_4 = \text{Quality}(\text{CarbonDioxide}; T = T_4; h = h_4)$

$s_4 = \text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_4; x = x_4)$

$\rho_4 = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}; T = T_4; x = x_4)$

$v_4 = \text{Volume}(\text{CarbonDioxide}; T = T_4; x = x_4)$

"Ponto 4\_1 - Início do superaquecimento"

$h_{4_1} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_4; x = 1)$

"Velocidade mássica"

$G = \dot{m} / A$  "Evaporador"

$G_{\text{resf}} = \dot{m} / A_{\text{resf}}$  "Resfriador de gás"

"Massa do evaporador"

$m_{\text{evap}} = m_{\text{evap\_bi}} + m_{\text{evap\_super}}$

"Perda de carga total"

$\Delta P_{\text{evap}} = \Delta P_{\text{bi}} + \Delta P_{\text{super}}$

"===== Resfriador de gás ====="

"Temperatura pseudocrítica"

$T_{\text{crit}} = T_{\text{crit}}(\text{CarbonDioxide})$

call pseudo( $T_{\text{crit}}; P_2; T_{\text{pc}}; \rho_{\text{pc}}$ )

"Modelo do resfriador de gás"

call

Resfriador( $T_2; P_2; h_2; \dot{m}; G_{\text{resf}}; A_{\text{resf}}; d_{\text{resf}}; d_{\text{resf\_ext}}; T_{\text{a\_in}}; V_{\text{dot\_agua}}; d_h; A_a; T_{\text{pc}}; \rho_{\text{pc}}; \text{correlacao}; g_{\text{BH}}; m_{\text{resf}}; T_3; P_3; T_{\text{a\_out}}; \Delta P_{\text{resf}}$ )

"Ponto 3 - Entrada da válvula"

$h_3 = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_3; P = P_3)$  "processo isoentalpico"

$s_3 = \text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_3; P = P_3)$

$\rho_3 = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}; T = T_3; P = P_3)$

$v_3 = \text{Volume}(\text{CarbonDioxide}; T = T_3; P = P_3)$

"===== Compressor ====="

call

Compressor( $P_{\text{atm}}; T_{\text{amb}}; T_{\text{sat}}; g_{\text{BH}}; \text{epsilon}; \text{sigma}; \dot{m}; T_1; T_2; P_1; P_2; h_1; h_2; \rho_1; \rho_2; s_1; s_2; v_1; v_2; V_{\text{comp}}; A_{\text{comp}}; L_{\text{comp}}; \text{deslocamento}; \eta_g; n_p; m_{\text{comp}}; W_{\text{dot\_comp}}$ )

"===== Massa total ====="

"Tubulação e acessórios"

call

massa\_tub( $\rho_1; \rho_2; \rho_3; \rho_4; m_{\text{Evap\_Garrafa}}; m_{\text{Garrafa}}; m_{\text{Garrafa\_Comp}}; m_{\text{Comp\_Resf}}; m_{\text{Resf\_Valv}}; m_{\text{Valv\_Evap}}; m_{\text{Separador}}; m_{\text{tubulacao}}$ )

$m_{\text{total}} = m_{\text{evap}} + m_{\text{resf}} + m_{\text{comp}} + m_{\text{tubulacao}}$

"===== Saída de dados final ====="

$P1 = P_1$

$P2 = P_2$

$P3 = P_3$

$P4 = P_4$

$T1 = T_1$

$T2 = T_2$

$T3 = T_3$

$T4 = T_4$

"===== COP ====="

$q_h = h_2 - h_3$  "efeito de aquecimento"

```

Q_dot_resf=m_dot*q_h
q_l=h_1-h_4 "efeito de refrigeração"
Q_dot_evap=m_dot*q_l
w_12=W_dot_comp/m_dot "trabalho de compressão"

```

"COP do ciclo"

```
COP_2=q_h/w_12
```

"COP pelo fluido secundário"

```
Ta_media=(Ta_in+Ta_out)/2 "Temperatura média da água"
```

```
ha_media=Enthalpy(Water;T=Ta_media;x=0)
```

```
rho_a=density(Water;T=Ta_media;h=ha_media) "Massa específica da água"
```

```
Cp_a=cp(Water;T=Ta_media;h=ha_media) "Calor específico"
```

```
COP=V_dot_agua*rho_a*Cp_a*(Ta_out-Ta_in)/(W_dot_comp*1000)
```

```
"===== TEWI ====="
```

"Obs.: Não aplicado a tese"

```
GWP=1
```

```
Tx_anual=0,03
```

```
Vida=15
```

```
f_rec=0,07
```

```
E_a=W_dot_comp*6*360
```

```
f_ind=0,0825
```

```
TEWI=(GWP*m_total*Tx_anual*Vida)+(GWP*m_total*(1-f_rec))+(E_a*f_ind*Vida)
```

```
end
```

```
"=====
```

"Modelo do Evaporador"

```
"=====
```

```

Procedure Evaporador(P_4;P_3;T_3;Irrad;A;d_ext;teta;Altura;l_c;t_aleta;w_aleta;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;N;
deslocamento;n_val;eta_v;epsilon;sigma:T_4_1;P_4_1;DELTA_P_bi;m_evap_bi;T_1;P_1;l_super;DELTA_P_super;m_evap
_super;m_dot;m_dot_comp)

```

"Ponto 3 - Entrada da válvula"

```
h_3=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)
```

```
s_3=Entropy(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)
```

```
rho_3=Density(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)
```

```
v_3=Volume(CarbonDioxide;T=T_3;P=P_3)
```

"Ponto 4 - entrada do evaporador"

```
T_4=T_sat(CarbonDioxide;P=P_4)
```

```
h_4=h_3
```

"processo isoentálpico"

```
x_4=Quality(CarbonDioxide;T=T_4;h=h_4)
```

```
s_4=Entropy(CarbonDioxide;T=T_4;x=x_4)
```

```
rho_4=Density(CarbonDioxide;T=T_4;x=x_4)
```

```
v_4=Volume(CarbonDioxide;T=T_4;x=x_4)
```

"Ponto 4\_1 - Início do superaquecimento"

```
h_4_1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_4;x=1)
```

```
"===== Válvula de expansão: vazão ====="
```

```
call Valvula(n_val;rho_3;P_3;T_3;P_4;m_dot)
```

```
"===== Evaporador ====="
```

"Velocidade mássica"

```
G=m_dot/A
```

"Comprimento, perda de carga e massa da região bifásica"

```

Call l_bifasico(x_4;T_4;P_4;G;Irrad;A;d_ext;teta;Altura;l_c;t_aleta;w_aleta;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;m_dot;epsilon;
sigma;l_bi;T_4_1;P_4_1;DELTA_P_bi;m_evap_bi)

```

"Comprimento, perda de carga e massa da região monofásica"

Call l\_superaquec(l\_bi;T\_4\_1;P\_4\_1;G;Irrad;d;d\_ext;teta;Altura;l\_c;t\_aleta;w\_aleta;T\_amb;P\_atm;T\_sat;g\_BH;m\_dot:T\_1;P\_1;l\_super;DELTA\_P\_super;m\_evap\_super)

"Ponto 1 - Saída do evaporador"

h\_1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T\_1;P=P\_1)  
s\_1=Entropy(CarbonDioxide;T=T\_1;P=P\_1)  
rho\_1=Density(CarbonDioxide;T=T\_1;P=P\_1)  
v\_1=Volume(CarbonDioxide;T=T\_1;P=P\_1)

"Vazão mássica - Calculada pelo compressor"

m\_dot\_comp=N\*deslocamento\*eta\_v/v\_1

end

"=====  
" "Procedimento para cálculo do comprimento da região bifásica"  
"=====

Procedure l\_bifasico(x\_4;T\_4;P\_4;G;Irrad;A;d\_ext;teta;Altura;l\_c;t\_aleta;w\_aleta;T\_amb;P\_atm;T\_sat;g\_BH;m\_dot;epsilon;sigma:l\_bi;T\_4\_1;P\_4\_1;DELTA\_P\_bi;m\_evap\_bi)

"Propriedades da água na temperatura de saturação"

mu\_agua\_l=Viscosity(Water;T=T\_sat;x=0)  
mu\_agua\_v=Viscosity(Water;T=T\_sat;x=1)  
rho\_agua\_l=Density(Water;T=T\_sat;x=0)  
rho\_agua\_v=Density(Water;T=T\_sat;x=1)  
k\_agua\_l=Conductivity(Water;T=T\_sat;x=0)/1000  
k\_agua\_v=Conductivity(Water;T=T\_sat;x=0)/1000  
cp\_agua\_l=Cp(Water;T=T\_sat;x=0)  
cp\_agua\_v=Cp(Water;T=T\_sat;x=1)  
h\_lv\_agua=Enthalpy\_vaporization(Water;T=T\_amb)  
sigma\_agua=SurfaceTension(Water;T=T\_sat)  
R=0,46152

"Propriedades do cobre"

k\_cu=0,385  
epsilon=0,95  
sigma=5,67\*10^(-8)

"Inicialização de variáveis"

A\_l=(2\*pi\*l\_c+pi\*d\_ext/2-2\*t\_aleta) "Área externa superior do volume de controle em função do comprimento l\_n"  
Fluido1=1 "CO2"  
Fluido2=2 "H2O"  
P\_atual=P\_4  
m\_evap\_bi=0  
m\_evap\_h\_a=0  
m\_evap\_Hug\_a=0  
l\_bi=0  
Q\_dot\_total=0  
Q\_dot\_total\_2=0  
Q\_conv=0  
Q\_irrad=0  
Q\_cond=0  
Q\_rad=0  
Q\_conv\_tot=0  
Q\_irrad\_tot=0  
Q\_cond\_tot=0  
Q\_rad\_tot=0  
DELTA\_P\_ace=0  
DELTA\_P\_atr=0

j=1

"Divide a região em n\_sec volumes de controle"

n\_sec=1000 "Valor definido para teste sob luz solar"

"n\_sec=2000" "Valor definido para teste na sombra"

fator\_x=(1-x\_4)/n\_sec "Fator de progressão do título"

x\_a=x\_4

x\_0=x\_a-fator\_x

P\_0=Pressure(CarbonDioxide;x=x\_0;T=T\_4)

rho\_l\_a=Density(CarbonDioxide;P=P\_0;x=0)

rho\_v\_a=Density(CarbonDioxide;P=P\_0;x=1)

repeat "Varre cada volume de controle calculando o comprimento"

"passo de título"

x\_b=x\_a

x\_a=x\_a+fator\_x-0,000001

m\_evap\_h\_b=m\_evap\_h\_a

m\_evap\_Hug\_b=m\_evap\_Hug\_a

x\_medio=(x\_a+x\_b)/2 "Título médio"

"Propriedades médias do fluido"

h\_a=Enthalpy(CarbonDioxide;x=x\_a;P=P\_atual)

h\_b=Enthalpy(CarbonDioxide;x=x\_b;P=P\_atual)

rho\_l\_b=rho\_l\_a

rho\_v\_b=rho\_v\_a

rho\_l\_a=Density(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=0)

rho\_v\_a=Density(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=1)

mu\_l=Viscosity(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=0)

mu\_v=Viscosity(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=1)

Pr\_l=Prandtl(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=0)

k\_l=Conductivity(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=0)

cp\_l=Cp(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=0)

h\_l=Enthalpy(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=0)

h\_v=Enthalpy(CarbonDioxide;P=P\_atual;x=1)

T\_evap=T\_sat(CarbonDioxide;P=P\_atual)

Re\_l=(G\*(1-x\_medio)\*d)/mu\_l "Número de Reynolds da fase líquida"

Re\_v=(G\*x\_medio\*d)/mu\_v "Número de Reynolds da fase vapor"

"1) Taxa de transferência de calor na região bifásica"

Q\_dot\_n=m\_dot\*(h\_a-h\_b)

l\_n=0,5"Comprimento inicial do volume de controle - estimativa"

i=1

repeat "repete até que haja convergência do comprimento"

"2) Coeficiente de transferência de calor - Correlação de Shah (2017)"

q\_n=Q\_dot\_n/(l\_n\*pi\*d)

Call Calc\_Shah2017(g\_BH;d;x\_medio;rho\_l\_a;rho\_v\_a;q\_n;G;h\_v;h\_l;sigma;Re\_l;Pr\_l;k\_l:H\_shah)

"3) Temperatura média da parede interna da tubulação"

T\_wi=Q\_dot\_n/H\_shah\*pi\*d\*l\_n+T\_evap

"4) Temperatura média da parede externa através da Lei de Fourier"

T\_we=(Q\_dot\_n\*ln(d\_ext/d))/(2\*pi\*l\_n\*k\_cu)+T\_wi

"5) Coeficiente de transferência de calor externo por convecção natural"

call alpha\_convect(l\_n;teta;T\_amb;T\_we;g\_BH;P\_atm:H\_conv)

"6) Coeficiente de transferência de calor para condensação em gotas - Correlação de Bonner"

if (T\_sat<T\_we) then

H\_cond=0 "Não tem condensação"

else

call alpha\_cond(T\_sat;T\_we;rho\_agua\_v;rho\_agua\_l;k\_agua\_l;cp\_agua\_v;h\_lv\_agua;R;sigma\_agua;g\_BH:H\_cond)

endif

"7) Coeficiente de transferência de calor por radiação"

call T\_sky(T\_amb;T\_sat;T\_ceu)

$H_{rad} = \text{abs}(\epsilon \cdot \sigma \cdot ((T_{we} + 273,15)^2 + (T_{ceu} + 273,15)^2) \cdot (T_{we} + 273,15 + T_{ceu} + 273,15) / 1000)$  "Superior e inferior"

"8) Coeficiente global de transferência de calor"

$$U_L = H_{conv} + 2 \cdot H_{cond} + 2 \cdot H_{rad}$$

"9) Irradiação solar líquida absorvida pelo coletor solar"

$$S = \epsilon \cdot Irrad$$

"10) Cálculo da eficiência da aleta"

$$A_{aleta} = 2 \cdot l_n \cdot l_c$$

$$A_c = l_n \cdot t_{aleta}$$

$$A_t = A_{aleta} + (\pi \cdot d_{ext} \cdot l_n - 2 \cdot t_{aleta} \cdot l_n)$$

$$P_{aleta} = 2 \cdot l_n + 2 \cdot t_{aleta}$$

$$m_{aleta} = ((U_L \cdot P_{aleta}) / (A_c \cdot k_{cu}))^{1/2}$$

$$\eta_{aleta} = \tanh(m_{aleta} \cdot l_c) / (m_{aleta} \cdot l_c) \quad \text{"Eficiência da aleta"}$$

"11) Fator de eficiência do coletor solar"

$$F_{linha} = (1/U_L) / (w_{aleta} \cdot ((1/(U_L \cdot (d_{ext} + (w_{aleta} - d_{ext}) \cdot \eta_{aleta}))) + (1/(\pi \cdot d \cdot H_{shah}))))$$

"12) Comprimento da região bifásica"

$$l_n = Q_{dot_n} / (A_1 \cdot F_{linha} \cdot (S + U_L \cdot (T_{ceu} - T_{we})))$$

$$i = i + 1$$

until i=10

"13) Fração de vazio e massa"

"Modelo Homogêneo"

call m\_homogeneo(rho\_v\_a;rho\_l\_a;x\_medio;m\_evap\_h\_b;A;l\_n:alpha\_h\_a;m\_evap\_h\_a)

"Correlação de Hughmark"

call

m\_Hug(d;G;mu\_v;mu\_l;alpha\_h\_a;g\_BH;rho\_v\_a;rho\_l\_a;x\_medio;m\_evap\_Hug\_b;A;l\_n:alpha\_Hug\_a;m\_evap\_Hug\_a)

"14) Perda de carga na região bifásica"

call Perda\_Pressao\_bi(G;x\_a;sigma;rho\_v\_a;alpha\_Hug\_a;rho\_l\_a;x\_b;rho\_v\_b;alpha\_Hug\_a;rho\_l\_b;x\_medio;mu\_l;mu\_v;

Re\_l;Re\_v;l\_n;d;g\_BH;TETA:DELTA\_P;Termo\_2;Termo\_3)

$$P_{atual} = P_{atual} - \text{DELTA}_P$$

$$\text{DELTA}_P_{ace} = \text{DELTA}_P_{ace} + \text{Termo}_2$$

$$\text{DELTA}_P_{atr} = \text{DELTA}_P_{atr} + \text{Termo}_3$$

"15) Comprimento total da região bifásica"

$$l_{bi} = l_{bi} + l_n$$

"16) Taxas de transferência de calor"

$$Q_{conv} = l_n \cdot (F_{linha} \cdot H_{conv} \cdot A_1 \cdot (T_{amb} - T_{we}))$$

$$Q_{conv\_tot} = Q_{conv\_tot} + Q_{conv}$$

$$Q_{irrad} = l_n \cdot (F_{linha} \cdot S \cdot A_1)$$

$$Q_{irrad\_tot} = Q_{irrad\_tot} + Q_{irrad}$$

$$Q_{cond} = l_n \cdot (2 \cdot H_{cond} \cdot F_{linha} \cdot A_1 \cdot (T_{amb} - T_{we}))$$

$$Q_{cond\_tot} = Q_{cond\_tot} + Q_{cond}$$

$$Q_{rad} = l_n \cdot (2 \cdot H_{rad} \cdot F_{linha} \cdot A_1 \cdot (T_{ceu} - T_{we}))$$

$$Q_{rad\_tot} = Q_{rad\_tot} + Q_{rad}$$

"17) Taxas de transferência de calor total"

$$Q_{dot\_total\_2} = Q_{dot\_total\_2} + (Q_{conv} + Q_{irrad} + Q_{cond} + Q_{rad}) \quad \text{"Pelo somatório das taxas"}$$

$$Q_{dot\_total} = Q_{dot\_total} + Q_{dot\_n} \quad \text{"Pelo somatório dos volumes no ciclo termodinâmico"}$$

"18) Saída de dados - Tabela"

Lookup('l\_bifasico';j;1)=l\_bi

Lookup('l\_bifasico';j;2)=alpha\_Hug\_a

Lookup('l\_bifasico';j;3)=m\_evap\_Hug\_a

Lookup('l\_bifasico';j;4)=DELTA\_P

Lookup('l\_bifasico';j;5)=Q\_conv



```

Lookup('l_bifasico';j;6)=Q_irrad
Lookup('l_bifasico';j;7)=Q_cond
Lookup('l_bifasico';j;8)=Q_rad
Lookup('l_bifasico';j;9)=(Q_conv+Q_irrad+Q_cond+Q_rad)
Lookup('l_bifasico';j;10)=Q_dot_n
Lookup('l_bifasico';j;11)=H_shah
Lookup('l_bifasico';j;12)=mu_v
Lookup('l_bifasico';j;13)=mu_l

```

```
j=j+1
```

```
until j=n_sec+1
```

```
"19) Saída de dados - final"
```

```

DELTA_P_bi=P_4-P_atual
m_evap_bi=m_evap_Hug_a*1000
T_4_1=T_evap
P_4_1=P_atual
h_4_1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_4_1;P=P_4_1)
h_4=Enthalpy(CarbonDioxide;x=x_4;T=T_4)

```

```
"20) Taxa de transf. de calor total pelo ciclo termodinâmico"
```

```
Q_dot_ciclo=m_dot*(h_4_1-h_4)
```

```
end
```

```

"=====
"Procedimento para cálculo do comprimento da região de superaquecimento"
"=====

```

```

Procedure l_superaquec(l_bi;T_4_1;P_4_1;G;Irrad;d;d_ext;teta;Altura;l_c;t_aleta;w_aleta;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;m_dot:
T_1;P_1;l_super_tot;DELTA_P_total;m_evap_sa)

```

```
"Propriedades do ar"
```

```

mu_ar=Viscosity(Air_ha;T=T_amb;P=P_atm)
rho_ar=Density(Air_ha;T=T_amb;P=P_atm)
alpha_ar=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_amb;P=P_atm)
Pr_ar=Prandtl(Air_ha;T=T_amb;P=P_atm)
k_ar=Conductivity(Air_ha;T=T_amb;P=P_atm)/1000
beta_ar=1/(273,15+T_amb)

```

```
"Propriedades da água na temperatura de saturação"
```

```

mu_agua_l=Viscosity(Water;T=T_sat;x=0)
mu_agua_v=Viscosity(Water;T=T_sat;x=1)
rho_agua_l=Density(Water;T=T_sat;x=0)
rho_agua_v=Density(Water;T=T_sat;x=1)
k_agua_l=Conductivity(Water;T=T_sat;x=0)/1000
k_agua_v=Conductivity(Water;T=T_sat;x=0)/1000
cp_agua_l=Cp(Water;T=T_sat;x=0)
cp_agua_v=Cp(Water;T=T_sat;x=1)
h_lv_agua=Enthalpy_vaporization(Water;T=T_amb)
sigma_agua=SurfaceTension(Water;T=T_sat)
R=0,46152

```

```
"Propriedades do cobre"
```

```

k_cu=0,385
epsilon=0,95
sigma=5,67*10^(-8)

```

```
"Inicialização de variáveis"
```

```

A_l=(2*l_c+pi*d_ext/2-2*t_aleta) "Área externa superior do volume de controle em função do comprimento l_n"
Fluido1=1 "CO2"
Fluido2=2 "H2O"
l_super_tot=0
l_total=16,4-l_bi
P_atual=P_4_1
n_sec=1000 "Número de volumes de controle: estimativa inicial"

```

```

m_evap_sa=0
Q_dot_total=0
Q_dot_total_2=0
Q_conv=0
Q_irrad=0
Q_cond=0
Q_rad=0
DELTA_P_super=0
DELTA_T=0,15
T_a=T_4_1
T_b=T_4_1-DELTA_T
j=1

repeat "Varre cada volume de controle calculando o comprimento"

T_a=T_a+DELTA_T
T_b=T_b+DELTA_T

"Propriedades médias do fluido região superaquecimento"
T_media=(T_a+T_b)/2
h_a=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_a;P=P_atual)
h_b=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_b;P=P_atual)
mu_sa=Viscosity(CarbonDioxide;T=T_media;P=P_atual)
rho_sa=Density(CarbonDioxide;T=T_media;P=P_atual)
Pr_sa=Prandtl(CarbonDioxide;T=T_media;P=P_atual)
k_sa=Conductivity(CarbonDioxide;T=T_media;P=P_atual)/1000
Re_sa=G*d/mu_sa

"1) Taxa de transferência de calor na região de superaquecimento"
Q_dot_super=m_dot*(h_a-h_b) "Calor: região de superaquecimento"

"2) Coeficiente de transferência de calor interno"
call Calc_Gnielinsk(k_sa;d;Re_sa;Pr_sa;Fluido1:H_int) "Equação de Gnielinsk"
l_super=5 "Comprimento inicial do volume de controle - estimativa"

i=1
repeat "repete até que haja convergência do comprimento"

"3) Temperatura média da parede interna da tubulação"
T_wi=Q_dot_super/H_int*pi*d*l_super+T_media

"4) Temperatura média da parede externa através da Lei de Fourier"
T_we=(Q_dot_super*ln(d_ext/d))/(2*pi*l_super*k_cu)+T_wi

"5) Coeficiente de transferência de calor externo por convecção natural"
call alpha_convect(l_super;teta;T_amb;T_we;g_BH;P_atm:H_conv)
H_conv=abs(H_conv)

"6) Coeficiente de transferência de calor para condensação em gotas - Correlação de Bonner"
if (T_sat<T_we) then
  H_cond=0 "Não tem condensação"
else
  call alpha_cond(T_sat;T_we;rho_agua_v;rho_agua_l;k_agua_l;cp_agua_v;h_lv_agua;R;sigma_agua;g_BH:H_cond)
endif

"7) Coeficiente de transferência de calor por radiação"
call T_sky(T_amb;T_sat:T_ceu)
H_rad=abs(epsilon*sigma*((T_we+273,15)^2+(T_ceu+273,15)^2)*(T_we+273,15+T_ceu+273,15)/1000) "Superior
e inferior"

"8) Coeficiente global de transferência de calor"
U_L=H_conv+2*H_cond+2*H_rad

"9) Irradiação solar líquida absorvida pelo coletor solar"
S=epsilon*Irrad

"10) Cálculo da eficiência da aleta"

```

```

A_aleta=2*l_super*l_c
A_c=l_super*t_aleta
A_t=A_aleta+(pi*d_ext*l_super-2*t_aleta*l_super)
P_aleta=2*l_super+2*t_aleta
m_aleta=((U_L*P_aleta)/(A_c*k_cu))^(1/2)
eta_aleta=tanh(m_aleta*l_c)/(m_aleta*l_c)    "Eficiência da aleta"

```

"11) Fator de eficiência do coletor solar"

```
F_linha=(1/U_L)/(w_aleta*((1/(U_L*(d_ext+(w_aleta-d_ext)*eta_aleta)))+(1/(pi*d*H_int))))
```

"12) Comprimento da região bifásica"

```
l_super=Q_dot_super/(A_l*F_linha*(S+U_L*(T_ceu-T_we)))
```

```
i=i+1
```

until i=6

"13) Perda de carga na região de superaquecimento"

```
Call Perda_Pressao_mono(Re_sa;l_super;G;d;rho_sa:DELTA_P;f)
```

```
P_atual=P_atual-DELTA_P
```

```
DELTA_P_super=DELTA_P_super+DELTA_P
```

"14) Comprimento total da região de superaquecimento"

```
l_super_tot=l_super_tot+l_super    "Comprimento total"
```

"15) Massa na região de superaquecimento"

```
m_evap_sa=m_evap_sa+rho_sa*(l_super*pi*d^2/4)
```

"16) Taxas de transferência de calor"

```
Q_conv=l_super*(F_linha*H_conv*A_l*(T_amb-T_we))
```

```
Q_irrad=l_super*(F_linha*S*A_l)
```

```
Q_cond=l_super*(2*H_cond*F_linha*A_l*(T_amb-T_we))
```

```
Q_rad=l_super*(2*H_rad*F_linha*A_l*(T_ceu-T_we))
```

"17) Taxas de transferência de calor total"

```
Q_dot_total_2=Q_dot_total_2+(Q_conv+Q_irrad+Q_cond+Q_rad)    "Pelo somatório das taxas"
```

```
Q_dot_total=Q_dot_total+Q_dot_super    "Pelo somatório dos volumes no ciclo termodinâmico"
```

"18) Saída de dados - Tabela"

```
Lookup('l_superaquec';j;1)=l_super_tot
```

```
Lookup('l_superaquec';j;2)=l_super
```

```
Lookup('l_superaquec';j;3)=T_media
```

```
Lookup('l_superaquec';j;4)=T_we
```

```
Lookup('l_superaquec';j;5)=m_evap_sa
```

```
Lookup('l_superaquec';j;6)=DELTA_P
```

```
Lookup('l_superaquec';j;7)=Q_conv
```

```
Lookup('l_superaquec';j;8)=Q_irrad
```

```
Lookup('l_superaquec';j;9)=Q_cond
```

```
Lookup('l_superaquec';j;10)=Q_rad
```

```
Lookup('l_superaquec';j;11)=(Q_conv+Q_irrad+Q_cond+Q_rad)
```

```
Lookup('l_superaquec';j;12)=Q_dot_super
```

```
Lookup('l_superaquec';j;13)=H_int
```

```
Lookup('l_superaquec';j;14)=mu_sa
```

```
Lookup('l_superaquec';j;15)=Re_sa
```

```
Lookup('l_superaquec';j;16)=f
```

```
if (l_super_tot<=l_total) then
```

```
    j=j+1
```

```
else
```

```
    j=n_sec
```

```
endif
```

```
until j=n_sec
```

"19) Saída de dados"

```
DELTA_P_total=P_4_1-P_atual
```

```
T_l=T_media
```

```

P_1=P_atual
h_4_1=Enthalpy(CarbonDioxide;x=1;P=P_4_1)
h_1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_1;P=P_1)
m_evap_sa=m_evap_sa*1000

"20) Taxa de transf. de calor total pelo ciclo termodinâmico"
Q_dot_ciclo=m_dot*(h_1-h_4_1)

end

" =====
" "Modelo do resfriador de gás"
" =====

Procedure Resfriador(T_2;P_2;h_2;m_dot;G_resf;A_resf;d_resf;d_resf_ext;Ta_in;V_dot_agua;d_h;A_a;T_pc;rho_pc;
correlacao;g_BH;m_resf;T_3_calc;P_3_calc;Ta_out;DELTA_P_total)

k=1
Erro=1

repeat

"Inicialização da matriz de dados"
n_sec=600
l_total=24,3
l_sec_resf=l_total/n_sec
l_resf=0
m_resf=0
P_resf=P_2
h_resf=h_2
Q_dot_resf=0
T_b=T_2
T_f=T_2
h_agua_a=Enthalpy(Water;T=Ta_in;x=0)
T_agua_a=Ta_in
k_cu=0,385
DELTA_P_total=0
DELTA_P_Blasius=0
DELTA_P_Filonenko=0
DELTA_P_Fang=0
DELTA_P_est=0
DELTA_P_ace=0
Erro_Tp_medio=0
DP_est=0
DP_ace=0
Erro_Tp=0
j=1

repeat

"Temperatura do volume de controle"
T_a=T_b
T_f=T_a

"Propriedades médias do fluido"
h_a=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_a;P=P_resf)
h_f=h_a
mu_resf=Viscosity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)
rho_resf=Density(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)
cp_resf=Cp(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)
Pr_resf=Prandtl(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)
k_resf=Conductivity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)/1000
mu_resf=Viscosity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)
nu_resf=KinematicViscosity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_resf)
Re_resf=G_resf*d_resf/mu_resf

"Temperatura da parede externa"

```

```

if k=1 then
  T_p=T_f-2 "Perfil linear"
else
  H_CO2=Lookup('Resfriador';j;7)
  H_gnie=Lookup('Resfriador';j;8)
  T_agua=Lookup('Resfriador';j;5)
  T_p=(T_f*H_CO2+T_agua*H_gnie)/(H_CO2+H_gnie) "Perfil médio - Média ponderada"
  T_p_anterior=Lookup('Resfriador';j;4)
  Erro_Tp=Erro_Tp+abs(T_p-T_p_anterior)*100/T_p_anterior
  Lookup('Resfriador';j;10)=abs(T_p-T_p_anterior)*100/T_p_anterior

endif

"Coeficiente de transferência de calor do CO2"
call alpha_resf(correlacao;T_f;P_resf;G_resf;d_resf;T_p;T_pc;rho_pc;h_f;H_CO2)

"Taxa de transferência de calor trocada no volume de controle - Lei de resfriamento de Newton"
Q_dot_vol=(H_CO2*pi*d_resf*l_sec_resf)*(T_f-T_p)

"Taxa de transferência de calor total trocada no resfriador"
Q_dot_resf=Q_dot_resf+Q_dot_vol

"Entalpia de saída do volume"
h_b=h_a-Q_dot_vol/m_dot

"Temperatura de saída do volume"
T_b=Temperature(CarbonDioxide;P=P_resf;h=h_b)

"Comprimento total do resfriador"
l_resf=l_resf+l_sec_resf

"Perda de carga"
call Perda_Pressao_Supercritico(j;T_a;T_b;P_resf;m_dot;A_resf;Re_resf;n_sec;l_sec_resf;G_resf;d_resf;g_BH:DELTA_P;
DP_Blasius;DP_Filonenko;DP_Fang;DP_est;DP_ace;f)

P_resf=P_resf-DELTA_P
DELTA_P_Blasius=DELTA_P_Blasius+DP_Blasius
DELTA_P_Filonenko=DELTA_P_Filonenko+DP_Filonenko
DELTA_P_Fang=DELTA_P_Fang+DP_Fang
DELTA_P_est=DELTA_P_est+DP_est
DELTA_P_ace=DELTA_P_ace+DP_ace

v_resf=m_dot/(rho_resf*A_resf)

"Cálculo da massa"
call Calc_massa(T_f;P_resf;G_resf;d_resf;A_resf;l_sec_resf;m_sec_resf)
m_resf=m_resf+m_sec_resf

"Tabela de dados"
Lookup('Resfriador';j;1)=l_resf
Lookup('Resfriador';j;2)=l_sec_resf
Lookup('Resfriador';j;3)=T_f
Lookup('Resfriador';j;4)=T_p
Lookup('Resfriador';j;6)=Q_dot_vol
Lookup('Resfriador';j;7)=H_CO2
Lookup('Resfriador';j;9)=DELTA_P
Lookup('Resfriador';j;12)=DELTA_P_Blasius
Lookup('Resfriador';j;13)=DELTA_P_Filonenko
Lookup('Resfriador';j;14)=DELTA_P_Fang
Lookup('Resfriador';j;15)=DELTA_P_est
Lookup('Resfriador';j;16)=DP_est
Lookup('Resfriador';j;17)=DELTA_P_ace
Lookup('Resfriador';j;18)=DP_ace
Lookup('Resfriador';j;19)=rho_resf
Lookup('Resfriador';j;20)=v_resf
Lookup('Resfriador';j;21)=mu_resf
Lookup('Resfriador';j;22)=nu_resf

```

```

Lookup('Resfriador';j;23)=Re_resf
Lookup('Resfriador';j;24)=f

j=j+1

until j=n_sec+1

"Retornando no resfriador - sentido da água"
i=j-1
T_b=Ta_in

repeat

T_agua=T_b
Lookup('Resfriador';i;5)=T_agua

"Propriedades da água"
h_agua=Enthalpy(Water;T=T_agua;x=0)
rho_agua=density(Water;T=T_agua;h=h_agua)
Cp_agua=cp(Water;T=T_agua;x=0)
mu_agua=viscosity(Water;T=T_agua;x=0)
Pr_agua=prandtl(Water;T=T_agua;x=0)
k_agua=conductivity(Water;T=T_agua;x=0)/1000
m_dot_agua=(V_dot_agua/1000)*rho_agua
G_agua=m_dot_agua/A_a      "Água"
Nu_agua=4,36              "Escoamento laminar / fluxo cte"
Re_agua=(G_agua*d_h)/mu_agua

"Taxa de transferência de calor trocada no volume de controle"
Q_dot_vol=Lookup('Resfriador';i;6)

"Coeficiente de transferência de calor a água"
call coefh2o(Re_agua;Pr_agua;k_agua;d_h;Nu_agua:H_gnie)
Lookup('Resfriador';i;8)=H_gnie

"Entalpia de saída do volume"
h_b=h_agua+Q_dot_vol/m_dot_agua

"Temperatura da água"
T_b=Temperature(Water;x=0;h=h_b)

i=i-1

if i>0 then
    Lookup('Resfriador';i;5)=T_agua
    Lookup('Resfriador';i;8)=H_gnie
endif

until i=1

"Verifica o erro médio da temperatura da parede"
Erro_Tp_medio=Erro_Tp/n_sec
if k>1 then
    Lookup('Resfriador';k;11)=Erro_Tp_medio
    if Erro_Tp_medio<=Erro then
        k_final=k
        k=24
    endif
endif

k=k+1

until k=25

"Saída de dados"
T_3_calc=T_f
P_3_calc=P_resf

```

DELTA\_P\_total=P\_2-P\_resf

Ta\_out=T\_agua  
m\_resf=m\_resf\*1000

end

"=====  
"Modelo da Válvula de expansão"  
=====

Procedure Valvula(n\_val;rho\_3;P\_3;T\_3;P\_4;m\_dot)

"Ajustado pela curva do fabricante"

$C_v=5,9477*10^{(-7)}*n\_val^6-1,4862*10^{(-5)}*n\_val^5+1,3739*10^{(-4)}*n\_val^4-5,9166*10^{(-4)}*n\_val^3+1,3984*10^{(-3)}*n\_val^2+9,3583*10^{(-4)}*n\_val+2,5648*10^{(-5)}$

N1=14,28 "Constante"

N2=6816 "Constante"

$G_g=rho\_3/1,29$  "Gravidade específica CO2 - gas"

$G_l=rho\_3/1000$  "Gravidade específica CO2 - liquido"

$m\_dot\_g=(0,471*N2*C_v*rho\_3*(P_3/98,0665)*(1/(G_g*(T_3+273,15)))^{0,5})*(0,001/60)$

$m\_dot=(N1*C_v*rho_3*((P_3-P_4)/98,0665)/G_l)^{0,5}*(0,001/60)$

end

"=====  
"Modelo do compressor"  
=====

Procedure

Compressor(P\_atm;T\_amb;T\_sat;g\_BH;epsilon;sigma;m\_dot;T\_1;T\_2;P\_1;P\_2;h\_1;h\_2;rho\_1;rho\_2;s\_1;s\_2;v\_1;v\_2;V\_comp;A\_comp;L\_comp;deslocamento;eta\_g;n\_p;m\_comp;W\_dot\_comp)

"Temperatura da carcaça"

$T\_comp=(2*T_2+T_1)/3$

$T\_med=(T\_comp+T\_amb)/2$  "Temperatura de filme"

"Temperatura do céu"

call T\_sky(T\_amb;T\_sat;T\_ceu)

"Potência de compressão em um processo politrópico"

$W\_dot\_rev=m\_dot*(-1)*(P_2*v_2-P_1*v_1)/(1-n_p)$

"Potência elétrica"

$eta\_g=0,2768$

$W\_dot\_comp=W\_dot\_rev/eta\_g$

"massa no compressor: câmara e espaço interno"

$rho\_medio=(rho_1+rho_2)/2$

$m\_camara=rho\_medio*deslocamento$

$m\_comp=(m\_camara+rho_1*V\_comp)*1000$

end

"=====  
"Procedimento para determinação de T2"  
=====

Procedure Compressor\_T2(P1;P2;T1;T2;m\_dot;eta\_g;n\_p;T2\_calc;Erro\_T2)

"Entrada do compressor - ponto 1"

$h1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T1;P=P1)$

$v1=Volume(CarbonDioxide;T=T1;P=P1)$

"Volume específico do ponto 2"

$v2=((P1*v1^{n_p})/P2)^{(1/n_p)}$

```
"Temperatura do ponto 2 - saída do compressor"
T2_calc=Temperature(CarbonDioxide;P=P2;v=v2)
Erro_T2=T2-T2_calc
```

```
end
```

```
"=====
"Procedimento para determinação de f_lo e C"
"=====
```

```
Procedure Mart(Re_l;Re_v:f_lo;C)
```

```
If Re_l>2300 then
    f_lo=(1,82*log10(Re_l)-1,64)^(-2)
else
    f_lo=64/Re_l
endif
```

```
If (Re_l>2300) and (Re_v>2300) then
    C=20
endif
```

```
If (Re_l<=2300) and (Re_v>2300) then
    C=12
endif
```

```
If (Re_l>2300) and (Re_v<=2300) then
    C=10
endif
```

```
If (Re_l<=2300) and (Re_v<=2300) then
    C=5
endif
```

```
end
```

```
"=====
"Correlação de Hugmark - Parâmetro KH"
"=====
```

```
Procedure KH(Z:K_H)
```

```
If Z<=7 then
    K_H=-5E-05*Z^5+0,0017*Z^4-0,0154*Z^3+0,0371*Z^2+0,1759*Z-0,0776
else
    K_H=0,0783*ln(Z)+0,5964
endif
end
```

```
"=====
"Correlação de Hugmark - Fração de vazio"
"=====
```

```
Procedure HUG(d;G;mu_l;alpha_h;mu_v;g_BH;x_medio;rho_v:alpha_Hug_5)
```

```
Z_1=(((d*G)/(mu_l+alpha_h*(mu_v-mu_l)))^(1/6))*((1/(g_BH*d))*((G*x_medio)/(rho_v*alpha_h*(1-alpha_h)))^2)^(1/8)
Call KH(Z_1:K_H_1)
alpha_Hug_1=K_H_1*alpha_h
```

```
Z_2=(((d*G)/(mu_l+alpha_Hug_1*(mu_v-mu_l)))^(1/6))*((1/(g_BH*d))*((G*x_medio)/(rho_v*alpha_h*(1-alpha_h)))^2)^(1/8)
Call KH(Z_2:K_H_2)
alpha_Hug_2=K_H_2*alpha_h
```

```
Z_3=(((d*G)/(mu_l+alpha_Hug_2*(mu_v-mu_l)))^(1/6))*((1/(g_BH*d))*((G*x_medio)/(rho_v*alpha_h*(1-alpha_h)))^2)^(1/8)
Call KH(Z_3:K_H_3)
alpha_Hug_3=K_H_3*alpha_h
```



```
Z_4=(((d*G)/(mu_1+alpha_Hug_3*(mu_v-mu_l)))^(1/6))*((1/(g_BH*d))*((G*x_medio)/(rho_v*alpha_h*(1-alpha_h)))^2)^(1/8)
Call KH(Z_4:K_H_4)
alpha_Hug_4=K_H_4*alpha_h
```

```
Z_5=(((d*G)/(mu_1+alpha_Hug_4*(mu_v-mu_l)))^(1/6))*((1/(g_BH*d))*((G*x_medio)/(rho_v*alpha_h*(1-alpha_h)))^2)^(1/8)
Call KH(Z_5:K_H_5)
alpha_Hug_5=K_H_5*alpha_h
end
```

```
" =====
" "Calcula o Delta_T de subresfriamento"
" =====
```

```
Procedure Delta_T(T_3;T_crit:DELTA_T_sub)
```

```
If T_3<T_crit then
    DELTA_T_sub=T_crit-T_3
else
    DELTA_T_sub=0
endif

end
```

```
" =====
" "Calcula a entalpia do ponto 3_2"
" =====
```

```
Procedure h_critico(P_crit;T_crit;P_3_2;T_3_2:h_3_2)
```

```
h_ref=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_3_2;P=P_3_2)
h_crit=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_crit;P=P_crit)
```

```
If h_ref<=h_crit then
    h_3_2=h_ref
else
    h_3_2=h_crit
endif

end
```

```
" =====
" "Calcula os comprimentos do resfriador"
" =====
```

```
Procedure L_crit(T_3;T_crit;l_resf;l_resf_liq_teste:l_resf_bi;l_resf_liq;T_limite)
```

```
If T_3<T_crit then
    l_resf_liq=l_resf_liq_teste
    l_resf_bi=l_resf-l_resf_liq
    T_limite=T_3
else
    l_resf_liq=0
    l_resf_bi=l_resf
    T_limite=T_crit
endif

end
```

```
" =====
" "Temperatura e pressão crítica"
" =====
```

```
Procedure pseudo(T_crit;P_resf:T_pc;rho_pc)
```

"Inicialização de variáveis"

DELTA\_T=(50-T\_crit)/150

T\_f\_a=50

T\_pc=T\_f\_a

i=1

repeat

T\_f\_b=T\_f\_a

T\_f\_a=T\_f\_a-DELTA\_T

cp\_resf\_a=Cp(CarbonDioxide;T=T\_f\_a;P=P\_resf)

cp\_resf\_b=Cp(CarbonDioxide;T=T\_f\_b;P=P\_resf)

If cp\_resf\_a>cp\_resf\_b then

T\_pc=T\_f\_a

rho\_pc=Density(CarbonDioxide;T=T\_pc;P=P\_resf)

endif

i=i+1

until i=151

end

"=====  
"Escolha do Coeficiente de transferência de calor do CO2 no resfriador de gás"  
"=====

Procedure alpha\_resf(correlacao;T\_f;P\_resf;G\_resf;d\_resf;T\_p;T\_pc;rho\_pc;h\_f:H\_CO2)

if correlacao=1 then

call alpha\_yoon(T\_f;P\_resf;G\_resf;d\_resf;T\_p;rho\_pc:H\_CO2) "Correlação de Yoon"

endif

if correlacao=2 then

call alpha\_wang(T\_f;P\_resf;G\_resf;d\_resf;T\_p;h\_f:H\_CO2) "Correlação de Wang"

endif

if correlacao=3 then

call alpha\_zhang(T\_f;P\_resf;G\_resf;d\_resf;T\_p;T\_pc;h\_f:H\_CO2) "Correlação de Zhang"

endif

end

"=====  
"Coeficiente transferencia de calor no resfriador supercrítico - Correlação de Yoon"  
"=====

Procedure alpha\_yoon(T\_f\_media;P\_2;G\_resf;d\_resf;T\_pc;rho\_pc:h\_yoon)

rho\_b=Density(CarbonDioxide;T=T\_f\_media;P=P\_2)

mu\_b=Viscosity(CarbonDioxide;T=T\_f\_media;P=P\_2)

Pr\_b=prandtl(CarbonDioxide;T=T\_f\_media;P=P\_2)

k\_b=conductivity(CarbonDioxide;T=T\_f\_media;P=P\_2)/1000

cp\_b=Cp(CarbonDioxide;T=T\_f\_media;P=P\_2)

Re\_b=(G\_resf\*d\_resf)/mu\_b

If T\_f\_media>T\_pc then

NU=0,14\*Re\_b^0,69\*Pr\_b^0,66

else

NU=0,013\*Re\_b\*Pr\_b^(-0,05)\*(rho\_pc/rho\_b)^1,6

endif

h\_yoon=NU\*k\_b/d\_resf

end

```

" =====
"Coeficiente transferencia de calor no resfriador supercrítico - Correlação de Wang (2017)"
" =====

Procedure alpha_wang(T_f;P_2;G_resf;d_resf;T_p;h_f:H_wang)

rho_f=Density(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
mu_f=Viscosity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
Pr_f=prandtl(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
k_f=conductivity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)/1000
cp_f=Cp(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
Re_f=(G_resf*d_resf)/mu_f
rho_p=Density(CarbonDioxide;T=T_p;P=P_2)
h_p=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_p;P=P_2)
cp_med=abs((h_p-h_f)/(T_p-T_f))
NU=0,022986*Re_f^0,85665*Pr_f^0,26322*(rho_p/rho_f)^0,04988*(cp_med/cp_f)^(-0,2174)
H_wang=NU*k_f/d_resf

end

" =====
"Coeficiente transferencia de calor no resfriador supercrítico - Correlação de Zhang (2015)"
" =====

Procedure alpha_zhang(T_f;P_2;G_resf;d_resf;T_p;T_pc;h_f:H_zhang)

rho_f=Density(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
mu_f=Viscosity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
Pr_f=prandtl(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
k_f=conductivity(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)/1000
cp_f=Cp(CarbonDioxide;T=T_f;P=P_2)
Re_f=(G_resf*d_resf)/mu_f
rho_p=Density(CarbonDioxide;T=T_p;P=P_2)
h_p=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_p;P=P_2)
cp_med=abs((h_p-h_f)/(T_p-T_f))

If T_f<T_pc then
    NU=0,32*Re_f^0,55*Pr_f^0,35*(rho_p/rho_f)^0,4*(cp_med/cp_f)^(0,37)
else
    NU=0,034*Re_f^0,77*Pr_f^0,57*(rho_p/rho_f)^0,4*(cp_med/cp_f)^(0,84)
endif

H_zhang=NU*k_f/d_resf

end

" =====
"Procedimento para cálculo do coef. transf. calor da água - Gnielinsk"
" =====

Procedure coefh2o(Re;Pr_a;K_a;d_h;Nu:alpha_a)

Fluido1=1

If Re>2300 then
    Call Calc_Gnielinsk(k_a;d_h;Re;Pr_a;Fluido1:alpha_a) "Equação de Gnielinsk"
else
    alpha_a=(Nu*K_a)/d_H "Escoamento laminar"
endif

end

" =====
"Coeficiente transferencia de calor - monofásico - Gnielinsk"
" =====

```

```
Procedure Calc_Gnielinsk(k;d;Re;Pr;Fluido:H_int)
```

```
"Fluido=1 --> CO2 subcrítico ou H2O"
```

```
"Fluido=2 --> CO2 supercrítico"
```

```
If Fluido=2 then
```

```
    f_sr=0,25*(ln(150,39/Re^0,98865-1/Re))^(-2) "Fator de atrito - Fang (2011)"
```

```
else
```

```
    f_sr=(0,790*ln(Re)-1,64)^(-2)
```

```
endif
```

```
H_int=(k/d)*(f_sr/8)*(Re-1000)*Pr/(1+12,7*(f_sr/8)^(1/2)*(Pr^(2/3)-1)) "Equação de Gnielinsk"
```

```
end
```

```
"====="
"Coeficiente transferencia de calor no evaporador - bifásico - Shah 2017"
"====="
```

```
Procedure Calc_Shah2017(g_BH;d;x_medio;rho_l;rho_v;q_n;G;h_v;h_l;sigma;Re_l;Pr_l;k_l:h_shah)
```

```
q_n=abs(q_n)
```

```
Bo=q_n/(G*(h_v-h_l))
```

```
Co=((1-x_medio)/x_medio)^0,8*(rho_v/rho_l)^0,5
```

```
Fr_l=G^2/(rho_l^2*g_BH*d)
```

```
We_v=(G^2*d)/(rho_v*(sigma/1000))
```

```
if Fr_l>=0,04 then
```

```
    B1=Co
```

```
else
```

```
    B1=0,38*Co*Fr_l^(-0,3)
```

```
endif
```

```
if Bo>=0,0011 then
```

```
    B2=14,7
```

```
else
```

```
    B2=15,4
```

```
endif
```

```
B3_teste=2,1-0,008*We_v-110*Bo
```

```
if (Fr_l<0,01) or (B3_teste<1) then
```

```
    B3=1
```

```
else
```

```
    B3=B3_teste
```

```
endif
```

```
alpha_l=0,023*Re_l^0,8*Pr_l^0,4*((k_l/1000)/d)
```

```
a1=1,8*B1^(-0,8)*B3*alpha_l
```

```
a2=230*Bo^0,5*B3*alpha_l
```

```
a3=B2*Bo^0,5*exp(2,74*B1^(-0,1))*B3*alpha_l
```

```
a4=B2*Bo^0,5*exp(2,74*B1^(-0,1))*B3*alpha_l
```

```
h_shah=max(a1;a2;a3;a4)
```

```
end
```

```
"====="
"Coeficiente transferencia de calor por convecção - Churchill e Chu (1975)"
"====="
```

```
Procedure alpha_convect(l;teta;T_amb;T_we;g_BH;P_atm:H_conv)
```

```
"Propriedades do ar na temperatura de filme"
```

```
T_filme=(T_amb+T_we)/2
```

```
mu_ar=Viscosity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)
```

```
rho_ar=Density(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)
```

```
alpha_ar=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)
```

```

Pr_ar=Prandtl(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)
k_ar=Conductivity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)/1000
beta_ar=1/(273,15+T_filme)

if (T_amb<T_we) then
  Ra_L=(g_BH*cos(teta)*beta_ar*(T_we-T_amb)*l^3)/((mu_ar/rho_ar)*alpha_ar)
  N_U=(0,825+(0,387*Ra_L^(1/6))/(1+(0,492/Pr_ar)^(9/16)))^(8/27))^2
  H_conv=(-1)*(N_U*k_ar)/l
else
  Ra_L=(g_BH*cos(teta)*beta_ar*(T_amb-T_we)*l^3)/((mu_ar/rho_ar)*alpha_ar)
  N_U=(0,825+(0,387*Ra_L^(1/6))/(1+(0,492/Pr_ar)^(9/16)))^(8/27))^2
  H_conv=(N_U*k_ar)/l
endif

end

" ===== "
" Coeficiente transferencia de calor por condensação - Bonner (2013) "
" ===== "

Procedure alpha_cond(T_sat;T_we;rho_agua_v;rho_agua_l;k_agua_l;cp_agua_v;h_lv_agua;R;sigma_agua;g_BH;H_cond)

T_sat_k=T_sat+273,15
rd=(sigma_agua/(rho_agua_l*g_BH))^0,5
TETA=arccos(-21,7*sigma_agua+1,39)
ri=((k_agua_l*T_sat_k)/(rho_agua_v*h_lv_agua^2))*(sin(TETA)/(1-cos(TETA)))*((cp_agua_v+1)/(cp_agua_v-1))*(R*T_sat_k)/(2*pi))^0,5
rt=(2*sigma_agua*T_sat_k)/(rho_agua_v*h_lv_agua*(T_sat-T_we))
H_cond=2,7*(k_agua_l/(rd^(1/2)*ri^(1/4)*rt^(1/4)))*(sin(TETA)/(1-cos(TETA)))/1000

end

" ===== "
" Equação da perda de pressão: Escoamento monofásico subcrítico "
" ===== "

"Obs.: A componente aceleracional é calculada no final da execução do modelo (após a chamada do procedimento Raiz2)"

Procedure Perda_Pressao_mono(Re;L;G;d;rho;DELTA_P;f)

"Fator de atrito: Fanning (Apud Ozisik, 1985) - Tese Ralney, 2013"
if Re<=(8*10^4) then
  f=0,316*Re^(-1/4)
else
  f=0,0054+0,3964/Re^(0,3)
endif

DELTA_P=(f*L*G^2)/(2*d*rho*1000) "Darcy-Weisbach"

end

" ===== "
" Equação da perda de pressão: Escoamento bifásico "
" ===== "

Procedure Perda_Pressao_bi(G;x;sigma;rho_v;alpha;rho_l;x_a;rho_v_a;alpha_a;rho_l_a;x_medio;mu_l;mu_v;Re_l;Re_v;
DELTA_z;d;g_BH;TETA;DELTA_P;Termo_2;Termo_3)

"Equação da perda de pressão: Primeiro termo – estático: Desconsiderado"
"Termo_1=Altura*g_BH*sin(TETA)*(alpha*rho_v+(1-alpha)*rho_l)"

"Equação da perda de pressão: Segundo termo - aceleracional (momentum)"
Termo_2=(G^2*(((x^2*(1/rho_v))/alpha)+(((1-x)^2*(1/rho_l))/(1-alpha))-((x_a^2*(1/rho_v_a))/alpha_a)+(((1-x_a)^2*(1/rho_l_a))/(1-alpha_a))))/1000

"Equação da perda de pressão: Terceiro termo - atrito"
"Correlação de Friedel (1979)"

```

```

rho_H=(x/rho_v+(1-x)/rho_l)^(-1)
We_l=(G^2*d)/(sigma*1000*rho_H)
f_l=0,079/(G*d/mu_l)^0,25
f_v=0,079/(G*d/mu_v)^0,25
H=(rho_l/rho_v)^0,91*(mu_l/mu_v)^0,19*(1-mu_v/mu_l)^0,70
F=x^0,78*(1-x)^0,224
E=(1-x)^2+x^2*(rho_l*f_v)/(rho_v*f_l)
Fr_H=G^2/(g_BH*d*rho_H^2)
phi_fr=E+(3,24*F*H)/(Fr_H^0,045*We_l^0,035)
Termo_3=(4*f_l*(DELTA_z/d)*G^2*(1/(2*rho_l))*phi_fr)/1000

```

"Perda de Pressão"

DELTA\_P=Termo\_2+Termo\_3

end

```

"=====
"Equação da perda de pressão: Escoamento supercrítico
"=====

```

Procedure Perda\_Pressao\_Supercritico(j;T1;T2;P;m\_dot;A;Re;N;L;G;d;g\_BH:DELTA\_P;DP\_Blasius;DP\_Filonenko;DP\_Fang;DELTA\_P\_est;DELTA\_P\_ace;f)

```

rho_1=Density(CarbonDioxide;T=T1;P=P)
rho_2=Density(CarbonDioxide;T=T2;P=P)
rho=(rho_1+rho_2)/2

```

"Perda de pressão por atrito"

"Fator de atrito - Blasius equation (apud Yoon, 2003)"

if Re<=(2\*10^4) then

f=0,316\*Re^(-1/4)

else

f=0,184\*Re^(-1/5)

endif

DP\_Blasius=(f\*(G^2\*L)/(2\*d\*rho))/1000 "Equação de Darcy-Weisbach"

"Fator de atrito de Filonenko"

f=(0,79\*ln(Re)-1,64)^(-2)

DP\_Filonenko=(f\*(G^2\*L)/(2\*d\*rho))/1000 "Equação de Darcy-Weisbach"

"Fator de atrito - Fang (2011)"

f=0,25\*(log10(150,39/Re^0,98865-152,66/Re))^(-2)

DP\_Fang=(f\*(G^2\*L)/(2\*d\*rho))/1000 "Equação de Darcy-Weisbach"

DELTA\_P=DP\_Fang

"Perda de pressão - estático (ganho)"

dH=1,3/N

DP\_1=(rho\_1\*g\_BH\*(1,5-dH\*(j-1)))/1000

DP\_2=(rho\_2\*g\_BH\*(1,5-dH\*j))/1000

DELTA\_P\_est=DP\_1-DP\_2

"Perda de pressão - aceleracional (ganho)"

DELTA\_P\_ace=((G^2/(2\*rho\_1))-(G^2/(2\*rho\_2)))/1000

end

```

"=====
" Cálculo de massa
"=====

```

Procedure Calc\_massa(T\_f;P;G;d;A;l:massa)

rho=Density(CarbonDioxide;T=T\_f;P=P)

DELTA\_V=A\*l "Volume de cada seção"

massa=rho\*DELTA\_V "Massa"

end

```
"=====
"                               "Massa modelo homogêneo"
"=====
```

Procedure m\_homogeneo(rho\_v;rho\_l;x\_medio;m\_evap;A;l:alpha\_h;m\_evap\_h)

```
DELTA_V=A*1      "Volume de cada seção"
alpha_h=1/(1+(rho_v/rho_l)*((1-x_medio)/x_medio))      "Fração de vazio"
rho_h=rho_l*(1-alpha_h)+rho_v*alpha_h      "Massa específica da mistura"
m_evap_h=m_evap+rho_h*DELTA_V      "Massa acumulada"
```

end

```
"=====
"                               "Massa correlação de Hughmark"
"=====
```

Procedure m\_Hug(d;G;mu\_v;mu\_l;alpha\_h;g\_BH;rho\_v;rho\_l;x\_medio;m\_evap;A;l:alpha\_Hug;m\_evap\_Hug)

```
DELTA_V=A*1      "Volume de cada seção"
Call HUG(d;G;mu_l;alpha_h;mu_v;g_BH;x_medio;rho_v:alpha_Hug) "Fração de vazio"
rho_Hug=rho_l*(1-alpha_Hug)+rho_v*alpha_Hug      "Massa específica da mistura"
m_evap_Hug=m_evap+rho_Hug*DELTA_V      "Massa acumulada"
```

end

```
"=====
"                               "Massa nas tubulações e acessórios"
"=====
```

Procedure massa\_tub(rho\_1;rho\_2;rho\_3;rho\_4;m\_Evap\_Garrafa;m\_Garrafa;m\_Garrafa\_Comp;m\_Comp\_Resf;  
m\_Resf\_Valv;m\_Valv\_Evap;m\_Separador;m\_tubulacao)

```
d_tub=4,66/1000
l_Evap_Garrafa=1000/1000
vol_Garrafa=0,215*pi*0,045^2      "Volume acumulador de líquido: V = L x pi x R^2"
l_Garrafa_Comp=1115/1000
l_Comp_Resf=2630/1000
l_Resf_Valv=2845/1000
l_Valv_Evap=180/1000
vol_Separador=0,165*pi*0,0365^2      "Volume separador de óleo: V = L x pi x R^2"
```

```
m_Evap_Garrafa=rho_1*(l_Evap_Garrafa*pi*d_tub^2/4)*1000
m_Garrafa=rho_1*vol_Garrafa*1000
m_Garrafa_Comp=rho_1*(l_Garrafa_Comp*pi*d_tub^2/4)*1000
m_Comp_Resf=rho_2*(l_Comp_Resf*pi*d_tub^2/4)*1000
m_Resf_Valv=rho_3*(l_Resf_Valv*pi*d_tub^2/4)*1000
m_Valv_Evap=rho_4*(l_Valv_Evap*pi*d_tub^2/4)*1000
m_Separador=rho_2*vol_Separador*1000
m_tubulacao=m_Evap_Garrafa+m_Garrafa+m_Garrafa_Comp+m_Comp_Resf+m_Resf_Valv+m_Valv_Evap+m_Separador
```

end

```
"=====
"                               "Temperatura do céu"
"=====
```

Procedure T\_sky(T\_amb;T\_sat:T\_ceu)

```
c1=0,711
c2=0,560
c3=0,73
e=c1+c2*(T_sat/100)+c3*(T_sat/100)^2 "Berdahl e Martin (1984, apud Karn, Chintala e Kumar, 2019)"
T_ceu=(e^0,25)*T_amb
```

end

```
"
=====
"
===== Programa base =====
"
=====
```

```
Fim=10
P_2[1]=P_2
P_3[1]=P_3
P_4[1]=P_4
T_2[1]=T_2
T_3[1]=T_3
Final[1]=0
```

"Procedimento necessário na primeira iteração uma vez que não existem dados gerados anteriormente para serem enviados para fins de comparações"

```
call Raiz1(Final[1];P_2[1];P_3[1];P_4[1];T_2[1];T_3[1];Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;m_real;
correlacao;eta_v;eta_g;n_p;P1[1];P2[1];P3[1];P4[1];T1[1];T2[1];T3[1];T4[1];x_4[1];l_super[1];Ta_out[1];m_total[1];m_eva
p[1];m_resf[1];m_comp[1];m_Evap_Garrafa[1];m_Garrafa[1];m_Garrafa_Comp[1];m_Comp_Resf[1];m_Resf_Valv[1];m_
Valv_Evap[1];m_Separador[1];m_tubulacao[1];m_dot[1];W_dot_comp[1];Q_dot_resf[1];Q_dot_evap[1];COP[1];COP_2[1];
TEWI[1];DELTA_P_resf[1];DELTA_P_evap[1];DELTA_T_super[1])
```

```
call Teste_fim(Final[1];T_2[1];T_3[1];P_2[1];P_3[1];P_4[1];T2[1];T3[1];P2[1];P3[1];P4[1];Final[2];P_2[2];P_3[2];P_4[2];
T_2[2];T_3[2])
```

```
duplicate i=2;Fim
```

" Com o modelo sendo executado na primeira vez com o procedimento Raiz1, são gerados os primeiros dados para comparação. A partir daí, utiliza-se o procedimento Raiz2, preparado para trabalhar a comparação entre a iteração anterior e a iteração atual"

```
call Raiz2(Final[i];P_2[i];P_3[i];P_4[i];T_2[i];T_3[i];Ta_in;V_dot_agua;Irrad;T_amb;P_atm;T_sat;g_BH;n_val;m_real;
correlacao;eta_v;eta_g;n_p;P1[i-1];P2[i-1];P3[i-1];P4[i-1];T1[i-1];T2[i-1];T3[i-1];T4[i-1];x_4[i-1];l_super[i-1];Ta_out[i-
1];m_total[i-1];m_evap[i-1];m_resf[i-1];m_comp[i-1];m_Evap_Garrafa[i-1];m_Garrafa[i-1];m_Garrafa_Comp[i-
1];m_Comp_Resf[i-1];m_Resf_Valv[i-1];m_Valv_Evap[i-1];m_Separador[i-1];m_tubulacao[i-1];m_dot[i-1];W_dot_comp[i-
1];Q_dot_resf[i-1];Q_dot_evap[i-1];COP[i-1];COP_2[i-1];TEWI[i-1];DELTA_P_resf[i-1];DELTA_P_evap[i-
1];DELTA_T_super[i-1];P1[i];P2[i];P3[i];P4[i];T1[i];T2[i];T3[i];T4[i];x_4[i];l_super[i];Ta_out[i];m_total[i];m_evap[i];
m_resf[i];m_comp[i];m_Evap_Garrafa[i];m_Garrafa[i];m_Garrafa_Comp[i];m_Comp_Resf[i];m_Resf_Valv[i];m_Valv_Eva
p[i];m_Separador[i];m_tubulacao[i];m_dot[i];W_dot_comp[i];Q_dot_resf[i];Q_dot_evap[i];COP[i];COP_2[i];TEWI[i];DEL
TA_P_resf[i];DELTA_P_evap[i];DELTA_T_super[i])
```

```
call Teste_fim(Final[i];T_2[i];T_3[i];P_2[i];P_3[i];P_4[i];T2[i];T3[i];P2[i];P3[i];P4[i];Final[i+1];P_2[i+1];P_3[i+1];
P_4[i+1];T_2[i+1];T_3[i+1])
```

end

```
rho_2=Density(CarbonDioxide;T=T2[Fim];P=P2[Fim])
rho_3=Density(CarbonDioxide;T=T3[Fim];P=P3[Fim])
v_2=m_dot[Fim]/(rho_2*(pi*(6/1000)^2/4))
v_3=m_dot[Fim]/(rho_3*(pi*(6/1000)^2/4))
```

"Perda de pressão - aceleracional - CO2 monofásico subcrítico"

```
DELTA_P_ace=((m_dot[Fim]/(pi*(6/1000)^2/4))^2/(2*rho_2))-((m_dot[Fim]/(pi*(6/1000)^2/4))^2/(2*rho_3))/1000
rho_4_1=Density(CarbonDioxide;x=1;T=T4[Fim])
rho_1=Density(CarbonDioxide;T=T1[Fim];P=P1[Fim])
v_4_1=m_dot[Fim]/(rho_4_1*(pi*(4,66/1000)^2/4))
v_1=m_dot[Fim]/(rho_1*(pi*(4,66/1000)^2/4))
DP_evap_ace=((m_dot[Fim]/(pi*(4,66/1000)^2/4))^2/(2*rho_4_1))-
((m_dot[Fim]/(pi*(4,66/1000)^2/4))^2/(2*rho_1))/1000
```

"Relatório final"

"Dados - nomenclatura"

```
Dados$[0]='Ponto'
Dados$[1]='Data'
Dados$[2]='T_amb'
```



Dados\$[3]='P\_atm'  
 Dados\$[4]='Aceleração gravidade'  
 Dados\$[5]='T\_saturação'  
 Dados\$[6]='Irradiação'  
 Dados\$[7]='Rendimento volumétrico'  
 Dados\$[8]='Rendimento global'  
 Dados\$[9]='Expoente politrópico'  
 Dados\$[10]='Abertura da válvula (n° voltas)'  
 Dados\$[11]='T entrada da água'  
 Dados\$[12]='Vazão vol da água'  
 Dados\$[13]='Massa\_exp'  
 Dados\$[14]='P1\_exp'  
 Dados\$[15]='P2\_exp'  
 Dados\$[16]='P3\_exp'  
 Dados\$[17]='P4\_exp'  
 Dados\$[18]='T1\_exp'  
 Dados\$[19]='T2\_exp'  
 Dados\$[20]='T3\_exp'  
 Dados\$[21]='T4\_exp'  
 Dados\$[22]='Vazão mássica\_exp'  
 Dados\$[23]='x4\_exp'  
 Dados\$[24]='Tx transf calor resfriador\_exp'  
 Dados\$[25]='Tx transf calor evaporador\_exp'  
 Dados\$[26]='Pot compressor\_exp'  
 Dados\$[27]='T saída da água\_exp'  
 Dados\$[28]='COP\_exp'  
 Dados\$[29]='Massa\_mod'  
 Dados\$[30]='P1\_mod'  
 Dados\$[31]='P2\_mod'  
 Dados\$[32]='P3\_mod'  
 Dados\$[33]='P4\_mod'  
 Dados\$[34]='T1\_mod'  
 Dados\$[35]='T2\_mod'  
 Dados\$[36]='T3\_mod'  
 Dados\$[37]='T4\_mod'  
 Dados\$[38]='Vazão mássica\_mod'  
 Dados\$[39]='x4\_mod'  
 Dados\$[40]='Tx transf calor resfriador\_mod'  
 Dados\$[41]='Tx transf calor evaporador\_mod'  
 Dados\$[42]='Pot compressor\_mod'  
 Dados\$[43]='T saída da água\_mod'  
 Dados\$[44]='COP\_mod'  
 Dados\$[45]='Superaquecimento\_mod'  
 Dados\$[46]='Comprimento região superaquecimento\_mod'  
 Dados\$[47]='Perda de pressão no evapaorador\_mod'  
 Dados\$[48]='Perda de pressão no resfriador\_mod'  
 Dados\$[49]='TEWI\_mod'

#### "Erro"

Dados\$[50]='Erro\_massa'  
 Dados\$[51]='Erro\_P1'  
 Dados\$[52]='Erro\_P2'  
 Dados\$[53]='Erro\_P3'  
 Dados\$[54]='Erro\_P4'  
 Dados\$[55]='Erro\_T1'  
 Dados\$[56]='Erro\_T2'  
 Dados\$[57]='Erro\_T3'  
 Dados\$[58]='Erro\_T4'  
 Dados\$[59]='Erro\_vazão'  
 Dados\$[60]='Erro\_x4'  
 Dados\$[61]='Erro\_Q\_dot\_resf'  
 Dados\$[62]='Erro\_Q\_dot\_evap'  
 Dados\$[63]='Erro\_W\_dot\_comp'  
 Dados\$[64]='Erro-Ta\_out'  
 Dados\$[65]='Erro\_COP'

#### "Resultados da massa"

Dados[66]='Massa evaporador'  
 Dados[67]='Massa resfriador'  
 Dados[68]='Massa compressor'  
 Dados[69]='Massa evaporador\_acumulador'  
 Dados[70]='Massa acumulador'  
 Dados[71]='Massa acumulador\_compressor'  
 Dados[72]='Massa compressor\_resfriador'  
 Dados[73]='Massa resfriador\_válvula'  
 Dados[74]='Massa válvula\_evaporador'  
 Dados[75]='Massa separador de óleo'

#### "Dados gerais"

Dados[0]=Ponto  
 Dados[1]=Data\$  
 Dados[2]=T\_amb  
 Dados[3]=P\_atm  
 Dados[4]=g\_BH  
 Dados[5]=T\_sat  
 Dados[6]=Irrad  
 Dados[7]=eta\_v  
 Dados[8]=eta\_g  
 Dados[9]=n\_p  
 Dados[10]=n\_val  
 Dados[11]=Ta\_in  
 Dados[12]=V\_dot\_agua

#### "Dados experimentais"

Dados[13]=m\_real  
 Dados[14]=P1\_exp  
 Dados[15]=P2\_exp  
 Dados[16]=P3\_exp  
 Dados[17]=P4\_exp  
 Dados[18]=T1\_exp+273,15  
 Dados[19]=T2\_exp+273,15  
 Dados[20]=T3\_exp+273,15  
 Dados[21]=T4\_exp+273,15  
 Dados[22]=m\_dot\_exp  
 Dados[23]=x4\_exp  
 Dados[24]=Q\_dot\_resf\_exp  
 Dados[25]=Q\_dot\_evap\_exp  
 Dados[26]=W\_dot\_comp\_exp  
 Dados[27]=Ta\_out\_exp+273,15  
 Dados[28]=COP\_exp

#### "Resultados do modelo"

Dados[29]=m\_total[Fim]  
 Dados[30]=P1[Fim]  
 Dados[31]=P2[Fim]  
 Dados[32]=P3[Fim]  
 Dados[33]=P4[Fim]  
 Dados[34]=T1[Fim]+273,15  
 Dados[35]=T2[Fim]+273,15  
 Dados[36]=T3[Fim]+273,15  
 Dados[37]=T4[Fim]+273,15  
 Dados[38]=m\_dot[Fim]  
 Dados[39]=x\_4[Fim]  
 Dados[40]=Q\_dot\_resf[Fim]  
 Dados[41]=Q\_dot\_evap[Fim]  
 Dados[42]=W\_dot\_comp[Fim]  
 Dados[43]=Ta\_out[Fim]+273,15  
 Dados[44]=COP[Fim]  
 Dados[45]=DELTA\_T\_super[Fim]  
 Dados[46]=l\_super[Fim]  
 Dados[47]=DELTA\_P\_evap[Fim]  
 Dados[48]=DELTA\_P\_resf[Fim]  
 Dados[49]=TEWI[Fim]

"Erro"

Dados[50]=(m\_real-m\_total[Fim])\*100/m\_real  
 Dados[51]=(P1\_exp-P1[Fim])\*100/P1\_exp  
 Dados[52]=(P2\_exp-P2[Fim])\*100/P2\_exp  
 Dados[53]=(P3\_exp-P3[Fim])\*100/P3\_exp  
 Dados[54]=(P4\_exp-P4[Fim])\*100/P4\_exp  
 Dados[55]=(T1\_exp-T1[Fim])\*100/T1\_exp  
 Dados[56]=(T2\_exp-T2[Fim])\*100/T2\_exp  
 Dados[57]=(T3\_exp-T3[Fim])\*100/T3\_exp  
 Dados[58]=(T4\_exp-T4[Fim])\*100/T4\_exp  
 Dados[59]=(m\_dot\_exp-m\_dot[Fim])\*100/m\_dot\_exp  
 Dados[60]=(x4\_exp-x\_4[Fim])\*100/x4\_exp  
 Dados[61]=(Q\_dot\_resf\_exp-Q\_dot\_resf[Fim])\*100/Q\_dot\_resf\_exp  
 Dados[62]=(Q\_dot\_evap\_exp-Q\_dot\_evap[Fim])\*100/Q\_dot\_evap\_exp  
 Dados[63]=(W\_dot\_comp\_exp-W\_dot\_comp[Fim])\*100/W\_dot\_comp\_exp  
 Dados[64]=(Ta\_out\_exp-Ta\_out[Fim])\*100/Ta\_out\_exp  
 Dados[65]=(COP\_exp-COP[Fim])\*100/COP\_exp

"Resultados da massa"

Dados[66]=m\_evap[Fim]  
 Dados[67]=m\_resf[Fim]  
 Dados[68]=m\_comp[Fim]  
 Dados[69]=m\_Evap\_Garrafa[Fim]  
 Dados[70]=m\_Garrafa[Fim]  
 Dados[71]=m\_Garrafa\_Comp[Fim]  
 Dados[72]=m\_Comp\_Resf[Fim]  
 Dados[73]=m\_Resf\_Valv[Fim]  
 Dados[74]=m\_Valv\_Evap[Fim]  
 Dados[75]=m\_Separador[Fim]

"----- Fim do processamento -----"