



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

“ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE O DESEMPENHO DE UMA  
BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub> ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR DE  
EXPANSÃO DIRETA PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA PARA USO  
RESIDENCIAL”

SABRINA NOGUEIRA RABELO RUAS

Belo Horizonte, 17 de junho de 2019.

**Universidade Federal de Minas Gerais**

**Escola de Engenharia**

**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a  $\text{CO}_2$  assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial.

Sabrina Nogueira Rabelo Ruas

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

Área de Concentração:  
Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Luiz Machado

Coorientador: Prof. Raphael Nunes de Oliveira

Belo Horizonte – MG

Junho de 2019

---

R894e Ruas, Sabrina Nogueira Rabelo.  
Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial [recurso eletrônico] / Sabrina Nogueira Rabelo Ruas. - 2019.  
1 recurso online (172 f. : il., color.) : pdf.

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

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

Apêndices: f. 155-172.

Bibliografia: f. 146-154.  
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Bombas de calor - Teses. 3. Estudos experimentais - Teses. 4. Radiação solar - Teses. I. Machado, Luiz. II. Oliveira, Raphael Nunes de. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



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

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário  
31270-901 - Belo Horizonte - MG  
Tel.: +55 31 3409.5145  
E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

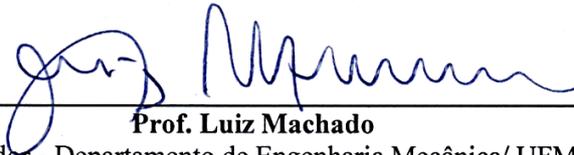
**"ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE O DESEMPENHO DE UMA  
BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub> ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR DE  
EXPANSÃO DIRETA PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA PARA USO  
RESIDENCIAL"**

**SABRINA NOGUEIRA RABELO**

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutora em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Tese aprovada no dia 17 de junho de 2019.

Por:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Luiz Machado**

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Raphael Nunes de Oliveira**

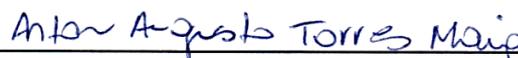
Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Willian Moreira Duarte**

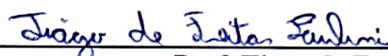
Centro Universitário de Belo Horizonte

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Juan Jose Garcia Pabon**

Universidade Federal de Itajubá

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Antônio Augusto Torres Maia**

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Tiago de Freitas Paulino**

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

---

# Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus pela minha vida e por estar sempre guiando meu caminho.

Ao meus pais, Marcelo e Renata, por toda a sabedoria transmitida, por suas palavras amigas e por sempre me acolher de braços abertos. Ao meu irmão, pelo carinho e pelos momentos de descontração.

Ao meu marido, Afrânio, pela paciência, carinho, compreensão e todo suporte oferecido no decorrer desta caminhada.

Agradeço, em especial, ao meu orientador e co-orientador, Prof. Luiz Machado e Prof. Raphael Nunes, por não medirem esforços e estarem sempre presentes me orientando e me aconselhando, sendo fundamentais para conclusão deste trabalho. Ao querido Prof. Ricardo Nicolau Nassar Koury (*in memoriam*), pelos conhecimentos e experiências transmitidas.

Aos professores Antônio Maia, Juan Pabón, William Duarte e Tiago Paulino por aceitarem fazerem parte desta banca defesa de tese e pelas contribuições oferecidas ao longo deste trabalho.

Aos meus colegas de laboratório, por todo suporte oferecido na execução deste trabalho, em especial ao Tiago e ao William. Ao Túlio, Ivana, Kássio, Fernando, Rodrigo, Ramon, Maria Clara e Pietro pelos momentos de descontração.

Aos meus colegas de trabalho da Universidade de Itaúna (UIT) e do Senai/CETEF por sempre me apoiarem e acreditarem na concretização deste estudo.

Aos professores do PPGMEC em geral, pelo conhecimento e instrução.

À UFMG e ao DEMEC pela oportunidade de crescer profissionalmente e pessoalmente.

E por fim, à CAPES e à FAPEMIG por sempre apoiarem financeiramente as pesquisas.

---

# Resumo

A expansão acentuada do consumo de energia, aliada a problemática do esgotamento dos recursos fósseis e da baixa eficiência dos sistemas energéticos, tem levado, diversos países a investirem em soluções energéticas sustentáveis e formas de diversificação da matriz energética. Nesse contexto, em âmbito nacional, pode-se destacar os chuveiros elétricos que são responsáveis por uma parcela significativa do consumo de energia elétrica residencial. Dessa forma, o presente trabalho visa à realização de uma análise experimental do desempenho de uma bomba de calor de pequeno porte de expansão direta assistida com energia solar a CO<sub>2</sub> para aquecimento de água residencial, como uma alternativa eficiente de substituição aos chuveiros elétricos. A variação de parâmetros tais como: a temperatura de entrada da água, temperatura do meio ambiente, radiação solar, umidade, abertura da válvula de expansão, vazão mássica de água são analisados. Em condições de elevada radiação solar a bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta (DX-SAHP) a CO<sub>2</sub> resulta em COP do ciclo de cerca 2,9, e para operações de baixa radiação solar atingiu um valor de aproximadamente 1,9. Com a redução da umidade relativa, o desempenho do sistema também diminui; o COP do ciclo reduziu 6% quando a umidade relativa alterou de 55,8% para 31,57%, considerando-se as mesmas condições de operação. O aumento da vazão mássica de água aumenta o COP do ciclo em cerca de 60%, já o aumento da temperatura de entrada da água de 15°C para 35°C reduz o COP global em aproximadamente de 32%. Observa-se ainda que, independentemente do fluxo de radiação solar, existe uma abertura ótima da válvula de expansão (2 voltas), a qual poderia ser então substituída por dispositivos fixos de menor custo para sistemas de pequeno porte como esse. Diferentemente das demais correlações presentes na literatura, a nova correlação do coeficiente de correção da válvula de expansão proposta permite estimar a vazão mássica para uma DX-SAHP operando a CO<sub>2</sub>. O desvio relativo é menor que  $\pm 15\%$  para todos os dados analisados.

**Palavras chave:** Estudo Experimental; Bomba de calor; R744 (CO<sub>2</sub>); COP; DX-SAHP; Radiação solar.

---

# ***Abstract***

The expansion of energy consumption, the depletion of fossil resources and the poor efficiency of energy systems, have led many countries to invest in sustainable energy solutions and ways of diversifying the energy matrix. In this context, at a national level, it is possible to highlight electric showers that are responsible for significant amount of residential electricity consumption. The present work presents an experimental analysis of the performance of a CO<sub>2</sub> small size direct expansion solar assisted heat pump for residential water heating, as an efficient alternative to replace electric showers. The variation of parameters such as: water inlet temperature, ambient temperature, solar radiation, humidity, expansion valve opening, water mass flow rate are analyzed. For higher solar radiation condition the CO<sub>2</sub> DX-SAHP results in a COP cycle about 2.9, and for lower solar radiation the COP is approximately 1.9. The decrease of the relative humidity reduces the performance of the system. Considering the same operation parameters, the COP decreases 6% for a relative humidity changed of 55.8% to 31.57%. The augment in the water mass flow rate, causes an increase of the theoretical performance in about 60%. On the other hand, if the water inlet temperature increases form 15°C to 35°C reduce the cycle COP in approximately 32%. In addition, it is observed that independently of the solar radiation flux, there is an optimum opening of the expansion valve (2 turns), which could be replaced by fixed devices of lower cost for small systems like this one. Differently from the others correlations present in the literature, the new correlation of the correction coefficient proposed for the expansion valve allows to estimate the mass flow rate for heat pump operating with solar energy and CO<sub>2</sub>. The relative deviation is less than  $\pm 15\%$  for all of the data.

**Keywords:** Experimental study; Heat pump; R744 (CO<sub>2</sub>); COP; DX-SAHP; Solar radiation.

---

# Sumário

RESUMO .....	IV
ABSTRACT .....	V
SUMÁRIO .....	VI
LISTA DE FIGURAS .....	VIII
LISTA DE TABELAS .....	XII
LISTA DE ABREVIATURAS .....	XIII
NOMENCLATURA .....	XV
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>18</b>
<b>2 OBJETIVOS.....</b>	<b>25</b>
<b>3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>26</b>
3.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	26
3.2 CICLOS DE COMPRESSÃO A VAPOR - BOMBA DE CALOR .....	26
3.3 FLUIDOS REFRIGERANTES.....	31
3.4 PUBLICAÇÕES REFERENTES AO TEMA.....	41
3.4.1 <i>Bomba de Calor operando com CO<sub>2</sub></i> .....	41
3.4.2 <i>Bomba de calor assistida por energia solar</i> .....	59
3.4.3 <i>Considerações finais</i> .....	70
<b>4 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>72</b>
4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	72
4.2 DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO .....	72
4.2.1 <i>Compressor</i> .....	73
4.2.2 <i>Resfriador de gás</i> .....	75
4.2.3 <i>Dispositivo de expansão</i> .....	76
4.2.4 <i>Evaporador Solar</i> .....	77
4.2.5 <i>Filtro secador</i> .....	80
4.2.6 <i>Separador de líquido e separador de óleo</i> .....	81
4.2.7 <i>Bomba de Água</i> .....	82
4.2.8 <i>Painel de controle</i> .....	83
4.2.9 <i>Instrumentação</i> .....	83

---

4.2.10	<i>Aquisição de dados</i> .....	89
4.3	PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS.....	91
4.4	PROCEDIMENTOS TÉCNICOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA .....	92
4.5	MODELAGEM DO INVENTÁRIO .....	93
4.6	MODELAGEM DAS CARACTERÍSTICAS DA VAZÃO MÁSSICA NO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	97
4.7	AValiação DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO .....	100
4.8	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	103
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>104</b>
5.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	104
5.1.1	<i>Influência da variação da vazão mássica de água</i> .....	104
5.1.2	<i>Influência da abertura da válvula de expansão</i> .....	108
5.1.3	<i>Influência das condições ambientais</i> .....	120
5.1.4	<i>Influência da variação da temperatura de entrada de água</i> .....	129
5.2	INVENTÁRIO DA DX-SAHP .....	135
5.3	MODELO DAS CARACTERÍSTICAS DA VAZÃO MÁSSICA NO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO .....	137
5.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	143
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>144</b>
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>146</b>
<b>ANEXO A - CALIBRAÇÃO DE SENSORES .....</b>	<b>155</b>	
A.1	VERIFICAÇÃO DA CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES .....	155
A.2	CALIBRAÇÃO DO SENSOR DE POTÊNCIA .....	155
A.3	CALIBRAÇÃO DOS PIRANÔMETROS.....	156
<b>ANEXO B - CÁLCULO DA MASSA DA DX-SAHP.....</b>	<b>157</b>	
<b>ANEXO C - BANCO DE DADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>162</b>	
C.1	<i>Variação da vazão mássica de água</i> .....	162
C.2	<i>Variação da abertura da válvula de expansão</i> .....	163
C.3	<i>Variação das condições ambientais</i> .....	165
C.4	<i>Variação da temperatura de entrada da água</i> .....	168
<b>ANEXO D – PUBLICAÇÕES .....</b>	<b>169</b>	
D. 1	<i>Certificação</i> .....	172

---

---

# Lista de Figuras

FIGURA 1.1 – MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA. ....	18
FIGURA 1.2 MATRIZ ELÉTRICA BRASILEIRA. ....	19
FIGURA 1.3 – DISTRIBUIÇÃO PERCENTUAL DAS FORMAS DE AQUECIMENTO RESIDENCIAL DE ÁGUA. ....	21
FIGURA 3.1 – CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR. ....	26
FIGURA 3.2 – ESQUEMA DE UMA BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA. ....	28
FIGURA 3.3– COMPARAÇÃO DA APLICAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR DE ASSISTIDAS COM ENERGIA SOLAR DE EXPANSÃO DIRETA. ....	29
FIGURA 3.4 – QUATRO GERAÇÕES DOS FLUIDOS REFRIGERANTES. ....	36
FIGURA 3.5 – LINHA DO TEMPO DO USO DE FLUIDOS REFRIGERANTES COM DESTAQUE PARA O CO <sub>2</sub> . ....	37
FIGURA 3.6 – RELAÇÃO DOS TRABALHOS COM CO <sub>2</sub> APRESENTADOS NA CONFERÊNCIA DE FLUIDOS NATURAIS DE GUSTAV LORENTZEN. .....	38
FIGURA 3.7- EXEMPLO DE UM CICLO SUB-CRÍTICO (A) E TRANSCRÍTICO (B), RESPECTIVAMENTE. ....	40
FIGURA 3.8 – COP VERSUS TEMPERATURA DE SATURAÇÃO. ....	42
FIGURA 3.9 – COP VERSUS TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA. ....	42
FIGURA 3.10 – COMPARAÇÃO DA CAPACIDADE DE AQUECIMENTO ENTRE O R-744 E O R-410 EM AMBIENTES ABERTOS. ....	44
FIGURA 3.11 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO COM O COP DO SISTEMA E A ÓTIMA PRESSÃO DE DESCARGA. ....	45
FIGURA 3.12 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS COM O COP MÁXIMO DO SISTEMA E ÓTIMA PRESSÃO DE DESCARGA. ....	45
FIGURA 3.13 – VARIAÇÃO DO COP EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA NO EVAPORADOR E NO RESFRIADOR DE GÁS, RESPECTIVAMENTE. ....	46
FIGURA 3.14 - VARIAÇÃO DO COP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NO EVAPORADOR E NO RESFRIADOR DE GÁS, RESPECTIVAMENTE. ....	47
FIGURA 3.15 – ANÁLISE DO COP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA. ....	48
FIGURA 3.16 – ANÁLISE DO COP E DA PRESSÃO DE ALTA DO SISTEMA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA. .....	49
FIGURA 3.17 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA. ....	51
FIGURA 3.18 – VARIAÇÃO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E POTÊNCIA DO SISTEMA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DO MEIO AMBIENTE. ....	51
FIGURA 3.19– RELAÇÃO DE LINEARIDADE DA ÓTIMA PRESSÃO DE ALTA COM A TEMPERATURA DE SAÍDA DO ARREFECEDOR DE GÁS. ....	52
FIGURA 3.20 – VARIAÇÃO DO COP COM E SEM TROCADOR DE CALOR INTERNO COM A TEMPERATURA DE SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS. ....	53
FIGURA 3.21 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA COM A VAZÃO MÁSSICA. ....	54
FIGURA 3.22 – VARIAÇÃO DO COP EM RELAÇÃO A PRESSÃO DE ALTA E A TEMPERATURA DE SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS. ....	56
FIGURA 3.23 - VARIAÇÃO DO COP EM RELAÇÃO A PRESSÃO DE ALTA E A TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO. ....	56

---

FIGURA 3.24 – EFICIÊNCIA GLOBAL DO COMPRESSOR EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE PRESSÃO PARA DIFERENTES FREQUÊNCIAS .....	58
FIGURA 3.25 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO RESFRIADOR DE GÁS E DA VAZÃO MÁSSICA DE CO <sub>2</sub> EM RELAÇÃO A PRESSÃO DE DESCARGA PARA VÁRIAS CONDIÇÕES DE FREQUÊNCIA DO COMPRESSOR.....	58
FIGURA 3.26 - DESENHO ESQUEMÁTICO DE UMA BOMBA DE CALOR DE EXPANSÃO DIRETA. ....	61
FIGURA 3.27 – RESULTADOS DA SIMULAÇÕES PARA UM DIA DE VERÃO E INVERNO.....	62
FIGURA 3.28 – ESQUEMA DO SISTEMA DE DX-SAHP OPERANDO COM R-22.....	63
FIGURA 3.29 – INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO VENTO NO DESEMPENHO DA DX-SAHP E NA EFICIÊNCIA DO COLETOR SOLAR. ....	63
FIGURA 3.30 – EFEITO DA CARGA DE REFRIGERANTE NO COP INSTANTÂNEO DA DX-SAHP.....	66
FIGURA 3.31 – ESQUEMA DA BDC HÍBRIDA A CO <sub>2</sub> . ....	67
FIGURA 4.1 – COMPONENTES DA BOMBA DE CALOR.....	73
FIGURA 4.2 – COMPRESSOR .....	74
FIGURA 4.3 – RESFRIADOR DE GÁS. ....	75
FIGURA 4.4 – VÁLVULA DE AGULHA – MODELO SS-31RS4. ....	77
FIGURA 4.5 –EVAPORADOR SOLAR. ....	78
FIGURA 4.6 – EVAPORADOR SOLAR OPERANDO NA SOMBRA.....	80
FIGURA 4.7 – FILTRO SECADOR DA BOMBA DE CALOR. ....	81
FIGURA 4.8 – SEPARADOR DE ÓLEO – MODELO 131.....	81
FIGURA 4.9 – BOMBA DE ÁGUA.....	82
FIGURA 4.10 – PAINEL DE CONTROLE. ....	83
FIGURA 4.11 – DESENHO ESQUEMÁTICO DOS SENSORES DE MEDIÇÃO INSTALADOS NA DX-SAHP.....	84
FIGURA 4.12 – SENSOR FUELTECH E CONECTOR ELÉTRICO TPS.....	85
FIGURA 4.13 – MANÔMETRO ZURICH. ....	85
FIGURA 4.14 – POTÊNCIA ATIVA. ....	87
FIGURA 4.15 – SENSOR DE RADIAÇÃO.....	88
FIGURA 4.16 – PROVETA.....	89
FIGURA 4.17 – INTERFACE LABVIEW.....	90
FIGURA 5.1 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA E DO COP <sub>ciclo</sub> EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA.....	105
FIGURA 5.2 - VARIAÇÃO DAS PRESSÕES DO SISTEMA EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA .....	105
FIGURA 5.3 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS DO CO <sub>2</sub> EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA...	106
FIGURA 5.4 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA EVAPORAÇÃO EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA .....	107
FIGURA 5.5 - VARIAÇÃO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FUNÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA .....	107
FIGURA 5.6 – INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NAS PRESSÕES DO SISTEMA.....	109
FIGURA 5.7 – VARIAÇÃO DAS PRESSÕES EM FUNÇÃO DO TEMPO COM A ABERTURA E FECHAMENTO DA VÁLVULA. ....	110
FIGURA 5.8 - INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NAS TEMPERATURAS DO SISTEMA .....	111
FIGURA 5.9 – INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO.....	111
FIGURA 5.10 – INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NA VAZÃO MÁSSICA DE CO <sub>2</sub> E NAS INCERTEZAS DESSE PARÂMETRO. ....	112

---

FIGURA 5.11 - INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NA POTÊNCIA DO SISTEMA.....	113
FIGURA 5.12 - INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NA DIFERENÇA DE ENTALPIA DOS TROCADORES DE CALOR E COMPRESSOR.....	114
FIGURA 5.13 - INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	115
FIGURA 5.14 - INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NO COP <sub>GLOBAL</sub> E NO COP <sub>CICLO</sub> .....	116
FIGURA 5.15 - INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NO COP <sub>GLOBAL</sub> PARA DIFERENTES RADIAÇÕES.....	117
FIGURA 5.16 – INFLUÊNCIA DA ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO NO COP <sub>GLOBAL</sub> DO SISTEMA PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE SAÍDA DA ÁGUA.....	118
FIGURA 5.17 – EXPERIMENTOS PARA DUAS VOLTAS DE ABERTURA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO EM DIAS DIFERENTES.....	119
FIGURA 5.18 – INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR DURANTE UM DIA DE OPERAÇÃO NO COP GLOBAL.....	120
FIGURA 5.19 – INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR DURANTE UM DIA DE OPERAÇÃO NAS PRESSÕES DO SISTEMA.....	121
FIGURA 5.20 - INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR NAS TEMPERATURAS DE ENTRADA DO EVAPORADOR E COMPRESSOR.....	122
FIGURA 5.21 - INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR NA TEMPERATURA DE SAÍDA DO COMPRESSOR.....	123
FIGURA 5.22 - INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR NA TEMPERATURA DE SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS, TEMPERATURA AMBIENTE E TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA.....	123
FIGURA 5.23 - INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR NAS VAZÕES MÁSSICAS DE CO <sub>2</sub> E DA ÁGUA.....	125
FIGURA 5.24 - INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO SOLAR NA EFICIÊNCIA DO COLETOR SOLAR.....	126
FIGURA 5.25 - INFLUÊNCIA DA UMIDADE RELATIVA NO COP <sub>GLOBAL</sub> .....	127
FIGURA 5.26- TERMOGRAMA PARA ELEVADA RADIAÇÃO SOLAR.....	128
FIGURA 5.27 – TERMOGRAMA COM BAIXA RADIAÇÃO SOLAR.....	128
FIGURA 5.28 – COMPARAÇÃO DO CICLO NO DIAGRAMA P <sub>XH</sub> A ALTA E BAIXA RADIAÇÃO SOLAR.....	129
FIGURA 5.29 - INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NO COP GLOBAL E DO CICLO.....	130
FIGURA 5.30 - INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NA VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA E DO CO <sub>2</sub> .....	131
FIGURA 5.31 - INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NAS PRESSÕES DO SISTEMA.....	132
FIGURA 5.32 – INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NAS TEMPERATURAS DE SAÍDA DO RESFRIADOR DE GÁS E EVAPORAÇÃO DO SISTEMA.....	132
FIGURA 5.33 – INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NA POTÊNCIA CONSUMIDA DA DX-SAHP.....	133
FIGURA 5.34 – INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA NAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO SISTEMA.....	134
FIGURA 5.35 – DIAGRAMA P <sub>XH</sub> PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE ENTRADA DA ÁGUA.....	134
FIGURA 5.36 – DISTRIBUIÇÃO DE MASSA DA DX-SAHP PARA OPERAÇÃO À SOMBRA.....	135
FIGURA 5.37 – DISTRIBUIÇÃO DE MASSA DA DX-SAHP PARA OPERAÇÃO AO SOL.....	136
FIGURA 5.38 – VAZÃO MÁSSICA EXPERIMENTAL VERSUS VAZÃO MÁSSICA PREVISTA PELO MODELO.....	139
FIGURA 5.39 – DESVIO RELATIVO DO C <sub>D</sub> .....	140
FIGURA 5.40 – INFLUÊNCIA NO FLUXO DE RADIAÇÃO NA VAZÃO MÁSSICA DO REFRIGERANTE, ÁGUA E NA PRESSÃO DE SAÍDA DA VÁLVULA PARA DUAS VOLTAS DE ABERTURA.....	141
FIGURA 5.41 – FLUXO DE RADIAÇÃO SOLAR EM FUNÇÃO DA DENSIDADE E PRESSÃO DE ENTRADA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO PARA DUAS VOLTAS DE ABERTURA.....	142

---

FIGURA 5.42 – VARIÇÃO DO COEFICIENTE DE CORREÇÃO EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR. ....143

---

# Lista de Tabelas

TABELA 3.1 – TRABALHOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS SOBRE DX-SAHP PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA.....	30
TABELA 3.2 – COMPARAÇÃO DAS PROPRIEDADES DE ALGUNS FLUIDOS REFRIGERANTES.....	35
TABELA 3.3 – COMPARAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO R-744 COM OUTROS FLUIDOS.....	39
TABELA 3.4 – DADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO PARA DIFERENTES CONDIÇÕES DE TRABALHO.....	50
TABELA 4.1 – DADOS DO COMPRESSOR.....	73
TABELA 4.2 – PARÂMETRO DO RESFRIADOR DE GÁS.....	76
TABELA 4.3 – PARÂMETROS DO EVAPORADOR SOLAR.....	78
TABELA 4.4 – PARÂMETROS OPERACIONAIS DA BOMBA DE ÁGUA.....	82
TABELA 4.5 – CARACTERÍSTICAS DO SENSOR FUELTECH.....	85
TABELA 4.6 – CARACTERÍSTICA DO SENSOR ZURICH.....	86
TABELA 4.7 – IDENTIFICAÇÃO DOS TERMOPARES NA BOMBA DE CALOR.....	86
TABELA 4.8 – FATORES DE HUGHMARK.....	95
TABELA 4.9 – MEDIÇÕES DE DIÂMETRO E COMPRIMENTO DA DX-SAHP.....	96
TABELA 4.10 – GRUPOS $\Pi$ DE BUCKINGHAM.....	99
TABELA 4.11 – INCERTEZA DE MEDIÇÃO DOS INSTRUMENTOS EMPREGADOS NA DX-SAHP.....	102
TABELA 5.1 – INCERTEZAS DO COP EM FUNÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO.....	116
TABELA 5.2 – INCERTEZAS DO COP <sub>GLOBAL</sub> PARA DIFERENTES RADIAÇÕES SOLARES.....	117
TABELA 5.3 – INCERTEZAS DO COP <sub>GLOBAL</sub> PARA DIFERENTES TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA.....	118
TABELA 5.4 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO COP <sub>GLOBAL</sub> DA MASSA.....	137
TABELA 5.5 – RESUMO DOS COEFICIENTES E DESVIO PADRÃO DA CORRELAÇÃO PROPOSTA.....	138

---

# Lista de Abreviaturas

BDC	Bomba de calor
BEM	Balanço energético brasileiro
CFC	Clorofluorcarbono
CO <sub>2</sub> /R-744	Dióxido de carbono
COP	Coeficiente de desempenho, do inglês, <i>coefficient of performance</i>
DEMEC	Departamento de Engenharia Mecânica
DX-SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta, do inglês, <i>direct expansion solar assisted heat pump</i>
DX-SAHPWH	Bomba de calor assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água, do inglês, <i>direct expansion solar assisted heat pump water heater</i>
EES	Solucionador de equações de engenharia, do inglês, <i>engineering equation solver</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GREA	Grupo de Refrigeração e Ebulição e Aquecimento
GWP	Potencial de aquecimento global, do inglês, <i>global warming potencial</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFO	Hidrofluoroleofina
HPWH	Bomba de calor para aquecimento de água, do inglês, <i>heat pump water heating</i>
IHX	Trocador de calor interno, do inglês, <i>internal heat exchange</i>
OPD	Potencial de destruição da camada de ozônio, do inglês, <i>ozone depletion potencial</i>
PIB	Produto interno bruto
PWM	Modulação por largura de pulso, do inglês, <i>pulse-width modulation</i>
R-12	Refrigerante diclorodifluormetano ou Freon-12
R-1234yf	Refrigerante 2,3,3,3 Tetrafluorpropeno
R-134a	Refrigerante, conhecido como HFC-134 <sup>a</sup>
R-22	Refrigerante clorodifluormetano ou 22 Freon
R-290	Refrigerante propano

---

R-600	Refrigerante butano
R-600 <sup>a</sup>	Refrigerante isobutano
SAHP	Bomba de calor assistida por energia solar, do inglês, <i>solar assisted heat pump</i>
TEWI	Impacto total equivalente de aquecimento, do inglês, <i>total equivalente warming impact</i>
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

---

# Nomenclatura

$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [kW]
$\dot{W}$	Potência [kW]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
A	Área [m <sup>2</sup> ]
c	Calor específico [kJ/kg.K]
C <sub>d</sub>	Coeficiente de correção
COP	Coeficiente de desempenho
d	Diâmetro [m]
DM	Desvio médio
DP	Desvio padrão
DR	Desvio relativo
e	Erro
e <sub>a</sub>	Erro aleatório
e <sub>g</sub>	Erro grosseiro
e <sub>s</sub>	Erro sistemático
G	Fluxo de massa [kJ/(m <sup>2</sup> .s)]
g	Aceleração gravitacional [m/s <sup>2</sup> ]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
K	Condutividade térmica [W/m.K]
M	Massa [kg]
N	Rotação do compressor [rpm]
P	Pressão [kPa]
T	Temperatura [°C]
TA	Temperatura ambiente [°C]
TC	Temperatura da carcaça do compressor [°C]
TE	Temperatura do entrada da água [°C]
TS	Temperatura de saída da água [°C]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]
X	Diferencial de pressão [kPa]
Y	Fator de expansão
u	Incerteza

---

$x$	Título
-----	--------

### Símbolos gregos

$\alpha$	Fração de vazio
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
$\gamma$	Coeficiente de deslizamento
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$n$	Eficiência
$\Delta$	Variação

### Subscritos comuns

1	Entrada do compressor
2	Entrada do resfriador de gás
3	Entrada da válvula de expansão
4	Entrada do evaporador
a	Água
ciclo	Ciclo da DX-SAHP
co	Compressor
evap	Evaporador
global	Global
i	Entrada da válvula de expansão
l	Líquido
máx	Máxima
o	Saída da válvula de expansão
r	Refrigerante
rad	Radiação
real	Real
rg	Resfriador de gás
sat	Saturação

---

v Vapor  
*v* Volumétrica

# 1 Introdução

O setor energético é, sem dúvidas, um dos mais importantes do Brasil. Apesar do cenário econômico vivenciado nos últimos anos e de problemas básicos de infraestrutura e fornecimento, o país apresenta um potencial de desenvolvimento promissor neste setor, principalmente devido a sua extensão continental e as suas variadas fontes de energia. Conforme observa-se na Figura 1.1 a matriz energética do Brasil é diversificada, sendo composta por 42,9% de fontes renováveis como a biomassa, lenha e carvão vegetal, hidráulica, entre outras, e 57,1% de fontes não renováveis, tais como carvão, petróleo e gás natural.

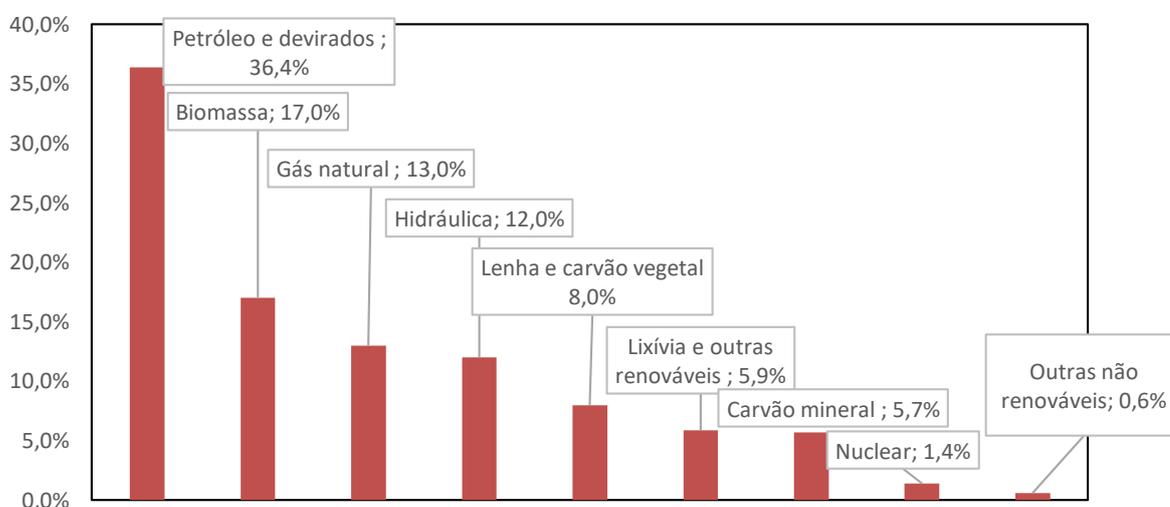


Figura 1.1 – Matriz energética brasileira.

Fonte: Adaptado de BEN (2018), p.14

Embora o Brasil seja um dos principais mercados para produção de energias renováveis da América Latina e um dos mais importantes do mundo, parte significativa dessa energia advém de recursos hídricos, que ainda geram debates sobre a sua real capacidade de ser chamada de “renovável”, uma vez que liberam gases de efeito estufa e modificam a fauna e flora no local de instalação das hidrelétricas.

## Introdução

---

Além disso, a matriz elétrica brasileira ainda é extremamente dependente desse recurso, representando 65,2% de toda a energia elétrica gerada no país, como mostra a Figura 1.2. E mesmo que o Brasil seja um país extremamente rico em recursos hídricos, depende fortemente da ocorrência de chuvas para suprir os reservatórios e bacias hidrográficas. Em 2012, por exemplo, a maioria das termoelétricas brasileiras teve de ser acionadas em plena carga, em virtude dos baixos níveis dos reservatórios. Geraram-se milhões de toneladas de gás carbônico e a tarifa paga pelos usuários aumentou significativamente.

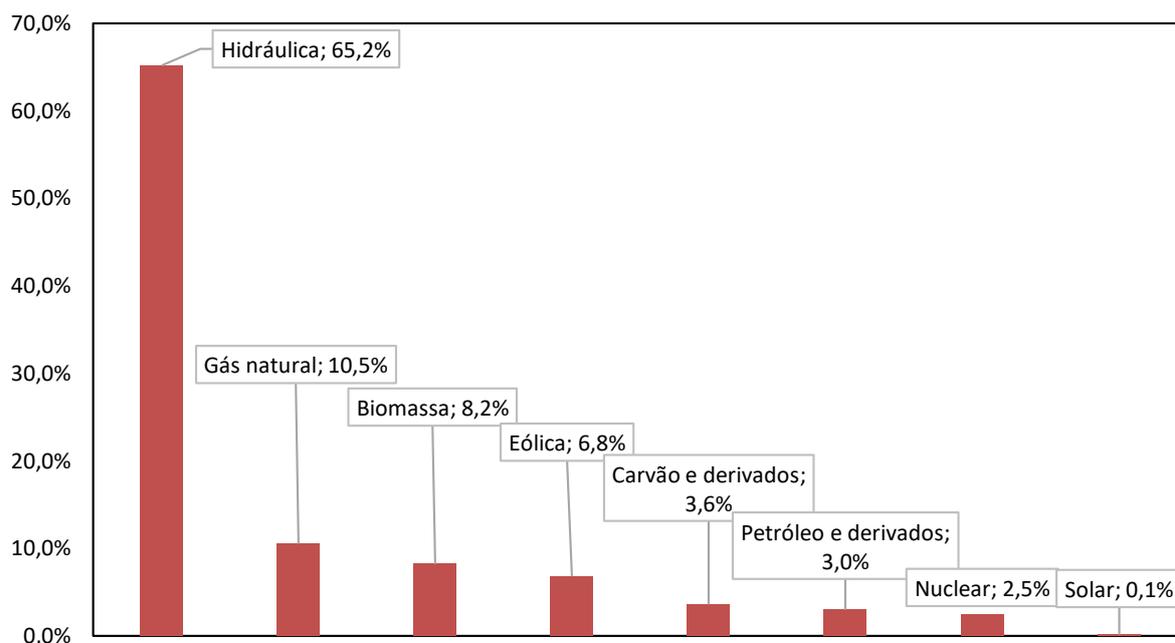


Figura 1.2 Matriz elétrica brasileira.

Fonte: Adaptado de BEN (2018), p.31

Dados publicados pela Empresa de Pesquisa Energética (EPEa, 2018) apontam que após dois anos de queda, o consumo de eletricidade no país em 2017 cresceu 1,2% em relação a 2016, alcançando 467 TWh, mantendo o Brasil entre os dez maiores consumidores de energia elétrica do mundo. Dessa forma, com o objetivo de contornar a escassez hídrica que pode a vim ocorrer novamente e diversificar a médio-longo prazo a matriz elétrica do país, diversas novas tecnologias têm surgido nos últimos anos. Enfatiza-se os investimentos em outros tipos de energias renováveis, como solar e eólica, que têm crescido nos últimos anos. Segundo o

## Introdução

---

Balanço Energético Nacional (BEN, 2018) a geração de energia elétrica por meio de energia eólica cresceu 26,5% de 2016 a 2017, e a energia solar fotovoltaica 875,6% nesse mesmo período.

Uma das soluções para a redução do consumo de energia elétrica, está diretamente ligado ao setor residencial, que é responsável por cerca de 29% do consumo total de energia elétrica do país, perdendo apenas para o setor industrial com 36% (EPEb, 2018). Dados do BEN (2018) revelaram que do total de energia consumida pelo setor residencial em 2017, 46,1% correspondeu ao consumo de eletricidade, sendo a maior parte empregada em equipamentos elétricos como ar condicionados, refrigeradores, freezers, chuveiros elétricos, máquinas de lavar, televisões, e lâmpadas.

A tendência é o aumento do número de posses desses eletrodomésticos por domicílios, que conseqüentemente, também aumenta o consumo de eletricidade das residências. Contudo, estritamente para o chuveiro elétrico, essa disposição é contrária, ou seja, espera-se a redução do número de domicílios que utilizam este equipamento. De acordo com o Ministério de Minas e Energia, em 2016 constatou-se que 66 de cada 100 casas brasileiras utilizam pelo menos um chuveiro elétrico, e estimou-se que esse número reduzirá em 2024 para 58, em virtude do incentivo do uso de outras fontes de energias como o gás natural e a instalação de coletores solares para aquecimento de água (EPE, 2016a).

Na Figura 1.3, nota-se a distribuição percentual das formas de aquecimento de água residencial no país em 2015, e as perspectivas de evolução para o ano de 2024.

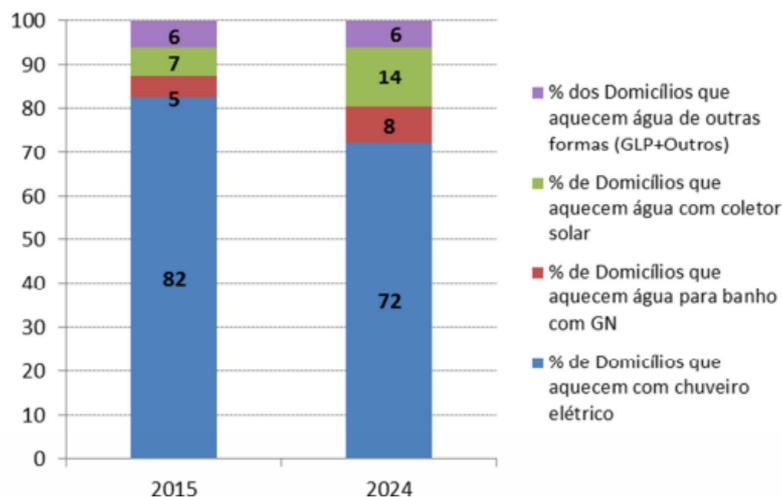


Figura 1.3 – Distribuição percentual das formas de aquecimento residencial de água.

Fonte: EPE (2016a), p.49

Ainda que o uso do chuveiro elétrico seja predominante no cenário atual, a tendência é que esse número reduza. As expectativas estão voltadas para a evolução do percentual de residências que adotarão o aquecimento de água por aquecedor solar até 2024, saindo de 7% para 14% conforme a Figura 1.3. Neste contexto, ao analisar o cenário energético, observa-se que uma das soluções para o aquecimento de água e a substituição do chuveiro elétrico é a utilização de bombas de calor (BDC).

Segundo Duarte (2013), uma grande vantagem das BDC para aquecimento de água residencial em relação aos outros meios de energia, é a elevada eficiência de conversão (COP) que pode alcançar de 4 a 6 unidades, o que significa que, para cada kJ de energia elétrica fornecida ao equipamento, resultam entre 4 a 6 kJ de energia térmica. Ao comparar com a eficiência da conversão de energia no sistema de aquecimento elétrico que é praticamente igual a um, isto é, para cada kJ de energia elétrica fornecida ao equipamento resulta apenas cerca de 1 kJ de energia térmica, torna-se o menor consumo de energia elétrica na BDC (DUARTE, 2013, STARKE, 2013).

Ao buscar melhorar a eficiência energética em conjunto com a sustentabilidade do sistema, a utilização de um fluido refrigerante natural como o CO<sub>2</sub> é fundamental para também solucionar outros problemas gerados com a utilização dos fluidos sintéticos (CFC, HCFC e HFC), como o aquecimento global e a destruição da camada

## Introdução

---

de ozônio. Em 1989, o Protocolo de Montreal entrou em vigor, estabelecendo que os fluidos refrigerantes classificados como CFC e HCFC que reagem diretamente com o ozônio na parte superior da estratosfera deveriam ser substituídos. Logo depois, o Protocolo de Kyoto em 1992, também estabeleceu limites de emissão obrigatórios para a redução das emissões de gases do efeito estufa.

Além disso, em outubro de 2016, a emenda de Kigali em Ruanda, determinou um cronograma mais rigoroso para redução e consumo também dos HFC. Apesar, desses refrigerantes não conterem cloro em sua estrutura o que é altamente prejudicial a camada de ozônio, são considerados gases de efeito estufa extremamente nocivos. A emenda definiu que países desenvolvidos como EUA, deverão reduzir o consumo dos HFC em 10% até 2019 e em 85% até 2036. Os países de desenvolvimento como a China, maior produtor mundial de HFC, reduzirão o consumo em 10% até 2024 e em 80% no ano de 2045.

Nas últimas três décadas, os fatos citados têm contribuído significativamente para uma revolução na indústria de refrigeração e bomba de calor (FARIA, 2013; ALVAREZ, 2015; MOTA-BABILONI, MAKHNATCH e KHODABANDEH, 2017). Inicialmente, as indústrias procuraram alternativas para a substituição dos CFC e HCFC juntamente com o desenvolvimento de equipamentos e componentes mais eficientes. Em consequência disso, nos últimos anos, surgiram inúmeros candidatos substitutos, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados (HFC), que quer como substância pura, quer como misturas binárias ou ternárias. Entretanto, a grande maioria ainda possui um elevado GWP (*Global Warming Potencial*).

A busca então por soluções em médio prazo tem levado a comunidade científica e industrial a um aumento no interesse pelos fluidos naturais como CO<sub>2</sub>, amônia, e alguns hidrocarbonetos que são fluidos ambientalmente amigáveis como demonstrado nos trabalhos de Mota-babiloni, Makhnatch e Khodabandeh., 2017; Ma, Liu e Tian, 2013; Bamigbetan *et al.*, 2017; Pearson, 2008; e Palm, 2008, Nielsen *et al.*, 2018 entre outros.

Segundo Faria (2013) e Ma, Liu e Tian (2013), pesquisas nos últimos anos têm sido conduzidas com o objetivo de identificar possíveis aplicações para o CO<sub>2</sub> operando em modo transcrito, dentre essas, pode-se destacar os sistemas de

---

## Introdução

---

aquecimento por bombas de calor que vêm ganhando destaque no cenário mundial, principalmente em países como Noruega, Itália, Coreia e Japão. No Brasil, a utilização de uma bomba de calor ainda é pouco conhecida. O grande diferencial do uso dessa tecnologia é o reduzido consumo energético, uma vez que as BDC transferem o calor de uma fonte fria para uma fonte quente, por meio do bombeamento de um fluido refrigerante. Uma vez que não há conversão de energia, mas sim transferência de energia, a única parcela de energia consumida refere-se ao processo de movimentação do fluido refrigerante ao longo do sistema (processo de compressão), o que possibilita obter-se uma quantidade de energia maior do que a quantidade empregada no acionamento.

Muitas tecnologias para melhorar ainda mais a eficiência desses equipamentos estão incorporando o uso de energia solar em seus sistemas, uma vez que esta é uma fonte de limpa e altamente disponível em países como o Brasil. Na literatura consultada, encontrou-se poucos trabalhos que abordam uma bomba de calor assistida com energia solar de expansão direta (DX-SAHP - *direct expansion solar assisted heat pump*) de pequeno porte operando com CO<sub>2</sub>, como o de Paulino *et al.*, 2019. Alguns modelos matemáticos dos componentes necessários para o sistema já foram estudados (FARIA *et al.*, 2016 e NUNES *et al.*, 2015), contudo ensaios experimentais e um estudo detalhado da eficiência desse tipo de sistema ainda não foram relatados. Dessa forma, o presente trabalho visa à realização de uma análise experimental do desempenho térmico de uma bomba de calor de pequeno porte assistida com energia solar operando segundo um ciclo transcítico de CO<sub>2</sub> para o aquecimento de água residencial.

Deve-se ressaltar que a tese em questão é composta por sete capítulos, sendo o primeiro essa introdução à qual abordou-se a problemática do trabalho. Já o segundo capítulo expõe os objetivos do trabalho; o terceiro apresenta um estudo do estado arte da comunidade científica relacionados ao tema proposto; o quarto descreve os materiais e a métodos empregados para execução dos testes experimentais e dos modelos desenvolvidos; o quinto apresenta a discussão e os resultados obtidos, e o sexto apresenta as principais conclusões desse estudo e sugestões para trabalhos futuros. Por fim, no sétimo capítulo encontra-se as

## **Introdução**

---

referências utilizadas para o desenvolvimento desta tese e no APÊNDICE D as publicações resultantes deste trabalho.

# 2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo principal realizar uma análise experimental do comportamento térmico de uma bomba de calor de expansão direta assistida com energia solar a CO<sub>2</sub> operando um ciclo transcrito.

Como objetivos específicos têm-se:

- Analisar a influência da variação da vazão mássica de água, das condições ambientais (radiação, umidade relativa do ar e temperatura do meio ambiente), e da variação da temperatura de entrada da água no desempenho e nas propriedades da DX-SAHP;
- Analisar a influência da abertura do dispositivo de expansão para esse tipo de equipamento, verificando a possibilidade de uso de um tubo capilar, e conseqüentemente redução de custos;
- Desenvolver uma rotina e determinar a carga de CO<sub>2</sub> para operação em condições de baixa e elevada radiação solar;
- Analisar as características do escoamento do fluido no dispositivo de expansão determinando uma correlação para o coeficiente de correção da válvula para este tipo de equipamento.

## 3 Revisão Bibliográfica

### 3.1 Considerações Iniciais

Neste capítulo é apresentado uma revisão bibliográfica dos principais tópicos relacionados com o tema da pesquisa, como bombas de calor, assistidas ou não por energia solar, fluidos refrigerantes mais comumente empregados nesses sistemas e principais características do dióxido de carbono. Assim, realiza-se uma análise do estado da arte com as pesquisas desenvolvidas pela comunidade científica dos trabalhos mais relevantes e semelhantes a este estudo.

### 3.2 Ciclos de compressão a vapor - Bomba de Calor

Os sistemas de compressão a vapor são definidos como equipamentos, que por meio da compressão de um fluido transferem energia de uma dada fonte fria para uma fonte quente, conforme nota-se na Figura 3.1 (FERREIRA, 2010).

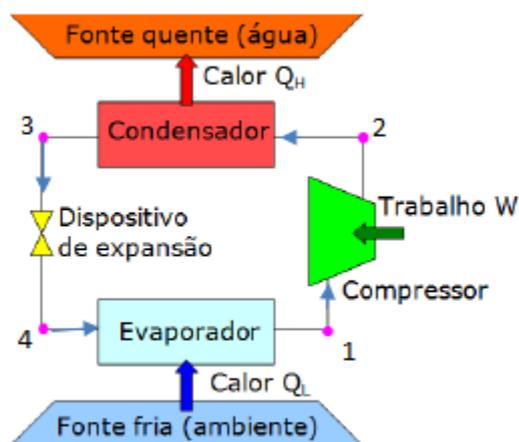


Figura 3.1 – Ciclo de compressão a vapor.

Fonte: Adaptado de Ferreira, 2010.

As aplicações desses sistemas são inúmeras como a climatização e conservação de alimentos associados a unidades de ar condicionado ou refrigeradores; ou aquecimento de ar, água, ou outro fluido por meio de bombas de

calor. Conforme o efeito desejado, isto é, arrefecer ou aquecer um espaço ambiente, designa-se de bomba de calor ou máquina frigorífica. A bomba de calor é empregada quando se utiliza o calor útil liberado pelo condensador a fim de aquecer outro fluido (água, ar). A máquina frigorífica é utilizada quando se deseja remover calor de um local por meio do evaporador.

Historicamente, a primeira concepção teórica de uma BDC foi descrita pela primeira vez em livro pelo jovem francês, Sadi Carnot, em 1824. Porém, somente em 1927 premiou-se o inglês Haldane T. G. N. pela primeira patente desse equipamento (NATIONAL HISTORIC, 1980). Dez anos depois, Wilkes e Reed patentaram a primeira bomba de calor para o uso de aquecimento de água (WILLEM, LIN, LEKOV, 2017). No hemisfério ocidental, somente a partir de 1948, que realmente deu-se início ao uso das BDC com a proposta tanto para aquecimento, como para arrefecimento. A aplicação prática em grande escala é atribuída principalmente aos projetistas Donald Kroeker e Ray C. Chewning, ao engenheiro de construção, Charles E. Graham, e ao arquiteto Pietro Belluschi (HEPBASLI e KALINCI, 2009).

Pode-se dizer que as primeiras bombas de calor surgiram em consequência da crescente preocupação em melhorar o uso da energia disponível, do aumento das investigações e investimentos em tecnologias de desenvolvimento sustentável. A crise do petróleo em 1970 contribuiu ainda mais para essa ideia, em que diversas pesquisas se voltaram para o uso de uma fonte de energia que fosse renovável. Assim, as BDC se tornaram ainda mais populares, sendo propostas por vários pesquisadores aplicações de aquecimento utilizando como fonte o solo, o ar, e até a combinação de sistemas com energia solar (KARA *et al.*, 2008; HEPBASLI e KALINCI, 2009).

Atualmente, a bomba de calor é considerada um dispositivo térmico com alta eficiência energética e ótimos benefícios ambientais. Com a rápida amortização do investimento, possibilita-se uma ótima redução e estabilização do consumo energético. As aplicações são diversas, podendo ser utilizada para climatização de ambientes, aquecimento de água, piscinas, camping, processos industriais e/ou dessalinização, entre outros (MORAN e SHAPIRO, 2006; MOHANRAJ *et al.*, 2018a).

Na última década, a utilização de bomba de calor para o aquecimento de água residencial tem ganhado destaque. Dados publicados pelo relatório da UNEP (2010)

---

## Revisão Bibliográfica

---

apontaram um significativo crescimento desse mercado, principalmente na Europa, Japão, Austrália, EUA e China. Mais de um milhão de bombas de calor do tipo ar-água foram vendidas em todo mundo em 2008. Devido aos incentivos governamentais na tentativa de reduzir os impactos ambientais pela queima de combustíveis fósseis e o alto consumo de energia elétrica dos sistemas de aquecimento obsoletos como os chuveiros elétricos, previsões de vendas demonstram o crescimento acentuado das bombas de calor, principalmente aquelas que são assistidas com energia solar (MOHANRAJ *et al.*, 2018b, WANG *et. al.*, 2017)

Segundo Hepbasli e Kalinci (2009), desde 1950, diversas pesquisas têm sido realizadas sobre bombas de calor para o aquecimento de água incluindo o estudo de sua estrutura, propriedades termodinâmicas, fluidos de trabalho, controle das operações, simulações matemáticas e análise econômica. Na Figura 3.2, pode-se observar um esquema comum de bomba de calor tipo ar-água para o aquecimento de água.

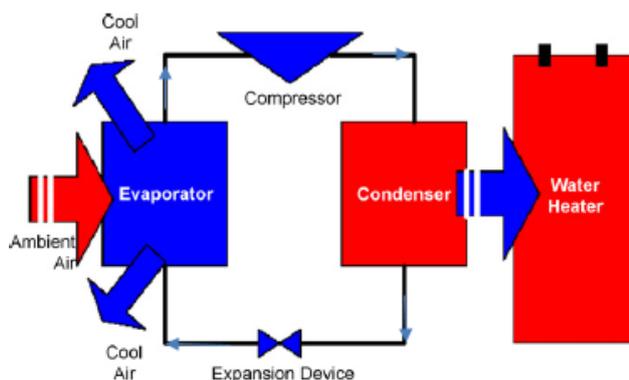


Figura 3.2 – Esquema de uma bomba de calor para aquecimento de água.

Fonte: HEPBASLI e KALINCI, 2008, p.1213

O princípio de funcionamento é simples. O evaporador funciona como um trocador de calor entre o fluido de trabalho e uma fonte de calor externa, no caso o ar. O fluido de trabalho absorve calor da fonte externa, aumentando sua temperatura e evaporando-se. O compressor então, comprime o vapor proveniente do evaporador de forma que a temperatura e a pressão são elevadas a custo de que o volume do fluido é reduzido. Assim, o fluido passa pelo condensador, que também funciona como um trocador de calor, e cede calor para um fonte que esteja mais fria do que o próprio

fluido, ou seja, a fonte que se deseja aquecer: a água. O fluido refrigerante se condensa e depois passa pela válvula de expansão se tornando uma mistura de vapor e líquido a baixa pressão. Retorna-se então ao evaporador e reinicia-se o ciclo.

A pesquisa realizada por Omojaro e Breitkopf (2013) comprova que a maioria dos estudos recentes estão voltados para a fabricação de bombas de calor de expansão direta assistida por energia solar, com a finalidade de aquecer água. Conforme observado na Figura 3.3, tem-se que 75% das pesquisas sobre bombas de calor destinam-se ao aquecimento de água, enquanto somente 1% está voltado para o resfriamento de ambientes. A maioria dos estabelecimentos que usufruem desse tipo equipamento são casas e prédios residenciais, hospitais, indústrias, hotéis e restaurantes.

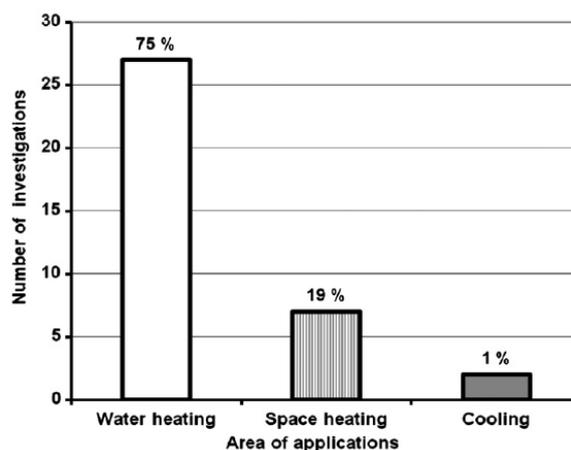


Figura 3.3– Comparação da aplicação de bombas de calor de assistidas com energia solar de expansão direta.

Fonte: OMOJARO e BREITKOF, 2013, p. 37

Willem, Lin e Lekov (2017) afirmam que bombas de calor convencionais para aquecimento de água possuem eficiência relativamente alta, mesmo operando em condições desfavoráveis como dentro de porões ou em clima frios; são confiáveis em termos de desempenho e durabilidade, além é claro, de fornecer o benefício de eletricidade limpa e reduzir as emissões de carbono ao comparar com aquecedores de água elétricos convencionais.

## Revisão Bibliográfica

As bombas de calor assistidas com energia solar (SAHP, *solar assisted heat pump*), além de fornecer todos os benefícios citados de bomba de calor convencional, apresentam ainda as vantagens de aquecer a água em uma temperatura ainda maior, possuem elevada eficiência do coletor solar e temperatura de evaporação, e apresentam um maior desempenho (WANG *et. al*, 2017). Na Tabela 3.1 observa-se os principais trabalhos que têm sido desenvolvidos nos últimos anos sobre bombas de calor de expansão direta assistida com energia solar para aquecimento de água.

Tabela 3.1 – Trabalhos teóricos e experimentais sobre DX-SAHP para aquecimento de água.

<b>Autores</b>	<b>Fluido</b>	<b>Tipo de Trabalho</b>	<b>COP</b>
Chaturvedi <i>et al.</i> (1998)	R-12	Teórico e Experimental	Valores entre 2,5 a 4,0
Axaopoulos <i>et al.</i> (1998)	R-12	Experimental	Próximo de 3,0
Huang and Chyng (1999)	R-134a	Experimental	Valores entre 2,5 e 3,83
Hawllader, Chou e Ulah (2001)	R-134a	Teórico e Experimental	Valores de 4 a 9
Kuang <i>et al.</i> (2003)	R-22	Teórico e Experimental	Valores entre 4,0 e 6,0
Chyng <i>et al.</i> (2003)	R-134a	Teórico e Experimental	Valores entre 1,5 a 2,5
Xu <i>et al.</i> (2006)	R-22	Teórico	Média mensal de 3,98 a 4,32
Li <i>et al.</i> (2007)	R-22	Experimental	Média 5,25
Chow <i>et al.</i> (2010)	R-134a	Teórico	Média 6,46
Kong <i>et al.</i> (2011)	R-22	Teórico e Experimental	-
Moreno-Rodriguez <i>et al.</i> (2012)	R-134a	Teórico e Experimental	Valores entre 1,7 a 2,9
Fernandez-Seara <i>et al.</i> (2012)	R-134a	Teórico e Experimental	Máximo de 3,01
Sun <i>et al.</i> (2015)	R-134a	Experimental	-
Faria <i>et al.</i> (2016)	R-744	Teórico e Experimental	-
Kong <i>et al.</i> (2017)	R-410a	Teórico	Valores entre 4,84 a 11,84
Kong <i>et al.</i> (2018)	R-134a	Experimental	Valores de 2,84 a 4,45
Rabelo <i>et al.</i> (2018)	R-744	Experimental	Valores entre de 3,2 a 5,39
Duarte <i>et al.</i> (2019)	R290,R-134a R600a, R744 e R1234y	Teórico e Experimental	-
De Paulino <i>et al.</i> (2019)	R-744	Teórico e Experimental	-

Fonte: Adaptado de MOHANRAJ *et al.*, 2018b, p. 21

São diversos os fluidos refrigerantes que podem ser usados nestes equipamentos. Segundo Willem, Lin e Lekov (2017) o R-22 foi o refrigerante utilizado durante décadas para sistemas de bombas de calor até o início dos anos 2000, embora muitos trabalhos ainda tenham sido desenvolvidos a partir dessa data. Devido aos seus impactos ambientais e contribuição para o aquecimento global, fluidos como R-134a e R-410A vêm sendo adotados como substitutos do R-22, mesmo ainda apresentando limitações de operação do sistema.

Atualmente, devido as diversas problemáticas ambientais, principalmente ao que se refere às mudanças climáticas, existe uma enorme preocupação, na escolha e desenvolvimento do melhor fluido a se empregar em sistemas de refrigeração (MA, LIU e TIAN, 2013; WILLEM, LIN e LEKOV, 2017). A seguir realizou-se uma breve revisão sobre o assunto.

### 3.3 Fluidos Refrigerantes

De acordo com Dinçer e Kanoglu (2010), considera-se como um bom fluido refrigerante, aquele que possui elevada capacidade de absorver e ceder grandes quantidades de energia térmica durante os processos de evaporação e condensação, respectivamente.

A seleção do fluido refrigerante a ser utilizado no sistema é importante, uma vez que suas características influenciam diretamente no processo de refrigeração. Para uma determinada aplicação, deve-se selecionar o fluido mais adequado analisando fatores, tais como: o desempenho do fluido para as condições necessárias; propriedades termodinâmicas e de transporte, a confiabilidade e segurança da operação; a compatibilidade química com o óleo do compressor bem como com o material da tubulação do sistema; a aceitabilidade ambiental, ou seja, não deve ser prejudicial a camada de ozônio e nem um agravante do aquecimento global; apresentar uma ótima relação de custo-benefício (DUARTE, 2013; FERREIRA, 2010; MAÍNA e HUAN, 2015).

Apesar de ainda ser um grande desafio para o setor de refrigeração, uma gama de fluidos foram desenvolvidos buscando atingir todos os fatores abordados.

## Revisão Bibliográfica

---

Atualmente, pode-se dividir os fluidos refrigerantes em quatro gerações. A primeira classe são os clorofluorcarbonetos, também conhecidos como CFC. São compostos formados por carbono, cloro e flúor. Apesar de serem estáveis, não tóxicos, não corrosivos, não inflamáveis, e de alta eficiência térmica, esses fluidos possuem elevado potencial de destruição do ozônio (ODP, do inglês *Ozone Depletion Potential*) e alto potencial de aquecimento global (GWP, do inglês *Global Warming Potential*).

Historicamente, o seu consumo teve o auge na década de 1960. Contudo, já em 1974 estudos concluíram que o cloro presente neste tipo de fluido contribuía significativamente para a destruição da camada de ozônio, uma vez que as moléculas sofriam dissociações devido aos efeitos de radiação eletromagnética e reagem com o ozônio. A destruição da camada ozônio, e conseqüentemente a não retenção dos raios ultravioletas, pode gerar diversos problemas aos organismos vivos, como câncer, cataratas, enfraquecimento imunológico, alterações de reprodução das plantas e diminuição do fitoplâncton, entre outros (OLIVEIRA, 2013).

Dessa forma, a utilização de novas instalações empregando os CFC foi proibida em 1989, quando o Protocolo de Montreal entrou em vigor, estabelecendo que as substâncias (fluidos refrigerantes) que reagem diretamente com o ozônio na parte superior da estratosfera deveriam ser substituídas. O consumo e produção caíram drasticamente, e hoje existem poucos países e instalações que ainda utilizam este tipo de refrigerante, tornando esta classe cada vez mais cara e escassa. Exemplos desses refrigerantes são: R-11, R-12, R-13, R-114, R-500, entre outros (FERREIRA, 2010; GARRIDO, 2014).

A segunda geração, os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), pode-se dizer que são CFC halogenados, isto é, que possuem o elemento hidrogênio em sua estrutura. Devido à presença desse elemento, este tipo de fluido é menos agressivo a camada de ozônio quando comparado com os CFC. Porém, segundo Oliveira (2013), padrões pós-protocolo de Montreal exigiam a redução e conseqüente extinção deste tipo de fluido, uma vez que possuem índices de ODP inaceitáveis para os moldes atuais. Em 2007, os signatários do Protocolo de Montreal tomaram a decisão de antecipar o bloqueio do consumo e produção desse fluido, que era para os anos 2030 para países desenvolvidos e 2040 para países em desenvolvimento. Congelaram então o

## Revisão Bibliográfica

---

consumo em 2009 e a produção em 2010. Vivencia-se uma redução anual e progressiva, e espera-se em um banimento desta classe nos países industrializados já em 2020, e mundialmente em 2030. Pode-se citar como exemplos: R-22, R-401, R-408, R-409, entre outros. (FERREIRA, 2010; GARRIDO, 2014; HEAT PUMP CENTRE, 2015).

Já a terceira geração dos fluidos sintéticos são os hidrofluorcarbonos (HFC), composto por hidrogênio, flúor e carbono. Representam uma alternativa aos CFC e HCFC, uma vez que não possuem cloro em sua estrutura química, não sendo assim prejudiciais à camada de ozônio. Segundo Oliveira (2013), são utilizados atualmente o R-134a, R-407C e R-410a, dentre outros. Porém, esses fluidos contribuem significativamente para o aquecimento global, possuindo um elevado GWP, apesar de terem ODP igual a zero. A escala do GWP está relacionada, com o tempo de permanência do fluido na atmosfera, que absorve grande parte da radiação infravermelha emitida pela superfície terrestre, impedindo o escape da mesma para o espaço e conseqüentemente, aumentando a temperatura do planeta.

No fim do século XX, em 1997, foi criado o protocolo de Kyoto, exigindo a redução de emissões de gases causadores do efeito estufa. Assim, alguns desses fluidos entraram na lista de gases que devem ter suas emissões reduzidas, estimulando assim, a pesquisa por novos fluidos compatíveis com as exigências dos protocolos em vigor.

Em outubro de 2016, na Emenda de Kigali, determinaram-se prazos para a eliminação gradual dos HFC, na expectativa de evitar o aumento da temperatura global em 0,5°C até 2100 e reduzir 70 bilhões de toneladas de dióxido de carbono na atmosfera. O Brasil terá até 2045 para cumprir a meta de reduzir o uso dessa classe em 20% dos níveis da média utilizada de 2020-2022. Países desenvolvidos como Estados Unidos, Austrália, Japão e União Europeia, se comprometeram a ter seu consumo e produção congelados já em 2019. A meta é que esses países reduzam em até 15% o seu consumo e a produção dos HFC dos níveis registrados em 2011-2013, até no máximo em 2036.

Com o Protocolo de Montreal, Kyoto e recentemente com a emenda de Kigali, observa-se que o uso e a produção dos CFC, HCFC e HFC, foram e serão

---

inviabilizados em um médio prazo. Assim, as indústrias têm procurado alternativas para a substituição dessas classes juntamente com o desenvolvimento de equipamentos e componentes mais eficientes.

A quarta geração se refere aos fluidos com baixo GWP, conhecidos como hidrofluorolefina (HFO) ou misturas desses compostos. São substâncias compostas por hidrogênio, flúor e dupla ligação de carbonos (olefina). Suas principais características são: índice de ODP zero, GWP quase nulo, baixa inflamabilidade, e não tóxico. O R-1234yf, desenvolvido para substituir o R-134a, é um exemplo desse tipo de fluido que já está sendo utilizado na Europa em aplicações automotivas. Embora, este fluido tenha um GWP igual 4, apresenta algumas limitações de desempenho e elevado custo em virtude da complexidade de produção do composto que possui diversos isômeros. (MA, LIU e TIAN, 2013; GARCIA *et al.*, 2016; DINIZ, 2017).

Outra perspectiva são os refrigerantes naturais que também têm sido cada vez mais objeto de estudo na área de refrigeração. Ao longo prazo, espera-se substituir esses fluidos não ambientalmente amigáveis por aqueles que estão naturalmente disponíveis na biosfera, como: o amoníaco (NH<sub>3</sub>), hidrocarbonetos (HC), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), ar e água.

Todavia, existem também alguns problemas a serem enfrentados em relação a utilização desses refrigerantes naturais. Amônia, por exemplo, é tóxica e possui elevada temperatura de condensação. A água possui a principal desvantagem de ter uma baixa capacidade volumétrica de calor (kJ/m<sup>3</sup>), requerendo assim, grandes dimensões de compressores, principalmente quando se trabalha com baixas temperaturas (GARRIDO, 2014).

Os hidrocarbonetos, em sua maioria, apresentam elevada toxicidade e são altamente inflamáveis. Mas mesmo assim, na última década, voltaram ao mercado e passaram a ser fluidos de estudo de diversos pesquisadores (ANTUNES e BANDARRA, 2016). De acordo com Diniz (2017), as vantagens desses fluidos são: a elevada condutividade térmica, baixo custo, baixos índices de GWP e ODP, e menor viscosidade. Alguns exemplos são: R-50 (metano), R-170 (etano), R-600 (butano), R-600a (isobutano) e R-290 (propano).

## Revisão Bibliográfica

Na Tabela 3.2 demonstra-se as principais características de alguns refrigerantes de acordo com a classe à qual pertence e a Figura 3.4 apresenta um breve resumo das quatro gerações dos fluidos refrigerantes abordadas. Deve-se ressaltar que a nomenclatura dos fluidos refrigerantes é realizada de acordo com a norma da ASHRAE, em que o primeiro algarismo da direita para esquerda representa o número de átomos de cloro, o segundo os átomos de hidrogênio acrescido de 1, o terceiro os átomos de carbono menos 1, sendo este omitido quando for zero. Já os fluidos inorgânicos são representados pelas série R-700 seguidos da massa molecular, misturas orgânicas não azeotrópicas pela série R-400, misturas orgânicas azeotrópicas pelas R-500, fluidos orgânicos puros pela R-600. Por exemplo, R-744 é um fluido inorgânico (7), seguido da sua massa molecular que é 44.

Tabela 3.2 – Comparação das propriedades de alguns fluidos refrigerantes.

Refrigerante	Temperatura Crítica (°C)	Pressão Crítica (kPa)	ODP	GWP (100 anos)	Inflamável	Tóxico
<b>CFC e HCFC</b>						
R-12	100,9	40600	0,9	8100	Não	Não
R-22	96,2	49800	0,055	1500	Não	Não
<b>HFC Puro</b>						
R-32	78,4	58300	0	650	Sim	Não
R-134a	101,1	40700	0	1200	Não	Não
R-152a	113,5	45300	0	140	Sim	Não
<b>HFC Misturas</b>						
R-404a	72,1	37400	0	3300	Não	Não
R-407c	86,8	46000	0	1600	Não	Não
R-410a	72,5	49600	0	1900	Não	Não
<b>Refrigerantes Naturais</b>						
R-290 (propano)	96,8	42500	0	3	Sim	Não
R-600a(isobutano)	135	36500	0	3	Sim	Não
R-717 (amônia)	132,2	113500	0	0	Sim	Sim
R-744 (dióxido de carbono)	31,1	73700	0	1	Não	Não

Fonte: Adaptado de MAÍNA e HUAN, 2015



Figura 3.4 – Quatro gerações dos fluidos refrigerantes.

Fonte: Adaptado de UDDIN *et al.*, 2019, p.511

Em trabalhos recentes, autores como Uddin *et al.* (2019) e Nielsen (2018) *et al.* afirmam que o futuro dos fluidos refrigerantes está relacionado com os HFO, ou misturas binárias ou ternárias desses compostos com HFC, HC e fluidos naturais, que possuem baixos valores de GWP. Nesse contexto, pode-se destacar o CO<sub>2</sub>, que é fluido refrigerante natural de estudo desse trabalho e de altíssimo potencial para ser empregado em sistemas de refrigeração devido as suas características, sendo não inflamável, não tóxico e de insignificante impacto nas alterações climáticas e ambientais (MA, LIU e TIAN, 2013).

### 2.3.1 Dióxido de carbono

Desde a invenção do ciclo de refrigeração por compressão de vapor por Evans e Perkins em 1834, o CO<sub>2</sub> (R-744) foi um dos primeiros refrigerantes a serem utilizados juntamente com amônia e dióxido de enxofre. Alexander Twinning foi o primeiro cientista a propor sua utilização como fluido refrigerante em 1850. Porém, em 1866 foi utilizado efetivamente como fluido refrigerante em uma geladeira construída por Thaddeus Lowe para a produção de gelo (MAINA e HUAN, 2015).

Durante o período de 1900 a 1930, o dióxido de carbono foi amplamente utilizado em sistemas de refrigeração de ar condicionado de teatros, lojas, edifícios comerciais e residenciais. Em 1930, somente 20% dos navios utilizavam a refrigeração por absorção de amônia, o restante, 80%, já empregavam a refrigeração por compressão com CO<sub>2</sub> (MA, LIU, e TIAN, 2013)

Porém, em 1930, devido à descoberta da família dos clorofluorcarbonos (CFC) por Thomas Midgley, e posteriormente dos HCFC, fez com que o CO<sub>2</sub> perdesse notabilidade no mercado nacional. Contribuíram ainda para redução do uso a baixa

## Revisão Bibliográfica

temperatura crítica (31,1°C) e elevada pressão (7,37 MPa) do CO<sub>2</sub>, e o fato dos sistemas operarem no ciclo subcrítico apresentavam uma eficiência baixa de refrigeração comparada com os fluidos emergentes da época como R-12 e R-11, contribuindo para que esse fluido fosse deixado de lado e substituído por aqueles fluidos sintéticos halogenados (CFC, HCFC) que eram considerados seguros e ideais para os sistemas de refrigeração daquela época (ALVAREZ, 2015; MAINA e HUAN, 2015).

Em 1990, impulsionado pela questão ambiental proveniente do Protocolo de Montreal anos antes, Gustav Lorentzen fez a primeira publicação da patente de operação do CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito para refrigeração automotiva. A teoria proposta por resolvia o problema da perda de eficiência para os sistemas que operam próximo à temperatura crítica. A partir de então, outros estudos têm sido realizados para aplicações do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante, sendo os principais relacionados a: ar condicionado automotivo; bombas de calor para aquecimento de água; e sistemas de refrigeração comercial, sobretudo os que utilizam soluções em cascata (MA, LIU e TIAN, 2013; AUSTIN e SUMATHY, 2011). Na Figura 3.5, pode-se notar um resumo da história do uso de fluidos refrigerantes com destaque para o CO<sub>2</sub>.

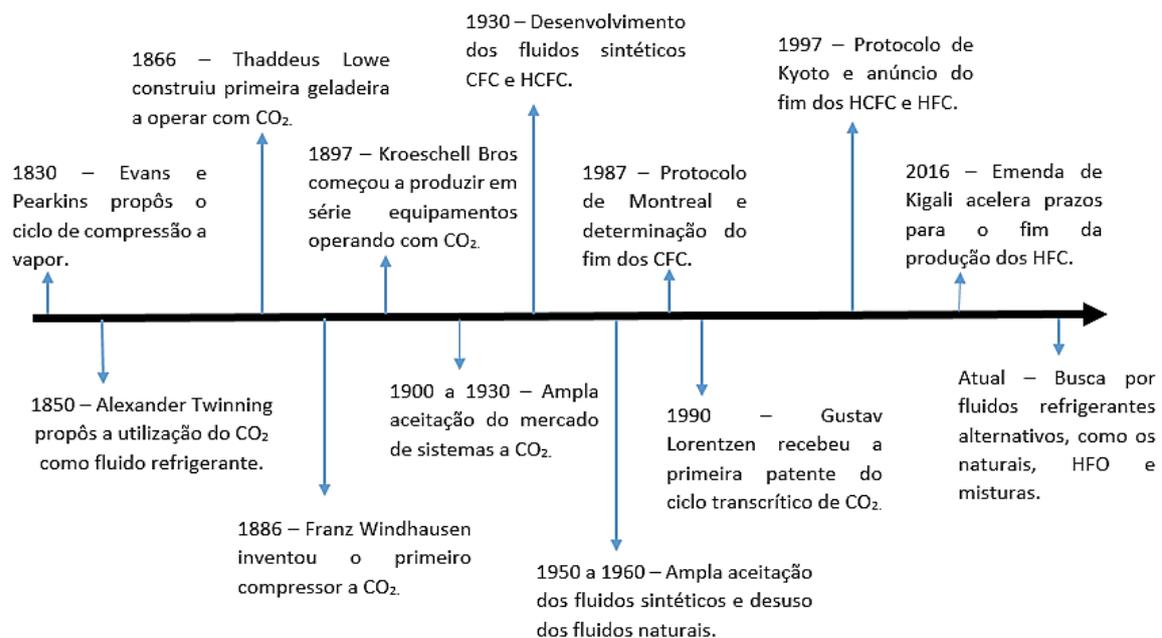


Figura 3.5 – Linha do tempo do uso de fluidos refrigerantes com destaque para o CO<sub>2</sub>

Fonte: Adaptado de OLIVEIRA, 2013

Conforme nota-se na Figura 3.6, após o ano de 2000, aproximadamente 40% ou mais dos trabalhos apresentados nas Conferências de Gustav Lorentzen de Fluidos Naturais referem-se a estudos com dióxido de carbono como fluido refrigerante. Apesar do pico nos anos 2006 2008, e posterior queda dos trabalhos referentes a esse fluido nos anos seguintes, o CO<sub>2</sub> ainda é um refrigerante representativo entre os fluidos naturais. Em 2018, dos 148 trabalhos apresentados, 59 abordavam o CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho, seguido de 12 e 10 trabalhos, com amônia e R-290 (propano) como fluido refrigerante, respectivamente. Tal fato, expressa a relevância deste fluido nos estudos atuais para a comunidade científica.

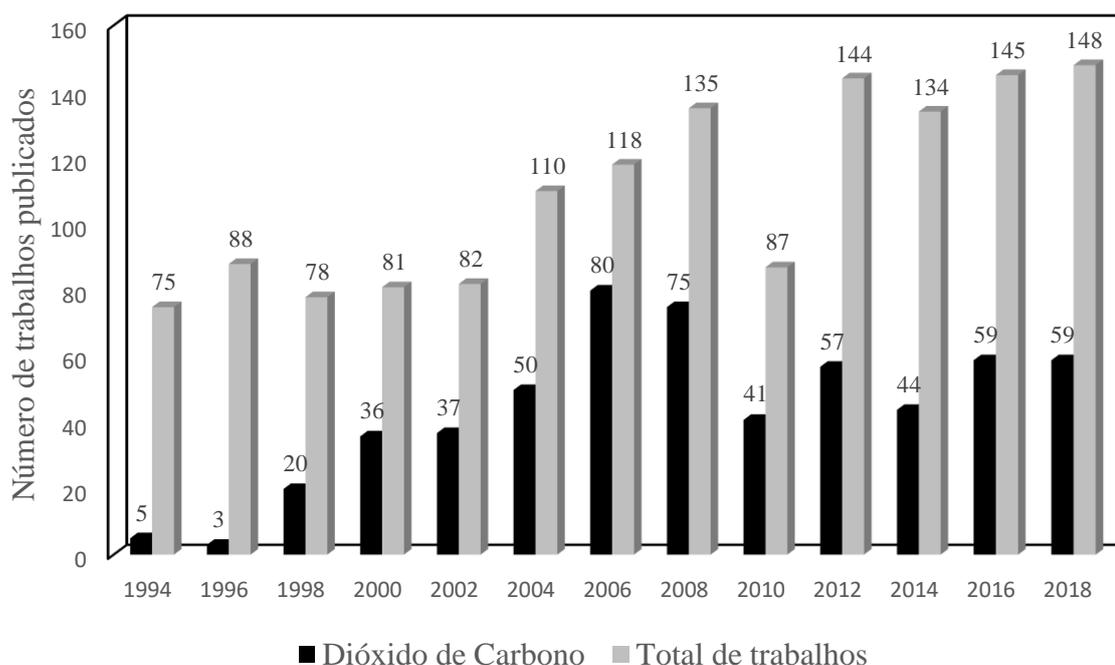


Figura 3.6 – Relação dos trabalhos com CO<sub>2</sub> apresentados na Conferência de Fluidos Naturais de Gustav Lorentzen.

Fonte: Adaptado de International Institute of Refrigeration, 2018

As principais características do CO<sub>2</sub> que têm atraído a atenção de diversos pesquisadores deve-se ao fato desse fluido ser natural, não tóxico, não inflamável, não corrosivo, compatível com diversos óleos lubrificantes, tem uma capacidade volumétrica elevada, razão de pressão baixa, elevados coeficientes de troca térmica, baixo impacto ambiental possuindo ODP nulo e GWP igual a 1. Além disso, segundo

## Revisão Bibliográfica

Islam *et al.* (2017) 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 (do inglês, *total equivalente warming impact*), que mede o impacto total de aquecimento global. Segundo os autores a perda econômica para esse fluido também é mínima, uma vez que sua disponibilidade é muito alta, já que hoje em dia, tem-se excesso de CO<sub>2</sub> na produção de diversas indústrias e automóveis.

A Tabela 3.3 apresenta um comparativo das principais propriedades termofísicas do CO<sub>2</sub> (R-744) com outros fluidos refrigerantes comumente utilizados na refrigeração.

Tabela 3.3 – Comparação das propriedades termofísicas do R-744 com outros fluidos.

Fluido Refrigerante Parâmetro para estado saturado	R-744		R-134a		R-12		R-22		R-1234yf	
	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C
$T_{sat}$ [°C]	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C	0°C	10°C
$P_{sat}$ [MPa]	3,490	4,500	0,293	0,415	0,309	0,423	0,500	0,680	0,320	0,440
$\rho_l$ [kg/m <sup>3</sup> ]	928,1	861,5	1295,2	1261,5	1396,9	1363,8	1281,5	1246,7	1177,0	1144,0
$\rho_v$ [kg/m <sup>3</sup> ]	97,7	135,1	14,5	20,4	18,1	24,4	21,2	28,8	17,7	24,3
$c_l$ [kJ/kg K]	2,54	3,00	1,31	1,34	0,92	0,93	1,17	1,20	1,26	1,29
$c_v$ [kJ/kg K]	1,87	2,56	0,90	0,96	0,65	0,68	0,74	0,79	0,93	0,97
$\mu_l$ [μPa.s]	104,5	86,4	330,5	294,2	247,9	231,2	217,8	195,5	219,7	193,7
$\mu_v$ [μPa.s]	14,8	16,0	10,9	11,4	11,7	12,2	11,4	11,9	10,8	11,2
$K_l$ [W/mK]	0,1100	0,0993	0,0994	0,0947	0,0783	0,0746	0,1000	0,0947	0,0751	0,0713
$K_v$ [W/mK]	0,0208	0,0255	0,0121	0,0130	0,0858	0,0917	0,0950	0,0101	0,0091	0,0098

Fonte: Adaptado de MA, LIU E TIAN, 2013, p. 158

Observa-se que o R-744, quando comparado com os demais refrigerantes, apresenta elevado calor específico, baixa viscosidade e boa condutividade térmica, tanto para o fluido no estado líquido quanto vapor. Porém, o CO<sub>2</sub> também possui algumas desvantagens como: altas pressões de trabalho necessitando de equipamentos mais robustos; difícil detecção de fuga, uma vez que fluido não tem odor; e conforme mencionado, baixo coeficiente de desempenho para um ciclo de refrigeração convencional (subcrítico) em virtude da baixa temperatura crítica (31,1°C).

## Revisão Bibliográfica

---

A baixa temperatura crítica implica na dificuldade de operação de um ciclo de refrigeração comum, podendo este somente transferir calor (processo de condensação) para um ambiente (fonte) de temperatura bastante baixa. A transferência de calor acima da temperatura crítica é conhecida como resfriamento de gás, uma vez que não tem mais mudança de fase, como ocorre no condensador. Dessa forma, o ciclo é denominado de transcrito, ou seja, o ciclo é subcrítico no lado de baixa pressão e supercrítico no lado de alta pressão para um ciclo de simples estágio. A Figura 3.7, apresenta a comparação do diagrama de pressão versus entalpia para um ciclo subcrítico e um supercrítico.

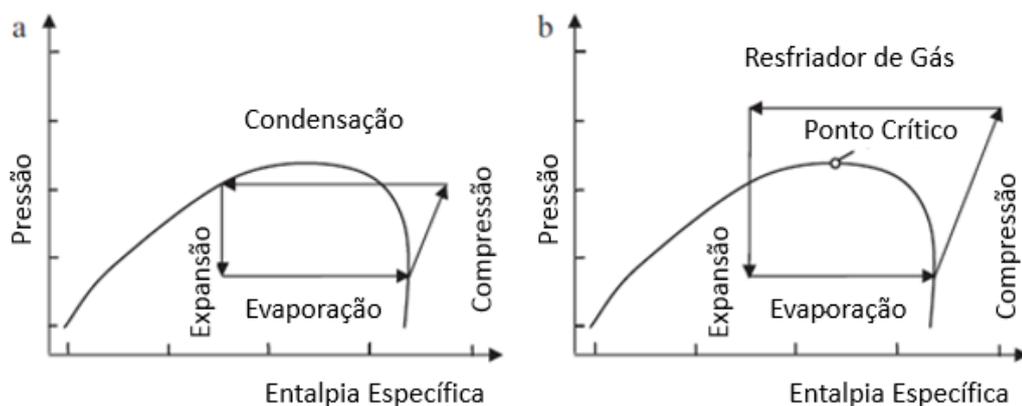


Figura 3.7- Exemplo de um ciclo sub-crítico (a) e transcrito (b), respectivamente.

Fonte: Adaptado de AUSTIN e SUMATHY, 2011, p.3

Segundo Oliveira (2013), a fase subcrítica para uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> ocorre apenas por um instante. Quando o sistema entra em operação, o CO<sub>2</sub> encontra-se à temperatura ambiente, correspondendo à uma pressão próxima a 60 bar. Depois da partida, ao trocar calor com a fonte quente, a pressão de alta é elevada gradativamente. Assim, até o momento em que a pressão atinja aproximadamente 73000 kPa, o trocador de calor irá operar como um condensador (Figura 3.7a), operando em um sistema em ciclo subcrítico. No instante em que a pressão no trocador de calor da fonte quente exceder o limite de 73 bar, o sistema começa a operar em um ciclo transcrito, isto é, acima do ponto crítico, não ocorrendo mais mudança de fase do fluido, e o trocador de calor passa a ser chamado de resfriador de gás. A operação do sistema em um ciclo transcrito acarreta variações das

propriedades termofísicas do fluido, principalmente quando este atravessa a região crítica, e termodinamicamente, o ciclo seria menos eficiente comparado com o ciclo subcrítico convencional.

Porém, várias pesquisas têm demonstrado que por meio do desenvolvimento de métodos adequados e utilização de uma faixa de trabalho perto ou acima do ponto crítico (região supercrítica), pode-se minimizar os efeitos indesejáveis e obter-se um excelente coeficiente de desempenho com um baixo consumo energético, tornando-se um refrigerante com um altíssimo potencial a ser utilizado nos sistemas de refrigeração (GARRIDO, 2014; HEAT PUMP CENTRE- HPC, 2015; SHAO, ZHANG e ZHANG, 2018; PANIAGUA *et al.*, 2019).

### 3.4 Publicações Referentes ao Tema

A quantidade de trabalhos apresentados na literatura sobre bombas de calor utilizando CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho, bem como a utilização de energia solar nesses sistemas, têm aumentado consideravelmente nos últimos anos. Vários pesquisadores, instituições de pesquisa, e indústrias de refrigeração buscam identificar parâmetros, condições ideais de funcionamento e caracterização dos componentes para esses equipamentos.

O conhecimento do desenvolvimento dos estudos que estão sendo realizados nessa área é extremamente importante para este trabalho. Conforme, será observado a seguir, uma abrangente revisão bibliográfica é justificada e necessária.

#### 3.4.1 Bomba de Calor operando com CO<sub>2</sub>

Em 1998, Neksá *et al.* analisaram o desempenho de uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> em que a fonte quente era uma solução de água-glicol aquecida eletricamente. O sistema é composto por um evaporador de placas, resfriador de gás e trocador interno do tipo coaxial, válvula de expansão pneumática controlada por computador e um compressor alternativo. Os resultados experimentais obtidos foram positivos utilizando o equipamento para o aquecimento de água residencial. Os autores demonstraram que o consumo de energia pôde ser reduzido em 75%

## Revisão Bibliográfica

comparado com o aquecimento a gás ou energia elétrica. O CO<sub>2</sub> foi capaz de fornecer água a temperaturas superiores a 90°C obtendo-se um sistema mais compacto e de baixo custo. Os autores atribuíram a eficiência do sistema principalmente ao processo de compressão e as altas taxas de transferência de calor. O maior COP obtido experimentalmente foi 4,3, para uma temperatura de evaporação de 0°C, em que a água foi aquecida de 9 até 60°C. Conforme pode-se notar na Figuras 3.8 e 3.9, o COP do sistema tendeu a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação e a reduzir com o aumento da temperatura de saída da água.

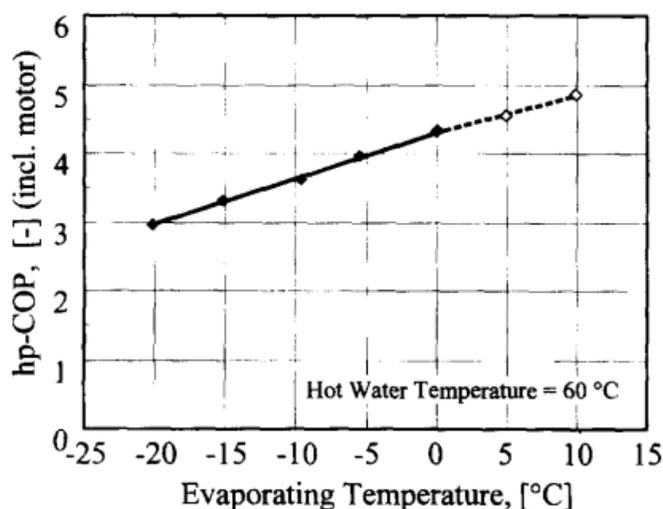


Figura 3.8 – COP versus temperatura de saturação.

Fonte: NESKÁ *et al.* (1998), p. 177

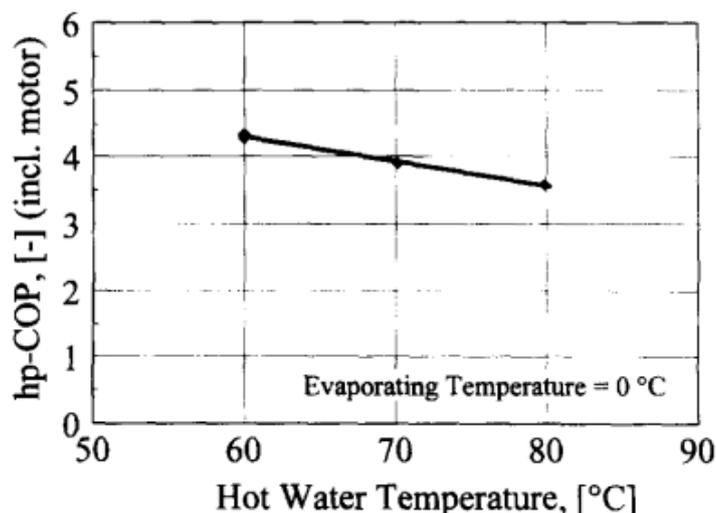


Figura 3.9 – COP versus temperatura de saída da água.

Fonte: NESKÁ *et al.*, 1998, p. 177

Em 2002, Neská publicou outro trabalho afirmando que a aplicação de bombas de calor têm crescido muito nos últimos anos, passando a ser sistemas de investigação de diversas instituições e fabricantes. Além disso, por meio da comparação da eficiência do sistema operando com o R-744 (CO<sub>2</sub>) e o R-22, o autor demonstrou que o dióxido de carbono é um fluido muito promissor para substituição dos fluidos sintéticos, principalmente quando opera-se em um ciclo transcrito. Neská assegura que as bombas de calor operando com CO<sub>2</sub> podem ser bastante competitivas quando projetadas corretamente; declara que existem diversas áreas para serem exploradas sobre esses sistemas que ainda não foram estudadas, principalmente no que abrange o âmbito experimental.

Richter *et al.* (2003) realizaram testes experimentais em bombas de calor comparando o R-410A com um protótipo operando com R-744 para sistemas de aquecimento residencial (climatização). No sistema com CO<sub>2</sub> utilizou-se de um trocador de calor com micro canal de alumínio e um compressor semi-hermético. O desempenho do sistema foi comparado para duas configurações distintas: a primeira quando a velocidade do compressor do R-744 foi definida para corresponder a capacidade de aquecimento do sistema de linha de base em 8,2°C ao ar livre (outdoors), e 21,1°C em ambientes fechados (indoors); e a segunda quando as temperatura de aquecimento do ar foram mantidas constantes a 35°C e 26,5°C, respectivamente para o ambientes abertos e fechados.

Os resultados obtidos pelos autores foram consistentes com os esperados nos ciclos de termodinâmica considerados. Apesar do sistema com R-744 operar com o coeficiente de desempenho um pouco menor do que o R-410A, sua capacidade de aquecimento é maior em ambientes abertos a baixas temperaturas, reduzindo assim a necessidade de um aquecimento suplementar (Figura 3.10).

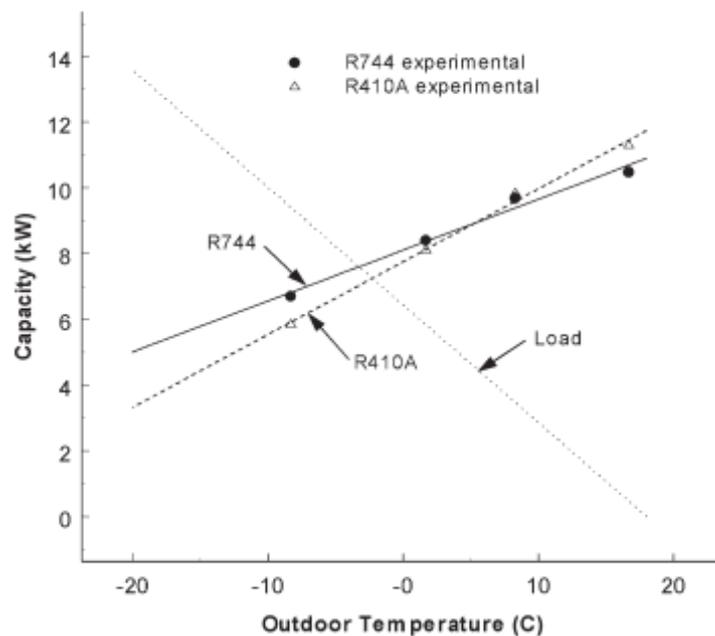


Figura 3.10 – Comparação da capacidade de aquecimento entre o R-744 e o R-410 em ambientes abertos.

Fonte: RICHTER *et al.*, 2003, p. 116

Sarkar *et al.* (2004), desenvolveram correlações por meio da temperatura de saída do resfriador de gás e da temperatura de evaporação para se determinar o COP máximo de um sistema e pressão de alta ótima operando em um ciclo transcrito com CO<sub>2</sub>. Na Figura 3.11, pode-se observar que quanto maior a temperatura de evaporação, maior é o COP do sistema e menor é a pressão de descarga ótima do sistema. Os autores demonstram, que devido a isotermas da região supercrítica, o COP máximo é atingido para elevadas pressões de descarga no compressor e baixas temperaturas de evaporação.

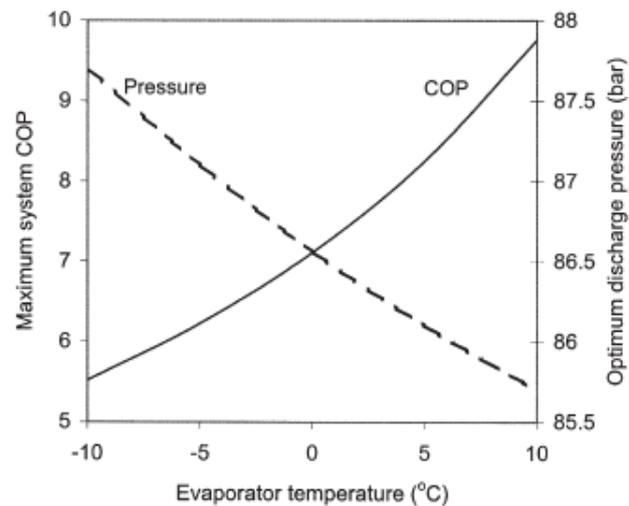


Figura 3.11 – Variação da temperatura de evaporação com o COP do sistema e a ótima pressão de descarga

Fonte: SARKAR *et al.*, 2004, p. 835

A temperatura saída do resfriador de gás demonstrou ter um impacto significativo no desempenho do sistema. A Figura 3.12, mostra que a eficiência do sistema cresce consideravelmente, com o decréscimo da temperatura de saída do resfriador de gás, além de se ter uma expressiva variação da pressão de alta ótima. Para a variação da temperatura de saída do resfriador de gás de 50 para 30°C, o COP praticamente dobra e a pressão cai de 122 bar para 74 bar.

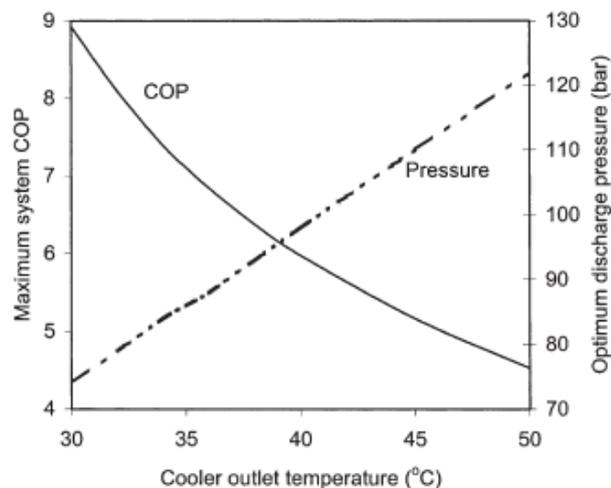


Figura 3.12 - Variação da temperatura de saída do resfriador de gás com o COP máximo do sistema e ótima pressão de descarga

Fonte: SARKAR *et al.*, 2004, p. 835

## Revisão Bibliográfica

Alguns anos depois, Sarkar *et al.* (2010) e Sarkar e Bhattacharyya. (2012), apresentaram um modelo teórico e experimental para uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> utilizando como fluido secundário a água, para aplicação simultânea de aquecimento e resfriamento. Dessa vez, o objetivo do trabalho era análise da influência da variação da vazão mássica da água e da temperatura de entrada da água no evaporador e no resfriador de gás no desempenho do sistema. Os autores demonstraram que com o aumento da vazão mássica de água o coeficiente de desempenho do sistema aumenta tanto para o aquecimento assim como no resfriamento, respectivamente, conforme mostrado na Figura 3.13.

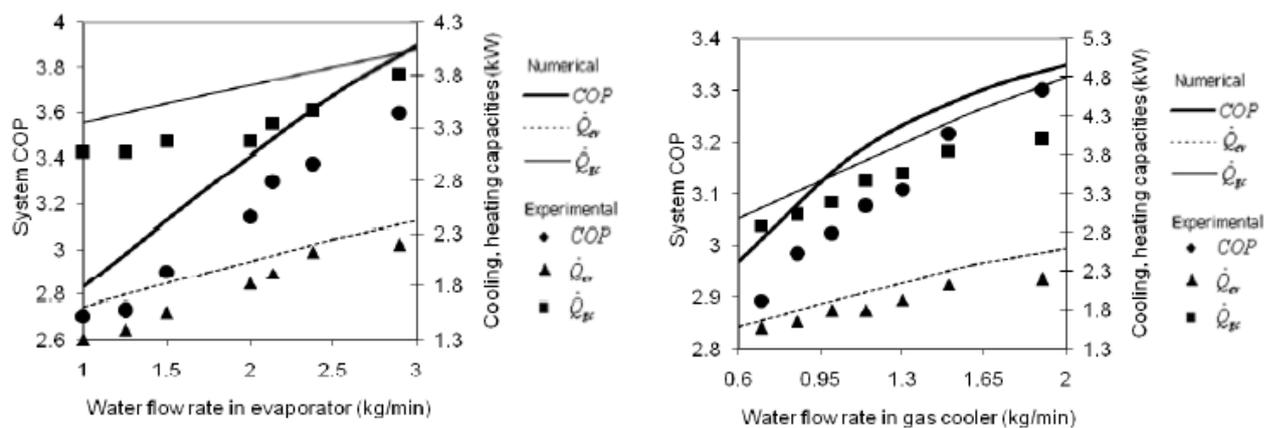


Figura 3.13 – Variação do COP em função da vazão mássica de água no evaporador e no resfriador de gás, respectivamente.

Fonte: SARKAR e BHATTACHARYYA, 2012, p.33 e 34

A Figura 3.14 mostra que com o aumento da temperatura de entrada da água, o COP aumentou no evaporador, e em contra partida, diminuiu para o resfriador de gás (Figura 3.14). Os valores obtidos experimentalmente e teoricamente foram bem satisfatórios, o maior desvio obtido foi para os resultados do COP do ciclo com 16% de diferença; o máximo desvio para capacidade de refrigeração e aquecimento foram 5 e 10%, respectivamente.

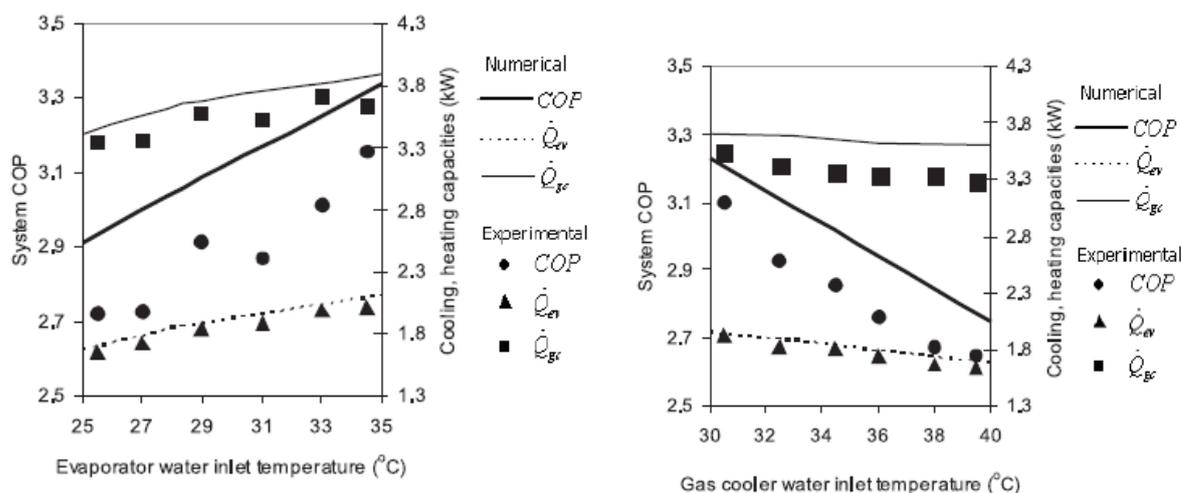


Figura 3.14 - Variação do COP em função da temperatura de entrada da água no evaporador e no resfriador de gás, respectivamente

Fonte: SARKAR e BHATTACHARYYA, 2012, p.35 e 36

Yokoyama *et al.* (2010) analisaram o desempenho de uma bomba de calor residencial ar/água operando com dióxido de carbono em relação as mudanças diárias por demanda de água quente. O estudo numérico para uma capacidade de 4,5kW e um tanque de armazenamento de 370L, demonstrou que a influência da demanda por água quente no decorrer do dia praticamente não afeta o COP médio do sistema e a sua eficiência.

Minetto (2011) desenvolveu uma bomba de calor de CO<sub>2</sub> ar/água para aquecer água de um edifício residencial. O sistema era composto por um compressor de pistão de simples estágio, resfriador de gás do tipo coaxial, válvula de expansão eletrônica, evaporador tubo aletado e tanque de armazenamento. O trabalho constitui-se basicamente na otimização e determinação da pressão de alta ótima do sistema, e do desenvolvimento de um novo controle da pressão de alta do ciclo a fim de maximizar o COP da bomba e garantir uma vazão mássica de água adequada para uma temperatura fixa na saída do resfriador. No inverno, quando a temperatura da água inicial era aproximadamente 10°C e do ambiente (ar) 9°C, o sistema conseguiu aquecer a água até 70 a 80°C. Já na primavera (temperatura inicial da água 18°C e do meio ambiente 20°C), a bomba de calor foi testada para obter água a 80°C em dois

## Revisão Bibliográfica

níveis diferentes de ventilação do evaporador. O controle da vazão de água foi modulado por um controlador PID, que tinha como objetivo de garantir a temperatura da água na saída do resfriador definida por um set point. A variável controlada era comparada com o set point, e a velocidade da bomba d'água era ajustada para reduzir o erro. Simultaneamente, o controlador era capaz de estimar o COP em tempo real como função das condições de operação do sistema e modificar o grau de abertura da válvula. Para a autora, ao contrário do observado em outros estudos, o controle da pressão ótima do sistema que resulta em um COP máximo, não é função somente da temperatura de saída do resfriador de gás, deve-se correlacionar também outras variáveis para um valor fixo da temperatura da água.

Minetto (2011), afirma que o COP ideal e a pressão ótima de descarga do sistema também dependem da temperatura do ambiente (Figura 3.15). Além disso, observa-se na Figura 3.16, que temperatura de entrada da água ( $T_{w,i}$ ) para um mesmo delta de aquecimento tem uma maior influência sobre o COP do sistema do que a temperatura de saída da água ( $T_{w,o}$ ).

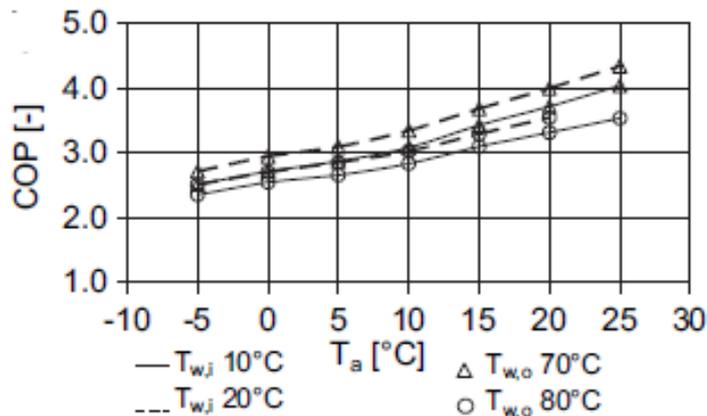


Figura 3.15 – Análise do COP em função da temperatura de entrada e saída da água

Fonte: MINETTO, 2011, p. 747

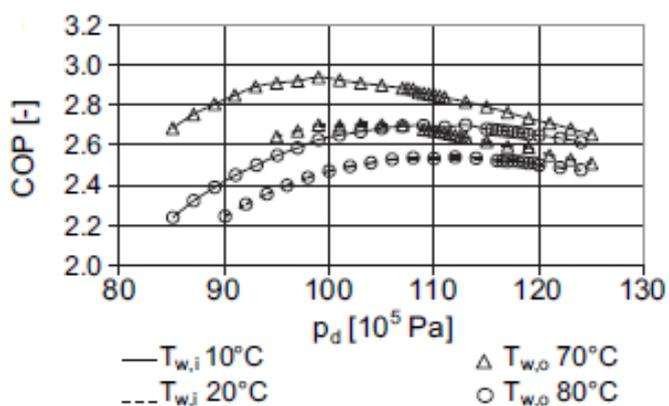


Figura 3.16 – Análise do COP e da pressão de alta do sistema em função da temperatura de entrada e saída da água.

Fonte: MINETTO, 2011, p.746

Cecchinato, Corradi e Minetto (2009), Checchinato, Corradi e Minetto (2010), e Checchinato *et al.* (2011) desenvolverem diversos trabalhos abordando sobre as características e a pressão ótima de operação de uma bombas de calor operando com  $\text{CO}_2$  em um ciclo transcrito. Em seu último estudo, apresentou um método de simulação numérico simplificado para predição do desempenho de uma bomba de calor a  $\text{CO}_2$ . O modelo foi validado para duas montagens distintas: bomba de calor água/água e ar/água. Os resultados experimentais foram positivos e bem aproximados dos obtidos pelo modelo. Na configuração ar/água os desvios foram de -6,4% a 1,7%, já na outra montagem (água/água) foram de -3,8% a 5,8%. Experimentalmente, pôde-se observar que durante a variação da temperatura ambiente do dia, a temperatura de evaporação também sofreu alterações; já a pressão de alta do ciclo aumentava de acordo com a diminuição da vazão mássica de água. Na Tabela 3.4, são apresentados os resultados obtidos para diferentes condições de trabalho da configuração ar/água.

Tabela 3.4– Dados experimentais e de simulação para diferentes condições de trabalho.

Experimental data		1	2	3	4	5	6
Air inlet temperature	[°C]	10.4	11.3	23.3	23.1	22.9	23.0
Water inlet temperature	[°C]	9.5	9.7	18.3	17.2	18.3	18.3
Water mass flow rate	[kg (3600 s) <sup>-1</sup> ]	259	212	280	245	257	286
High pressure	[10 <sup>5</sup> Pa]	102.7	111.0	111.3	114.0	113.3	99.5
Evaporation temperature	[°C]	0.1	1.0	13.6	9.3	14.3	15.0
Gas cooler outlet temperature	[°C]	27.3	32.1	44.4	42.7	45.6	43.3
Water delivery temperature	[°C]	70.2	80.6	79.7	83.9	83.4	71.3
Power input	[kW]	5.7	6.2	6.2	6.4	6.3	5.3
Heating capacity	[kW]	18.3	17.7	20.0	19.1	19.0	18.3
COP <sub>H</sub>	[–]	3.19	2.86	3.22	2.96	2.99	3.43
Model results							
Evaporation temperature	[°C]	0.1	1.6	13.0	10.1	13.2	14.0
Gas cooler outlet temperature	[°C]	27.7	33.1	45.4	44.7	47.0	44.3
Water delivery temperature	[°C]	70.5	82.6	78.6	84.3	82.2	70.3
Power input	[kW]	5.7	6.2	6.2	6.4	6.4	5.4
Heating capacity	[kW]	18.4	18.0	19.6	19.1	19.1	17.3
COP <sub>H</sub>	[–]	3.20	2.91	3.15	2.97	3.01	3.21

Fonte: CECCHINATO *et al.*, 2011, p. 2491

Yamaguchi *et al.* (2011), desenvolveram e validaram experimentalmente uma bomba de calor comercial para aquecimento de água. A bomba tinha capacidade de aquecimento de 22,3 kW e temperatura de saída da água foi igual a 90°C. Vários parâmetros como pressões do ciclo, temperatura de entrada da água, temperatura do meio ambiente, vazão mássica, taxa de transferência de calor no resfriador de gás e evaporador, foram investigados. Os resultados demonstraram que com o aumento da temperatura de entrada da água, há uma redução no valor do COP devido principalmente à redução da taxa de transferência de calor para uma mesma potência de consumo do compressor. Além disso, o aumento da temperatura também acarretou em um pequeno aumento da vazão mássica do refrigerante e nas pressões de entrada e saída do compressor (Figura 3.17).

## Revisão Bibliográfica

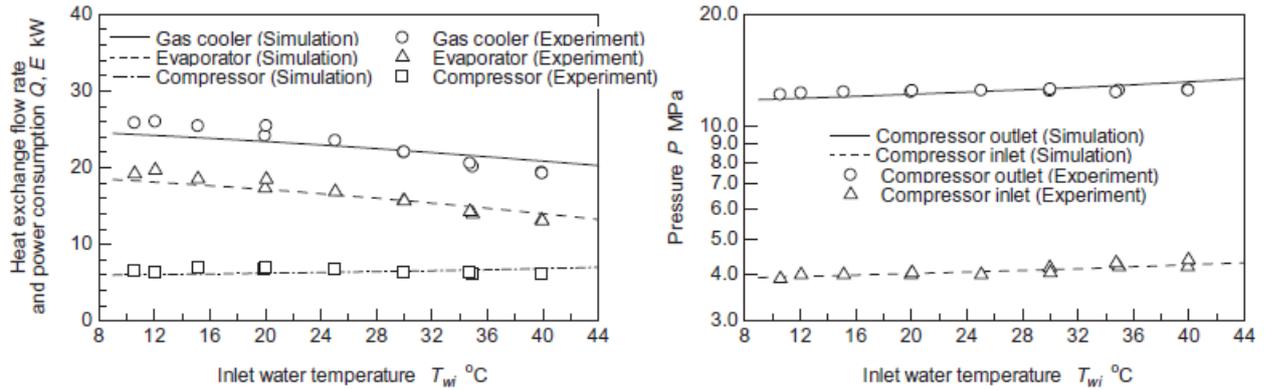


Figura 3.17 – Análise da influência da temperatura de entrada da água.

Fonte: YAMAGUCHI *et al.*, 2011, p. 1904

Os resultados ainda demonstraram que, com o aumento da temperatura do ar do meio ambiente, houve um aumento da eficiência do sistema. Essa tendência é justificada pelo aumento da taxa de transferência de calor no resfriador de gás e no evaporador, para um consumo no compressor praticamente constante. Observa-se também que a pressão de saída do compressor manteve-se praticamente constante com o aumento da temperatura do meio ambiente, ao contrário do que se nota para a pressão de sucção do sistema (Figura 3.18). Os resultados do COP pelo modelo e experimentalmente apresentaram uma variação máxima de 5,4%, sendo que a variação média foi de 0,9%.

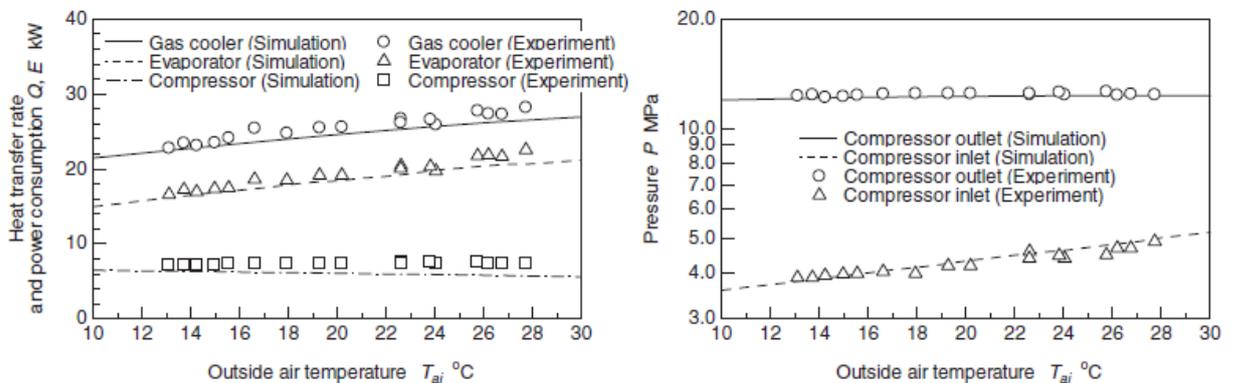


Figura 3.18 – Variação das taxas de transferência de calor e potência do sistema em função da temperatura do meio ambiente.

Fonte: YAMAGUCHI *et al.*, 2011, p. 1905

## Revisão Bibliográfica

---

Xu *et al.* (2012) construíram um protótipo com um ejetor ajustável para atuar na pressão de alta do sistema a fim de investigar experimentalmente o desempenho de uma bomba de calor de CO<sub>2</sub> operando em um ciclo transcrito. O ejetor ajustável foi submetido a pulsos elétricos. Assim a área da válvula era alterada, permitindo-se investigar uma pressão ótima para operação do sistema. A estratégia de controle para o máximo desempenho do sistema foi desenvolvida correlacionando a pressão do CO<sub>2</sub> e temperatura de saída do resfriador de gás, para se obter uma pressão de alta ótima do sistema. Os resultados da experiência mostraram que existem valores ótimos para o COP do sistema, bem como para capacidade de troca de calor por meio do controle da pressão de alta. Além disso, conforme Figura 3.19, nota-se que se tem relação linear entre a pressão ótima de alta com a temperatura de saída do resfriador de gás.

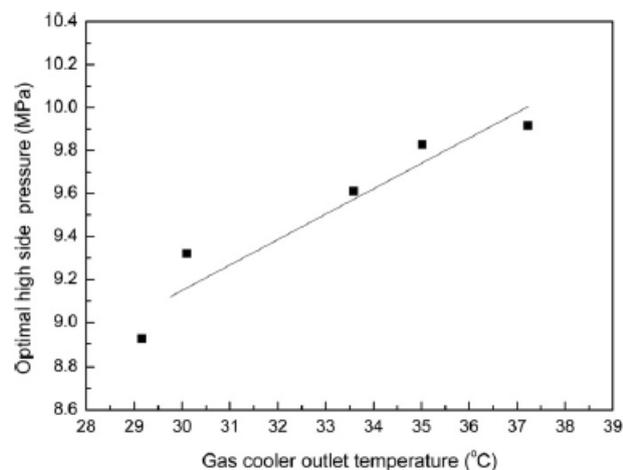


Figura 3.19– Relação de linearidade da ótima pressão de alta com a temperatura de saída do arrefecedor de gás

Fonte: XU *et al.*, 2012, p.876

Jiang *et al.* (2013) apresentaram em seu trabalho um sistema de bomba de calor água-água que opera em um ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> empregando um evaporador compacto tubo-em-tubo e um resfriador de gás. As experiências foram realizadas com ciclos de compressão com e sem trocador de calor interno (IHX, internal heat exchanger). Os resultados obtidos demonstraram que o uso de um evaporador interno que serve para reduzir ainda mais a temperatura do fluido após o resfriador de gás e aumentar a sua temperatura após o evaporador, aumentando

significativamente o COP do sistema. As principais variáveis analisadas foram: a temperatura de saída do resfriador de gás, a pressão de descarga do compressor, a temperatura de lubrificante do compressor, a vazão mássica da água quente, entre outros. Testes foram realizados com a temperatura de entrada da água do resfriador de gás variando entre 15°C, 20°C ou 35°C, para uma temperatura de saída da água de 45 a 70°C. A temperatura de evaporação e a temperatura na entrada da água no evaporador foram mantidas constantes a -5°C e 12°C, respectivamente.

Os resultados obtidos comprovaram que no sistema operando com o evaporador interno, o COP da bomba de calor aumenta entre 5 a 10% comparado o procedimento sem o mesmo. Os autores concluíram que a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> no resfriador de gás aumenta com o aumento da temperatura de saída da água. Para as mesmas condições de operação, quanto menor a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do resfriador de gás, maior é o coeficiente desempenho do sistema, e vice e versa (Figura 3.20). Além disso, o estudo experimental comprovou que as diferentes temperaturas de saída do resfriador de gás também estão diretamente ligados a vazão mássica de água. Com a redução da vazão mássica de água, a temperatura de saída da água no resfriador de gás aumenta, como mostra a Figura 3.21. Em adição, verificou-se que a temperatura de saída da água do resfriador também afeta a pressão e temperatura de saída do CO<sub>2</sub> no compressor; quanto maior a temperatura de saída da água, maior é a pressão e temperatura de descarga.

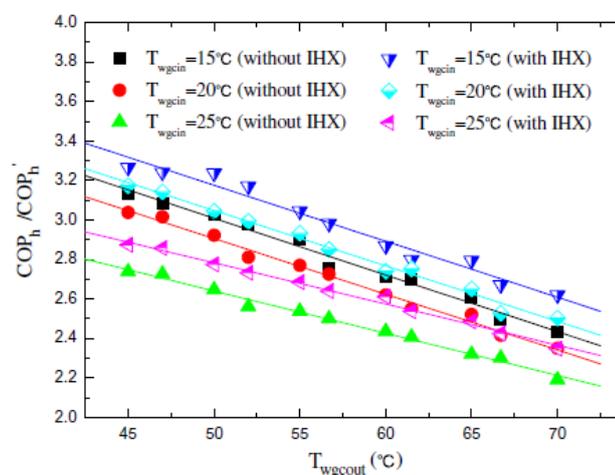


Figura 3.20 – Variação do COP com e sem trocador de calor interno com a temperatura de saída do resfriador de gás.

Fonte: JIANG et al., 2013, p. 96

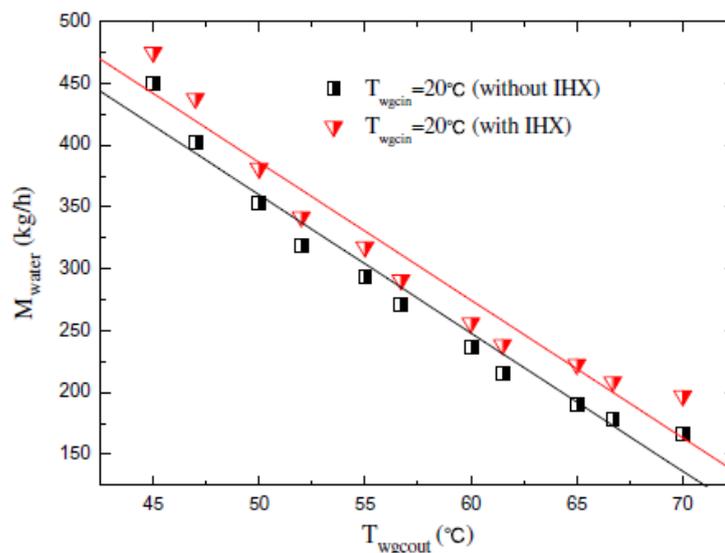


Figura 3.21 – Variação da temperatura de saída da água com a vazão mássica.

Fonte: JIANG *et al.*, 2013, p.99

Também em 2013, Lin *et al.* desenvolveram um modelo matemático para o estudo do ciclo transcrito de  $\text{CO}_2$ , sem impor restrições excessivas ao modelo como valores fixos para a pressão de descarga e sucção do compressor. O modelo foi validado também por medições experimentais. Alguns parâmetros que influenciam no coeficiente de desempenho do sistema, como: a temperatura de bulbo seco, umidade relativa, velocidade do compressor e comprimento do tubo capilar, foram estudados. Como resultado, verificou-se que com o aumento da temperatura ou da umidade relativa do sistema, o COP também aumenta. Já o aumento da velocidade do compressor proporcionou uma maior capacidade calorífica do sistema resultando em um decréscimo significativo da eficiência do ciclo. Além disso, os autores relataram que ao contrário de um ciclo sub-crítico de  $\text{CO}_2$ , o ciclo transcrito não apresentou um valor máximo para o comprimento do tubo capilar.

Hu *et al.* (2014) analisaram as características de escoamento da vazão mássica de  $\text{CO}_2$  operando em um ciclo transcrito através de uma válvula de expansão eletrônica. Os resultados mostraram que a correlação desenvolvida para estimativa do coeficiente de correção é influenciada diretamente pela abertura da válvula de expansão, variações na massa específica e pela razão de pressão. O erro relativo máximo obtido foi de 10% entre os dados experimentais e os previstos. Em geral, com

a abertura da válvula de expansão para os parâmetros analisados a vazão mássica manteve-se constante ou em alguns casos, reduziu-se. Anos depois, Liu *et al.* (2016) e Liu *et al.* (2018) também desenvolveram correlações para o coeficiente de correção do dispositivo de expansão de bombas de calor que operam com CO<sub>2</sub> em ciclo transcrítico. Para os autores, parâmetros tais como pressão e temperatura de entrada, pressão de saída, geometria e abertura da válvula de expansão são parâmetros cruciais para análise e estimativa da vazão mássica nesses dispositivos.

Purohit *et al.* (2015) estudaram duas configurações distintas para bombas de calor que operam com dióxido de carbono em regiões em que a temperatura do meio ambiente é elevada. Segundo os autores, as configurações de uma compressão paralela em que se utiliza duas válvulas de expansão e parte do fluido da primeira expansão é comprimido novamente no sistema, ou o uso de um trocador de calor interno (IHX), melhoram significativamente o COP, principalmente em ambientes de altas temperaturas. Observou-se que com a primeira configuração o COP do sistema aumentou em cerca de 25% comparado com sistema convencional, além da redução da pressão de alta no resfriador para todas as condições de operação.

Rawat *et al.* (2015) analisaram o efeito de diversos parâmetros de operação em um ciclo transcrítico de CO<sub>2</sub>, como: pressão de alta, temperatura do evaporador e temperatura de saída do resfriador de gás. Como resultado, nota-se na Figura 3.22, que quanto menor a temperatura de saída do resfriador de gás, maior o COP do sistema. A pressão varia, tendo um valor ótimo entre 82 a 90 kPa para a temperatura de saída do resfriador de gás a 35°C. Observou-se também que, quanto maior a temperatura de evaporação, maior foi o COP do sistema; tem-se ainda uma pressão ótima para o sistema, pressões acima de 88 kPa, faz com que o COP caia novamente (Figura 3.23).

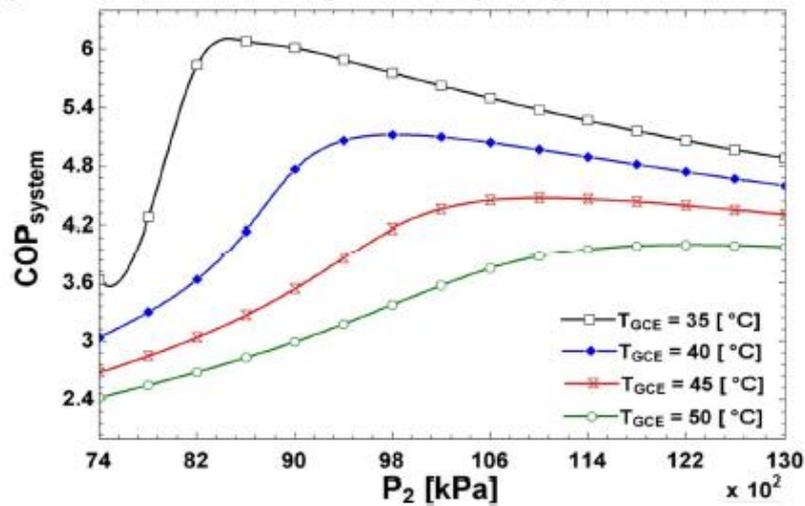


Figura 3.22 – Variação do COP em relação a pressão de alta e a temperatura de saída do resfriador de gás

Fonte: Rawat *et al.*, 2015, 290.p.

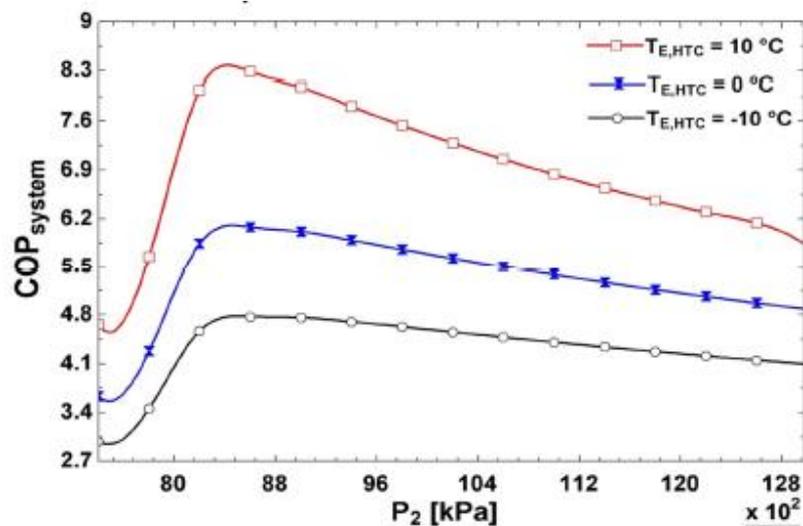


Figura 3.23 - Variação do COP em relação a pressão de alta e a temperatura de evaporação.

Fonte: RAWAT *et al.*, 2015, 290.p.

Nunes *et al.* (2015) desenvolveram um modelo matemático para o tubo capilar de um ciclo transcrito de dióxido de carbono operando em regime estacionário. O estudo visava prever a vazão mássica do fluido refrigerante em função das pressões de entrada e saída do tubo capilar, bem como a temperatura de entrada deste

dispositivo. Os resultados apresentados foram considerados bons, obtendo-se desvios menores que 10% quando comparado com valores experimentais. Além disso, o trabalho também visava avaliar o diâmetro mínimo que o tubo capilar deveria ter de acordo com diversas condições de operação do ciclo transcrito para que a expansão do fluido fosse adequada.

Saikawa e Koyama (2016) apresentaram uma análise termodinâmica de um ciclo de compressão por vapor para bombas de calor para aquecimento de água. Dentro os fluidos analisados, o CO<sub>2</sub> foi o fluido refrigerante que apresentou o melhor desempenho, até para operação em ambientes de baixa temperatura. O COP foi de 3,4 para um aquecimento de água de 8 a 65°C, a uma temperatura ambiente de 8°C. Além disso, os autores afirmaram que a eficiência do ciclo depende significativamente do controle da temperatura da saída do resfriador de gás, bem como da temperatura de entrada da água.

Yang *et al.* (2016) analisaram o desempenho de uma bomba de calor para aquecimento de água a CO<sub>2</sub> em um ciclo transcrito, combinado com um subsistema com R-134a. Os resultados demonstraram que a temperatura do meio ambiente e que a temperatura do meio de aquecimento afetam substancialmente o desempenho do ciclo. A nova configuração proposta da bomba de calor com o subsistema de R-134a, comparada com um ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> convencional, aumentou o COP do sistema 22%.

Qin *et al.* (2019) investigaram o comportamento da variação da frequência do compressor de uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito para aquecimento de água. Os principais parâmetros analisados foram a eficiência do compressor, a temperatura de saída da água e o COP do sistema. Conforme observa-se na Figura 3.24 para todas as frequências analisadas, com o aumento da razão de compressão a eficiência global do compressor diminui, e quanto maior a frequência do compressor melhor é a sua eficiência. Além disso, a Figura 3.25, mostra a relação da temperatura de saída do resfriador de gás e da vazão mássica de CO<sub>2</sub> em função da pressão de descarga para as diferentes frequências analisadas. Observa-se que com o aumento da pressão de descarga, a temperatura do resfriador de gás atinge um

ponto máximo e depois volta a cair. Já a vazão mássica decresce com o aumento desta pressão.

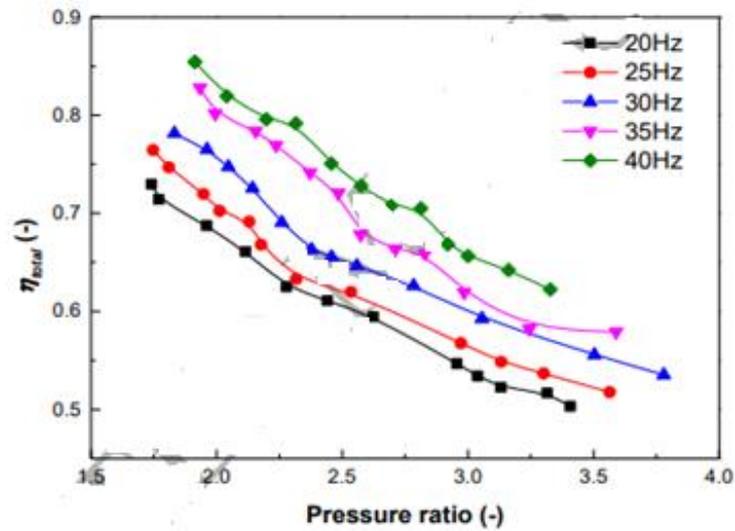


Figura 3.24 – Eficiência global do compressor em função da razão de pressão para diferentes frequências

Adaptado de Qin et. al, 2019, p. 27

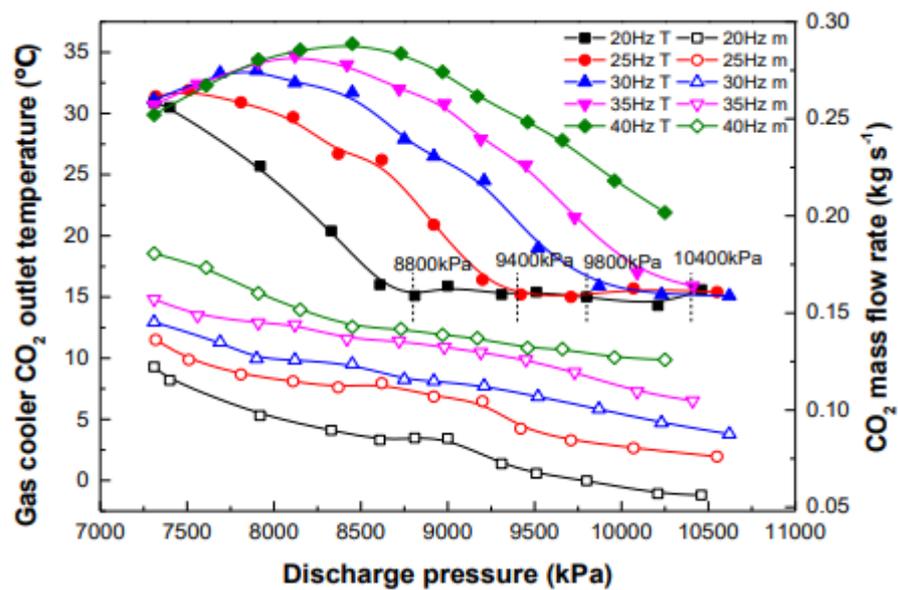


Figura 3.25 – Variação da temperatura do resfriador de gás e da vazão mássica de  $\text{CO}_2$  em relação a pressão de descarga para várias condições de frequência do compressor

Adaptado de Qin et al., 2019, p. 28

Para cada frequência analisada os autores relataram que existe um ponto ótimo do COP em função da pressão de descarga do compressor. Dessa forma, desenvolveram um modelo para a pressão de alta ótima por meio do modelo de  $\Pi$ -Buckingham, o qual obteve um erro menor que 3%.

Nos trabalhos de Austin e Sumathy (2011), Ma, Liu e Tian (2013) e recentemente no estudo de Rony *et al.* (2019) pode-se encontrar uma revisão sobre estudos da literatura recente que investigaram BDC operando com CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito. Nestes, estão descritos diversas configurações que as bombas de calor podem adquirir, a fim de melhorar seu desempenho.

### 3.4.2 Bomba de calor assistida por energia solar

O conceito das bombas de calor assistidas por energia solar não é novo, os estudos desta configuração aplicada ao aquecimento de ambientes são do início da década dos 80. O francês Jacques Bernier foi um dos pioneiros no assunto, tendo uma fábrica de bombas de calor com evaporador solar na cidade de La Rochelle, perto de Bourdeaux na França. Em 2004, publicou um dos primeiros livros sobre o tema: *La pompe à chaleur déterminer, installer, entretenir* (BERNIER, 2004).

A combinação de uma bomba de calor com um sistema solar tende a amenizar várias das desvantagens desses sistemas quando operados separadamente. Esses sistemas convertem energia primária (radiação solar) em energia térmica de uma forma extremamente eficiente resultando no aumento dos valores dos coeficientes de desempenho.

Os sistemas de bombas de calor com assistência de energia solar podem ser classificados em sistemas convencionais SAHP (do inglês, *Solar Assisted Heat Pump*) e sistemas de SAHP de expansão direta ou DX-SAHP (*Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump*). Em um sistema convencional, o coletor solar não atua como evaporador, sendo o sistema composto por uma bomba de calor (evaporador, condensador, compressor e válvula de expansão) e o coletor solar. O sistema de DX - SAHP consiste basicamente de um trocador de calor com um condensador, uma válvula de expansão, um compressor, e um coletor solar que é utilizado como o próprio evaporador do sistema de bomba de calor. Assim, o refrigerante é vaporizado

diretamente no coletor - evaporador solar, no qual a mudança de fase de líquido para vapor ocorre devido à energia solar.

Segundo Faria (2013), sistemas que operam por DX-SAHP são muito convenientes, uma vez que, além da radiação solar, outras energias podem ser aproveitadas como, por exemplo, calor sensível da atmosfera e calor latente advindo de efeitos de condensação. Dessa forma, nos últimos anos, o interesse por bombas de calor operando com coletores solares de expansão direta têm aumentando significativamente.

Huang e Chyng (1999) investigaram a operação de bomba de calor com expansão direta para aquecimento de água operando com R-134a. O sistema tinha capacidade para armazenar 105 ℓ e contava com um pequeno compressor hermético de potência nominal de 250W. Os dados experimentais foram compatíveis com o do modelo desenvolvido para cálculo do coeficiente de desempenho do sistema. A DX-SAHP operou com o COP entre 2,5 a 3,7, e a temperatura de saída da água de 25 a 61°C.

Hawlander, Chou e Ulah (2001) realizaram um estudo analítico e experimental de DX-SAHP para aquecimento de água também operando com R-134a. Os valores de COP encontrados variaram de 4 a 9, a eficiência do coletor entre 40% a 75%, e a temperatura de saída de água de 30°C a 50°C. Os resultados experimentais foram bastante compatíveis por aqueles previstos no modelo. Os resultados indicaram que o desempenho do sistema de uma bomba de calor operando com evaporador solar é fortemente influenciado pela área do coletor, velocidade do compressor e irradiação solar. A análise econômica do sistema também foi realizada, resultando um payback mínimo de dois anos.

Kuang, Sumathy e Wang (2003) desenvolveram um modelo matemático em conjunto com testes experimentais para uma DX-SAHP operando com R-22 para o aquecimento de água. Utilizando um coletor solar de área igual a 2m<sup>2</sup>, o COP médio mensal fornecido pelo sistema variou de 4 a 6, com eficiência do coletor entre 40% a 60%. O desenho esquemático da DX-SAHP está representado na Figura 3.26.

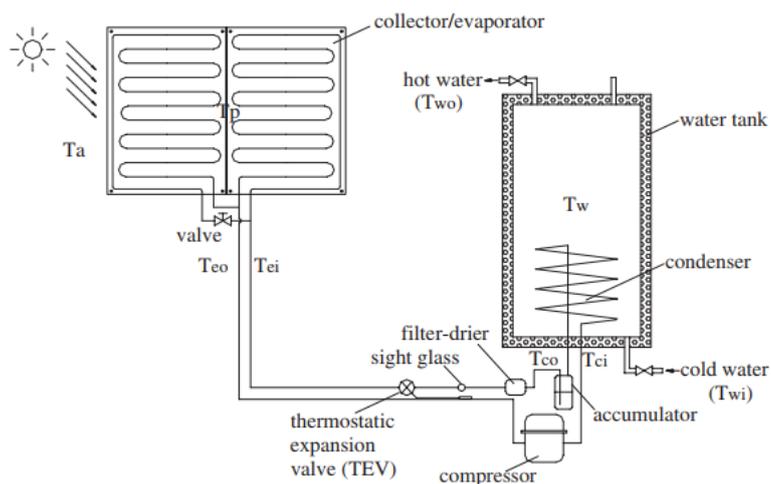


Figura 3.26 - Desenho esquemático de uma bomba de calor de expansão direta.

Fonte: KUANG *et al.* (2003), p.533

A influência de várias grandezas como: radiação solar, temperatura do meio ambiente, área do coletor, volume do tanque e rotação do compressor foram investigadas. Os resultados obtidos demonstram que a radiação solar, área do coletor e a rotação do compressor são fatores que influenciam significativamente no desempenho do sistema. A razão ideal do volume de armazenamento para a área do coletor recomendada foi de 75 a 125  $\ell/m^2$ . Como conclusão, para aumentar o desempenho térmico do sistema, os autores sugeriram a utilização de compressores com rotação variável ou válvula de expansão eletrônica a fim de reduzir a incompatibilidade entre a carga térmica no coletor e a capacidade do compressor.

Li *et al.* (2007) analisaram experimentalmente o desempenho de uma DX-SAHP com R-22 para aquecimento de 150ℓ de água. O condensador é do tipo serpentina imerso no tanque e coletor solar/evaporador tinha 4,2 $m^2$ . O COP atingiu valores de 6,61 aquecendo água de 13,5°C a 50,5°C, a uma temperatura ambiente de 20,6°C e fluxo de radiação de 955W/ $m^2$ . Além disso, os autores afirmaram que a eficiência do coletor pode ser maior do 1, em determinados casos, dependendo da temperatura do meio ambiente e da temperatura de evaporação, enfatizando a grande vantagem da utilização desses equipamentos.

Chow *et al.* (2010), realizaram simulações para uma bomba de calor de expansão direta operando com R-134a fluido de trabalho para aquecimento de água residencial na cidade de Hong Kong. Os resultados obtidos foram excelentes. O menor valor de COP da simulação foi de 5,33 no inverno a baixa temperatura e baixa irradiação solar, e o maior de 7,50 no verão a alta temperatura e alta irradiação solar. Em média o sistema operou com o COP de 6,46. Na Figura 3.27, pode-se analisar a variação do COP ao longo de um dia no verão e no inverno. Observa-se uma tendência de variação do COP em função da taxa de irradiação solar diária, apresentando valores máximo próximo das 13 horas e valores mínimos às 10 e às 17 horas. Além disso, é possível notar que a energia de compressão é constante praticamente durante todo o dia, independentemente da radiação solar.

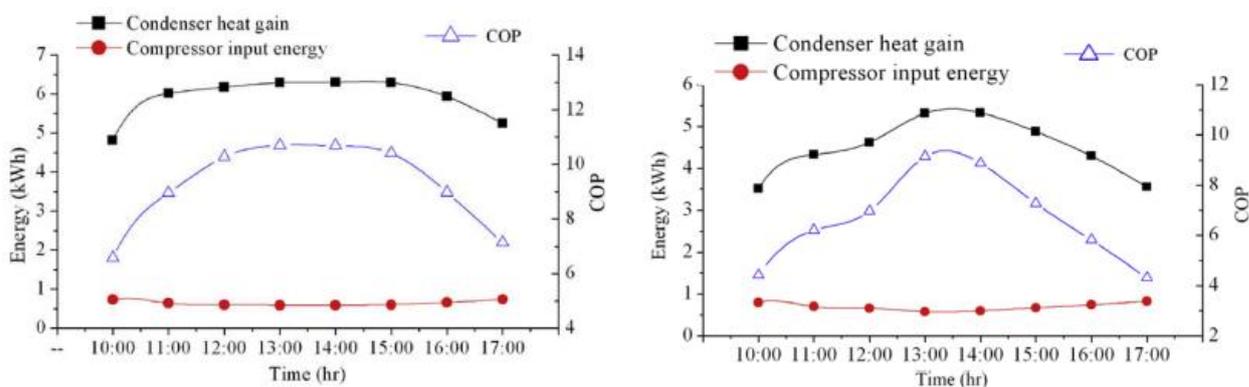


Figura 3.27 – Resultados da simulações para um dia de verão e inverno

Fonte: CHOW *et al.*, 2010, p.649

Kong *et al.* (2011) desenvolveram um trabalho teórico e experimental de uma DX-SAHP operando com R-22 para fornecer água quente para o uso doméstico. O sistema era composto por um coletor solar de placa plana de 4,2m<sup>2</sup>, um compressor hermético rotativo, um tanque de armazenamento da água quente de 150 ℓ, e uma válvula de expansão termostática, conforme a Figura 3.28.

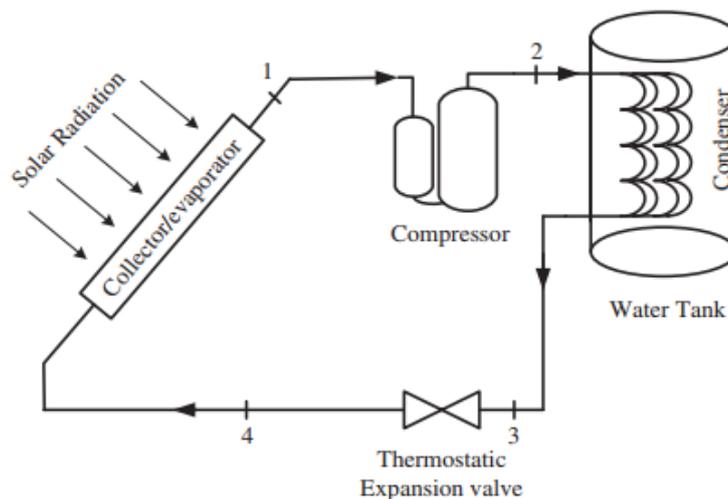


Figura 3.28 – Esquema do sistema de DX-SAHP operando com R-22.

Fonte: KONG *et al.*, 2011, p.6832

Os resultados experimentais foram bastante compatíveis com os previstos pela simulação, com uma média de desvios de apenas 1% para o COP e 4,6% para a eficiência do coletor. Concluiu-se que os principais fatores que afetam o desempenho do sistema são: radiação solar, temperatura do ambiente e a rotação do compressor. A influência da velocidade do vento também foi analisada e pelos resultados obtidos, percebeu-se que este é um fator que praticamente não alterou o COP do sistema, como demonstra a Figura 3.29.

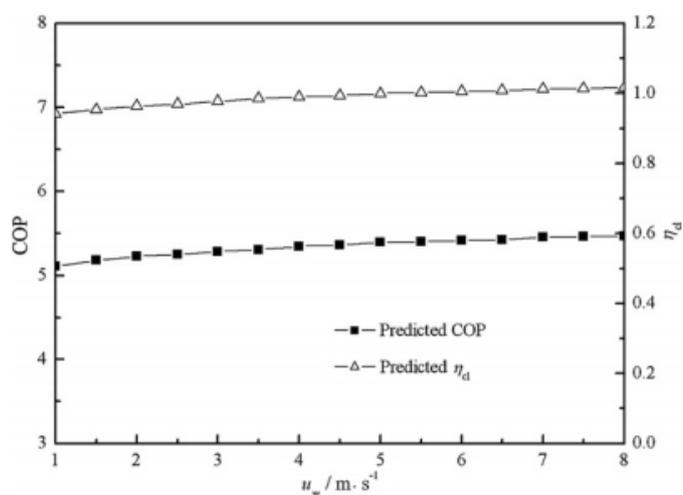


Figura 3.29 – Influência da velocidade do vento no desempenho da DX-SAHP e na eficiência do coletor solar.

Fonte: KONG *et al.*, 2011, p.6837

Moreno-Rodríguez *et al.* (2012) desenvolveram um modelo para determinar os parâmetros de operação de uma DX-SAHP com R-134a para aquecimento de água de uso doméstico. Observaram-se que o COP teórico variou de 1,85 a 3,1 para temperaturas de evaporação de -8°C a 18°C. Os autores concluíram que a radiação solar foi um dos parâmetros que mais afetaram o desempenho da DX-SAHP aumentando o COP em até 50% dependendo da sua intensidade.

Fernández-Seara *et al.* (2012) analisaram uma DX-SAHP operando com R-134a sob condições nulas de radiação solar. O sistema era composto por um compressor hermético, dois coletores solares, uma válvula termostática e um condensador helicoidal imerso no tanque de 300 ℓ. O sistema demonstrou atingir o estado estacionário em cerca de 15 minutos apresentando um COP médio 3,01 para aquecer a água de 14°C a 55°C, a uma temperatura ambiente de 21,9°C.

Omojaro e Breilkopf (2013) apresentaram um rica revisão sobre os trabalhos que estão sendo desenvolvidos com DX-SAHP na literatura. Os autores concluíram que o equipamento é extremamente eficiente sendo utilizados com diversos fluidos refrigerantes, apesar de não se ter relato do uso de CO<sub>2</sub>. A pesquisa ainda mostrou que 21% dos trabalhos estão voltados para análise da válvula de expansão, 19% para o condensador, 31% para o evaporador solar e 29% para o compressor.

Sun *et al.* (2015) compararam o desempenho de uma bomba de calor convencional com uma assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água. Para dias nublados os sistemas demonstraram ter o mesmo rendimento e para operações noturnas a bomba de calor convencional apresentou um melhor desempenho. Contudo, a média mensal de operação da DX-SAHP considerando dias nublados e ensolarados demonstrou ser superior a bomba convencional, reafirmando o melhor desempenho deste equipamento.

Jie *et al.* (2015) investigaram o desempenho de uma bomba de calor multifuncional assistida por um simulador de energia solar com expansão indireta. O desempenho do sistema foi analisado para o aquecimento de água como para o aquecimento de ambientes sob diferentes condições de operação. Os resultados demonstraram que para o sistema operando, principalmente no aquecimento da água,

a taxa de transferência de calor no evaporador e no condensador foram significativamente alteradas pelas temperaturas de condensação e evaporação. Além disso, uma comparação entre o dispositivo operando sem ou com ( $500\text{W/m}^2$ ) irradiação foi realizada, resultando em um aumento da taxa de evaporação e condensação de 37,4% e 32,3%, respectivamente. Os resultados obtidos demonstraram que no modo de aquecimento do ambiente, quando a irradiação passou de  $0\text{W/m}^2$  a  $500\text{W/m}^2$  a capacidade de aquecimento aumentou cerca de 20%, e para o aquecimento da água o COP aumentou em 5,2% com a presença de irradiação.

Kong *et al.* (2017) realizaram um estudo de simulação de uma DX-SAHP operando com R-410A para aquecimento de água residencial, objetivando analisar a influência de diversos fatores como: a carga do refrigerante no sistema (inventário), radiação solar incidente, temperatura do meio ambiente, velocidade de rotação do compressor, a eficiência e o COP do sistema. Os resultados demonstraram que a medida que a carga do refrigerante aumenta, a energia útil do coletor e o trabalho do compressor aumentam, já o desempenho do sistema aumenta ligeiramente, como nota-se na Figura 3.30. Por outro lado, as condições ambientais mostraram exercer uma forte influência no COP do sistema, com o aumento da radiação de  $300\text{W/m}^2$  para  $900\text{W/m}^2$  o COP aumentou em 46,3%, e a elevação da temperatura ambiente de  $0^\circ\text{C}$  para  $35^\circ\text{C}$  aumentou o COP do sistema em 56,4%. A rotação do compressor também foi importante para o desempenho do sistema, o COP na velocidade de rotação do compressor de 1500rpm foi 144,6% maior do que para 3300rpm, além de o tempo de aquecimento reduzir-se em 42,6%.

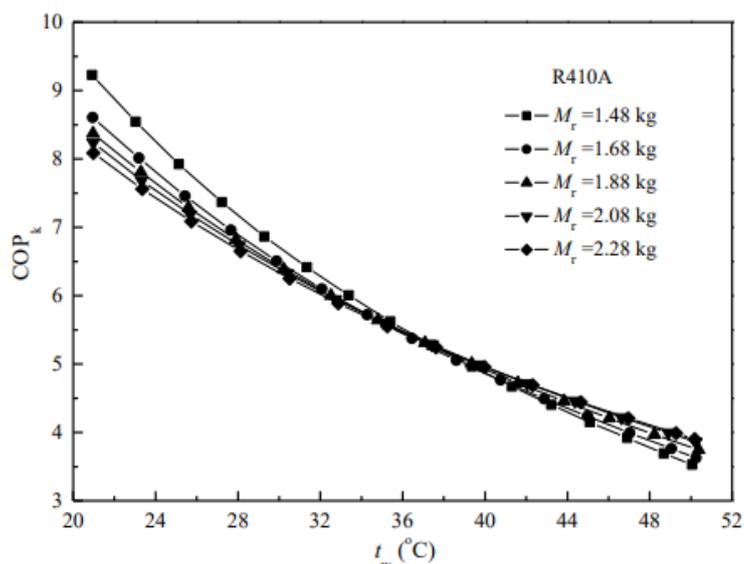


Figura 3.30 – Efeito da carga de refrigerante no COP instantâneo da DX-SAHP.

Fonte: KONG *et al.*, 2017, p.24

Kong *et al.* (2018) realizaram uma análise experimental em uma DX-SAHP, porém operando com R-134a. Na maioria dos casos, o COP foi superior a 3,0 para a uma média de radiação solar de 730W/m<sup>2</sup>, temperatura ambiente de 30,8°C, e aquecimento da água de 25,3°C a 60°C. Além disso, os autores desenvolveram um controle do grau de superaquecimento do sistema, o qual operou para diversas condições entre 5°C a 10°C.

Duarte *et. al* (2019) e Duarte (2018) desenvolveu um modelo numérico para uma DX-SAHP a fim de analisar o comportamento de diversos fluido com baixo GWP como o R-1234yf, R-290, R-600 e R-744 para substituição do R-134a. O R290 foi o fluido que apresentou o melhor COP para radiação solar entre 50 W/m<sup>2</sup> e 700 W/m<sup>2</sup>, bem como para temperatura ambiente entre 10°C e 35°C. Apenas para radiações solares menores que 50 W/m<sup>2</sup>, o R134a apresentou um COP maior que o R290. Em adição, o autor também demonstrou que para brisas leves, a velocidade do vento é considerada desprezível na influência do desempenho do sistema.

Cai *et al.* (2019) compararam o desempenho de uma DX-SAHP como uma bomba de calor solar híbrida e convencional operando com R-134a. Os resultados mostraram que a bomba híbrida possui um COP um pouco superior a DX-SAHP, com

média 3,15 para 3,03, enquanto a convencional atinge apenas 2,70. Esse fato se deve, principalmente devido a energia consumida pelo compressor que na bomba híbrida é menor do que na DX-SAHP, com valores iguais a 749,35 W e 765,68W, respectivamente.

### 3.4.2.1 Bombas de calor assistida com energia solar a CO<sub>2</sub>

Apesar dos trabalhos na literatura relatarem o uso bombas de calor assistidas com energia solar, ainda são poucos os que utilizam o CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho. Deng *et al.* (2012) desenvolveram uma bomba de calor híbrida assistida a energia solar operando com CO<sub>2</sub> com o objetivo de atender demandas anuais de refrigeração, aquecimento, e água quente de um edifício. Observa-se, na Figura 3.31, o esquema da bomba de calor utilizada no experimento.

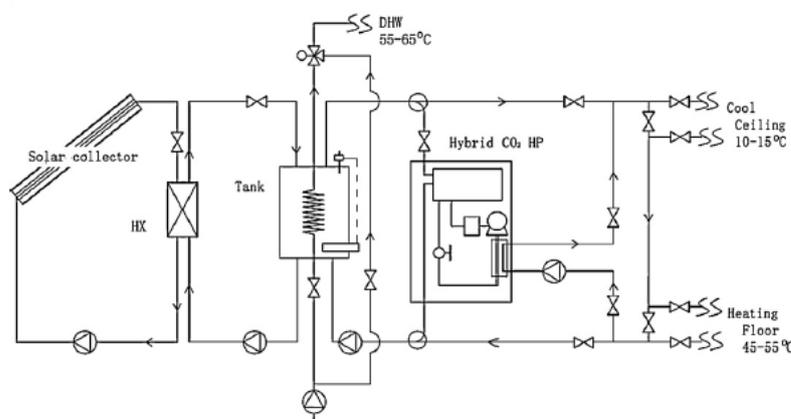


Figura 3.31 – Esquema da BDC híbrida a CO<sub>2</sub>.

Fonte: DENG *et al.* (2012), p.339

Os autores demonstraram que o sistema poderia suprir a demanda tanto de resfriamento, como de aquecimento de água durante todo o ano, em condições de inverno e verão. O sistema mostrou que pode-se reduzir em até 13,7% o consumo de energia elétrica. Além disso, a BDC obteve um desempenho de 2,64 operando em modo convencional, e de forma integrada de aproximadamente 4. Em Deng *et al.* (2013), verifica-se ainda um estudo detalhado para otimização deste sistema em conjunto com análise das influências das condições ambientais.

Kim, Choi e Cho (2013) apresentaram um estudo sobre uma simulação de uma bomba de calor solar-geotérmica híbrida para aquecimento de água residencial utilizando o CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho. O sistema é formado de uma unidade de energia solar (coletor solar concêntrico e um reservatório geotérmico) e uma unidade de bomba de calor com três trocadores de calor, uma válvula de expansão eletrônica, e um compressor. Como resultado, teve-se que a diferença da razão entre a pressão de entrada e saída do compressor aumentou 19,9% e o trabalho no compressor aumentou de 4,5 kW para 5,3 kW quando a temperatura de operação da bomba passou de 40°C a 48°C. Além disso, a razão de compressão diminuiu de 3 para 2,5 quando a temperatura do solo aumentou de 11 a 19°C. O tempo de operação também é reduzido em 5 horas com o aumento da radiação solar durante o dia, atendendo perfeitamente a demanda por água quente. Os autores demonstraram que o desempenho de uma bomba de calor com CO<sub>2</sub>, pode ser aumentado significativamente com o uso de um sistema de energia solar e geotérmico sendo perfeitamente adequado para o aquecimento de ambientes no inverno.

De Oliveira *et al.* (2015) desenvolveram um modelo dinâmico com validação experimental para o resfriador de gás de bomba de calor a CO<sub>2</sub> com evaporador solar, para aquecimento de água residencial. O modelo baseou-se nas equações de energia, massa e momento para prever as variações de temperatura, volume específico, e vazão mássica em cada etapa de operação. Os resultados mostraram ter uma ótima concordância entre o modelo computacional e os valores experimentais, tanto para regime permanente como transiente, com um desvio máximo de apenas 2°C.

Faria *et al.* (2016) apresentaram um modelo dinâmico com validação experimental para análise do comportamento de um evaporador solar com válvula de expansão operando em um ciclo transcrito de CO<sub>2</sub>, para regime estacionário e transiente. A ferramenta mostrou-se ser muito útil para análise das condições de operação da BDC variando os parâmetros de radiação solar, temperatura do ambiente, velocidade do vento e condições atmosféricas. Os autores ressaltaram ainda a importância do uso da válvula de expansão eletrônica em sistemas que utilizam evaporador solar com CO<sub>2</sub>, a fim de se ajustar constantemente a vazão

mássica do fluido maximizando o desempenho do sistema. Segundo eles, como a variação do meio ambiente é constante, o grau de superaquecimento está sempre sendo modificado, necessitando de um sistema de controle eficiente para manter o sistema operando com ótimo COP.

Rabelo *et al.* (2018) investigaram experimentalmente a influência da vazão mássica em uma DX-SAHP com CO<sub>2</sub> para aquecimento de água residencial. Os resultados mostraram que com o aumento da vazão mássica da água, a temperatura de saída da água diminui, porém o COP do sistema aumentou atingindo valores de 3,2 a 5,34.

De Paulino *et al.* (2019) apresentaram um modelo matemático com validação experimental para investigar uma DX-SAHP operando com CO<sub>2</sub>. O estudo visou verificar a resposta do evaporador solar em função das variações da radiação solar. Os resultados relevaram que pequenas alterações na radiação solar, alteram significativamente o grau de superaquecimento do sistema necessitando de uma atuação imediata do dispositivo de expansão a fim de controlar a vazão mássica na entrada do evaporador evitando um grau de superaquecimento excessivo ou que prejudique a integridade do compressor.

Além dos trabalhos apresentados, nos últimos anos, o laboratório de refrigeração e aquecimento (GREa) da UFMG, tem desenvolvido diversos trabalhos referentes ao tema desta pesquisa, os quais foram de suma importância para elaboração e execução desta tese. Em 2013, desenvolveu-se no laboratório um protótipo de uma bomba de calor com evaporador solar de expansão direta a CO<sub>2</sub> para ser utilizada em aquecimento de água residencial. Faria (2013) elaborou um modelo matemático e do comportamento dinâmico do conjunto evaporador solar e válvula de expansão operando em modo transcrito em regime transiente. O estudo foi comparado com os resultados preliminares obtidos pelo protótipo, demonstrando ter grande concordância com o modelo desenvolvido. Oliveira (2013), desenvolveu um modelo matemático para resfriador/condensador em regime transiente para CO<sub>2</sub>, e realizou sua respectiva validação experimental. O modelo escrito em FORTRAN, baseou-se nas equações de conservação de massa, energia, e quantidade de

movimento. O estudo se mostrou fundamental para o conhecimento do funcionamento DX-SAHP, e conseqüentemente para uma otimização em seu projeto.

Em 2015, Alvarez apresentou um modelo para controle da temperatura de saída da água do protótipo desenvolvido. Desenvolveu-se um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) e dentre diversas técnicas estudadas escolheu-se o método ITAE-servo para sintonizar o controlador do sistema. O sistema obteve um erro no regime permanente de  $5,2 \times 10^{-6}^{\circ}\text{C}$ , com um tempo de resposta de 225s. Paulino (2019), dando seqüência ao estudo da DX-SAHP, apresentou um estudo para controle da temperatura de água e avaliou o comportamento da abertura do dispositivo de expansão. Os resultados mostraram que um sistema embarcado de baixo custo para controlar a temperatura de saída da água e um dispositivo de expansão estático podem proporcionar um controle adequado desse tipo de sistema.

### 3.4.3 Considerações finais

Este capítulo apresenta uma detalhada revisão bibliográfica sobre o conceito e os principais dispositivos de um sistema de um ciclo de compressão a vapor. Expõe-se a problemática da indústria de refrigeração relacionada a questão dos fluidos refrigerantes sintéticos, demonstrando que o  $\text{CO}_2$  é um fluido natural de elevado potencial para substituição em muitos sistemas, principalmente em bombas de calor. Faz-se então, uma análise cronológica de diversas pesquisas e estudos na literatura que empregam bombas de calor com  $\text{CO}_2$  e de bombas de calor de expansão direta assistida com energia solar. Posteriormente, analisa-se os trabalhos que operavam com  $\text{CO}_2$  como fluido de trabalho com o aporte de energia solar.

Conforme pode-se observar, existem na literatura diversos trabalhos sobre bombas de calor operando com  $\text{CO}_2$  e de DX-SAHP empregando outros fluidos refrigerantes, principalmente R-22 e R134a. Porém são poucos os estudos que envolvem bombas de calor a  $\text{CO}_2$  com aporte de energia solar. Em adição, a maioria das pesquisas neste âmbito estão voltadas para o desenvolvimento de modelos matemáticos, apenas alguns relatam análises experimentais. Além disso, não se encontrou na literatura pesquisada, muitos trabalhos que abordam bombas de calor com energia solar de pequeno porte, como a estudada nesse trabalho. Nesse sentido,

o presente trabalho se justifica. Realizaram-se diversos testes experimentais de forma a se determinar os parâmetros que mais influenciam o desempenho de uma DX-SAHP de baixa potência a CO<sub>2</sub>. Parâmetros tais como: temperatura de saída entrada da água, temperatura do meio ambiente, radiação solar, umidade, vazão mássica de água foram analisados. Avaliou-se também a influência do dispositivo de expansão desse equipamento a fim de compreender seu comportamento e verificar a possibilidade de substituí-lo por outro de menor custo, como exemplo um tubo capilar. Também, diferentemente da maioria dos trabalhos apresentados na literatura, investigou-se a influência da quantidade de massa presente no sistema, buscando-se determinar a massa ideal para condições de elevada e baixa radiação solar. Em adição, desenvolveu-se um modelo para estimativa do coeficiente de correção do dispositivo de expansão, bem como para a vazão mássica, que pode ser utilizado para uma DX-SAHP de pequeno porte a CO<sub>2</sub> na ausência de um medidor de vazão.

## 4 Materiais e Métodos

### 4.1 Considerações Iniciais

Tem-se como objetivo principal deste capítulo realizar uma descrição detalhada da bomba de calor assistida com energia solar de expansão direta a CO<sub>2</sub>, apresentando as características de seus componentes principais, a instrumentação e o sistema de aquisição de dados que foram empregados para a execução dos testes. Contempla-se também nesta seção o plano de ensaio realizado para a análise de desempenho da DX-SAHP, a metodologia para cálculo da massa total do sistema e para o desenvolvimento da correlação para o coeficiente de correção da válvula de expansão, bem como a avaliação das incertezas de medições.

### 4.2 Descrição do protótipo

O protótipo é composto por uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> para aquecimento de água residencial por compressão de vapor, bem como um sistema de medição e aquisição de dados. A Figura 4.1 apresenta uma imagem com os principais componentes do banco de ensaios experimentais.



Figura 4.1 – Componentes da bomba de calor.

### 4.2.1 Compressor

O compressor é o componente responsável por fornecer um trabalho à bomba de calor, de forma a elevar a pressão e temperatura do fluido. O compressor utilizado no protótipo é marca SANDEN, modelo SRCaDB. O compressor hermético apresenta as características de acordo com a Tabela 4.1 e Figura 4.2.

Tabela 4.1 – Dados do compressor.

Fluido de Trabalho	Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )
Tensão	110 -127 V
Frequência nominal	60 Hz
Pressão de entrada	35 bar
Pressão de descarga	100 bar
Volume de câmara	1,75 cm <sup>3</sup>
Capacidade de refrigeração	900W



Figura 4.2 – Compressor

Conforme instruções do manual do fabricante do compressor, utilizou-se um sistema de resfriamento por meio de convecção forçada realizada por um ventilador comum durante todos os testes realizados.

O desempenho térmico da DX-SAHP é calculado considerando apenas o trabalho necessário para a compressão do fluido no compressor, dado pelo  $COP_{ciclo}$ :

$$COP_{ciclo} = \frac{\dot{m}_a c_p \Delta T}{\dot{W}_{co}} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

Sendo  $\dot{m}_a$  a vazão mássica de água,  $c_p$  o calor específico da água,  $\Delta T$  a variação de temperatura da água e  $\dot{W}_{co}$  dado pela primeira lei da termodinâmica:

$$\dot{W}_{co} = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (\text{Eq. 4.2})$$

Em que  $\dot{m}_r$  é a vazão mássica do ciclo refrigerante,  $h_1$  e  $h_2$  as entalpias de entrada e saída do compressor. Já o  $COP_{global}$  do sistema é calculado, considerando toda energia real consumida pelo sistema:

$$COP_{global} = \frac{\dot{m}_a c_p \Delta T}{\dot{W}_{real}} \quad (\text{Eq. 4.3})$$

Em que  $\dot{W}_{real}$  é a potência real consumida pela DX-SAHP em operação aferida por um wattímetro.

### 4.2.2 Resfriador de gás

O resfriador de gás é um dos principais componentes da bomba de calor, principalmente no que se refere ao desempenho do sistema em um ciclo transcrito. Conforme notou-se em alguns trabalhos da literatura, quanto menor a temperatura de saída do resfriador, maior é a capacidade de aquecimento do sistema, e assim, maior o desempenho do sistema. Assim, com finalidade de se obter a maior eficiência da DX-SAHP, o resfriador de gás projetado para o sistema é um trocador de calor de tubo concêntrico em contracorrente, em que água circula na região anular e o tubo está enrolado em forma de espiral em torno de um tanque de PVC, conforme mostra a Figura 4.3. O conjunto ainda é envolvido por uma folha de alumínio, e entre as partes, é preenchido com uma espuma de poliuretano para o isolamento do componente.



Figura 4.3 – Resfriador de gás.

Deve-se ressaltar que não utilizou-se um resfriador imerso, pois este poderia trazer prejuízos ao desempenho da bomba de calor, à medida que a temperatura de água aumentasse, a temperatura de saída do fluido também aumentaria, reduzindo a capacidade do sistema, conseqüentemente degradando o seu desempenho. Na Tabela 4.2 pode-se encontrar os principais parâmetros deste dispositivo térmico.

## **Materiais e Métodos**

---

Tabela 4.2 – Parâmetro do resfriador de gás.

Tipo	Tubos concêntricos com fluidos escoando em contracorrente
Número de passes	Um
Material das tubulações	Cobre
Fluido Primário	CO <sub>2</sub>
Fluido Secundário	H <sub>2</sub> O
Diâmetro Interno Tubo que Conduz o CO <sub>2</sub>	4,66 mm
Diâmetro Externo Tubo que Conduz o CO <sub>2</sub>	6,34 mm
Diâmetro Interno Tubo que Conduz o Água	10,52 mm
Diâmetro Externo Tubo que Conduz o Água	12,5 mm
Comprimento do Tubo Resfriador de Gás	24,3 m
Área de Transferência de Calor Interna	0,4580 m <sup>2</sup>
Área de Transferência de Calor Externa	0,9160 m <sup>2</sup>

---

Fonte: Adaptado de Alvarez, 2015, p.51

### **4.2.3 Dispositivo de expansão**

O dispositivo de expansão, como o próprio nome sugere, é o responsável por expandir o fluido reduzindo a sua pressão e a temperatura. Exerce um papel muito importante controlando a vazão do fluido refrigerante na entrada do evaporador para que se tenha um grau de superaquecimento adequado, além de influenciar o desempenho do sistema.

O dispositivo de expansão empregado no presente estudo é uma válvula do tipo agulha, modelo SS-31RS4, fabricada pela SWAGELOK, de diâmetro de orifício de 1,6mm, adequada para operar em alta pressão e baixa vazão (Figura 4.4).



Figura 4.4 – Válvula de agulha – Modelo SS-31RS4.

Em todas as análises realizadas e para fins de cálculo de energia, a válvula foi considerada adiabática, uma vez que sua área é muito pequena.

### 4.2.4 Evaporador Solar

O evaporador é o dispositivo térmico responsável por promover a troca de calor entre a fonte fria e o fluido refrigerante, fazendo com que a mistura de líquido mais vapor torne-se vapor superaquecido.

O evaporador empregado neste trabalho foi desenvolvido para captar a radiação direta e/ou difusa solar, bem como energia fornecida pela convecção natural ou forçada, e a condensação do vapor d'água atmosférico. O componente térmico é constituído basicamente por um tubo disposto na forma de serpentina acoplado em uma placa plana, ambos feitos de cobre conforme a Figura 4.5.



Figura 4.5 –Evaporador solar.

Os principais parâmetros relacionados ao evaporador solar podem ser observados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Parâmetros do evaporador solar.

Tipo	Evaporador Solar de Expansão Direta
Material	Cobre
Fluido Primário	CO <sub>2</sub>
Fluido Secundário	Ar atmosférico
Diâmetro Interno do Tubo	4,66 mm
Diâmetro Externo do Tubo	6,34 mm
Comprimento do Tubo	16,3 m
Espessura da aleta	1 mm
Área do coletor	1,57 m <sup>2</sup> (uma face)

Adaptado de Alvarez, 2015, p.49

Deve-se ressaltar que o evaporador solar foi instalado com uma angulação fixa de 30° para todas as medições. Segundo Duffie e Beckman (2013), existe uma inclinação ótima que favorece a captação da radiação solar pelo coletor em todas as estações do ano. No caso do Brasil, situado no hemisfério sul, o cálculo que considera-se é a latitude local acrescida de 10°. Como a região de Belo Horizonte possui latitude aproximada de 20°, adotou-se 30° para o posicionamento do evaporador solar.

## Materiais e Métodos

---

A eficiência do evaporador solar ( $\eta_{evap}$ ) operando no sol foi analisada considerando a Eq. 4.4 descrita a seguir:

$$\eta_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap\ real}}{\dot{Q}_{evap\ ideal}} \quad (\text{Eq. 4.4})$$

Em que a taxa de transferência de calor real absorvida pelo fluido ( $\dot{Q}_{evap\ real}$ ) e a taxa de transferência de calor incidente na superfície do evaporador ( $\dot{Q}_{evap\ ideal}$ ) são dadas pelas Eq 4.5 e 4.6:

$$Q_{evap\ real} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (\text{Eq. 4.5})$$

$$Q_{evap\ ideal} = Q_{radx''} A_{evap} \quad (\text{Eq. 4.6})$$

Em que  $h$  representa as entalpias do fluido refrigerante,  $\dot{m}_r$  a vazão mássica de refrigerante,  $Q_{radx''}$  o fluxo de radiação solar incidente no mesmo plano do coletor solar e a  $A_{evap}$  a área. É importante ressaltar que para este cálculo a parcela de energia proveniente da condensação do vapor d' água presente no ar (calor latente) e da convecção foram desprezadas. Para operações em ambientes abertos, é muito difícil contabilizar a parcela de condensação, pois muitas vezes, o vapor d' água condensa e já se evapora. Já a troca de calor por convecção, influenciada principalmente pela velocidade do vento, conforme relatado nos estudos de Duarte (2018) e Kong *et al.* (2011) tem pouquíssima influência na eficiência do sistema. Esse fator então, foi desprezado para efeitos de cálculo nesse trabalho, uma vez que se operou principalmente com brisas leves resultando em uma convecção natural.

Para os experimentos realizados na sombra, ou seja, com baixa radiação solar, não se determinou a eficiência do evaporador solar, devido ao sistema de coleta do condensado ser ineficiente, e da condensação ocorrer apenas em parte da placa, variando de acordo com o tipo de experimento proposto, como observa-se na Figura 4.6.



Figura 4.6 – Evaporador solar operando na sombra.

Realizou-se uma análise térmica do evaporador pela técnica de termografia, para operações com alta e baixa incidência de radiação solar. O software *FLIT Tools* foi utilizado para análise dos termogramas obtidos e que serão apresentados posteriormente.

### 4.2.5 Filtro secador

O filtro secador tem como objetivo eliminar impurezas e umidade que estão presentes nas instalações de refrigeração. Mesmo que os cuidados necessários sejam tomados, como a realização de vácuo antes da carga do sistema e do dispositivo de carregamento do CO<sub>2</sub>, na DX-SAHP ainda podem conter sujeiras e certa umidade.

Utilizou-se um filtro secador Danfoss que é constituído de um envoltório metálico, no qual encontra-se em seu interior uma tela de malha fina com elementos filtrantes cheios de material altamente higroscópicos (sílica gel). O componente foi instalado antes da entrada da válvula de expansão para evitar a umidade e a passagem de impurezas (Figura 4.7).



Figura 4.7 – Filtro secador da bomba de calor.

### 4.2.6 Separador de líquido e separador de óleo

O separador de líquido é componente que tem como objetivo evitar a entrada de fluido na fase líquida no compressor preservando sua integridade. Já o separador de óleo, como nome já sugere, tem a função de retornar o óleo que sai juntamente com o fluido, após a compressão, para o compressor.

O separador de líquido instalado no sistema é de aço com diâmetro de 9 cm e altura 21,5 cm. Já o separador de óleo hermético, próprio para operar em ciclos transcrito de refrigeração a CO<sub>2</sub> é da marca TEMPRITE, modelo 131 com diâmetro de 7,3 cm e 16,5 cm de altura com capacidade de operação até 160 bar. O modelo do separador de óleo utilizado é apresentado na Figura 4.8.



Figura 4.8 – Separador de óleo – Modelo 131.

### 4.2.7 Bomba de Água

Uma bomba de água do modelo 100-000-21, fabricante SHURflo, é utilizada para bombear a água em contracorrente no tanque, isto é, no resfriador de gás já mencionado anteriormente. Os principais parâmetros desta bomba, bem como sua instalação no banco de ensaios podem ser verificados na Tabela 4.4 e Figura 4.9, respectivamente.

Tabela 4.4 – Parâmetros operacionais da bomba de água.

Modelo	100-000-21
Vazão	1,0 L/min
Pressão	0,7 bar
Tensão	12 VDC
Corrente Máxima	2,4 A

NOTA: Para proteção, a bomba de água requer uma instalação de um fusível de 3,0A na alimentação elétrica.



Figura 4.9 – Bomba de água.

De acordo com os testes, a vazão de água da bomba ou a temperatura de saída da água são controladas por meio de um microcontrolador acoplado a bomba de água, utilizando a técnica PWM (*Pulse-Width- Modulation*, modulação por largura de pulso). Deve-se ressaltar ainda que utilizou-se um segundo reservatório, de forma a manter o nível do reservatório de sucção da bomba d' água constante.

### 4.2.8 Painel de controle

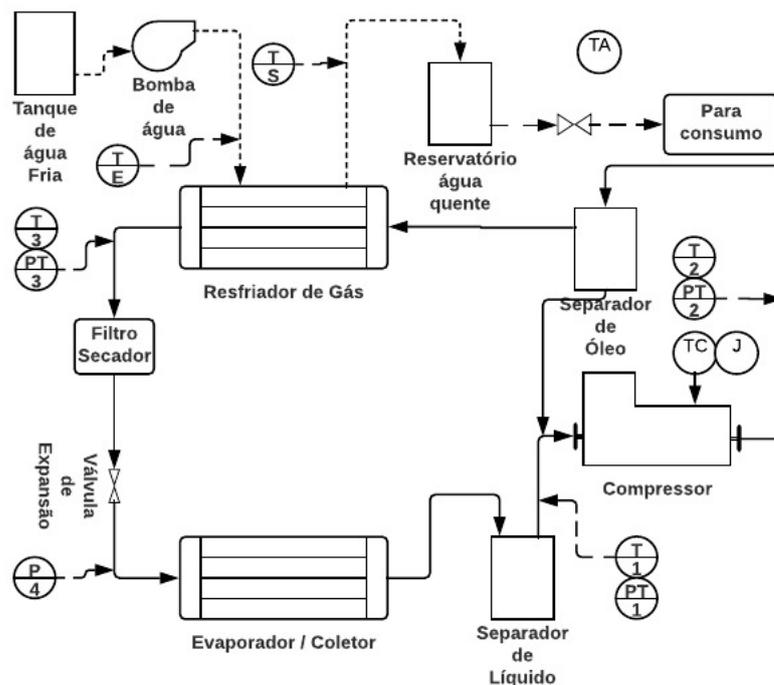
A bomba de calor ainda é constituída por um painel de controle que tem a função de ligar e desligar o compressor por meio de comutadores, como é apresentado na Figura 4.10.



Figura 4.10 – Painel de controle.

### 4.2.9 Instrumentação

A bomba de calor foi instrumentada com diversos sensores, tais como de temperatura, pressão, radiação solar e potência elétrica, os quais estão sucintamente esquematizados na Figura 4.11 e detalhados a seguir.



Nota: Simbologia: P = manômetro; PT = sensores de pressão; T = termopares; J = sensor de potência; TA = termopar de medição do meio ambiente; TC = termopar de medição da temperatura da carcaça; E = entrada da água; S = saída da água; 1 = entrada do compressor; 2 = entrada do resfriador de gás; 3 = entrada da válvula de expansão; 4 = entrada do evaporador solar.

Figura 4.11 – Desenho esquemático dos sensores de medição instalados na DX-SAHP.

### 4.2.9.1 Medidores de Pressão

Utilizou-se quatro medidores de pressão na bomba de calor. Três transdutores de pressão da marca FuelTech, com precisão de 0,5% do valor de fundo de escala, com o corpo em aço inox e conector elétrico do tipo TPS, estão instalados na entrada e saída do resfriador de gás, bem como na entrada do evaporador solar. Na Tabela 4.5 e na Figura 4.12, encontram-se as principais características e um exemplo desse sensor, respectivamente.

## Materiais e Métodos

---

Tabela 4.5 – Características do sensor FuelTech.

Característica	Valor
Faixa de operação	0 a 102 bar
Precisão	0,5% do fundo de escala
Tensão de alimentação	5V
Sinal de saída	0,5 a 4,5 V
Conector elétrico	TPS (sensor de posição de borboleta)

---



Figura 4.12 – Sensor FuelTech e conector elétrico TPS.

Já o quarto sensor utilizado e instalado na entrada do compressor, é um manômetro do tipo PHD.IL é da marca ZURICH com uma precisão de 0,25% do fundo de escala, conforme mostra a Figura 4.13. Outros dados deste medidor podem ser observados na Tabela 4.6.



Figura 4.13 – Manômetro ZURICH.

Tabela 4.6 – Característica do manômetro ZURICH.

Característica	Valor
Faixa de operação	0,1 a 200 bar
Display	LCD com iluminação
Precisão	0,5 bar
Temperatura	-20 a 70°C
Tensão de Alimentação	10 a 45 V

### 4.2.9.2 Medidores de temperatura

Para medição de temperatura são utilizados 9 termopares do tipo T (cobre-constantan) da marca ECIL, com incerteza de medição de  $\pm 1,0^\circ\text{C}$  e 1,5 mm de diâmetro. Todos os termopares foram obtidos com certificado de calibração e foram devidamente checados, conforme o APÊNDICE A.1.

Os termopares foram instalados na entrada e saída de cada componente térmico identificados de acordo como mostra a Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Identificação dos termopares na bomba de calor.

Nomenclatura do termopar	Variável em questão
T1	Temperatura de entrada do compressor
T2	Temperatura de entrada do resfriador de gás
T3	Temperatura de entrada da válvula de expansão
T4	Temperatura de entrada do evaporador
TE	Temperatura de entrada da água
TS	Temperatura de saída da água
TC	Temperatura da carcaça do compressor
TA	Temperatura do ambiente

Apesar da temperatura de evaporação (T4) ter sido aferida, em virtude da exatidão que essa variável deve ter na região de saturação, calculou-se para todos os experimentos essa temperatura, considerando-se a pressão medida e que a válvula de expansão é a adiabática.

### 4.2.9.3 Sensor de potência ativa

Instalou-se um medidor de potência ativa ETP 30 da ABB, para medir o consumo de energia real do sistema com uma incerteza de  $\pm 5\%$ , e sinal de saída de 0,5 a 5A (Figura 4.14).



Figura 4.14 – Potência Ativa.

O sinal de saída de corrente em tensão foi convertido por meio de uma resistência, uma vez que esta é a entrada da placa de aquisição de dados utilizada na montagem do protótipo, modelo USB-6211 da *National Instruments*.

A calibração do instrumento relacionada com o sistema de aquisição de dados foi realizada com lâmpadas incandescentes de LED com diferentes potências conhecidas e está representada no APÊNDICE A.2.

### 4.2.9.4 Sensor de radiação solar

Utilizou-se na bomba de calor piranômetros da marca BLACK & WHITE PYRANOMETER MODEL 8-48 que apresenta uma incerteza de medição de  $\pm 5\%$  para medir o fluxo de radiação solar incidente. O sensor foi instalado do plano do coletor solar, acompanhando sua inclinação, e alguns experimentos contava-se também com um sensor instalado na horizontal. Na Figura 4.15, observa-se a instalação desses componentes.

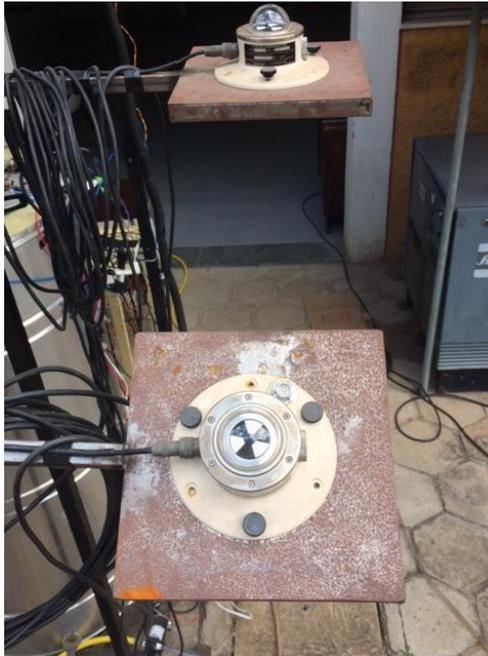


Figura 4.15 – Sensor de radiação.

A calibração desses sensores em relação ao sinal fornecido e o sistema de aquisição de dados está descrita no APÊNDICE A.3.

### **4.2.9.5 Medidor de vazão**

Na ausência de um sensor de medição da vazão do sistema, a vazão mássica do fluido foi calculada pelo balanço de energia no resfriador de gás, desprezando-se qualquer perda do sistema. Utilizou-se uma proveta graduada (Figura 4.16) com uma incerteza de fundo de escala  $\pm 2$  mL e um cronômetro de  $\pm 1$ s para medir a vazão da água. Para cada condição de operação, a vazão da água foi medida no mínimo 3 vezes, e posteriormente a média das medições foram realizadas. Logo, a vazão do fluido refrigerante foi calculada de acordo com as equações do balanço de energia e massa descritas por Incropera e Dewitt (2008), conforme demonstrado pela Eq. 4.7.

$$m_r = \frac{\dot{m}_a c_p (T_s - T_e)}{(h_2 - h_3)} \quad \text{Eq. 4.7}$$



Figura 4.16 – Proveta.

### 4.2.10 Aquisição de dados

Os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de testes foram coletados e tratados por um sistema de aquisição e tratamento de dados. O sistema é composto por dois módulos de acondicionamento de sinais gerados. O modelo NI 9213 com chassi USB-9162 de 24 bits foi utilizado para a leitura exclusiva dos termopares do sistema, e a placa modelo USB-6211 para os demais sensores: radiação solar, sensores de pressão e potência ativa. Ambas as placas da *National Instruments*, foram conectadas a um computador portátil.

Desenvolveu-se um programa no software *Labview* para a leitura e tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores. O software converte os sinais de tensão em grandezas de engenharia, permitindo um acompanhamento em tempo real das variáveis conforme nota-se na Figura 4.17. Os dados obtidos são registrados em uma planilha de EXCEL para uma posterior análise.

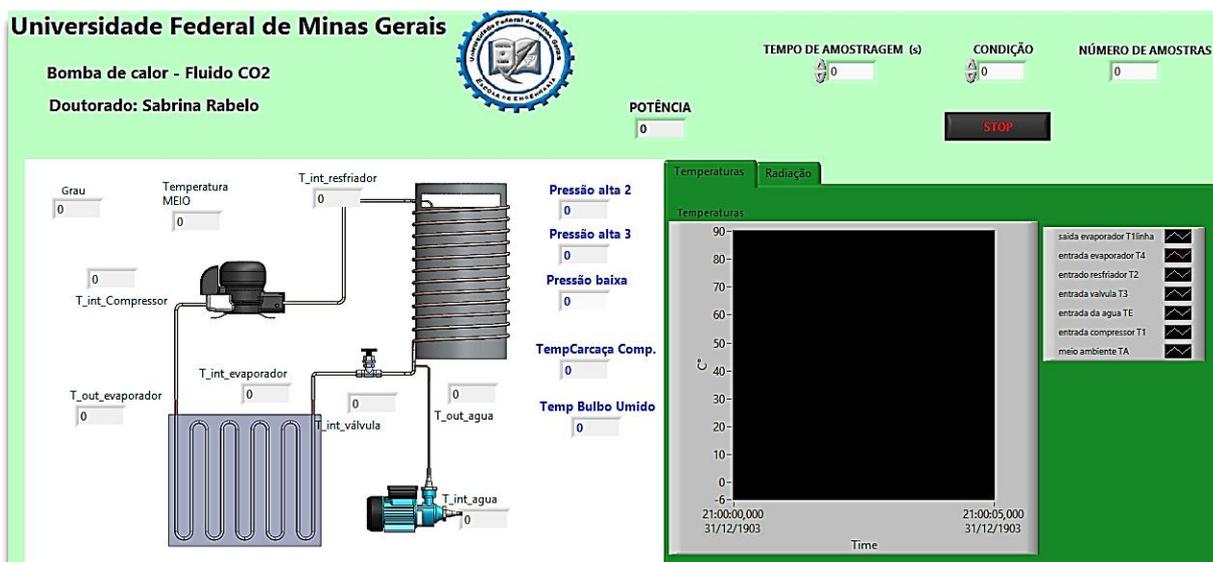


Figura 4.17 – Interface Labview.

Desenvolveu-se ainda no software *Matlab* (MathWorks) com interface com o *CoolProp* programas para calcular as propriedades termodinâmicas do ciclo, o coeficiente de desempenho, as taxas de transferência de calor, a vazão do fluido refrigerante, a massa do sistema, as incertezas, bem como o gráfico pressão versus entalpia. A Tabela 4.8 apresenta um resumo das grandes medidas e calculadas.

Tabela 4.8 – Grandezas medidas e calculadas

Grandezas medidas	Grandezas calculadas
Pressão	Vazão mássica da água
Temperatura	Vazão mássica do R744
Vazão volumétrica de água	Entalpias específicas
Fluxo de radiação	Taxas de transferência de calor
Umidade relativa	Eficiência do coletor
Potência consumida	COP

### 4.3 Planejamento dos experimentos

Nesta seção aborda-se o planejamento dos ensaios experimentais que foram realizados na DX-SAHP à CO<sub>2</sub>. Todos os dados foram coletados em regime estacionário, o qual se dava cerca de vinte minutos após o início das operações, não considerando a intervenção de nuvens. A fim de minimizar os erros de medições, considerou-se um total de 200 medições, as quais eram realizadas duas a cada segundo para cada variável aferida nos testes experimentais. Posteriormente, a média dessas medições foi calculada, obtendo-se o valor de cada variável desejada.

Os experimentos foram realizados no período de outubro de 2016 a janeiro de 2019, em meses variados. Os experimentos realizados são descritos, como:

**1 – Variação da vazão mássica de água** - os testes foram realizados com a abertura da válvula de expansão fixa (2 voltas), no sol, variando-se a tensão de alimentação do motor da bomba de água (microcontrolador).

**2 – Variação da abertura da válvula de expansão** - os testes foram realizados variando-se a abertura da válvula de expansão manualmente, a qual foi previamente demarcada com fitas adesivas, no sol e na sombra, com a temperatura de saída da água fixa a 60°C, e posteriormente a 55°C e 65°C.

**3 – Variação das condições ambientais** - os testes foram realizados com a abertura da válvula de expansão fixa (2 voltas), no sol e na sombra, com a temperatura de saída da água fixa a 60°C.

**4 – Variação da temperatura de entrada da água** - os testes foram realizados variando-se a abertura da válvula de expansão manualmente e a temperatura de entrada da água em 15°C, 20°C, 25°C, 30°C e 35°C, no sol, com temperatura de saída da água fixa em 60°C.

Os ensaios pertinentes à variação da vazão da água e a fixação da temperatura de saída da água foram realizadas por meio de um sistema de controle desenvolvido no Laboratório de Refrigeração e Aquecimento (GREa) e apresentado por Paulino *et al.* (2017).

Os ensaios relacionados com a variação da temperatura de entrada da água foram realizados por meio de um aquecedor elétrico comum e controlador *on-off*. E no caso, de temperaturas abaixo da temperatura ambiente da água, utilizaram-se misturas de água e gelo para alcançar a temperatura desejada.

O regime transiente não foi analisado em virtude da ausência de um medidor de vazão, sendo a única variável medida manualmente, a qual exigiu muita atenção do operador.

Com exceção dos testes realizados na sombra, em sua maioria, para todos os testes realizados, o céu estava limpo, com ausência de nuvens com uma leve brisa e o evaporador direcionado para o norte geográfico com inclinação de 30°, medido inicialmente em todos os experimentos por uma bússola.

Os dados dos ensaios realizados foram utilizados, posteriormente, para o desenvolvimento do modelo da coeficiente da válvula de expansão.

### **4.4 Procedimentos técnicos de operação do sistema**

Os principais procedimentos adotados para a realização dos testes experimentais são descritos a diante.

- 1) Definir o tipo de experimento a ser realizado (variável a ser analisada);
- 2) Encher o reservatório de água. Se necessário, dependendo do experimento aquecer a água do reservatório na temperatura estipulada de entrada da água ou resfriar;
- 3) Se o ensaio for com radiação solar, posicionar a bomba de calor de forma que o sol cubra toda a superfície do evaporador, posicionando-o sempre para o norte geográfico com um inclinação de 30°.
- 4) Ligar a bomba de água e o sistema de controle a 127V, impondo a vazão ou a temperatura de saída da água desejada;
- 5) Aguardar até que o resfriador seja inundado com a água;

## **Materiais e Métodos**

---

- 6) Ligar o compressor e a alimentação dos demais sensores a 127V, com corrente alternada, a frequência de 60Hz;
- 7) Realizar uma inspeção visual a fim de verificar vazamentos ou qualquer outro defeito do protótipo;
- 8) Ligar o computador, conectar as placas de aquisição de dados e iniciar o Labview;
- 9) Aguardar a estabilização do sistema, que é cerca de 20 minutos para que se possa realizar as primeiras medições e o regime estacionário seja alcançado;
- 10) Medir e anotar os valores de pressão de baixa (manômetro) e vazão volumétrica da água;
- 11) Variar as condições de operação de acordo com o ensaio estabelecido, e realizar os passos 9 e 10 novamente;
- 12) Após a realização dos testes, desligar o compressor e a bomba de água por meio do painel de controle e a bomba de água por meio do controlador;
- 13) Desligar os sensores de alimentação;
- 14) Desligar os sistemas de aquisição de dados, desconectando as placas de aquisição;
- 15) Desligar todas as tomadas elétricas;
- 16) Drenar a água do resfriador de gás e esvaziar o reservatório de água;
- 17) Remover o dispositivo do sol e guardar o equipamento dentro do laboratório.

### **4.5 Modelagem do inventário**

De acordo com Kong *et. al.* (2017), Kong *et. al.* (2011) e Rice (1987), a carga do refrigerante é critério de extrema importância para o bom desempenho do sistema.

## Materiais e Métodos

---

O cálculo para se determinar a massa total de fluido refrigerante em um ciclo, pode ser dividido em duas categorias: regiões monofásicas e regiões bifásicas.

As regiões monofásicas correspondem a área do superaquecimento do evaporador, compressor, tubulações, conexões, podendo ser expressas por:

$$M_m = \int_0^V p_m dV = \sum_{j=1}^N p_{m,j} V_j \quad (\text{Eq. 4.8})$$

Em que,  $M_m$  é a massa nas regiões monofásicas,  $p_m$  é a massa específica da região monofásica em questão,  $V$  o volume da seção ocupado pelo refrigerante, e  $N$  a quantidade de seções do sistema.

Para a região bifásica, que predominantemente existe no coletor solar, se aplicará a (Eq. 4.18) baseada na fração de vazio ( $\gamma$ ):

$$M_b = \int_0^V \alpha p_v + (1 - \alpha) p_l dV = \sum_{j=1}^N (\alpha p_{v,j} + (1 - \alpha_j) p_{l,j}) V_j \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Em que,  $p_v$  e  $p_l$  são as massas específicas do vapor saturado e líquido saturado do refrigerante, respectivamente.

A fração de vazão " $\alpha$ " pode ser calculada pela correlação de Zivi dada pelo modelo homogêneo multiplicado pelo coeficiente de deslizamento " $\gamma$ ":

$$\alpha = [1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) * \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) * \gamma]^{-1} \quad (\text{Eq. 4.10})$$

$$\gamma = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/3} \quad (\text{Eq. 4.11})$$

Sendo " $x$ " o título. Porém, de acordo com Rice (1987), Machado (1996), e Humia (2017) a correlação de Hughmark é uma das correlações existente na literatura que oferece melhor precisão, dada por:

$$\alpha = [1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) * \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) * \gamma]^{-1} * K_h \quad (\text{Eq. 4.12})$$

Em que o fator  $K_h = f(Z)$ , dependente da viscosidade " $\mu$ ", do diâmetro interno do tubo " $d$ ", da velocidade mássica " $G$ ", da aceleração da gravidade " $g$ ", da fração de vazio do modelo homogêneo " $\alpha_h$ ", expresso por:

## Materiais e Métodos

---

$$Z = \left[ G * d (\mu_l + \alpha * (\mu_v - \mu_l))^{-1} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (\text{Eq. 4.13})$$
$$\{ (g * d)^{-1} * [G * x(\rho_v * \alpha_h (1 - \alpha_h))^{-1}]^2 \}^{1/8}$$

O processo é iterativo, uma vez que a determinação da fração de vazio possui como parâmetro de entrada a própria fração de vazio obtida anteriormente. Como valor inicial, pode ser usada a própria fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo. A Tab. 4.9 permite encontrar o valor do fator “ $K_h$ ” em função do  $Z_h$ .

Tabela 4.9 – Fatores de Hughmark.

$Z_h$	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

Para o evaporador solar, a quantidade de massa foi calculada comparando as duas correlações de Hughmark e Zivi. Já a massa no resfriador de gás, como o ciclo é transcrito para o CO<sub>2</sub>, a região pode ser considerada monofásica, uma vez que o refrigerante é considerado como fluido denso e líquido resfriado dependendo da região. Assim, a carga para este dispositivo térmico foi calculada por meio da divisão em volumes de controles em função do comprimento do resfriador de gás e da variação das entalpias.

Considerou-se duas condições diferentes para o cálculo do inventário da DX-SAHP: no sol, com elevada radiação solar, e na sombra, baixa radiação solar. Na Tab. 4.10, nota-se as medições realizadas dos comprimentos das tubulações e conexões do sistema.

Deve-se ressaltar que os diâmetros da tubulação de água foram medidos na entrada do resfriados de gás. O diâmetro interno do R-744 foi medido na entrada da válvula de expansão e o externo em diversos pontos da tubulação. Para medição do comprimento das tubulações isoladas utilizou-se um fio de cobre que foi encostado à tubulação acompanhando todas as curvas do sistema. Depois, mediu-se o comprimento deste fio.

## Materiais e Métodos

---

Foram realizadas cinco medições para cada uma das grandezas apresentadas, e as incertezas foram calculadas a partir dos valores obtidos em conjunto com a incerteza do instrumento de medição.

O cálculo total da massa da DX-SAHP considerou todas as tubulações e conexões medidas, o volume do resfriador de gás, do evaporador (região bifásica e de superaquecimento), da câmara de compressão, bem como do separador de óleo e acumulador de líquido. O teste de malha foi realizado, e o número de volumes de controle considerado foi 1000, apresentando um erro de 0,125% em relação ao número de volumes de controle de 100. No APÊNDICE B, pode-se notar o desenvolvimento do cálculo da massa total do sistema pelo software *Matlab*.

Tabela 4.10 – Medições de diâmetro e comprimento da DX-SAHP.

Descrição	Instrumento	Medida (mm)	Incerteza ( $\pm$ mm)
Diâmetro externo dos dutos de R744	Paquímetro	6,34	0,16
Diâmetro interno dos dutos de R744	Paquímetro	4,66	0,12
Diâmetro externo da tubulação de água	Paquímetro	12,5	3,3
Diâmetro interno da tubulação de água	Paquímetro	10,52	0,15
Comprimento da tubulação isolada entre a válvula de expansão e o evaporador ( $L_{v_e}$ )	Trena	180,00	1,2
Comprimento da tubulação isolada entre o evaporador e compressor ( $L_{e_c}$ ) – incluindo a linha de inserção do fluido	Trena	2115,00	13,5
Comprimento da tubulação isolada entre o compressor e o resfriador de gás ( $L_{c_r}$ )	Trena	2630,00	18
Comprimento da tubulação isolada entre o resfriador de gás e a válvula de expansão ( $L_{r_v}$ )	Trena	2845,00	16

---

### 4.6 Modelagem das características da vazão mássica no dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão, ou seja, a válvula agulha, é um dos principais componentes de uma DX-SAHP. A variação da radiação solar no decorrer do dia resulta em alterações na temperatura de evaporação, e conseqüentemente no grau de superaquecimento e no coeficiente de desempenho do sistema, os quais poderiam ser controlados e ajustados por meio do dispositivo de expansão.

Apesar dos trabalhos recentes como Liu *et al.* (2018) e Liu *et al.* (2016), proporem correlações que determinam as características do escoamento do CO<sub>2</sub> operando em um ciclo transcrito através de uma válvula de expansão eletrônica, nenhum deles determinam correlações para determinação da vazão mássica quando se tem bombas de calor operando com energia solar.

Segundo Li *et al.* (2013) e Choi, Lee e Kim (2011), para escoamento de fluidos incompressíveis e monofásicos, a vazão mássica do fluido é derivada da equação de Bernoulli, expressa por:

$$\dot{m}_r = C_d A \sqrt{2 * \rho_i (P_i - P_o)} \quad (\text{Eq. 4.14})$$

Em que  $C_d$  é o coeficiente de correção,  $A$  a área da seção transversal da válvula de expansão,  $\rho$  a densidade, e os coeficientes "i" e "o" se referem a entrada e saída da válvula, respectivamente.

Porém, a Eq. 4.14 tem limitações, não podendo ser utilizado para representar os mecanismos de expansão do fluido, principalmente em processos de escoamento bifásico, em que a fração de vapor tem um papel significativo.

O padrão de escoamento bifásico de um fluxo transcrito de CO<sub>2</sub> através de uma válvula de expansão depende de outras propriedades do fluido, principalmente das pressões. Por isso, segundo a norma americana para escoamento em válvulas (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2002), o escoamento bifásico nesse dispositivo pode ser classificado em:

## Materiais e Métodos

---

- 1) Se  $P_i - P_o < P_{cri}$ , e  $P_o < P_{sat}$ , o escoamento bifásico é por flasheamento - "flashing flow"
- 2) Se  $P_i - P_o < P_{cri}$ , e  $P_o > P_{sat}$ , o escoamento bifásico é por cavitação - "cavitation flow"
- 3) Se  $P_i - P_o \geq P_{cri}$ , o escoamento bifásico é bloqueado - "choked flow"

Em que,  $P_{cri}$  e  $P_{sat}$  são as pressões crítica e de saturação, respectivamente.

Para o escoamento do tipo flasheamento ou de cavitação, tanto as condições de entrada e saída da válvula afetam as condições da vazão mássica do fluido. Ao contrário, para o escoamento bloqueado a pressão de entrada deve ser constante, e a pressão de saída deve reduzir progressivamente, enquanto a vazão mássica aumenta até um limite máximo.

Dessa forma, devido as condições de operação da DX-SAHP operando com CO<sub>2</sub> em um ciclo transcrito, o escoamento não é caracterizado como bloqueado, ou seja, as diferenças de pressões sempre serão menores que a pressão crítica do ciclo, e a pressão de saída é variável em função da variação da temperatura de evaporação. Logo, para os escoamentos de flasheamento ou cavitação, a vazão mássica pode ser determinada adicionando-se um fator de expansão "Y" na equação anterior (HOU *et al.*, 2014; LI, 2013):

$$\dot{m}_r = C_d A Y \sqrt{2 \rho_i (P_i - P_o)} \quad \text{Eq. 4.15}$$

Sendo que:

$$Y = \frac{1 - X}{3 F X_T} \quad \text{Eq. 4.16}$$

Em que,  $X = (P_i - P_o)/P_i$  é,  $X_T$  é a razão diferencial de pressão e  $F$  é calculado pela Eq. 4.17, em que "c" é a razão do calor específico.

$$F = \frac{c}{1,4} \quad \text{Eq. 4.17}$$

## Materiais e Métodos

---

Linearizou-se a área para cada abertura da válvula de expansão de acordo com a área total do dispositivo (8,0384mm<sup>2</sup>) e o número total de voltas que são 10. Dessa forma, com um banco de dados de 150 experimentos diferenciados, isto é, com diversas faixas de radiação solar e variações de abertura da válvula (de meia em meia volta até cinco voltas de abertura), desenvolveu-se uma correlação para a determinação do coeficiente de correção de correção ( $C_d$ ) da válvula de expansão agulha da DX-SAHP analisada, permitindo assim a estimativa da vazão mássica do CO<sub>2</sub>. Apesar da válvula agulha utilizada nos testes possuir um total de dez voltas, optou-se por operar com apenas cinco voltas, uma vez que após essa abertura, o sistema opera em um ciclo subcrítico, reduzindo significativamente a eficiência da DX-SAHP e operando majoritariamente na região de superaquecimento.

Em função dos parâmetros considerados de maior influência no escoamento da válvula de expansão, como: pressões de entrada e saída, geometria (área), pressão crítica, densidade e viscosidade do fluido, criou-se oito grupos adimensionais baseados no teorema de  $\Pi$  Buckingham (BUCKINGHAM, 1914), conforme observa-se na Tab. 4.11.

Tabela 4.11 – Grupos  $\Pi$  de Buckingham.

Grupos $\pi$	Definição	Efeitos
$\Pi_1$	$\frac{A}{A_{max}}$	Área de passagem
$\Pi_2$	$\frac{\rho_i}{\rho_o}$	Mass específica
$\Pi_3$	$\frac{P_i - P_o}{P_{cri}}$	Razão de pressão
$\Pi_4$	$\frac{P_i}{P_{cri}}$	Pressão de entrada
$\Pi_5$	$\frac{P_o}{P_{cri}}$	Pressão de saída
$\Pi_6$	$\frac{\mu_i}{\mu_o}$	Viscosidade
$\Pi_7$	$\frac{P_i - P_o}{P_o}$	Diferença de pressão de saída

$\Pi_g$	$\frac{P_i - P_o}{P_i}$	Diferença de pressão de entrada
---------	-------------------------	---------------------------------

O coeficiente e os expoentes da correlação proposta foram determinados por meio de regressão linear múltipla utilizando-se de métodos estatísticos para seleção e do software *R* versão 3.5.1. Os resultados obtidos estão descritos posteriormente no capítulo de resultados.

### 4.7 Avaliação das incertezas de medição

Todos os ensaios estão suscetíveis aos erros de medição das diversas variáveis do processo. Segundo, Figliola e Beasley (2007), o erro pode ser definido simplesmente pela diferença entre o valor atribuído pela medição e o valor verdadeiro da variável, o qual não se conhece. Por isso, torna-se de extrema importância conhecer as incertezas de medição de forma a atribuir qualidade aos resultados obtidos em qualquer teste. A análise de incerteza fornece uma abordagem metódica para estimar a exatidão dos resultados.

Maia (2005) afirma que o erro de medição é composto por três parcelas básicas, conforme a Eq. 18:

$$e = e_s + e_a + e_g \quad (\text{Eq. 4.18})$$

Em que  $e$ ,  $e_s$ ,  $e_a$ ,  $e_g$  representam respectivamente, o erro de medição, o erro sistemático, o erro aleatório e o erro grosseiro.

O erro sistemático ( $e_s$ ) é o erro que está presente nas medições sob condições fixas de operações, ou seja, condições idênticas. Pode ser ocasionado por diversos fatores, como: problema de ajuste ou desgaste do sistema de medição, parâmetros construtivos, desvios do próprio princípio de medição empregado, e até por condições externas, como os fatores ambientais. Geralmente, não podem ser eliminados, porém podem ser reduzidos. Por meio das leis matemáticas e/ou físicas pode-se determinar a amplitude do erro, à qual é conhecida como incerteza sistemática, e assim corrigir a variável medida (FIGLIOLA E BEASLEY, 2007; MAIA, 2005).

Os erros aleatórios ( $e_a$ ), conforme o nome sugere, variam aleatoriamente para medições que sejam realizadas nas mesmas condições. As variações ocorrem de forma imprevisível, independentemente dos observadores, dos instrumentos e dos métodos empregados. Conhecido também como erro de imprecisão, o erro aleatório é afetado pela repetibilidade e resolução dos componentes de medição. De acordo com Maia (2005) e Figliola e Beasley (2007), fatores como o atrito, existência de folgas, flutuações na tensão elétrica, instabilidade internas, condições espaciais e temporais contribuem significativamente para a existência desse tipo de erro. Esses erros devem ser identificados e quantificados por meio de medições repetidas e uma análise estatística criteriosa dos resultados. Quanto maior o número de medições realizadas, mais segura é a estimativa e menor é a margem do erro sistemático da variável medida.

O erro grosseiro ( $e_g$ ) é, geralmente, decorrente do mau uso ou funcionamento do sistema de medição. Pode ocorrer em função de uma leitura errônea do operador, uma operação indevida, ou até um dano no sistema de medição. Seu valor é totalmente imprevisível, porém de fácil detecção. Esse erro é aplicado em casos esporádicos, em que muitas vezes o operador está desatento, ou não tem nenhuma experiência para a realização da medição (MAIA, 2005). Para o presente trabalho, este erro será descartado, uma vez que os instrumentos serão empregados de forma adequada com consciência da variável medida.

Figliola e Beasley (2007) afirmam que a distinção entre os erros sistemáticos e aleatórios em um sistema de medição é uma tarefa muito difícil, sendo o importante analisar as fontes potenciais de erros, sem necessariamente classificá-los. Os erros devem ser tratados como fontes de incertezas em geral.

Deste modo, uma das maneiras de se quantificar as incertezas do sistema de medição é por meio dos certificados de calibração, especificações dos instrumentos e manuais técnicos. Normalmente, cada fabricante já fornece a incerteza do equipamento ou instrumento empregado em questão, a qual pode ser considerada bastante confiável, já que os fornecedores são fiscalizados constantemente por órgãos nacionais competentes, possuindo um ótimo processo de calibração.

## Materiais e Métodos

---

Para este trabalho, as incertezas diretas foram definidas conforme nota-se a Tab. 4.12, e a propagação das incertezas das diversas outras variáveis no resultado calculado foi desenvolvida por meio de uma rotina implementada por meio do software *Matlab*.

Tabela 4.12 – Incerteza de medição dos instrumentos empregados na DX-SAHP.

Instrumento de medição	Incerteza
Termopar	1,0 °C
Sensor de pressão Zurich	0,5 bar
Sensor de pressão FuelTech	0,5 bar
Sensor de radiação	5% (W/m <sup>2</sup> )
Sensor de potência	5% (W)
Proveta	2 ml
Cronômetro	1 s

O desenvolvimento da rotina foi realizado utilizando a abordagem de Figliola e Beasley (2007), e Taylor e Kuyatt (1994), em que no caso de uma variável  $Y$  não ser medida diretamente, a sua incerteza será determinada de acordo com as outras  $N$  variáveis independentes por meio de uma relação funcional:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (\text{Eq. 4.19})$$

Assim, considerando a não correlação e aleatoriedade entre as incertezas das variáveis, por meio do método descrito em BIMP (2008) as incertezas dos parâmetros de coeficientes de desempenho e vazões mássicas de refrigerante foram calculadas:

$$u_y^2 = \pm \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2 \quad (\text{Eq. 4.20})$$

Em que  $u_y$  é a incerteza do parâmetro em função da  $i$ -ésima incerteza  $u_{x_i}$  da  $i$ -ésima variável  $X_i$ , e  $\frac{\partial y}{\partial x_i}$  é a derivada parcial da  $i$ -ésima variável. Dessa forma, é possível calcular a contribuição percentual da incerteza total do parâmetro analisado e verificar qual variável tem maior ou menor influência na incerteza propagada deste parâmetro.

### **4.8 Considerações finais**

Neste capítulo estão descritos os materiais e métodos utilizados nos ensaios experimentais da DX-SAHP. As características de todos os dispositivos instalados, bem como dos sensores de medição foram abordados. Além disso, determinou-se a metodologia para o desenvolvimento do cálculo da massa do equipamento e do desenvolvimento da correlação do coeficiente de correção da válvula de expansão, e da análise de incertezas das medições.

## 5 Resultados e Discussão

### 5.1 Considerações iniciais

Nesta seção, são apresentados os resultados dos ensaios experimentais obtidos com a DX-SAHP após sua instrumentação e montagem. Inicialmente, apresenta-se a análise dos parâmetros que mais influenciam o desempenho do sistema: vazão mássica de água, variações das condições ambientais, temperatura de entrada da água, e a abertura do dispositivo de expansão. Em seguida, observa-se os resultados obtidos para o inventário da DX-SAHP e a correlação do coeficiente de correção proposta para a válvula de expansão desse equipamento.

#### 5.1.1 Influência da variação da vazão mássica de água

Os testes realizados para analisar a influência da variação da vazão mássica de água foram realizadas com temperatura de entrada da água e do ambiente praticamente constante, cerca de 25°C e 26°C, respectivamente. O fluxo de radiação solar obteve um desvio de 11%, com média de 783 W/m<sup>2</sup>. A abertura da válvula de foi mantida constante, variando-se apenas a tensão de alimentação da bomba de água por meio do controlador PWM. Os dados das variáveis coletadas estão apresentados no APÊNDICE C.1, ressaltando que todas pressões apresentadas neste são manométricas.

A Figura 5.1, apresenta a variação da vazão mássica de água em função da temperatura de saída da água e do COP do ciclo do sistema com uma incerteza média  $\pm 0,46$ . Observa-se que com o aumento de vazão mássica de água no sistema a temperatura de saída da água diminui e o COP do ciclo aumenta. Fato é justificado pela maior vazão de água do resfriador de gás que permite uma maior capacidade de troca de calor com o CO<sub>2</sub>. Essa tendência também foi observada em trabalhos similares na literatura que empregaram o R134a, como Kuang *et al.* (2003) e Chow *et al.* (2010). A maior vazão de água obtida no experimento foi de 78,12 kg/h para um COP de ciclo de 5,34 $\pm$ 0,56.

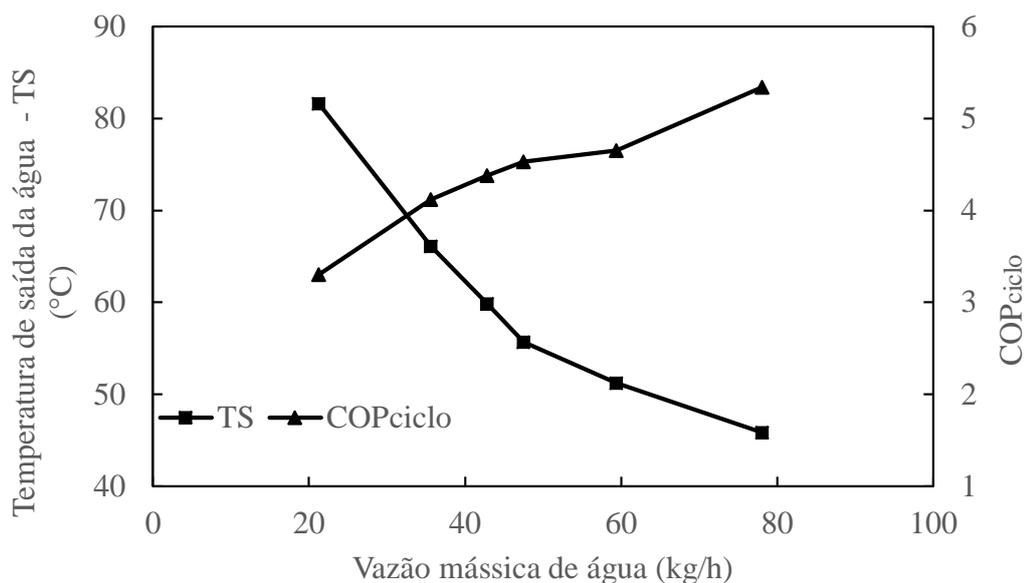


Figura 5.1 – Variação da temperatura de saída da água e do COP<sub>ciclo</sub> em função da vazão mássica de água

Na Figura 5.2 nota-se que as pressões do sistema, principalmente a pressão de alta, reduzem com aumento da vazão mássica de água. Como a vazão de água aumenta no resfriador de gás, e conseqüentemente a temperatura de saída da água diminui, a pressão nesse dispositivo também reduz, bem como a temperatura de saída, conforme observa-se na Figura 5.3.

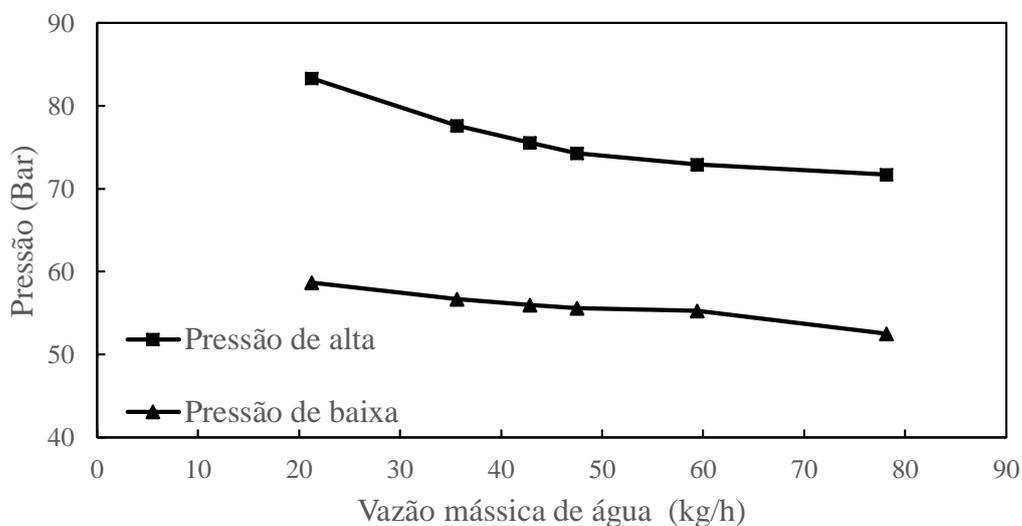


Figura 5.2 - Variação das pressões do sistema em função da vazão mássica de água

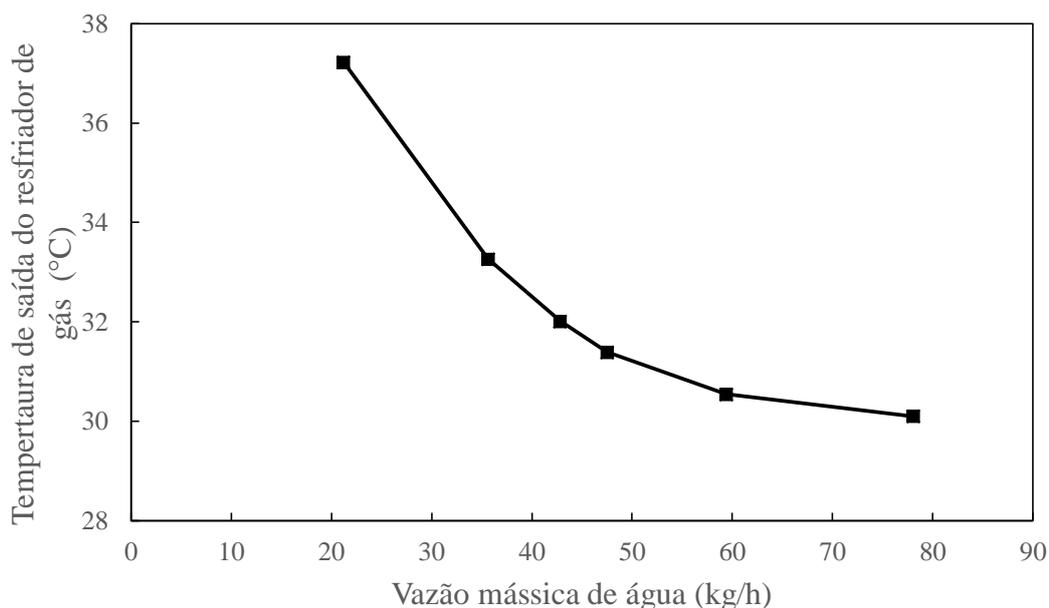


Figura 5.3 - Variação da temperatura de saída do resfriador de gás do CO<sub>2</sub> em função da vazão mássica da água

Conforme observa-se no experimento e também é discutido por Wang *et. al.* (2013) em sistemas que operam com CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito, a pressão de alta e a temperatura de saída do resfriador são parâmetros que apresentam significativa influência no desempenho do sistema. As propriedades termofísicas do CO<sub>2</sub> acima do ponto crítico, incluindo o calor específico, tendem a diminuir com o aumento da pressão e da temperatura, contribuindo assim para o coeficiente de troca de calor ser menor. Logo, quanto menor a vazão mássica de água, maior é a temperatura de saída da água, a pressão e temperatura de saída no resfriador de gás, o que ocasiona consequentemente, em um menor COP do ciclo.

A temperatura de evaporação do sistema tem uma pequena redução com o aumento da vazão mássica de água conforme mostra a Figura 5.4. Como a área do coletor solar e coeficiente global de transferência de calor são praticamente constante, para um aumento da taxa de transferência de calor, a variação da temperatura nesse trocador de calor necessita ser maior, justificando a tendência de redução da temperatura de evaporação.

## Resultados e Discussão

---

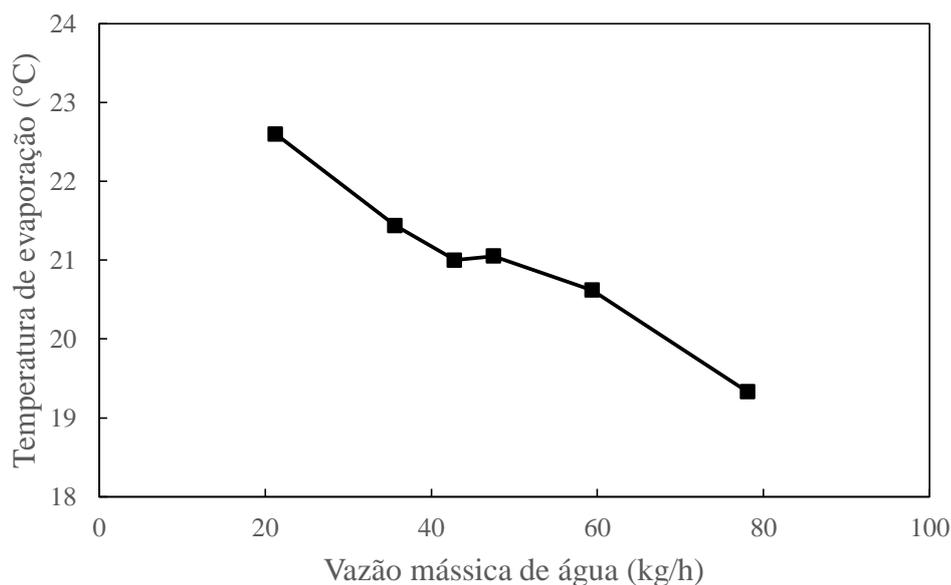


Figura 5.4 - Variação da temperatura evaporação em função da vazão mássica da água

Além disso, como esperado, como as taxas de transferência de calor em ambos trocadores de calor aumentaram com o aumento da vazão mássica de água como observa-se na Figura 5.5.

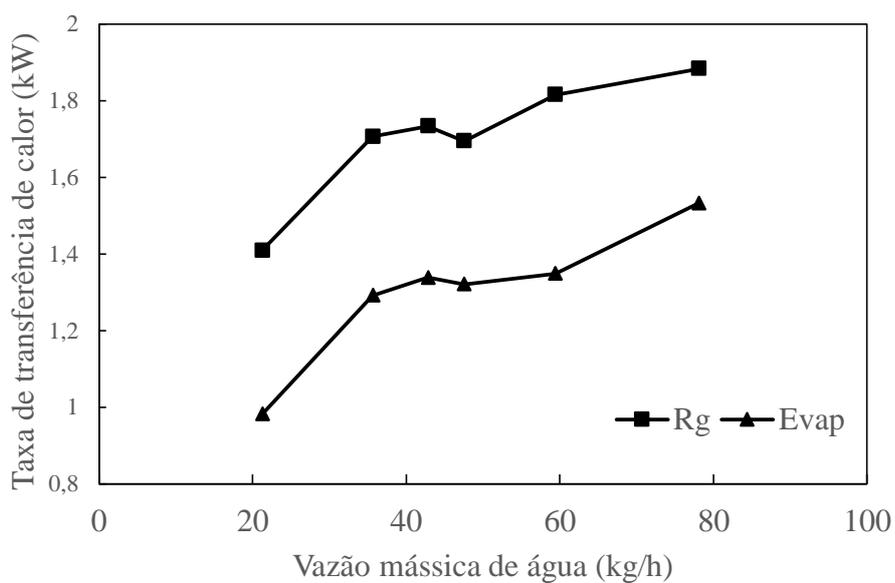


Figura 5.5 - Variação das taxas de transferência de calor em função da vazão mássica de água

### 5.1.2 Influência da abertura da válvula de expansão

Os testes realizados para analisar a influência da abertura da válvula de expansão foram inicialmente realizados no sol em dias diferentes com a radiação solar variando de 611 W/m<sup>2</sup> até 864 W/m<sup>2</sup>. As temperaturas de entrada da água assim como do meio ambiente foram de aproximadamente 25°C, e a temperatura de saída da água foi mantida por meio do controlador PID em 60°C em praticamente todos os testes.

As nomenclaturas 1,0, 1,5, 2,0 e assim por diante representam o número de voltas de abertura da válvula de expansão. Logo, 1,0 significa que a válvula estava uma volta aberta, 1,5, uma volta e meia aberta, 2,0 duas voltas, etc. Os dados das variáveis coletadas estão apresentados no APÊNDICE C.2.

Conforme, observa-se na Figura 5.6, a abertura da válvula tem uma influência significativa nas pressões do sistema. A medida que a válvula de expansão se abre a pressão de alta diminui e a pressão de baixa aumenta, e conseqüentemente a razão de compressão reduz. Um comportamento similar a este também foi evidenciado no trabalho de Wang *et al.* (2013) e Paulino (2019). Com a abertura da válvula de expansão a área aumenta, fazendo que a massa no resfriador de gás tenda a reduzir e a massa no evaporador aumentar. Dessa forma, uma vez que o volume não se altera, a densidade do CO<sub>2</sub> do evaporador aumenta, acarretando também o aumento da pressão de baixa. Já no resfriador a massa específica diminui, reduzindo assim a pressão de alta do sistema.

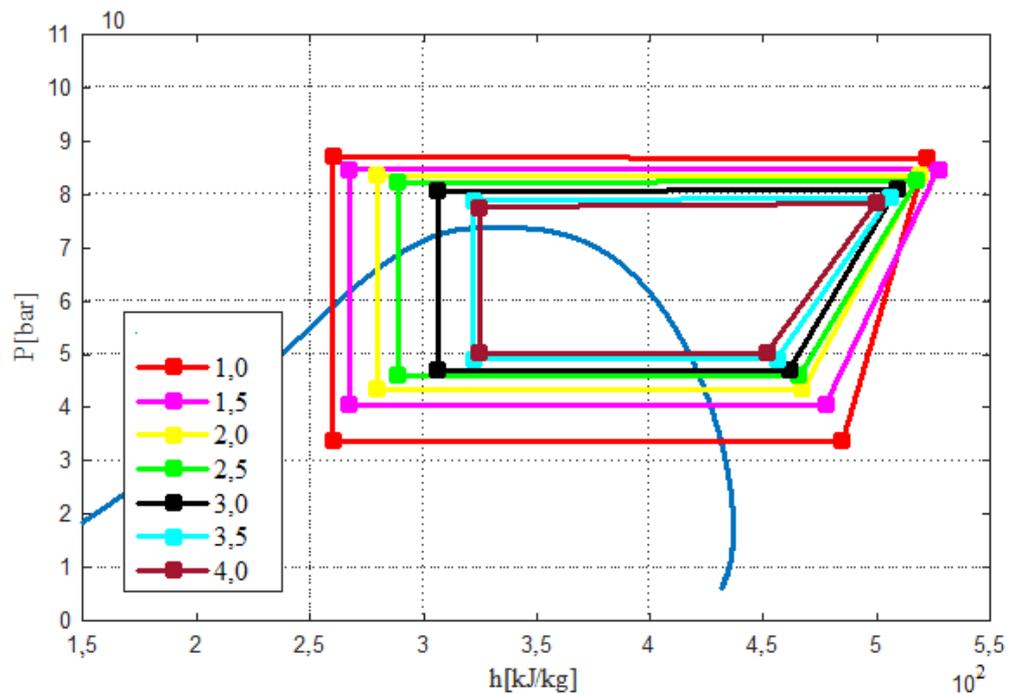


Figura 5.6 – Influência da abertura da válvula de expansão nas pressões do sistema.

Na Figura 5.7 pode-se notar esse efeito das pressões de alta e baixa do sistema desde do início da operação da máquina, em que as pressões estão igualadas em cerca de 53 bar, e depois vão se alterando de acordo com a abertura ou fechamento da válvula de expansão. Cabe ressaltar que os efeitos são similares aos observados na Figura 5.6.

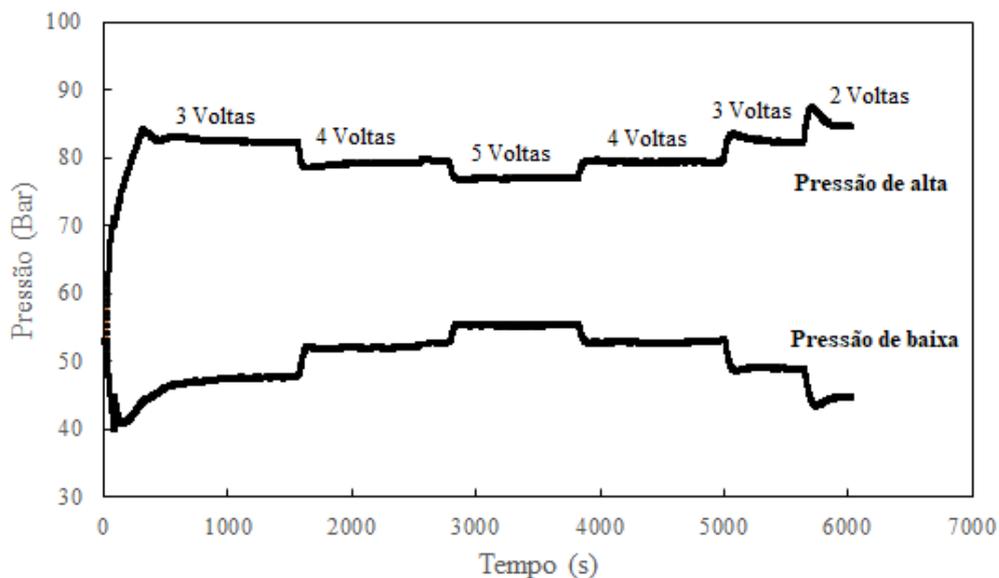


Figura 5.7 – Variação das pressões em função do tempo com a abertura e fechamento da válvula.

A Figura 5.8 apresenta a variação das temperaturas em função da abertura da válvula de expansão da DX-SAHP. Como a pressão de baixa aumenta, a temperatura de evaporação ( $T_4$ ) tende a aumentar, mesmo que a radiação seja praticamente constante nesses experimentos com média de  $715 \text{ W/m}^2$  com desvio máximo de 4,2%. Dessa forma, com o aumento de  $T_4$ , e uma redução da razão de compressão, a temperatura de entrada do compressor ( $T_1$ ) diminui, e a temperatura de saída ( $T_2$ ) tem um leve aumento. Como a região transcritical apresenta propriedades independentes, a temperatura de saída do resfriador de gás ( $T_3$ ) aumenta de aproximadamente de  $25$  a  $33^\circ\text{C}$  com a redução da pressão, o que está diretamente relacionado com o aumento da vazão mássica de  $\text{CO}_2$  no ciclo.

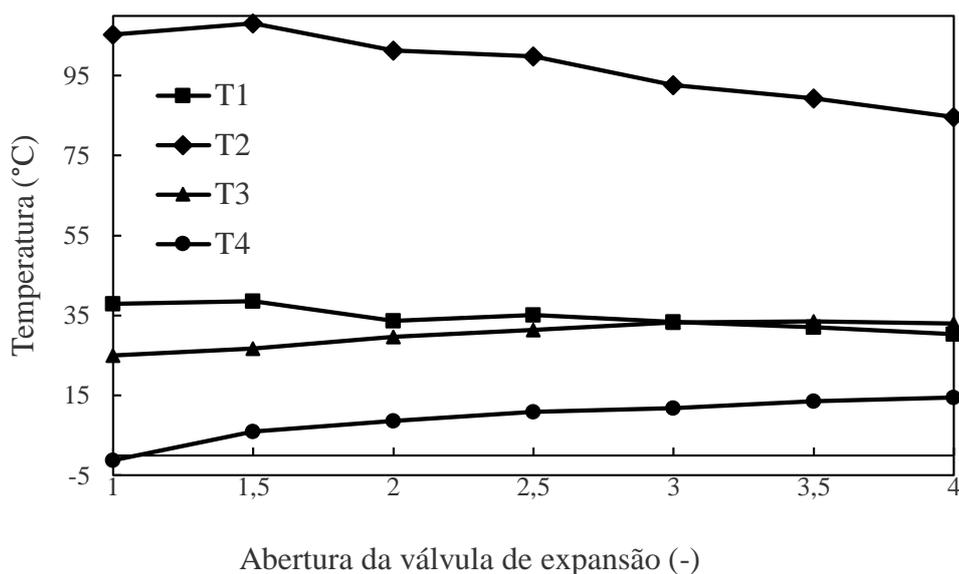


Figura 5.8 - Influência da abertura da válvula de expansão nas temperaturas do sistema

O grau de superaquecimento do sistema, tende a diminuir com a abertura da válvula, uma vez que a vazão mássica de CO<sub>2</sub> aumenta, como mostra a Figura 5.9.

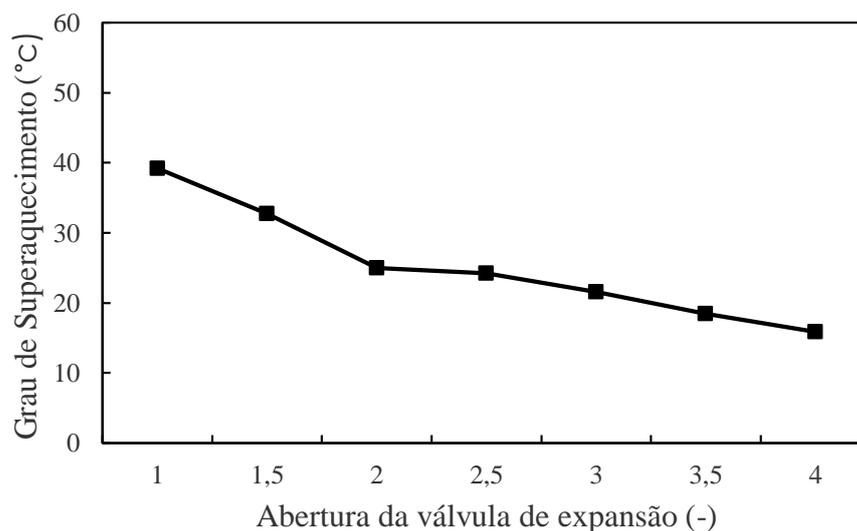


Figura 5.9 – Influência da abertura da válvula de expansão no grau de superaquecimento

Como esperado e evidenciado na Eq. 4.13 mencionada, observa-se na Figura 5.10 que com a abertura da válvula de expansão, ou seja, com uma maior área de passagem, a vazão mássica de CO<sub>2</sub> aumenta. Logo, a incerteza associada a esse parâmetro também aumenta, passando de  $\pm 0,22$  kg/h para 1,0 volta de abertura a

## Resultados e Discussão

$\pm 3,49$  kg/h para 4 voltas. LIU *et al.* (2016) e LIU *et al.* (2018) relatam um comportamento similar para uma bomba de calor a CO<sub>2</sub>, porém que opera sem a presença de radiação solar.

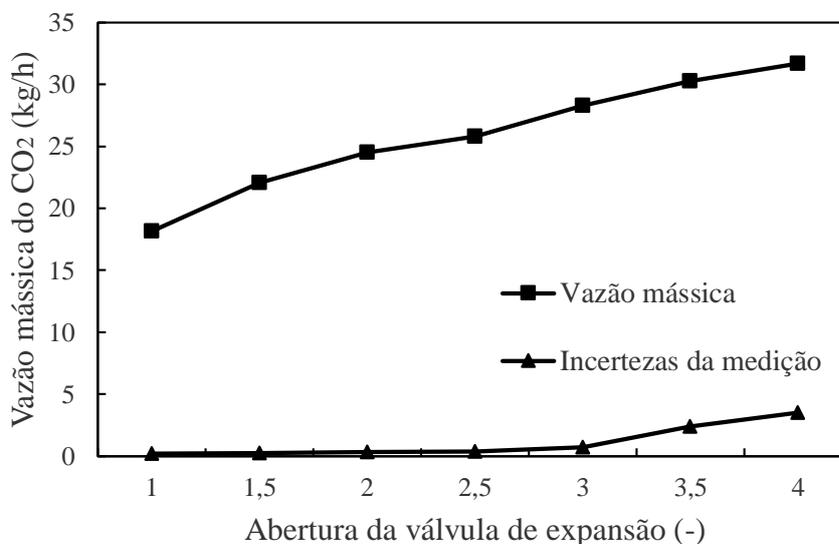


Figura 5.10 – Influência da abertura da válvula de expansão na vazão mássica de CO<sub>2</sub> e nas incertezas desse parâmetro.

Na Figura 5.11, nota-se que a potência real consumida pelo sistema é praticamente constante. Como apresentado na Eq. 5.1 a potência real consumida pelo compressor, considerando todas as eficiências, com a abertura da válvula de expansão aumenta-se a vazão mássica de CO<sub>2</sub> no sistema, e conseqüentemente a potência consumida aumentaria. Porém, com a redução da razão de compressão, a eficiência global é afetada, reduzindo-se e justificando os valores de potência encontrados. Esse comportamento também é observado por Kong *et al.* (2018) em uma DX-SAHP com R-134a.

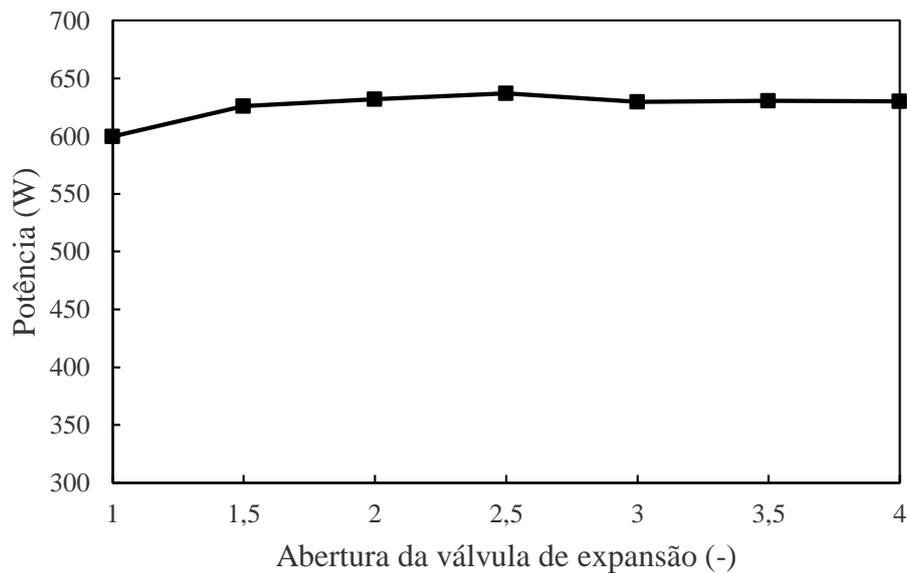


Figura 5.11 - Influência da abertura da válvula de expansão na potência do sistema.

$$\dot{W}_{co.real} = \frac{\dot{m}_r(h_2 - h_1)}{\eta_{global}} \quad \text{Eq. (5.1)}$$

Em que,  $\dot{W}_{co.real}$  é potência real consumida pelo compressor contabiliza as perdas e  $\eta_{global}$  é a eficiência global desse dispositivo.

Na Figura 5.12 observa-se que a variação de entalpia específica no compressor sofre pequenas oscilações ao longo da abertura da válvula de expansão, sendo quase constante. Já a diferença de entalpias para o evaporador e resfriador de gás reduzem à medida que a válvula é aberta, o que é justificado pelo aumento da pressão de baixa e redução da pressão de alta, bem como pelo comportamento das temperaturas analisado anteriormente.

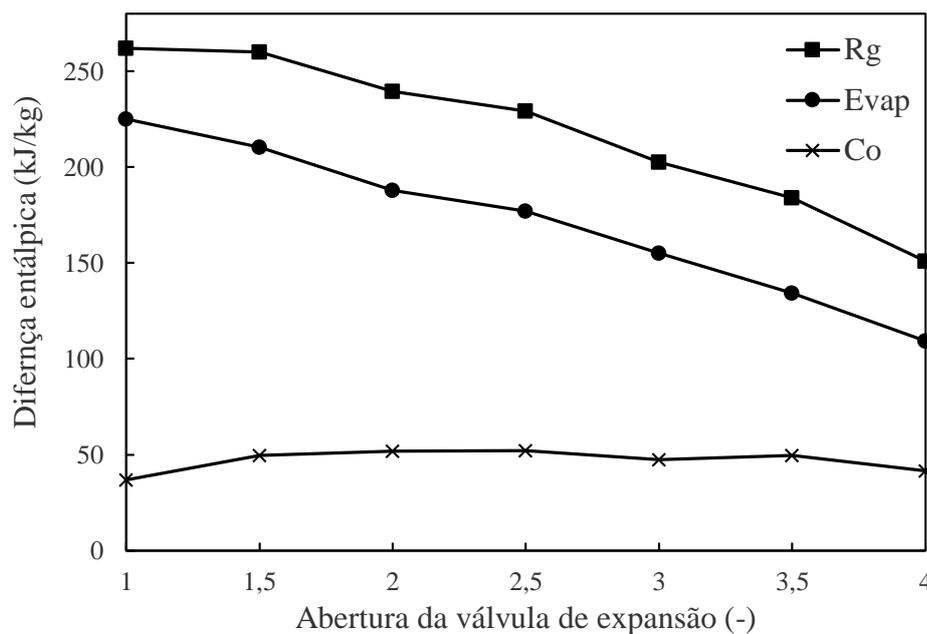


Figura 5.12 - Influência da abertura da válvula de expansão na diferença de entalpia dos trocadores de calor e compressor.

Já as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor dependem do produto vazão mássica do fluido versus a diferença entálpica. Como as diferenças de entalpia diminuem e a vazão mássica de CO<sub>2</sub> aumenta, nota-se na Figura 5.13 que existe um valor ótimo para a taxa de transferência de calor que ocorre entre aproximadamente entre as 1,5 e 2,0 voltas de abertura, como valores de 1593,16 W e 1631,09 W para o resfriador de gás e 1288,87 W e 1279,02 W para o evaporador, respectivamente.

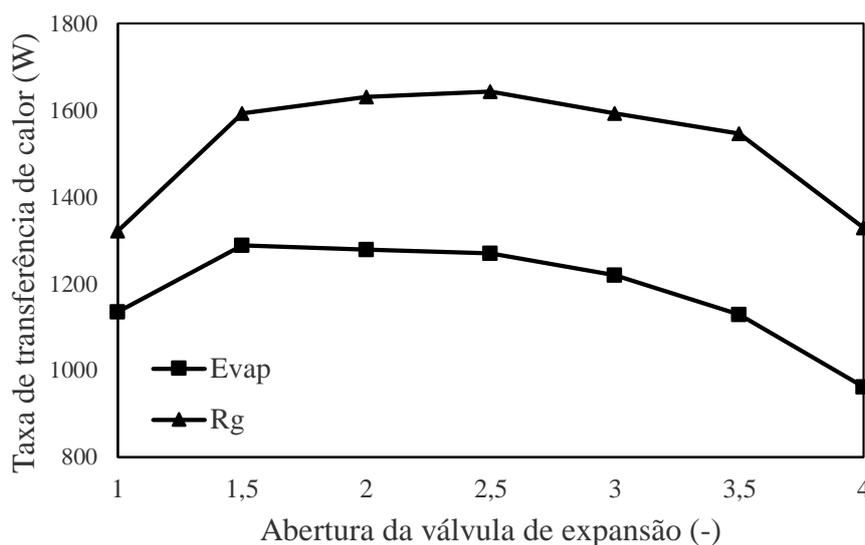


Figura 5.13 - Influência da abertura da válvula de expansão nas taxas de transferência de calor.

Logo, observa-se na Figura 5,14 que o  $COP_{global}$  também apresenta valores máximos no sistema para as aberturas de válvula 2,0 e 2,5, com valores iguais a  $2,58 \pm 0,05$  e  $2,58 \pm 0,06$ , respectivamente. No trabalho de HOU *et al.* (2014) que opera com uma bomba de calor a  $CO_2$  em um ciclo transcrito porém sem energia solar, os autores também obtiveram um resultado semelhante, ou seja, verificaram uma abertura de válvula de expansão que leva um desempenho máximo do ciclo. Já o  $COP_{ciclo}$ , que representa o trabalho de compressão do fluido, degrada-se à medida que a válvula de expansão é aberta. Conforme analisado, apesar da vazão mássica do fluido aumentar a diferença de entalpias no resfriador de gás diminui enquanto a do compressor permanece praticamente constante, ocasionando assim uma redução do  $COP_{ciclo}$ .

## Resultados e Discussão

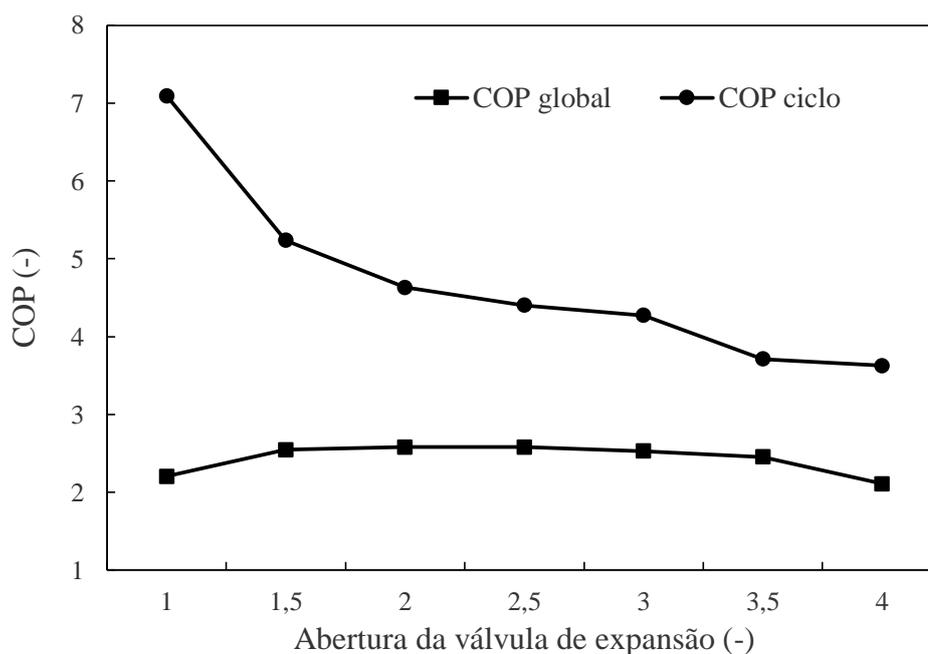


Figura 5.14 - Influência da abertura da válvula de expansão no  $COP_{global}$  e no  $COP_{ciclo}$

Tabela 5.1 – Incertezas do COP em função da influência da válvula de expansão

Abertura da válvula	$COP_{global}$	$COP_{ciclo}$
1,0	2,20±0,04	7,10±0,21
1,5	2,55±0,04	5,24±0,12
2,0	2,58±0,05	4,63±0,11
2,5	2,58±0,06	4,40±0,11
3,0	2,53±0,10	4,27±0,16
3,5	2,45±0,29	3,71±0,35
4,0	2,11±0,39	3,63±0,51

Independentemente da radiação solar, ou seja, com radiações solares menores ou maiores, conforme mostra a Figura 5.15, ou até em condições de variação da temperatura de saída da água em 55°C, 60°C e 65°C, como apresenta a Figura 5.16, observa-se que o  $COP_{global}$  máximo obtido para todos os casos é dado com a abertura de aproximadamente 2 voltas da válvula de expansão.

## Resultados e Discussão

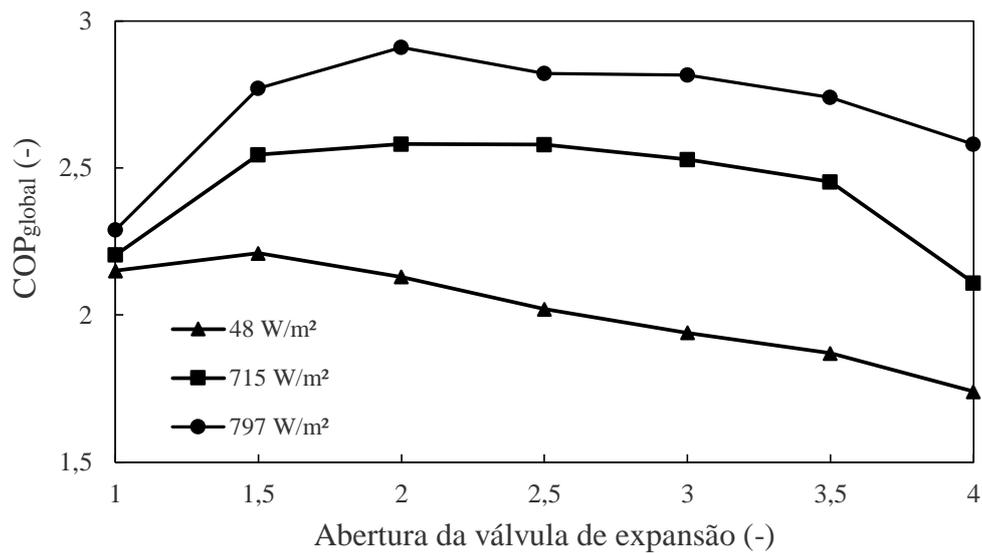


Figura 5.15 - Influência da abertura da válvula de expansão no  $COP_{global}$  para diferentes radiações.

Tabela 5.2 – Incertezas do  $COP_{global}$  para diferentes radiações solares.

Abertura da válvula	48,28W/m <sup>2</sup>	714,66W/m <sup>2</sup>	796,86W/m <sup>2</sup>
1,0	2,18±0,04	2,20±0,04	2,29±0,04
1,5	2,21±0,04	2,55±0,04	2,77±0,04
2,0	2,12±0,05	2,58±0,05	2,91±0,05
2,5	2,03±0,07	2,58±0,06	2,82±0,06
3,0	1,95±0,11	2,53±0,10	2,82±0,10
3,5	1,85±0,26	2,45±0,29	2,74±0,31
4,0	1,72±0,31	2,11±0,39	2,58±0,38

## Resultados e Discussão

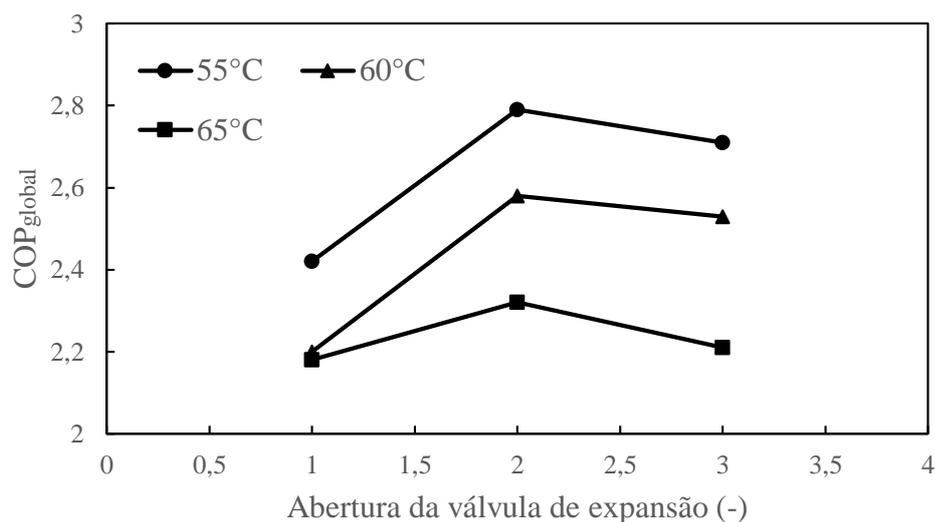


Figura 5.16 – Influência da abertura da válvula de expansão no  $COP_{global}$  do sistema para diferentes temperaturas de saída da água.

Tabela 5.3 - Incertezas do  $COP_{global}$  para diferentes temperatura de saída da água.

Abertura da válvula	55°C	60°C	65°C
1,0	2,42±0,05	2,20±0,04	2,18±0,04
2,0	2,79±0,05	2,58±0,05	2,32±0,06
3,0	2,71±0,14	2,53±0,10	2,21±0,07

Essa análise demonstra que sistemas pequenos como esse que operam com  $CO_2$  em ciclo transcrito e energia solar, poderiam operar com apenas um dispositivo estático de expansão, como um simples tubo capilar sem comprometer o desempenho do sistema. Com isso, o custo do equipamento poderia ser reduzido, tornando-o mais viável economicamente para aquecimento de água residencial, uma vez que o preço médio de um tubo capilar é cerca de R\$15,00 reais e uma válvula eletrônica de R\$2000,00 (DANFOSS, 2019).

Todas as tendências observadas com a variação de abertura da válvula de expansão para condições de elevada radiação solar, também são notadas para condições de baixa radiações solares (APÊNDICE C.2). Porém, conforme é de se esperar os valores de  $COP_{global}$  para essas condições são menores, uma vez que a taxas de transferência de calor também são menores, bem como as temperaturas de

## Resultados e Discussão

evaporação. Por exemplo, variando a válvula de 1 a 4 voltas, para o fluxo de radiação médio de  $48 \text{ W/m}^2$ , o  $\text{COP}_{\text{global}}$  médio é de  $2,01 \pm 0,12$  para temperatura média de evaporação de  $4,02^\circ\text{C}$ . Já para um fluxo de  $797 \text{ W/m}^2$  o  $\text{COP}_{\text{global}}$  médio é  $2,71 \pm 0,14$  e temperatura de evaporação média de  $10,33^\circ\text{C}$ .

É importante salientar que a repetibilidade exata desses experimentos é uma análise difícil para o equipamento em questão estudado, um vez que pelas condições de laboratório adquiridas não é possível controlar alguns parâmetros como radiação solar, temperatura do meio ambiente e umidade relativa. Porém, pode-se observar na Figura 5.17, que mesmo para dias diferentes: Teste 1 (26/04/2018), Teste 2 (02/05/2018), Teste 3 (16/05/2018) e Teste 4 (26/06/2018), as propriedades do ciclo são semelhantes. Para esses experimentos a média do  $\text{COP}_{\text{global}}$  foi  $2,75 \pm 0,05$  com desvio máximo de 6,18%, sendo valores consideravelmente razoáveis, já que se existem oscilações do fluxo de radiação solar, temperatura ambiente e umidade relativa, e também temperatura de entrada da água, parâmetro o qual não foi controlado nesses testes.

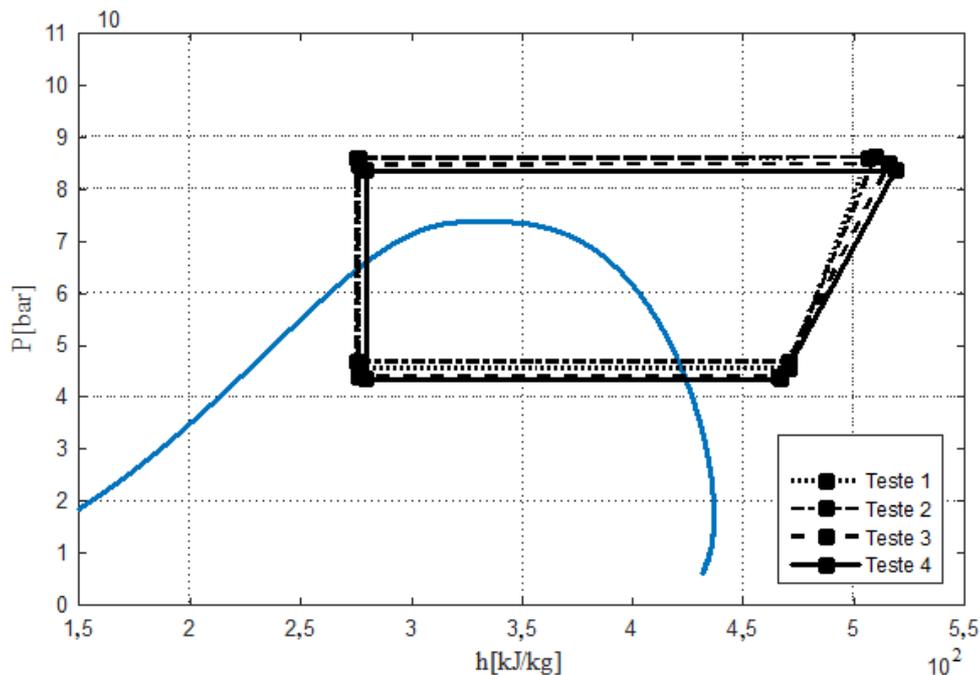
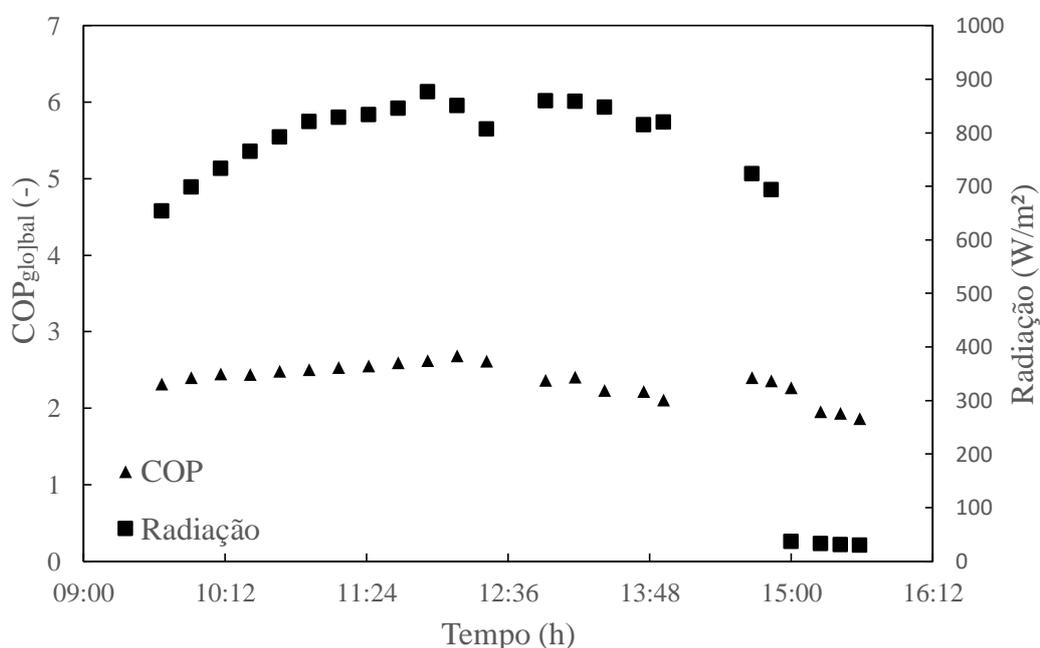


Figura 5.17 – Experimentos para duas voltas de abertura da válvula de expansão em dias diferentes.

### 5.1.3 Influência das condições ambientais

Para avaliar as condições ambientais, considerou-se os parâmetros como a radiação solar, temperatura ambiente e umidade relativa do ar. O vento foi um parâmetro desconsiderado uma vez, como relatado em diversos trabalhos como Kong *et al.* (2011) e Duarte (2018) sua influência no desempenho do sistema é insignificante, principalmente na presença de brisa leve como nos ensaios realizados. Os teste foram realizados mantendo a temperatura de saída da água igual a 60°C e os dados coletados estão apresentados no APÊNDICE C.3.

Avaliou-se o desempenho da DX-SAHP operando durante um dia. A válvula foi mantida fixa com duas voltas de abertura. As Figuras 5.18 e 5.19 apresentam o comportamento do sistema em relação ao  $COP_{global}$  e as pressões do sistema, respectivamente.



NOTA:  $COP_{global}$  médio = 2,36 com incerteza média de  $\pm 0,05$ .

Figura 5.18 – Influência da radiação solar durante um dia de operação no COP global

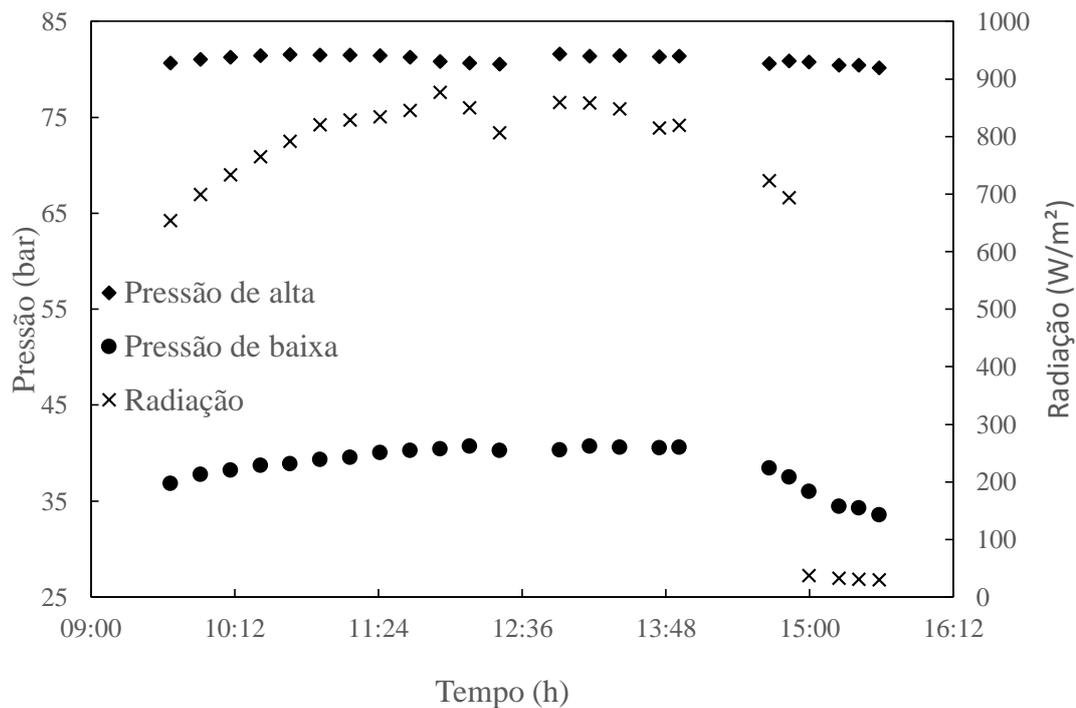


Figura 5.19 – Influência da radiação solar durante um dia de operação nas pressões do sistema.

Conforme esperado, observa-se que a variação da radiação solar altera o  $COP_{global}$  do sistema. Quanto maior o fluxo de radiação solar maior é o  $COP_{global}$  da DX-SAHP, em função do aumento de energia recebida no evaporador solar. Para o maior fluxo de radiação alcançado nesse teste de  $876,86 \text{ W/m}^2$  obteve-se um  $COP_{global}$  de  $2,62 \pm 0,050$ , e para o menor fluxo de  $30,17 \text{ W/m}^2$ , o  $COP_{global}$  foi de  $1,86 \pm 0,049$ , uma redução cerca de 30% no desempenho da DX-SAHP. Kong *et al.* (2018) alcançarem valores similares para as mesmas condições para uma DX-SAHP operando com R-134a. O  $COP_{global}$  foi em média de 3,0 para a radiação solar média de  $730 \text{ W/m}^2$ , temperatura ambiente de  $30,8^\circ\text{C}$ , e aquecimento da água de  $25,3^\circ\text{C}$  a  $60^\circ\text{C}$ . Já em relações as pressões nota-se que a pressão de alta praticamente não sofre alteração com a variação da radiação solar, variando de  $80,15 \text{ bar}$  a  $81,54 \text{ bar}$ , com média de  $81,06 \text{ bar}$  e desvio máximo de 1,12% ao longo do dia. Como as temperaturas de entrada e saída da água alteram-se muito pouco, mantendo-se em aproximadamente em  $25,0^\circ\text{C}$  e  $60^\circ\text{C}$ , respectivamente, e a abertura do dispositivo de

## Resultados e Discussão

expansão é mantida fixa, é esperado que a pressão no resfriador de gás permaneça quase constante. Ao contrário, nota-se que a pressão de baixa, ou seja, a pressão no evaporador aumenta com o aumento da radiação solar.

As Figuras 5.20 e 5.21 apresentam a influência da radiação solar nas temperaturas da bomba de calor. As temperaturas de entrada do evaporador e entrada do compressor possuem um comportamento similar com a pressão de baixa, aumentando quando a radiação aumenta, e diminuindo quando essa diminui.

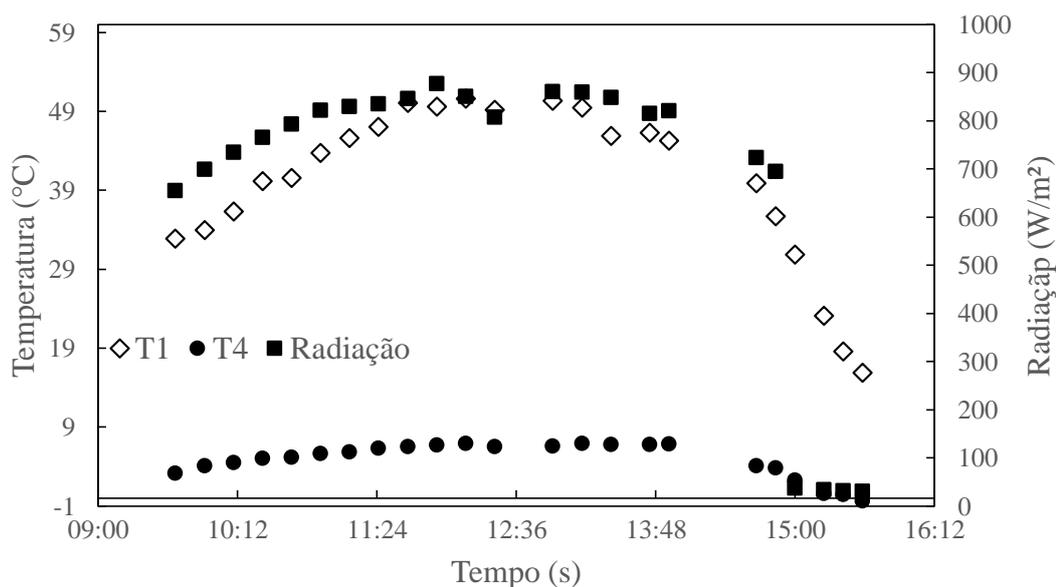


Figura 5.20 - Influência da radiação solar nas temperaturas de entrada do evaporador e compressor.

A influência da radiação solar na temperatura de entrada do resfriador de gás é mostrado na Figura 5.21. Observa-se que apesar, dos parâmetros da água não variarem muito, a temperatura de saída do compressor tende a diminuir com a redução da radiação solar. Como a potência requerida pelo compressor é praticamente constante, média 611,73 W com desvio máximo de 4,66%, à medida que a temperatura de entrada do compressor (T1) diminui em função da redução da radiação solar, a temperatura de saída do compressor também diminui.

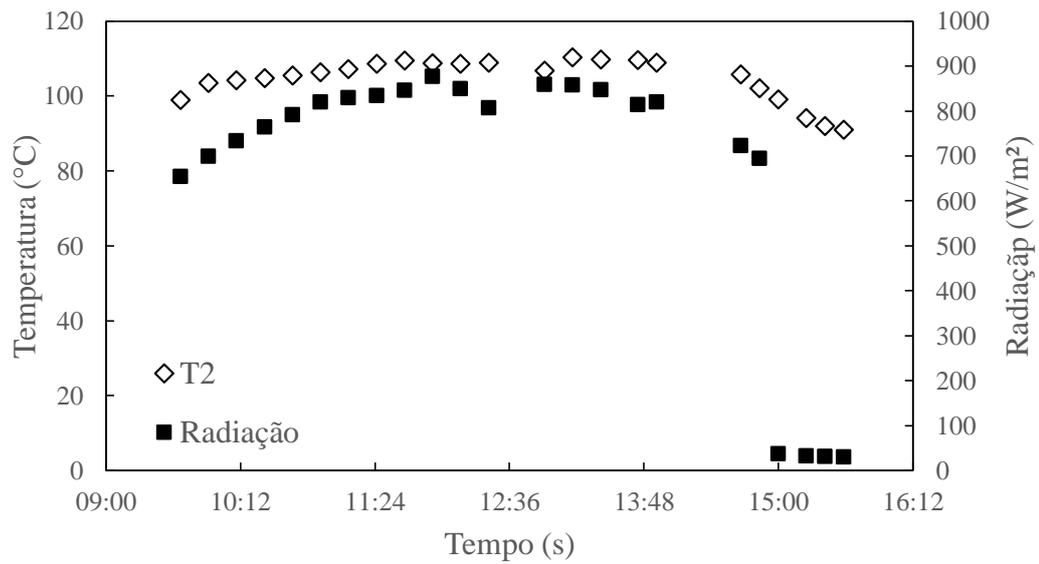


Figura 5.21 - Influência da radiação solar na temperatura de saída do compressor.

Em contrapartida, observa-se na Figura 5.22 que a temperatura de saída do resfriador de gás (T3) não é influenciada pela radiação solar. Por outro lado, nota-se que a variação dessa temperatura está correlacionada com a variação da temperatura de entrada da água, e em menor grau com a temperatura do meio ambiente.

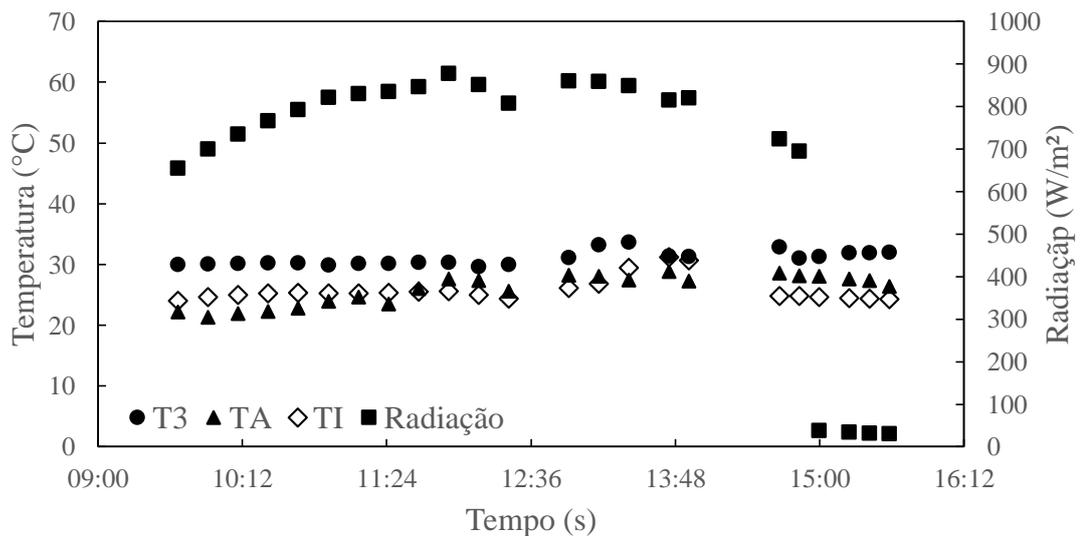


Figura 5.22 - Influência da radiação solar na temperatura de saída do resfriador de gás, temperatura ambiente e temperatura de entrada da água.

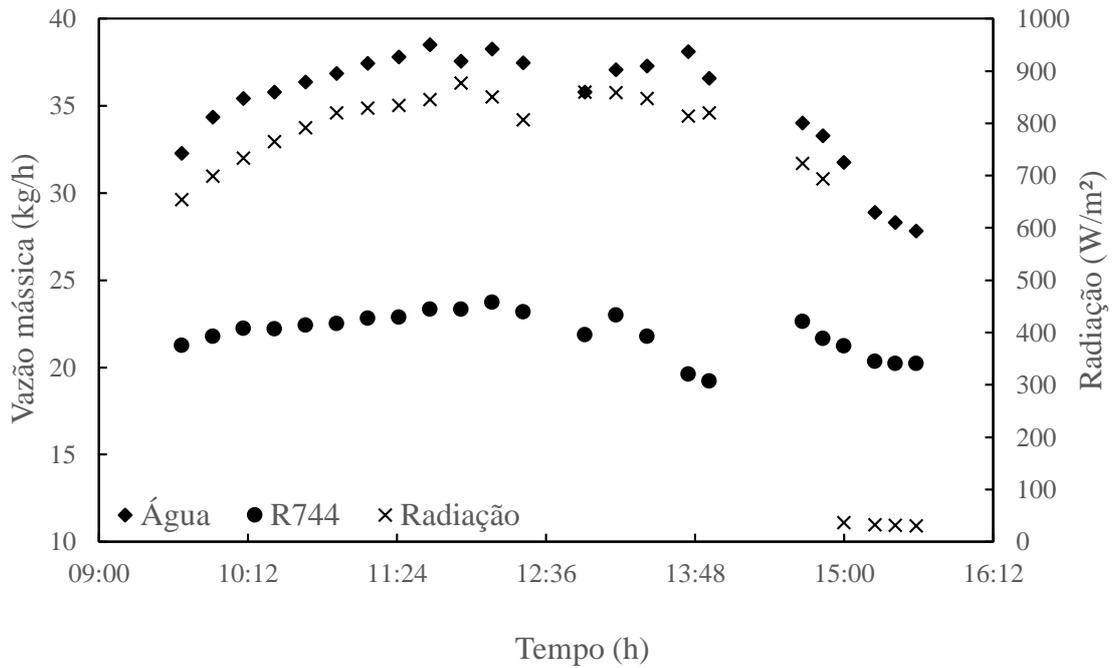
## Resultados e Discussão

---

O comportamento mencionado de T3 pode ser observado em outro experimento de análise de radiação solar (APÊNDICE C.3 - data 13/09/2018), em que a temperatura de entrada da água foi praticamente constante durante todo experimento com média de 25,98°C e desvio máximo de 0,38%, e conseqüentemente a temperatura de saída do resfriador de gás também quase não variou, com média de 30,78°C e desvio máximo 0,45%, mesmo ocorrendo variações da radiação solar de 779 W/m<sup>2</sup> a 820 W/m<sup>2</sup>, e pequenas alterações na temperatura do meio ambiente de 24,54°C a 26,86°C.

Já análise da temperatura ambiente está diretamente relacionada com a radiação solar e com as estações do ano, não sendo possível desvincular um parâmetro do outro. Mas, em geral, existe uma tendência da temperatura do meio ambiente aumentar quando a radiação solar aumenta.

A Figura 5.23 apresenta a variação das vazões mássicas de CO<sub>2</sub> e da água em função da radiação solar. A vazão mássica de fluido em uma DX-SAHP tende a aumentar com o aumento da radiação solar. O aumento de energia no sistema em função do aumento da radiação solar, requer uma vazão mássica maior de refrigerante, uma vez que a massa específica aumenta, bem como a eficiência volumétrica (já que se tem uma redução da razão de compressão), acarretando conseqüentemente, na elevação do COP<sub>global</sub> do sistema. Essa tendência também é analisada por KONG *et al.* (2018) em uma DX-SAHP operando com R-134a. Já a vazão mássica de água além de estar relacionada com a radiação solar e com a vazão mássica de CO<sub>2</sub> no sistema, depende também da temperatura de entrada de água que varia um pouco nesse experimento, conforme observado na Figura 5.22. Uma vez que a temperatura de saída da água é mantida constante a 60°C, e por meio do balanço de energia no resfriador de gás apresentado pela Eq. 5.2, pode-se dizer que a vazão mássica de água tende a aumentar com o aumento da radiação solar.



Nota: Incerteza média da vazão mássica de R744:0,33 kg/h

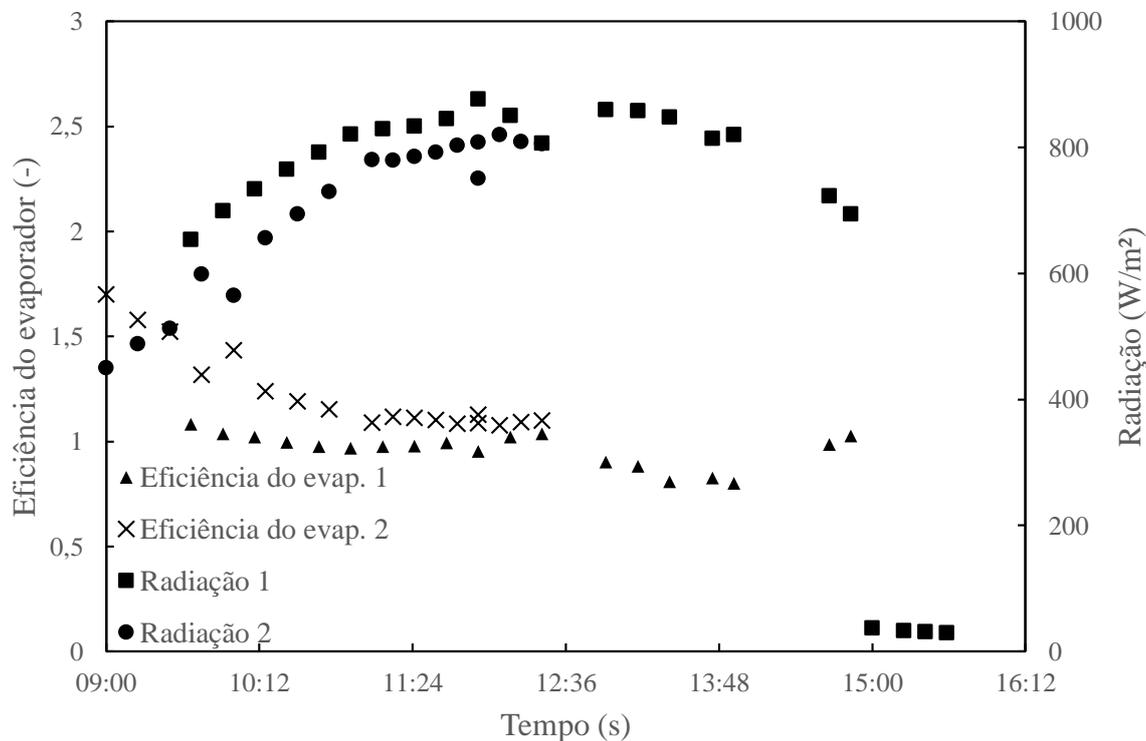
Figura 5.23 - Influência da radiação solar nas vazões mássicas de CO<sub>2</sub> e da água.

$$\dot{m}_a c_p (T_s - T_e) = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad \text{Eq. (5.2)}$$

Na Figura 5.24 observa-se a variação da eficiência do coletor solar para dois dias diferentes de operação da DX-SAHP. Diversos autores na literatura, como KONG *et al.* (2011), KONG *et al.* (2007) e Li *et al.* (2007) relatam uma eficiência do coletor solar maior que 1 em DX-SAHPs, principalmente em função do aporte de energia relacionada ao meio ambiente e à condensação do vapor d'água que pode ocorrer nesses tipos de equipamentos. Conforme relatado pelos autores e constatado pelos dados experimentais obtidos, quanto maior a radiação solar menor é a eficiência do coletor solar, apesar de maior ser o COP<sub>global</sub> do sistema, em consequência do aumento da temperatura de evaporação. Com o aumento da radiação solar, a temperatura da placa do coletor tende a aumentar, tornando-se maior que a temperatura do meio ambiente. Dessa forma, com o diferencial de temperatura, o coletor solar tende a ceder calor para o meio ambiente, reduzindo assim sua eficiência.

## Resultados e Discussão

Porém quando a radiação solar diminui, a temperatura do meio ambiente tende a ser maior do que a temperatura da placa do coletor solar, de forma que a vizinhança transfere calor para o coletor, justificando o aumento da eficiência do coletor, a qual pode ultrapassar o valor de 100%.



Nota: Médias das incertezas -  $COP_{global1} : \pm 0,050$ ;  $COP_{global2} : \pm 0,053$ .

Figura 5.24 - Influência da radiação solar na eficiência do coletor solar

Outro fator muito importante na análise das condições ambientais é umidade relativa. Ao comparar na Figura 5.25 os dois experimentos realizados em dias diferentes, 1 (05/09/2018) e 2 (13/09/2018), observa-se que apesar da radiação solar ser um pouco maior em 1, a umidade relativa média do experimento 2 é maior, com média 55,8% para 31,57% no experimento 1. Logo, o aporte de energia por condensação do evaporador solar é maior no experimento 2, justificando também o aumento do  $COP_{global}$  do sistema, o qual foi cerca de 6% maior.

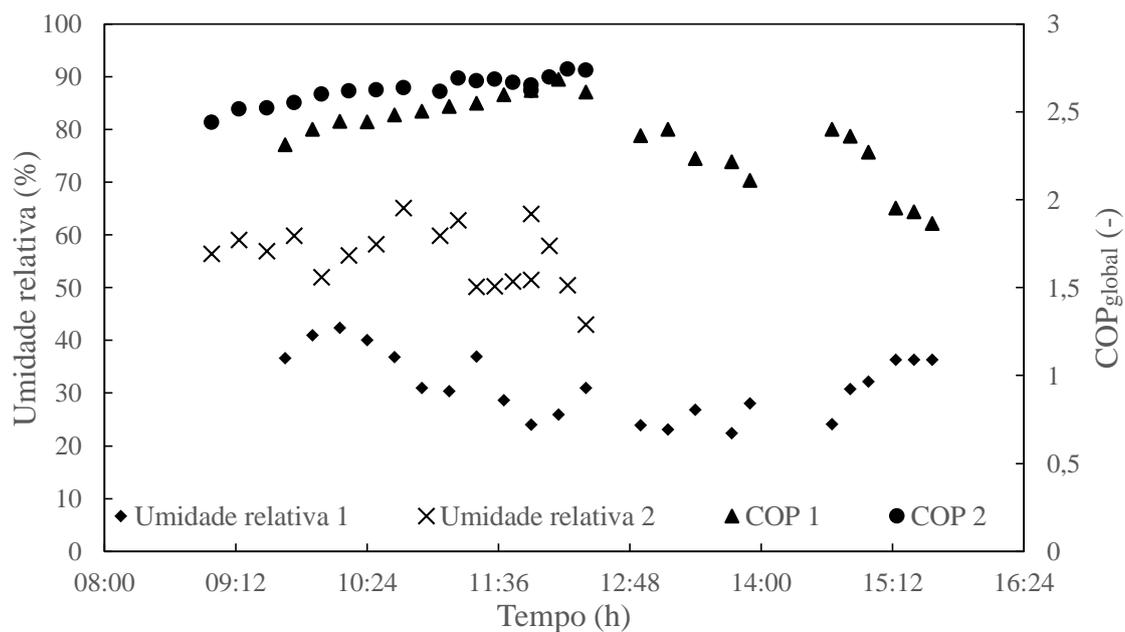


Figura 5.25 - Influência da umidade relativa no COP<sub>global</sub>.

As Figuras 5.26 e 5.27 apresentam termogramas do comportamento do evaporador solar para condições de elevado e baixo fluxo de radiação solar, média de 708,02W/m<sup>2</sup> e 46,65W/m<sup>2</sup>, respectivamente. Para a condição de radiações solares elevadas a temperatura do coletor solar variou de 8,4 a 52,8°C, já para baixas de 2,4 a 33,1°C. Além disso, conforme esperado, observa-se uma “região mais fria” maior para condição de baixa incidência de energia solar comparado com o de alta incidência. Esse comportamento indica que para elevada radiação solar a evaporação do fluido ocorre no início no evaporador solar, podendo atingir temperaturas maiores e conseqüentemente aumentar o grau de superaquecimento do sistema. Já para a condição de baixa radiação solar a evaporação do CO<sub>2</sub>, ocorre em uma área maior, reduzindo o grau de superaquecimento da DX-SAHP.

## Resultados e Discussão

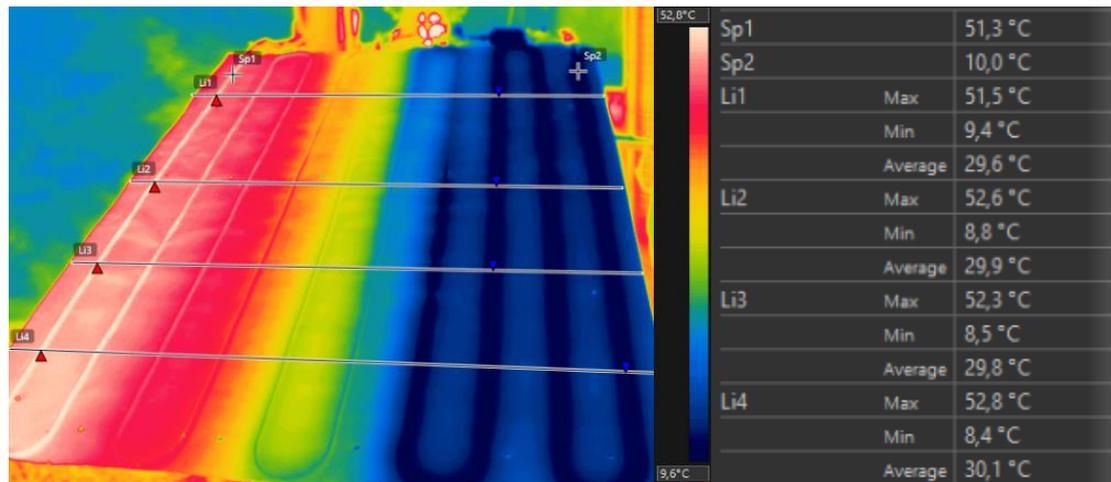


Figura 5.26- Termograma para elevada radiação solar.

Nota: Radiação solar média 708 W/m<sup>2</sup> (Data 24/01/2019)

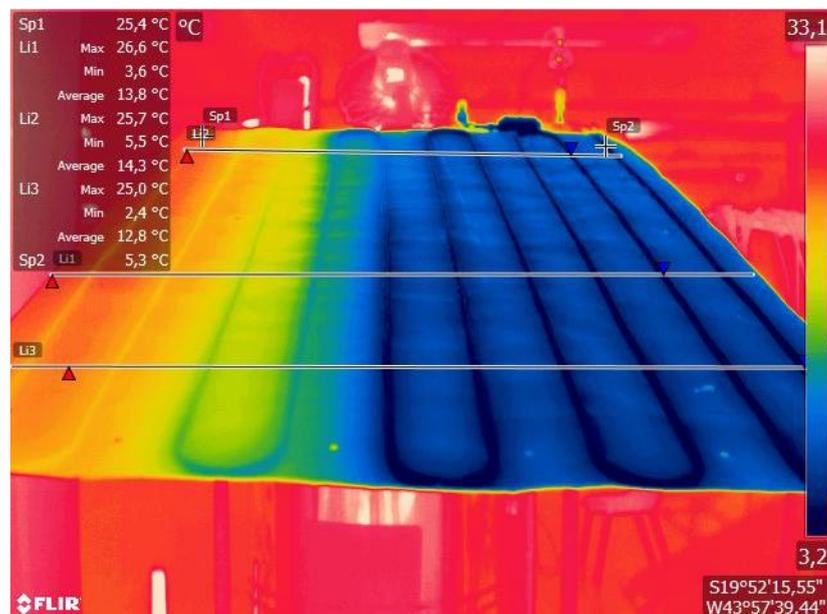


Figura 5.27 – Termograma com baixa radiação solar.

Nota: Radiação solar média de 47 W/m<sup>2</sup> (Data: 10/10/2018)

A Figura 5.28 apresenta o gráfico pressão versus entalpia entre um experimento de elevada radiação solar, fluxo médio de 767 W/m<sup>2</sup>, e baixa radiação, fluxo de 79 W/m<sup>2</sup>, com a válvula fixa em duas voltas de abertura. Em suma, pode-se observar todas as tendências discutidas anteriormente. A pressão de alta (82 bar) permanece praticamente constante para ambos experimentos, uma vez que a temperatura de entrada e saída da água são constantes a 25°C e 60°C,

## Resultados e Discussão

respectivamente. A potência consumida é praticamente a mesma, 658,98W (experimento 1) e 659,92W (experimento 2). Porém, com a maior incidência de radiação solar, a temperatura de evaporação aumenta, bem como a pressão de baixa do sistema, passando de 9,16°C a 13,08°C e de 43,14 bar para 47,60 bar, respectivamente. Assim, a temperatura de entrada e saída do compressor para um fluxo de radiação solar menor, também são menores comparando com um fluxo de radiação solar maior: variando de 20,64 a 33,85°C e 81,70 a 89,23°C. Além disso, a taxa de transferência de calor recebida pelo evaporador também aumenta de 1026,81W para 1349,08W, e conseqüentemente a vazão mássica de CO<sub>2</sub> e água, 25,74 kg/s a 29,63 kg/s e 33,30 kg/s a 42,22 kg/s, respectivamente. E assim, o COP tanto do ciclo como o global também aumenta:  $4,23 \pm 0,17$  a  $4,89 \pm 0,17$  e  $2,03 \pm 0,07$  e  $2,57 \pm 0,07$ .

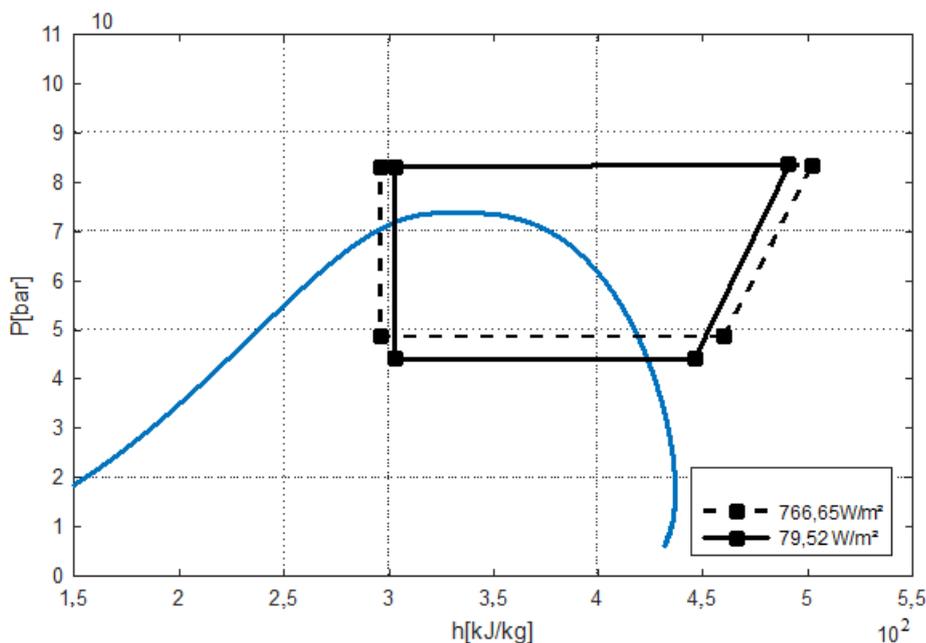


Figura 5.28 – Comparação do ciclo no diagrama P-h a alta e baixa radiação solar.

### 5.1.4 Influência da variação da temperatura de entrada de água

Os testes realizados para analisar a influência da variação da temperatura de entrada da água foram realizados com temperatura ambiente média de 30,44°C e desvio máximo de  $\pm 5,25\%$  com fluxo de radiação solar praticamente constante, média de 851,33 W/m<sup>2</sup> e desvio máximo de  $\pm 3,16\%$ . A temperatura de saída da água foi

## Resultados e Discussão

controlada por meio de um controle PID em torno de 60°C em todos os testes desta seção. Em adição, inicialmente os testes foram realizados com abertura da válvula de expansão fixa em duas voltas. Os testes de aquecimento da água foram realizados por meio de uma resistência comum e por meio de um controlador *on-off*, e os de resfriamento por meio de uma solução com água e gelo. Os dados coletados estão apresentados no APÊNDICE C.4.

A Figura 5.29 apresenta a variação do  $COP_{global}$  e do  $COP_{ciclo}$  em função da temperatura de entrada da água. À medida que a temperatura de entrada da água aumenta, tanto o  $COP_{global}$  como o  $COP_{ciclo}$  se degradam, uma vez que o delta de temperatura diminui, reduzindo a capacidade de aquecimento, e conseqüentemente o desempenho do sistema.

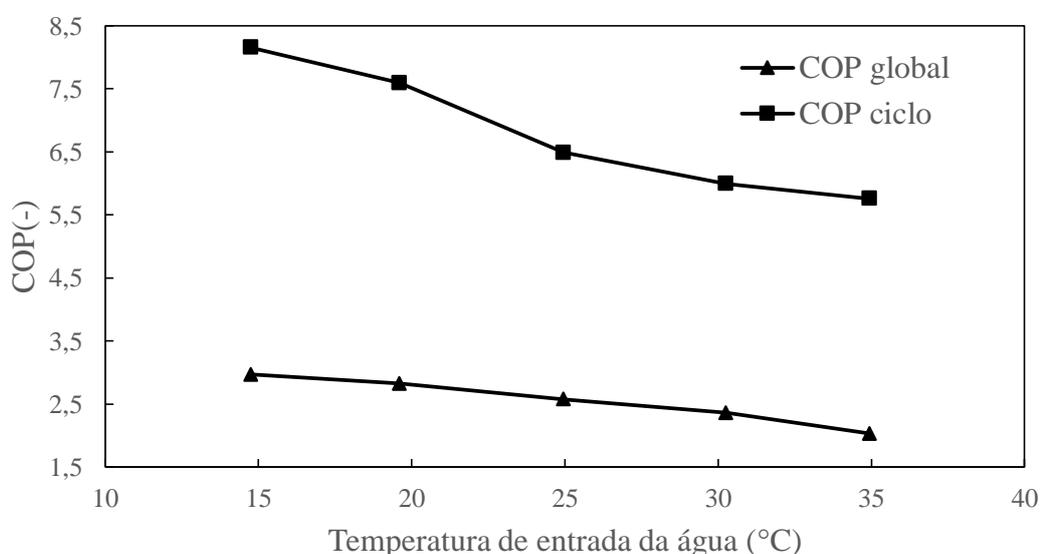


Figura 5.29 - Influência da temperatura de entrada da água no COP global e do ciclo

Logo, como mostra a Figura 5.30, com a redução da variação da temperatura de entrada da água a vazão mássica de água aumenta, tendência a qual observada também no estudo de Jiang *et al.* (2012) em um ciclo transcítico de CO<sub>2</sub> para uma bomba de calor água-água. Já a vazão mássica de CO<sub>2</sub>, permanece praticamente constante, variando de 22,68±0,35 kg/h a 24,48±0,40 kg/h. Como a radiação solar foi praticamente constante em todo experimento e a válvula de expansão permaneceu fixa, a vazão mássica do sistema não teve alterações significativas.

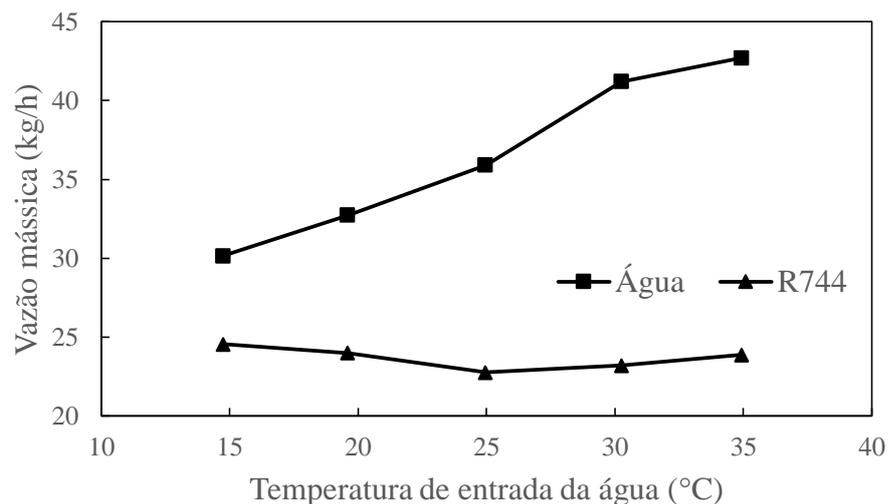


Figura 5.30 - Influência da temperatura de entrada da água na vazão mássica da água e do CO<sub>2</sub>.

Conforme nota-se nas Figuras 5.31 e 5.32 a pressão de baixa, bem como a temperatura de evaporação da DX-SAHP (T4) não são influenciadas pela variação da temperatura de entrada da água, mantendo-se praticamente constantes, uma vez que não houve alterações significativas da radiação solar, com valores de aproximadamente 40 bar e 851,33W/m<sup>2</sup>. Ao contrário, a pressão de alta à medida que a temperatura de entrada da água aumenta. Logo, com a variação da pressão de alta e, principalmente, com o aumento da temperatura de entrada da água, tem-se um aumento da temperatura de saída do resfriador de gás (T3). Esse mesmo comportamento foi relatado nos estudos de Groll e Kim (2007) para um ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> operando em um sistema de refrigeração convencional, sem o aporte energia solar.

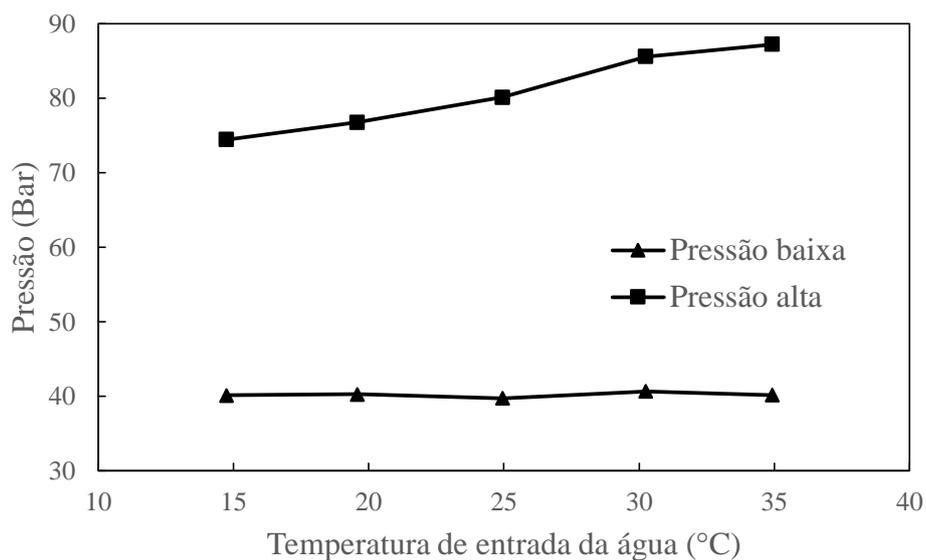


Figura 5.31 - Influência da temperatura de entrada da água nas pressões do sistema.

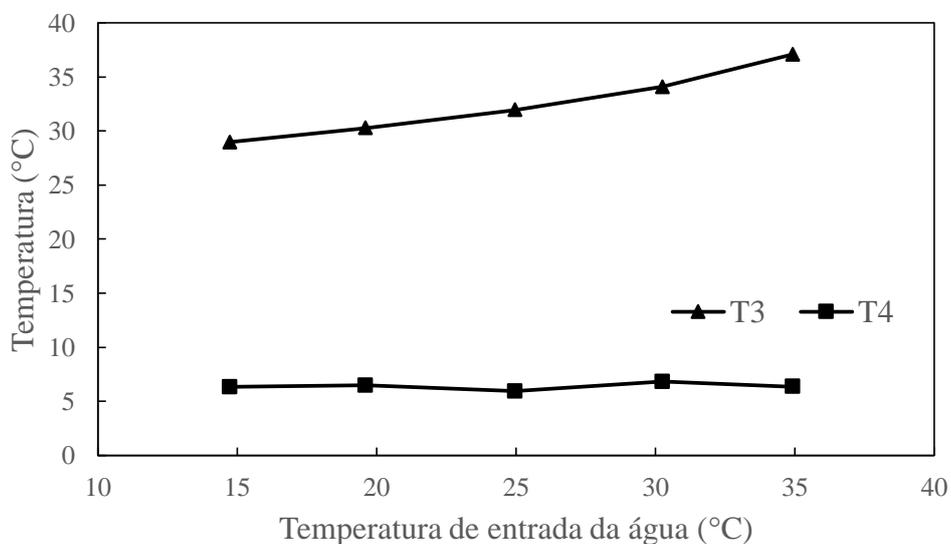


Figura 5.32 – Influência da temperatura de entrada da água nas temperaturas de saída do resfriador de gás e evaporação do sistema.

Na Figura 5.33, pode-se notar que a potência real consumida pela DX-SAHP aumenta com o aumento da temperatura de entrada da água. Como a vazão mássica do CO<sub>2</sub> mante-se praticamente constante e a razão de compressão aumenta conforme observado pelo comportamento das pressões do sistema, a eficiência global do compressor diminui, aumentando assim a potência real consumida pelo equipamento.

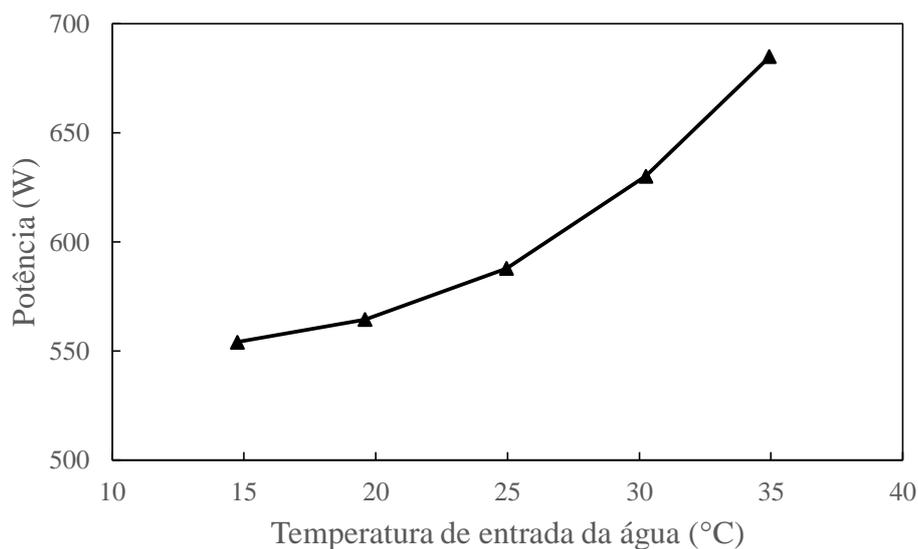


Figura 5.33 – Influência da temperatura de entrada da água na potência consumida da DX-SAHP

Já ao se analisar as taxas de transferência de calor do ciclo apresentadas na Figura 5.34, observa-se que, apesar da potência do ciclo do compressor permanecer praticamente constante, a taxa de transferência de calor no resfriador de gás diminui com o aumento da temperatura de entrada da água, tendência a qual era esperada. Ainda que se tem um aumento da vazão mássica de água, a redução da variação da temperatura da água tem uma maior influência no sistema, acarretando a queda da taxa de transferência de calor do resfriador de gás. Assim, conseqüentemente, pelo balanço de energia, tem-se que a taxa de transferência de calor no evaporador também reduz quase que proporcional a taxa de perda de calor do resfriador de gás, já que a potência do compressor é praticamente constante. Yamaguchi *et al.* (2011) apresentaram um comportamento similar a este, porém para uma bomba de calor a CO<sub>2</sub>, porém sem o aporte de energia solar, bem como Chow *et al.* (2011) para uma DX-SAHP operando com R-134a.

## Resultados e Discussão

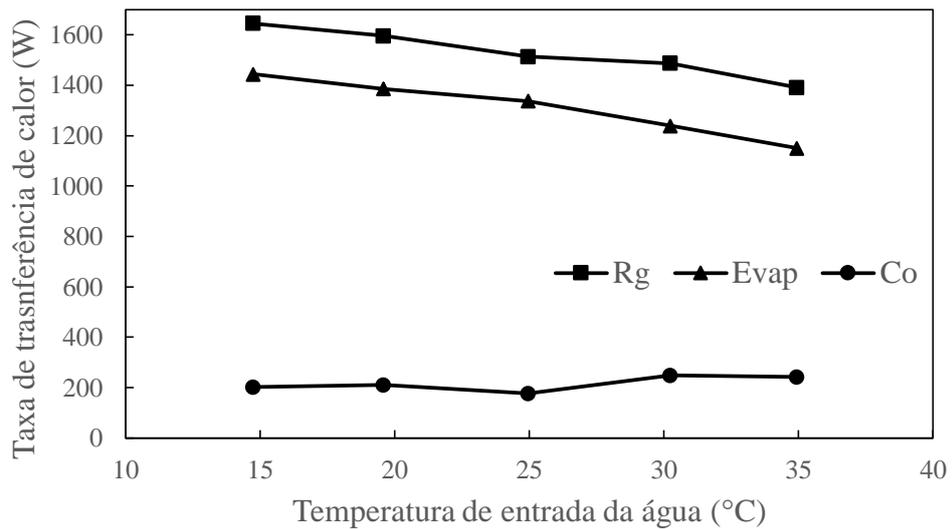


Figura 5.34 – Influência da temperatura de entrada da água nas taxas de transferência de calor do sistema.

O diagrama pressão versus entalpia apresentado na Figura 5.35 sumariza todas as tendências dos parâmetros termodinâmicos da DX-SAHP abordados. Nota-se que a pressão de baixa e a temperatura de evaporação são praticamente constantes durante todo experimento; que a pressão de alta aumenta com o aumento da temperatura de entrada da água, bem como a temperatura de saída do resfriador de gás. Além disso, observa-se e que a variação da entalpia no resfriador de gás e diminui.

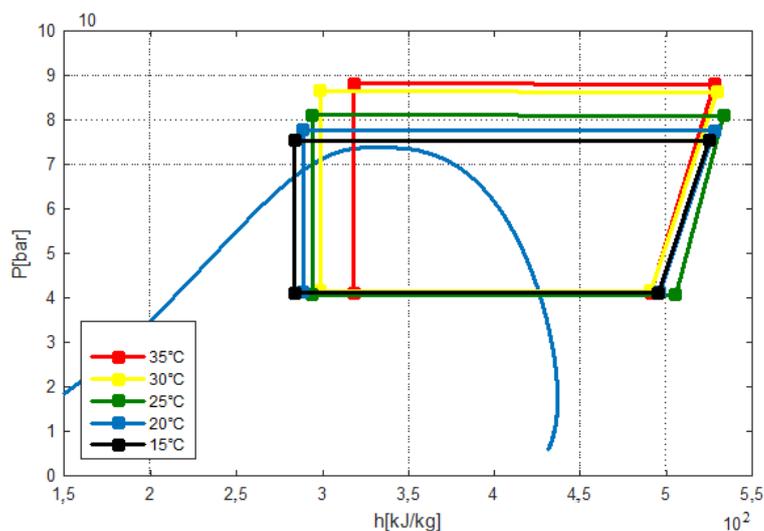


Figura 5.35 – Diagrama P-h para diferentes temperaturas de entrada da água.

## Resultados e Discussão

Os testes foram realizadas também variando-se a abertura da válvula de expansão em 2, 3, 4 e 5 voltas, juntamente com a temperatura de entrada da água, e para todas aberturas mencionadas o comportamento descrito também foi observado. Por exemplo, o menor  $COP_{global}$  para 3 voltas foi de  $2,11 \pm 0,12$  quando a temperatura de entrada da água era de  $35^{\circ}C$ , e o maior de  $2,84 \pm 0,22$  quando a temperatura era de  $15^{\circ}C$ .

### 5.2 Inventário da DX-SAHP

As Figuras 5.36 e 5.37 apresentam a distribuição da massa na DX-SAHP calculada pelo método de Hughmark para dois ciclos experimentais obtidos: um operando à sombra (baixa radiação solar) e outro ao sol (elevada radiação solar). A massa total requerida no sistema para o primeiro caso, seria de aproximadamente 430g e no segundo de 527g. Nota-se que em ambos os casos, os dispositivos que mais retêm massa no sistema são os trocadores de calor (evaporador e resfriador de gás) e os separadores de óleo e líquido. Como a DX-SAHP a  $CO_2$  é de pequeno porte, não se encontrou fornecedores para separadores de óleo e de líquido pequenos, o que justifica o acúmulo da massa nesses dispositivos.

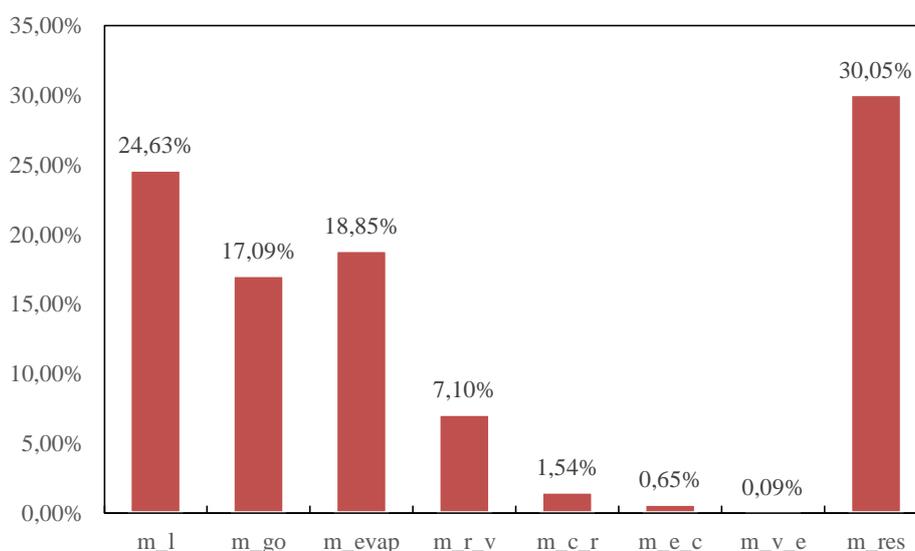


Figura 5.36 – Distribuição de massa da DX-SAHP para operação à sombra

## Resultados e Discussão

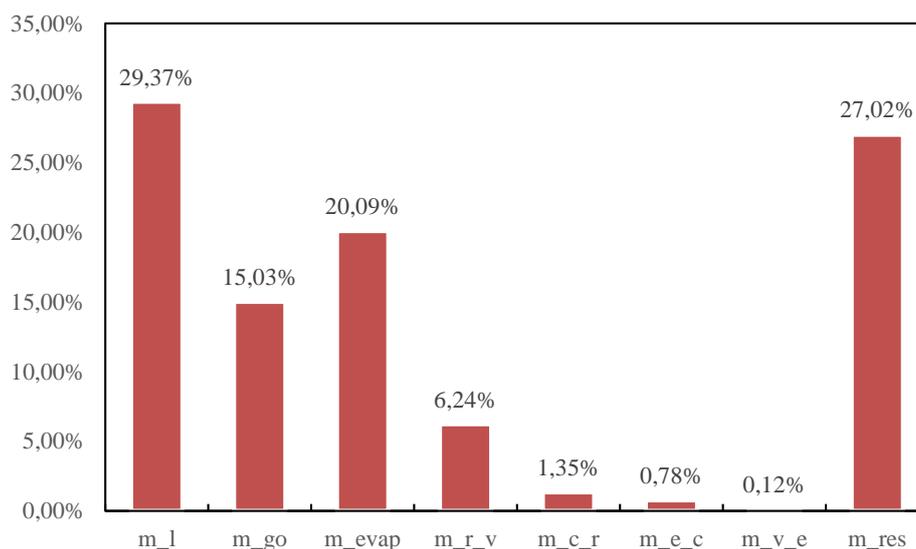


Figura 5.37 – Distribuição de massa da DX-SAHP para operação ao sol

Conforme mencionado na modelagem do inventário as siglas são: m\_l é massa na garrafa de líquidos, m\_go massa no acumulador de óleo, m\_evap massa no evaporador, m\_r\_v do resfriador de gás a válvula, m\_c\_r massa do compressor ao resfriador de gás, m\_e\_c massa do evaporador ao compressor, m\_v\_e massa do dispositivo de expansão ao evaporador, m\_res massa do resfriador de gás.

Em virtude do aumento de energia no sistema devido ao aumento da radiação solar, ao comparar os dois casos, observa-se que o percentual da massa aumenta no evaporador passando de 18,85% para 20,09% e diminui no resfriador de gás, de 30,05% para 27,85%. Como a pressão de baixa da DX-SAHP aumenta com o aumento da radiação solar, existe uma migração da massa para o evaporador solar, o que justifica o aumento da massa do sistema em geral e nesse trocador de calor, bem como a redução de massa no resfriador de gás. As demais alterações da massa nas tubulações e conexões ocorrem em menor grau, mas de acordo com variação da massa dos dois dispositivos principais, evaporador e resfriador de gás. Como por exemplo, a massa da tubulação do resfriador de gás até a válvula de expansão reduz de 1,54% para 1,35%.

Ao comparar a correlação de Zivi e Hughmark, observou-se um desvio de massa calculada para o evaporador de 26,18% e 12,08% para o primeiro e o segundo caso, respectivamente.

## Resultados e Discussão

---

Dessa forma, com o cálculo da massa, para as duas condições propostas, realizaram-se testes experimentais com a quantidade de massa estipulada pelos modelos. Os resultados relacionados ao  $COP_{global}$  obtido são apresentados pelo Tab. 5.4 e dados coletados estão apresentados no APÊNDICE C.5.

Tabela 5.4 – Resultados experimentais do  $COP_{global}$  da massa.

Massa (g)	$COP_{global}$	Radiação ( $W/m^2$ )
430 gramas	$1,43 \pm 0,11$	~74,00
530 gramas	$2,17 \pm 0,21$	~650,00

Os resultados experimentais obtidos mostraram-se inferiores comparado com os resultados de quando a máquina operava com 630 gramas para ambos os casos. Para baixa radiação e operando com 430 g o  $COP_{global}$  reduziu-se em torno de 25,5%, já para a condição de elevada radiação e operação com 530 g, o  $COP_{global}$  diminuiu cerca de 16,6%. Apesar dos valores, o resultado é satisfatório para uma estimativa da massa da DX-SAHP. Além disso, pode-se concluir que para melhorar o desempenho desse sistema é fundamental a aquisição de uma garrafa de líquido para que a massa possa se ajustar no sistema de acordo com as flutuações da energia solar.

### 5.3 Modelo das características da vazão mássica no dispositivo de expansão

O coeficiente da válvula de expansão bem como os expoentes da nova correlação proposta foram determinados por regressão linear múltipla, utilizando-se 150 pontos experimentais. Inicialmente, todos os  $\Pi$ -grupos adimensionais de Buckingham foram considerados, de forma a verificar aqueles que iriam melhor prever o modelo. O *método de seleção de variáveis* descrito por Weisberg (2005) foi empregado para a seleção dos  $\Pi$ -grupos de Buckingham. Aplicou-se ainda um *método de diagnóstico da regressão* a fim de garantir que os erros obtidos são independentes e normalmente distribuídos. Alguns pontos, por estarem influenciando o modelo foram removidos do conjunto de dados iniciais, restando um total de 123

## Resultados e Discussão

pontos. Assim, após aplicar a análise estatística descrita, a melhor correlação obtida para o cálculo do coeficiente de correção ( $C_d$ ) da válvula agulha é:

$$C_d = 0,07543\Pi_1^{-0,806096} * \Pi_3^{-0,449668} * \Pi_5^{0,759078} * \Pi_6^{0,144006} \quad (\text{Eq. 5.2})$$

Observa-se que os  $\Pi$ -grupos selecionados foram aqueles dependentes dos parâmetros de pressões de entrada e saída da válvula de expansão, da área de passagem e da viscosidade do fluido, considerados variáveis essenciais em uma DX-SAHP.

A Tab. 5.5 apresenta um resumo do modelo, juntamente com os desvios padrões apresentados por cada grupo da correlação proposta e o  $p$ -valor  $<0,05$ , o qual significa que todos os coeficientes determinados são significantes com valores dentro do intervalo de confiança (IC) de 5%.

Tabela 5.5 – Resumo dos coeficientes e desvio padrão da correlação proposta.

Variável	Coefficiente (CI 95%)	Desvio padrão	$p$ -valor
Intercepto	0,0755 (0,062; 0,092)	0,0972	$2,0 \times 10^{-16}$
$\Pi_1$	-0,8061 (-0,842; -0,770)	0,0182	$2,0 \times 10^{-16}$
$\Pi_3$	-0,4497 (-0,534; -0,366)	0,0425	$2,0 \times 10^{-16}$
$\Pi_5$	0,7591 (0,602; 0,917)	0,0796	$2,5 \times 10^{-16}$
$\Pi_6$	0,1440 (0,001; 0,287)	0,0724	$4,9 \times 10^{-3}$

NOTA: O valor do  $R^2$  ajustado do modelo foi de 0,95, o qual significa que a variação do  $C_d$  está bem explicada pela correlação proposta.

A validação do modelo é realizada comparando as vazões mássicas previstas pelo modelo com as medidas experimentais. O desvio relativo ( $DR$ ), o desvio médio ( $DM$ ) e o desvio padrão ( $DP$ ) foram calculados, conforme as Eq. 5.3, 5.4 e 5.5.

$$DR = \frac{\dot{m}_p - \dot{m}_r}{\dot{m}_r} * 100 \quad (\text{Eq. 5.3})$$

$$DM = \frac{1}{n} * \left( \frac{\dot{m}_p - \dot{m}_r}{\dot{m}_r} \right) \quad (\text{Eq. 5.4})$$

$$DP = \sqrt{\frac{1}{n} * \sum_{i=1}^n (DR)^2 - (DM)^2} \quad (\text{Eq. 5.5})$$

## Resultados e Discussão

---

A Figura 5.38 mostra que os valores previstos pelo modelo para a vazão mássica pelo modelo foi satisfatória, com um desvio relativo menor que  $\pm 15\%$ , sendo que aproximadamente 95% dos dados previstos pelo modelo estavam dentro do limite de  $\pm 12\%$ . O desvio médio e o desvio padrão foram de 0,20% e 2,23%, respectivamente.

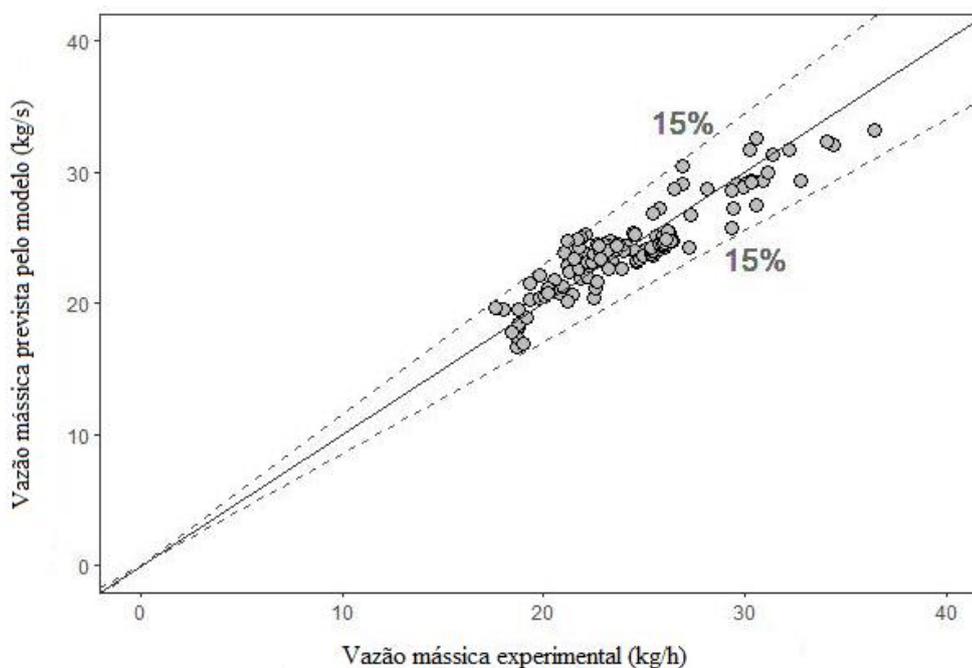


Figura 5.38 – Vazão mássica experimental versus vazão mássica prevista pelo modelo.

Os desvios encontrados são próximos aos das correlações propostas para bombas de calor que operam em um ciclo transcrito com  $\text{CO}_2$  sem radiação solar. Hou *et al.* (2014) apresentam uma correlação em que os erros relativos entre as vazões mássicas previstas e medidas estão entre  $\pm 10\%$ , e a média e o desvio padrão são de 0,76% e 5,9%, respectivamente.

O erro relativo do  $C_d$  apresentado pelo modelo pode ser notado na Figura 5.39, o qual foi menor que  $\pm 20\%$  para todos os pontos do conjunto de dados. Dessa forma, pode-se aferir que o modelo proposto é satisfatório para prever a vazão mássica em uma DX-SAHP operando em um ciclo transcrito com  $\text{CO}_2$ .

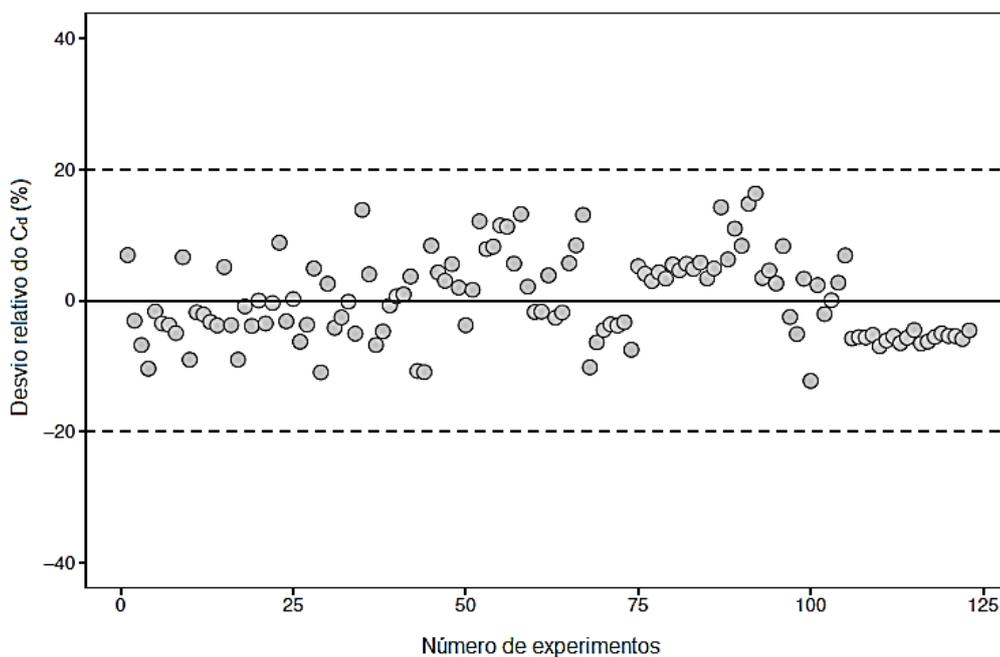


Figura 5.39 – Desvio relativo do  $C_d$ .

O desenvolvimento desta correlação é importante, uma vez que não existe na literatura nenhum modelo para prever a vazão mássica em dispositivos de expansão de bombas de calor que operam com  $\text{CO}_2$  assistida por energia solar. Existem trabalhos recentes, como Hou *et al.* (2014), Li *et al.* (2016), Li *et al.* (2018) que investigam as características do  $\text{CO}_2$  em válvulas de expansão, porém em bombas de calor que operam sem o aporte da radiação solar. Conforme descrito por Paulino *et al.* (2019), a vazão mássica do fluido em uma DX-SAHP pode ser alterado, mesmo que o dispositivo de expansão esteja fixo, sugerindo assim que novas correlações para o coeficiente de correção devem ser desenvolvidas para esses tipos de sistemas. A variação da radiação solar altera alguns parâmetros do sistema, como a pressão de baixa, a vazão mássica do refrigerante, a vazão do fluido secundário, como a água, a densidade, entre outros. Na Figura 5.40 observa-se que para uma abertura da válvula de expansão fixa, e mesmas condições de operação para entrada e saída água, com o aumento da radiação solar de  $450,32\text{W/m}^2$  a  $805,97\text{W/m}^2$ , a vazão mássica do  $\text{CO}_2$  aumenta em cerca de 7,2% e a pressão de baixa aumenta em torno de 9,4%, justificando o uso da nova correlação proposta.

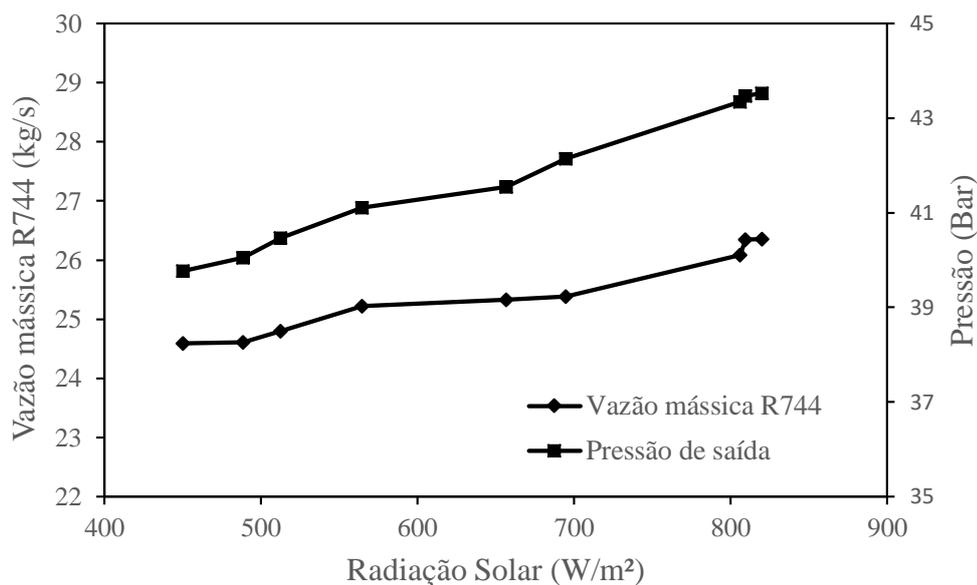


Figura 5.40 –Influência no fluxo de radiação na vazão mássica do refrigerante, água e na pressão de saída da válvula para duas voltas de abertura.

O aumento da pressão de baixa do sistema é justificado pelo aumento de energia útil, que conseqüentemente também aumenta a temperatura de evaporação, tendência a qual também foi descrita por Kong *et al.* (2018) para uma DX-SAHP com R-134a. Assim ao analisar a mencionada Eq. 4.13, poderia se dizer que o aumento da pressão deveria ocasionar uma redução na vazão mássica de CO<sub>2</sub>, uma vez que a área não é alterada (abertura fixa em duas voltas), e nem a massa específica e a pressão de entrada da válvula, os quais permanecem praticamente constante, média de 713,39 kg/m<sup>3</sup> e 82,90 bar, desvio máximo de 1,16% e 0,3%, respectivamente, como nota-se na Figura 5.41.

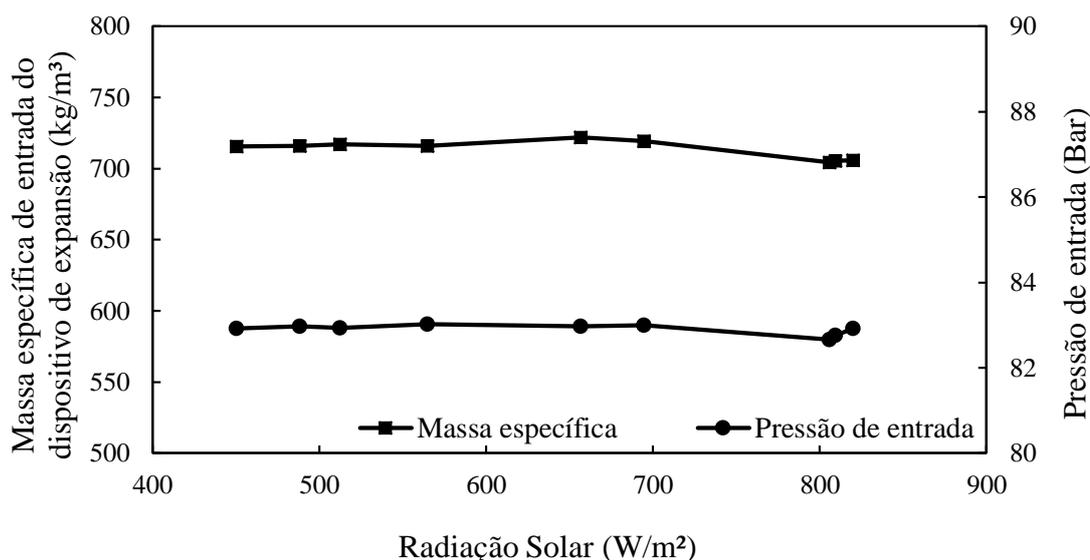


Figura 5.41 – Fluxo de radiação solar em função da densidade e pressão de entrada da válvula de expansão para duas voltas de abertura.

Contudo, como apresentado nos trabalhos de Liu et al. (2016) e Liu et al. (2018) o coeficiente de correção pode variar em relação a outros fatores além da área de abertura da válvula. Para mesma abertura (2 voltas), o coeficiente de correção aumenta com o aumento do fluxo de radiação como nota-se na Figura 5.42, explicando o ligeiro aumento da vazão mássica de CO<sub>2</sub>. Além disso, ao se analisar o comportamento da vazão mássica do refrigerante ( $\dot{m}_r$ ) pelas equações do compressor Eq. 5.6 e Eq. 5.7, observa-se também a tendência de crescimento da vazão mássica do fluido do sistema. Na Eq. 5.7 nota-se que com o aumento da pressão de saída da válvula em função do aumento de radiação, a razão de compressão diminui aumentando a eficiência de volumétrica. Então, a massa específica de entrada do compressor tende a diminuir ( $p_i$ ), enquanto sua capacidade volumétrica ( $V$ ) e rotação ( $N$ ) permanecem constante independentemente da radiação solar. Logo, o aumento ligeiro da vazão mássica do refrigerante depende do balanço entre o aumento da pressão de baixa do sistema e redução da massa específica de entrada do compressor, tendência à qual não é notada para uma bomba de calor que não opera com energia solar como relatado por Hou et al. (2014).

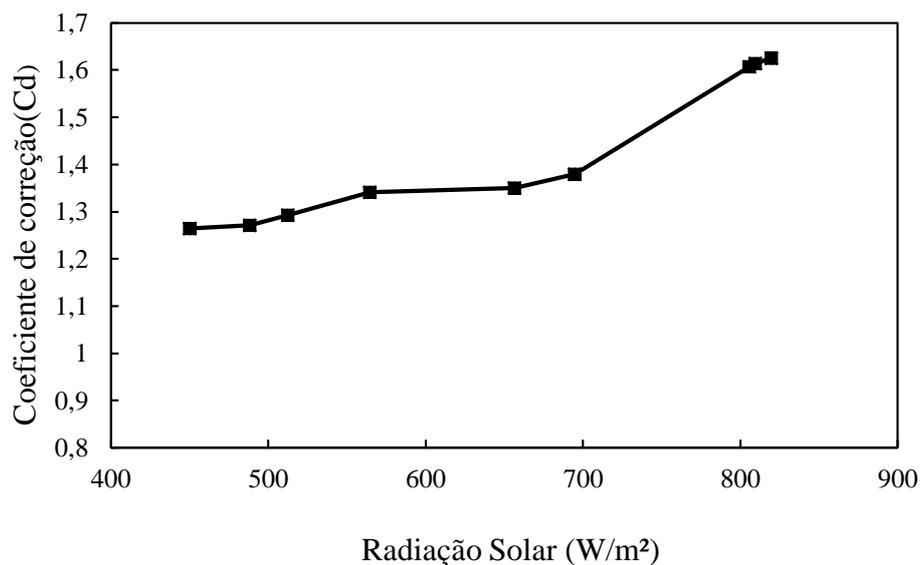


Figura 5.42 – Variação do coeficiente de correção em função da radiação solar.

$$\dot{m}_r = N * n_v * p_1 * V \quad (\text{Eq. 5.6})$$

$$n_v = a_0 - a_1 * \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{Eq. 5.7})$$

### 5.4 Considerações finais

Neste capítulo foram apresentados e discutidos os resultados encontrados sobre o desempenho da DX-SAHP operando a CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito para aquecimento de água residencial. Observou-se como que a variação da vazão mássica de água, a abertura do dispositivo de expansão, as variações das condições ambientais, destacando-se as variações da radiação solar e umidade, e as variações da temperatura de entrada da água, afetam a eficiência do sistema e o comportamento das demais propriedades. Além disso, apresentou-se os resultados obtidos para o inventário da DX-SAHP em condições de baixa e alta radiação solar, uma vez que este também é um parâmetro relevante para que o sistema alcance um desempenho satisfatório. Por fim, apresentou-se uma nova correlação do coeficiente de correção do dispositivo de expansão para estimativa da vazão mássica nesse sistema.

# 6 Conclusões

Conforme nota-se ao longo desse estudo, bomba de calor a CO<sub>2</sub> assistida por energia solar de expansão direta é uma alternativa sustentável e de baixo custo energético para aquecimento de água residencial. Caso seja programada para operar em determinados períodos do dia, em que a radiação solar seja mais elevada, a DX-SAHP pode apresentar um COP de aproximadamente 2,9. Nota-se que existe uma abertura ótima do dispositivo de expansão, sendo possível utilizar um tubo capilar para expansão do fluido sem comprometer o desempenho do sistema e a integridade do compressor, além de poder reduzir os custos de fabricação. Observa-se ainda que quanto maior a radiação e a umidade do ar, maior é o coeficiente de desempenho global do sistema. Em média o COP apresenta uma redução de 30% para operações com baixa radiação solar e, 6% para uma redução de umidade relativa de 55,8% para 31,57%. Desta forma, por exemplo, para regiões de moderadas radiações solares, mas de elevada umidade, a instalação desse equipamento também poderia ser viável. Já o aumento da vazão mássica de água aumentou o desempenho teórico do equipamento em cerca de 60%, já o aumento da temperatura de entrada da água reduziu o COP do ciclo em aproximadamente de 32%. Conclui-se que alterações do desempenho e das demais propriedades da DX-SAHP dependem significativamente das fontes fria e quente, as quais esse equipamento está exposto. Observa-se que as mudanças realizadas nos parâmetros da água influenciaram significativamente a linha de alta pressão do sistema, e que, principalmente a variação da radiação solar e umidade, influenciaram a linha de baixa pressão do equipamento.

O cálculo da massa do sistema pelas correlações de Hugmark e Zivi são coerentes com os experimentos realizados. O COP do ciclo apresentou uma redução de 25,5% em relação ao valor teórico estimado e o experimental para condições de baixa radiação solar, e 16,6% para alta radiação solar. Além disso, observa-se que para esse tipo de equipamento existe uma necessidade de instalação de uma garrafa de líquido, a fim de possibilitar a variação da massa com as alterações do fluxo de radiação solar, e conseqüentemente, melhorar o desempenho do sistema, operando-se sempre com a massa adequada. A nova correlação do coeficiente de correção da

## Conclusões

---

válvula de expansão proposta apresentou bons resultados para estimativa da vazão mássica desse equipamento de pequeno porte que opera com CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito e aporte de energia solar, em que 95% dos dados previstos pelo modelo estavam dentro do limite de  $\pm 12\%$ .

Para trabalhos futuros, sugere-se que o inventário do sistema seja aperfeiçoado, realizando-se testes com diferentes faixas de radiação solar. A garrafa de líquido deverá ser instalada, permitindo uma variação da massa em conjunto com as alterações da radiação solar. Dessa forma, o controle da pressão de ótica, também poderá ser desenvolvido, a fim de obter um desempenho máximo do sistema independentemente das variações de energia solar. Um controle do grau de superaquecimento do sistema ainda poderá ser desenvolvido a fim de melhorar e garantir o desempenho do equipamento.

## 7 Referências

ALVAREZ, C. E. C. **Projeto de um controlador para ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> com evaporador solar**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2015.

American National Standard, 2002. **Flow Equations for Sizing Control Valves**. IEC 60534-2-1.

ANTUNES, Arthur Heleno Pontes; BANDARRA FILHO, Enio Pedone. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **International journal of refrigeration**, v. 70, p. 119-127, 2016.

AUSTIN, Brian T.; SUMATHY, K. Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 15, n. 8, p. 4013-4029, 2011.

AXAOPOULOS, P.; PANAGAKIS, P.; KYRITSIS, S. Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. a conventional thermosyphon solar system. **International journal of energy research**, v. 22, n. 13, p. 1107-1120, 1998.

BAMIGBETAN, Opeyemi et al. Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids. **International Journal of Refrigeration**, v. 80, p. 197-211, 2017.

BEN - **Balço Energético Nacional – Relatório síntese**. Empresa de Pesquisa Energética, 2018. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-303/topico-397/Relat%C3%B3rio%20S%C3%ADntese%202018-ab%202017vff.pdf>, acesso em 26 de fevereiro de 2019.

BERNIER, J. La pompe à chaleur. Edição 1, 2004. Editora Parisiennes. p. 256. ISBN: 2862430714.

Buckingham, E. On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations, **Physical review**, n.4, v.4, 1914, p.345.

CAI, Jingyong et al. Performance analysis of a novel air source hybrid solar assisted heat pump. **Renewable Energy**, 2019.

CECCHINATO, Luca et al. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. **International Journal of refrigeration**, v. 32, n. 5, p. 1058-1067, 2009.

CECCHINATO, Luca; CORRADI, Marco; MINETTO, Silvia. A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 13, p. 1812-1823, 2010.

## Referências

---

CECCHINATO, Luca; CORRADI, Marco; MINETTO, Silvia. A simplified method to evaluate the energy performance of CO<sub>2</sub> heat pump units. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, n. 12, p. 2483-2495, 2011.

CHATURVEDI, S. K.; CHEN, D. T.; KHEIREDDINE, A. Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump. **Energy Conversion and management**, v. 39, n. 3-4, p. 181-191, 1998.

CHOI, Jong Won; LEE, Gilbong; KIM, Min Soo. Numerical study on the steady state and transient performance of a multi-type heat pump system. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 2, p. 429-443, 2011.

CHOW, Tin Tai et al. Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong. **Applied Energy**, v. 87, n. 2, p. 643-649, 2010.

CHYNG, J. P.; LEE, C. P.; HUANG, B. J. Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater. **Solar Energy**, v. 74, n. 1, p. 33-44, 2003.

DANFOSS. Disponível em: <http://products.danfoss.com.br/productrange/refrigeration/electrically-operated-valves/#/>, acesso em 25 de fevereiro de 2019.

DE FREITAS PAULINO, Tiago et al. 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 OLIVEIRA, Raphael Nunes et al. 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 optimization and analysis of solar combi-system with carbon dioxide heat pump. **Solar Energy**, v. 98, p. 212-225, 2013.

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.

DINÇER, I., **Heat Transfer in Food Cooling Applications**, Taylor & Francis, Washington DC, 1997.

DINÇER, I., KANOGLU, M., **Refrigeration systems and applications**, Segunda Edição, John Wiley & Sons Ltd, 2010.

DINIZ, H. A. G. **Estudo comparativo da eficiência energética de uma bomba de calor assistida por energia solar operando com condensadores por imersão e coaxial**. Dissertação - Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. Julho, 2017.

DUARTE, M. V. **Estudo da bomba de calor – Fluidos de trabalho e eficiência energética**. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Eletromecânica) –

## Referências

---

Departamento de Engenharia Eletromecânica, Universidade de Beira Interior, Covilhã, 2013.

DUARTE, Willian M. et al. 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. **Numeric model of a direct expansion solar assisted heat pump water heater operating with low gwp refrigerants (R1234yf, R290, R600a and R744) for replacement of R134a**. Tese (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.

DUFFIE, J. A. e BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes. 4th edition**, Hoboken: John Wiley and Sons, 2013.

EPE – **Empresa de Pesquisa Energética – Anuário estatístico de energia elétrica, 2018b**. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-160/topico-168/Anuario2018vf.pdf> , acesso em 26 de fevereiro de 2019.

EPE - **Empresa de Pesquisa Energética, 2016**. Eficiência energética e geração distribuída para os próximos 10 anos (2015-2024). Rio de Janeiro, abril, 2016.

EPE- **Empresa de Pesquisa Energética, 2018a**. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/imprensa/noticias/epe-publica-o-anuario-estatistico-de-energia-eletrica-2018>>, acesso em 26 de fevereiro de 2019.

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 em Engenharia Mecânica) – Departamento de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.

FARIA, Ralney N. et al. 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.

FERNÁNDEZ-SEARA, José et al. Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions. **Energy Conversion and Management**, v. 59, p. 1-8, 2012.

FERREIRA, R. **Projecto de uma bomba de calor com aproveitamento de energia solar**. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Departamento em Engenharia Mecânica, Universidade do Porto, 2010.

FIGLIOLA, R. S. e BEASLEY, D. E. **Teoria e projeto para medições mecânicas**. 4ª edição, Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2007.

GARCIA, J. J.; CRISTINO, L.; REVELLIN, R.; PORTO, M. e MACHADO, L. Refrigerante com baixo GWP para sistemas de condicionamento de ar automotivo:

## Referências

---

R1234yf, revisão da literatura. **Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM**. Fortaleza, 2016.

GARRIDO, C. V. **Análise térmica de um sistema de bomba de calor para geração de vapor**. Projeto de Graduação (Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.

GROLL, Eckhard A.; KIM, Jun-Hyeung. Review of recent advances toward transcritical CO<sub>2</sub> cycle technology. **Hvac&R Research**, v. 13, n. 3, p. 499-520, 2007.

HAWLADER, M. N. A.; CHOU, S. K.; ULLAH, M. Z. The performance of a solar assisted heat pump water heating system. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 10, p. 1049-1065, 2001.

HEAT PUMP CENTRE C/O SP TECHNICAL RESEARCH INSTITUTE OF SWEDEN (IEA). Heat pumps in industry. **Heatpumpcentre**. Disponível em: <[www.heatpumpcentre.org](http://www.heatpumpcentre.org)>. Acesso em: agosto, 2015.

HEPBASLI, Arif; KALINCI, Yildiz. A review of heat pump water heating systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 6-7, p. 1211-1229, 2009.

HOU, Yu et al. Experimental investigation on the influence of EEV opening on the performance of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1-2, p. 51-56, 2014.

HOU, Yu et al. Mass flowrate characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> flowing through an electronic expansion valve. **International Journal of Refrigeration**, v. 47, p. 134-140, 2014.

HUANG, B. J.; CHYNG, J. P. Integral-type solar-assisted heat pump water heater. **Renewable Energy**, v. 16, n. 1-4, p. 731-734, 1999.

HUMIA, G. M. **Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R-134a e HFO 1234yf**. Dissertação (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.

I. BIPM, I. IFCC, I. ISO, Iupac, and oiml, 2008, evaluation of measurement data guide to the expression of uncertainty in measurement, joint committee for guides in metrology, Tech. rep., **Technical Report No. JCGM 100**, 2008.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª. ed. [s.n.], 2008.

International Institute of Refrigeration. Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Disponível em: <http://www.iifir.org/ClientBookLine/recherche/NoticesDetaillees.asp?INSTANCE=EXPLOITATION&iNotice=4&ldebut>, acesso em outubro de 2018.

## Referências

---

ISLAM, Md Amirul et al. Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of supermarket refrigeration systems. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 43, p. 26973-26983, 2017.

JIANG, Yuntao et al. An experimental study of trans-critical CO<sub>2</sub> water–water heat pump using compact tube-in-tube heat exchangers. **Energy conversion and management**, v. 76, p. 92-100, 2013.

JIE, Ji et al. Experimental study on the performance of solar-assisted multi-functional heat pump based on enthalpy difference lab with solar simulator. **Renewable energy**, v. 75, p. 381-388, 2015.

KARA, Ozer; ULGEN, Koray; HEPBASLI, Arif. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: review and modeling. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, n. 5, p. 1383-1401, 2008.

KIM, Wonseok; CHOI, Jongmin; CHO, Honghyun. Performance analysis of hybrid solar-geothermal CO<sub>2</sub> heat pump system for residential heating. **Renewable energy**, v. 50, p. 596-604, 2013.

KONG, X. Q. et al. 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. Q. et al. Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. **Energy**, v. 36, n. 12, p. 6830-6838, 2011.

KONG, Xiangqiang et al. Control strategy and experimental analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a. **Energy**, v. 145, p. 17-24, 2018.

KUANG, Y. H.; SUMATHY, K.; WANG, R. Z. Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system. **International journal of energy research**, v. 27, n. 5, p. 531-548, 2003.

LABVIEW - **Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench**. National Instruments, [www.ni.com](http://www.ni.com), 2016.

LI, W. Simplified modeling analysis of mass flow characteristics in electronic expansion valve, **Applied Thermal Engineering**, v.53, p.8-12, 2013.

LI, Y. W. et al. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater. **Energy**, v. 32, n. 8, p. 1361-1374, 2007.

LI, Y. W. et al. Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 17-18, p. 2858-2868, 2007.

LIN, Kai-Hsiang et al. Modeling and simulation of the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 8, p. 2048-2064, 2013.

## Referências

---

LIU, Changhai et al. Experimental study on the CO<sub>2</sub> flow characteristics through electronic expansion valves in heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 69, p. 106-113, 2016.

LIU, Cichong et al. Mass flow characteristics and empirical modeling of R744 flow through electronic expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 86, p. 82-88, 2018.

MA, Yitai; LIU, Zhongyan; TIAN, Hua. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. **Energy**, v. 55, p. 156-172, 2013.

MACHADO, L. **Modele de simulation et etude experimentale d'un evaporateur de machine frigorifique en regime transitoire**. Tese – Doutorado. Departamento de Engenharia Mecânica. INSA de Lyon. Lyon, p. 118. 1996.

MAIA, A. A. T. **Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração**. Tese-Doutorado. Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.

MAINA, Paul.; HAUN, Zhongjie. A review of carbon dioxide as refrigeration in refrigeration technology. **South African Journal of Science**, n.111, v.9/10, 2015.

MINETTO, SÍLVIA. Theoretical and experimental analysis of a CO<sub>2</sub> heat pump for domestic hot water. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p.742-751, 2011.

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

MOHANRAJ, M. et al. Research and developments on solar assisted compression heat pump systems—A comprehensive review (Part-B: Applications). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 83, p. 124-155, 2018b.

MORAN J., SHAPIRO N.M, **Fundamentals of engineering thermodynamics**, 5th ed., 2006

MORENO-RODRÍGUEZ, A. et al. Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications. **Energy**, v. 45, n. 1, p. 704-715, 2012.

MOTA-BABILONI, Adrián; MAKHNATCH, Pavel; KHODABANDEH, Rahmatollah. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact. **International Journal of Refrigeration**, v. 82, p. 288-301, 2017.

NATIONAL HISTORIC. The Equitable Building Heat Pump System - **A National Historic Mechanical Engineering Landmar**. Dedicated May 8, 1980 in Portland, Oregon. Disponível em: <https://www.asme.org/getmedia/6f5ca95d-1ed4-4546-a85f->

## Referências

---

[ed05ba5bcb7e/46-Commonwealth-Building-Heat-Pump.aspx](#)>, Acesso em março de 2017.

NEKSÅ, Petter et al. CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. **International Journal of refrigeration**, v. 21, n. 3, p. 172-179, 1998.

NEKSÅ, Petter. CO<sub>2</sub> heat pump systems. **International Journal of refrigeration**, v. 25, n. 4, p. 421-427, 2002.

NIELSEN, Stefan et al. Comparison of Heat Pump Design and Performance for Modern Modern Refrigerants. In: **13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2018)**. International Institute of Refrigeration, p. 307-314, 2018.

NUNES, R. O. et al. Adiabatic capillary tube model for a carbon dioxide transcritical cycle. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, v. 23, n. 02, p. 1550011, 2015.

OLIVEIRA, R. N. **Modelo dinâmica 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 em Engenharia Mecânica) – 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.

PALM, Björn. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems—a review. **International journal of refrigeration**, v. 31, n. 4, p. 552-563, 2008.

PANIAGUA, Ignacio López et al. Comparison of Transcritical CO<sub>2</sub> and Conventional Refrigerant Heat Pump Water Heaters for Domestic Applications. **Energies**, v. 12, n. 3, p. 1-17, 2019.

PAULINO, T. F. **E.xperimental 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 Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2019.

PEARSON, Andy. Refrigeration with ammonia. **International journal of refrigeration**, v. 31, n. 4, p. 545-551, 2008.

PUROHIT, Nilesh; GUPTA, Dileep Kumar; DASGUPTA, M. S. **Thermodynamic analysis of trans-critical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle in Indian context**. **context**, v. 1, n. 3, p. 143-146, 2015.

QIN, Xiang et al. A study on the compressor frequency and optimal discharge pressure of the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. **International Journal of Refrigeration**, v. 99, p. 101-113, 2019.

## Referências

---

RABELO, Sabrina Nogueira et al. **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, 2018.

RAWAT, et al. Thermodynamic Analysis and Optimization CO<sub>2</sub> based Transcritical Cycle. **International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology**, v. 3, p. 287-293, 2015.

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.

RICHTER, M. R. et al. Experimental results of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application. **Energy**, v. 28, n. 10, p. 1005-1019, 2003.

RONY, Rajib Uddin et al. Recent Advances in Transcritical CO<sub>2</sub> (R744) Heat Pump System: A Review. **Energies**, v. 12, n. 3, p. 457, 2019.

S.Weisberg, **Applied linear regression**, Vol. 528, John Wiley & Sons, 2005.

SAIKAWA, Michiyuki; KOYAMA, Shigeru. Thermodynamic analysis of vapor compression heat pump cycle for tap water heating and development of CO<sub>2</sub> heat pump water heater for residential use. **Applied Thermal Engineering**, v. 106, p. 1236-1243, 2016.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, Souvik; GOPAL, M. Ram. Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 830-838, 2004.

SARKAR, Jahar; BHATTACHARYYA, Souvik. Operating characteristics of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for simultaneous water cooling and heating. **Archives of Thermodynamics**, v. 33, n. 4, p. 23-40, 2012.

SARKAR, Jahar; BHATTACHARYYA, Souvik; RAMGOPAL, M. Performance of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for simultaneous water cooling and heating. **International Journal of Applied Science, Engineering and Technology**, v. 6, n. 1, p. 57-63, 2010.

SHAO, Liang-Liang; ZHANG, Zi-Yang; ZHANG, Chun-Lu. Constrained optimal high pressure equation of CO<sub>2</sub> transcritical cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 128, p. 173-178, 2018.

STARKE, A. R. **Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar**. Florianópolis - Brasil 2013.

SUN, Xiaolin et al. Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water. **Energy Procedia**, v. 70, p. 394-401, 2015.

## Referências

---

TAYLOR B. N. e KUYATT, C. E. Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results. **National Institute of Standards and Technology**, technical note 1297, 1994.

UDDIN, Kutub et al. Low GWP Refrigerants for Energy Conservation and Environmental Sustainability. In: **Advances in Solar Energy Research**. Springer, Singapore, 2019. p. 485-517.

WANG, S.; TUO, H.; XING, Z. Experimental investigation on air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. **International Journal of Refrigeration**, v.36, p.701-716, 2013.

WANG, Zhangyuan et al. Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, p. 871-881, 2017.

WILLEM, H.; LIN, Y.; LEKOV, A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. **Energy and Buildings**, v. 143, p. 191-201, 2017.

XU, Guoying; ZHANG, Xiaosong; DENG, Shiming. A simulation study on the operating performance of a solar–air source heat pump water heater. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 11-12, p. 1257-1265, 2006.

XU, Xiao Xiao et al. Experimental investigation on performance of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system with ejector under optimum high-side pressure. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 870-877, 2012.

YAMAGUCHI, Seiichi et al. Development and validation of static simulation model for CO<sub>2</sub> heat pump. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 9-10, p. 1896-1906, 2011.

YANG, Dongfang et al. Theoretical and experimental investigation of a combined R134a and transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for space heating. **International Journal of Refrigeration**, v. 72, p. 156-170, 2016.

YOKOYAMA, Ryohei et al. Performance analysis of a CO<sub>2</sub> heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand. **Energy**, v. 35, n. 2, p. 718-728, 2010.

## APÊNDICE A - Verificação de sensores

### A.1 Verificação da calibração dos termopares

A verificação de calibração dos termopares baseou-se na execução de um experimento com mistura de gelo fundente e água a 0°C, na qual os termopares foram imersos simultaneamente.

Após o equilíbrio, 200 medições foram realizadas para cada termopar e a média das temperaturas obtidas calculada, conforme apresenta a Tab 1. Observa-se que nenhum dos termopares ultrapassaram um valor de  $\pm 1,0^\circ\text{C}$ , conforme relatado na calibração prévia desses instrumentos de medição pelo fabricante.

Tabela 1 – Média dos experimento de verificação de calibração dos termopares

Termopar	Média das temperaturas obtidas
T1	0,61°C
T2	-0,23°C
T3	0,67°C
T4	0,34°C
TE	-0,12°C
TS	0,08°C
TC	0,75°C
TA	0,42°C

### A.2 Verificação do sensor de potência

O sensor de potência foi verificado com lâmpadas incandescentes com diferentes valores de potência conhecidos. O valor da potência das lâmpadas foi comparado com o sinal obtido pelo sistema de aquisição de dados e, com dados plotou-se a Figura 1.

## APÊNDICE A - Verificação de sensores

---

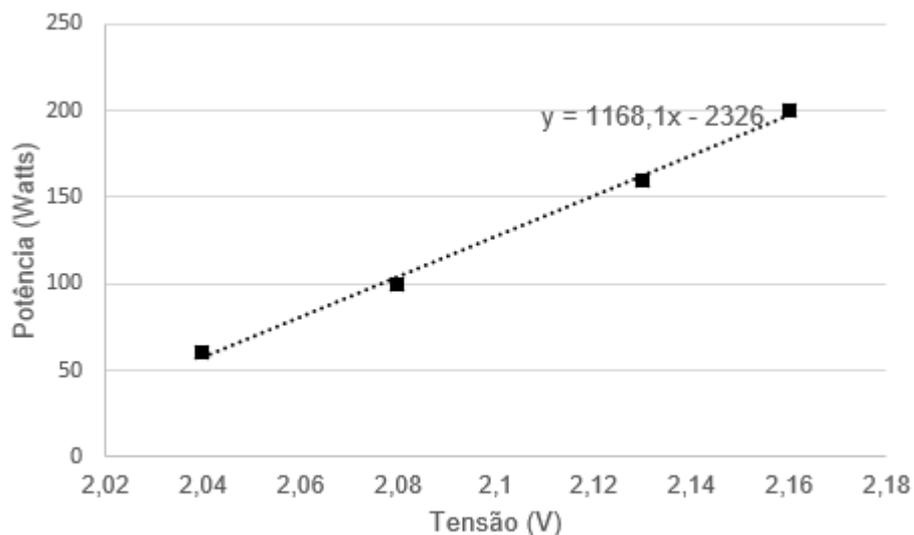


Figura 1 – Curva de calibração do sensor de potência.

A equação obtida, permitiu determinar a potência mensurada pelo sensor em função da saída em tensão que ele fornece ao sistema de aquisição de dados.

### A.3 Verificação dos piranômetros

A análise do sinal dos piranômetros com sistema de aquisição de dados foi realizado por meio das constantes de conversão de sinal dadas pelo fabricante. A Tab. 2 informa o valor dessas constantes, as quais foram introduzidas no programa de aquisição de dados para obter o valor da radiação mensurada.

Tabela 2 – Constantes de calibração dos sensores de radiação solar.

Piranômetros	Constante de conversão
Horizontal	$8,94 \times 10^{-6} \text{ V}/[\text{W}/\text{m}^2]$
Inclinado	$9,35 \times 10^{-6} \text{ V}/[\text{W}/\text{m}^2]$

## APÊNDICE B - Cálculo da massa da DX-SAHP

```
%Calculo de Propriedades CO2
addpath('C:\Users\Sabrina\Desktop\Sabrina\Google Drive\ARQDADOS\Doutorado-
ARQ\main')

clear all;
close all;
clc;

%Propriedades da água
% Inputs da água

V_a=130;
tempo=10;
Ti_w=25;
To_w=45;
Patm=96500;

Ti_wK = Ti_w + 273.15;
To_wK = To_w + 273.15;

T_media_a=(Ti_wK+To_wK)/2;
cp_a=CoolProp.PropsSI('C','Q',0,'T',T_media_a,'Water');
cv_a=CoolProp.PropsSI('Cvmass','Q',0,'T',T_media_a,'Water');
D_a=CoolProp.PropsSI('D','Q',0,'T',T_media_a,'Water');
k_a=CoolProp.PropsSI('conductivity','Q',0,'T',T_media_a,'Water');
Pr_a=CoolProp.PropsSI('Prandtl','Q',0,'T',T_media_a,'Water');
mu_a=CoolProp.PropsSI('viscosity','Q',0,'T',T_media_a,'Water');

V=V_a*1e-6/tempo;
m_a=V*D_a;
q_a=m_a*cp_a*(To_wK-Ti_wK);

%Propriedades do fluido
% Inputs Fluido
T1= 35;
T2= 56;
T3= 30;
T4= 25;
P_alta2= 85;
P_alta3= 85;
Pb= 64;
DeltaT=T1-T4

%Transformacao de unidades para sistema internacional, K-Pa

T1K = T1 + 273.15;
T2K = T2 + 273.15;
T3K = T3 + 273.15;
T4K = T4 + 273.15;

Pap2= P_alta2 * 10^5 + Patm;
```

## APÊNDICE B - Cálculo da massa da DX-SAHP

---

```
Pap3= P_alta3 * 10^5 + Patm;
Pbp= Pb * 10^5 + Patm;
%Calculando as entalpias
h1=CoolProp.PropsSI('H','T',T1K,'P',Pbp,'R744')
h2=CoolProp.PropsSI('H','T',T2K,'P',Pap2,'R744')
h3=CoolProp.PropsSI('H','T',T3K,'P',Pap3,'R744')
h4=h3

%Calculando a Pressão e o x em 4 (entrada do evaporador)
P4=Pbp-10^5;
for i=1:1000000
    T_4=CoolProp.PropsSI('T','P',P4,'Q',0,'R744');

    if abs(T_4-T4K)<0.1
        break
    end
    P4=P4+100;
end

X4=CoolProp.PropsSI('Q','H',h4,'P',P4,'R744')

%Calculando o COP
COP = (h2-h3)/(h2-h1)

% Dimensões físicas do condensador
L_cond=24.3;
D_cond=0.00466;
R_cond=0.00466/2;
A_i=pi*R_cond^2;

P_cond_medio=(Pap2+Pap3)/2
T_cond_medio= (T2K+T3K)/2

k_r=CoolProp.PropsSI('conductivity','P',P_cond_medio,'T',T_cond_medio,'R744');
Pr_r=CoolProp.PropsSI('Prandtl','P',P_cond_medio,'T',T_cond_medio,'R744');
mu_r=CoolProp.PropsSI('viscosity','P',P_cond_medio,'T',T_cond_medio,'R744');

m_r=-q_a/(h3-h2)
G_cond=m_r/A_i
Re_r=(G_cond*D_cond)/mu_r

%VC para encontrar o massa específica média ao longo do condensador
n=1000;
i=1;
delta_L=L_cond/n;
delta_V=delta_L*A_i;

for H=h2:-(h2-h3)/n:h3
    H_ant=H+(h2-h3)/n;
    H_medio(i)=(H+H_ant)/2;
    D_r(i)=CoolProp.PropsSI('D','P',P_cond_medio,'T',H_medio(i),'R744');

    m(i)=D_r(i)*delta_V;
    i=i+1;
```

## APÊNDICE B - Cálculo da massa da DX-SAHP

---

```
end

m_resf=sum(m)

% Cálculo para Massa nas demais partes do sistema
% Válvula de expansão até o evaporador
L_v_e= 0.18;
V_v_e= L_v_e*A_i;
D_v_e=CoolProp.PropsSI('D','P',P4,'T',T4K,'R744');

m_v_e= D_v_e*V_v_e

% Evaporador até o compressor
L_e_c=2.115;
V_e_c= L_e_c*A_i;
D_e_c=CoolProp.PropsSI('D','P',Pbp,'T',T1K,'R744');

m_e_c= D_e_c*V_e_c

% Compressor até o Resfriador
L_c_r=2.630;
V_c_r= L_c_r*A_i;
D_c_r=CoolProp.PropsSI('D','P',Pap2,'T',T2K,'R744');

m_c_r= D_c_r*V_c_r

% Resfriador até a Válvula de expansão
L_r_v=2.510;
V_r_v= L_r_v*A_i;
D_r_v=CoolProp.PropsSI('D','P',Pap3,'T',T3K,'R744');
m_r_v= D_r_v*V_r_v

% Cálculo da Massa do Evaporador por Hughmark e Zivi
L_evap=16.30-2;
D_evap=0.00466;
A_e= ((0.00466/2)^2)*pi;
Ne=1000;
i=1;
delta_L_evap=L_evap/Ne;
delta_V_evap=delta_L_evap*A_e;
G_evap=m_r/A_e;

%Zivi

rho_v=CoolProp.PropsSI('D','T',T4K,'Q',1,'R744');
rho_l=CoolProp.PropsSI('D','T',T4K,'Q',0,'R744');
gama=(rho_l/rho_v)^(1/3);
passo=(1-X4)/(Ne-1);
X=X4:passo:1;

for i=1:Ne

alpha(i)=[1 + ((1-X(i))/(X(i)))*(rho_v/rho_l)*gama]^(-1);
rho_medio(i)=alpha(i)*rho_v + (1-alpha(i))*rho_l;
m_evap(i)=rho_medio(i)*delta_V_evap;
```

## APÊNDICE B - Cálculo da massa da DX-SAHP

---

```
end

m_evaporador=sum(m_evap)

%% Hugmark

Zh=[1.3;1.5;2;3;4;5;6;8;10;15;20;40;70;130];
Kh=[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];

d=D_evap;
G=G_evap;
g=9.8;
mu_v=CoolProp.PropsSI('V','T',T4K,'Q',1,'R744');
mu_L=CoolProp.PropsSI('V','T',T4K,'Q',0,'R744');

passo=(1-X4)/(Ne-1);
X=X4:passo:1;
for i=1:Ne
    j=1;
    K_h(1)=0.98;
    alpha_h(1)=[1 + ((1-X(i))/(X(i)))*(rho_v/rho_l)*gama]^(-1)*K_h(1);
    erro=1;
    while erro>0.001
        j=j+1;
        alpha_hom(j)=(1 + ((1-X(i))/(X(i)))*(rho_v/rho_l))^(-1);
        Z(j)=((d*G)/(mu_L+alpha_h(j-1)*(mu_v-
mu_L)))^(1/6)*(1/(g*d))*((G*X(i))/(rho_v*alpha_hom(j)*(1-
alpha_hom(j))))^2)^(1/8);

        if Z(j)>130
            K_h(j)=0.98;

        elseif Z<1.3
            K_h(j)=0.185;

        else
            K_h(j)=interp1(Zh,Kh,Z(j));
        end

        alpha_h(j)=alpha_hom(j)*K_h(j);
        erro=abs(alpha_h(j)-alpha_h(j-1))/alpha_h(j);

    end
    alpha_h(i)=alpha_h(j);
    rho_medio_h(i)=alpha_h(i)*rho_v + (1-alpha_h(i))*rho_l;
    m_evap_h(i)=rho_medio_h(i)*delta_V_evap;
end
m_evaporador_h=sum(m_evap_h)

% Cálculo da Massa da parte de superaquecimento do evaporador
L_deltaT=2;
Nt=1000;
i=1;
delta_Lt=L_deltaT/Nt;
delta_Vt=delta_Lt*A_e;

for T=T1K:-(T1K-T4K)/Nt:T4K
```

## APÊNDICE B - Cálculo da massa da DX-SAHP

---

```
T_antt=T+(T1K-T4K)/Nt;  
T_mediot=(T+T_antt)/2;  
D_rt(i)=CoolProp.PropsSI('D','P',Pb,'T',T_mediot,'R744');  
mt(i)=D_rt(i)*delta_Vt;  
i=i+1;
```

```
end
```

```
m_evapt =sum(mt)
```

```
% Cálculo da massa do Separador de óleo  
m_go = D_c_r*pi*0.165*(0.0365^2)
```

```
% Cálculo da massa do Acumulador de líquido  
m_l = D_e_c*pi*0.215*(0.045^2)
```

```
% Cálculo da massa na câmara do compressor  
m_c = D_e_c*0.00000175
```

```
%Cálculo da massa total - falta o compressor/válvula/evaporador
```

```
Massa_conexoes= m_r_v+m_c_r+ m_e_c+ m_v_e
```

```
Massa_total= m_resf + m_c + Massa_conexoes +m_evapt + m_evaporador_h+ m_go+  
m_l
```

## APÊNDICE C - Banco de dados experimentais

### C.1 Variação da vazão mássica de água

Tabela 3 – Testes da variação da vazão mássica da água.

Data: 31/08/2017		OBS: Abertura da válvula fixa e variação do duty Massa: 560 gramas									
Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)
83,30	58,70	42,11	90,08	37,22	24,69	81,60	24,36	73,62	0,0060	740,24	-
77,60	56,70	43,18	89,08	33,26	24,86	66,09	25,18	73,69	0,0100	770,61	-
75,57	56,00	44,27	89,91	32,01	24,96	59,83	26,54	74,79	0,0120	779,54	-
74,29	55,60	45,31	90,24	31,39	25,05	55,70	27,00	75,44	0,0133	786,04	-
72,94	55,30	45,60	99,52	30,54	24,96	51,20	27,64	76,38	0,0167	790,38	-
71,68	52,50	48,64	91,78	30,10	25,01	45,81	27,85	74,46	0,0218	832,62	-

C.2 Variação da abertura da válvula de expansão

Tabela 4 – Testes da variação da abertura da válvula de expansão – Parte 1.

Data: 26/04/2018												
OBS: Variação da abertura da válvula e temperatura de saída da água fixa em 60°C												
Massa: 620 gramas												
Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)	Abertura
82,51	47,66	36,27	86,75	32,46	26,12	61,14	24,95	-	0,0122	813,62	645,78	3,0
79,65	52,09	34,77	83,39	33,47	24,88	60,92	25,93	-	0,0122	827,10	655,42	4,0
77,60	55,29	35,51	81,32	33,02	24,84	60,76	26,23	-	0,0120	835,34	634,74	5,0
79,81	52,83	37,42	84,93	34,00	25,26	61,02	26,66	-	0,0124	852,12	654,27	4,0
82,52	48,94	41,27	89,77	32,83	25,37	60,98	26,46	-	0,0131	863,70	649,10	3,0
85,00	44,52	38,45	93,81	29,45	25,2	61,02	26,63	-	0,01293	857,62	656,11	2,0

Data: 02/05/2018												
OBS: Variação da abertura da válvula e temperatura de saída da água fixa em 60°												
Massa: 620 gramas												
Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)	Abertura
77,62	53,51	36,06	77,08	34,78	25,39	61,19	25,44	-	0,0105	697,07	651,39	5,0
79,74	52,68	33,93	82,55	33,54	25,50	61,28	25,65	-	0,0115	729,23	655,99	4,0
82,65	49,04	35,24	89,62	32,46	25,76	61,02	26,04	-	0,0125	767,59	657,84	3,0
85,03	45,05	38,02	95,98	29,20	26,07	61,06	25,58	-	0,0125	773,72	659,32	2,0
82,56	48,94	37,04	92,02	32,17	26,06	61,02	25,74	-	0,0130	799,12	657,39	3,0
77,68	56,59	38,55	81,75	33,20	25,27	60,94	27,15	-	0,0121	809,61	648,54	5,0

Data: 16/05/2018												
OBS: Variação da abertura da válvula e temperatura de saída da água fixa em 60°												
Massa: 620 grama												
Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)	Abertura
83,80	44,40	33,79	99,64	29,11	25,21	61,13	23,93	-	0,0119	770,09	627,82	2,0
81,53	49,10	32,87	93,01	32,58	25,54	61,06	23,83	-	0,0121	663,17	653,59	2,0
79,23	53,10	34,80	85,86	33,46	25,91	61,01	25,60	-	0,0116	611,40	699,88	4,0
77,19	56,10	36,63	81,90	33,04	25,86	60,92	25,93	-	0,0112	846,73	708,85	5,0
75,27	58,90	38,43	78,90	32,48	26,08	60,96	25,86	-	0,0110	752,31	755,41	6,0

## APÊNDICE C - Banco de dados experimentais

Tabela 5 – Testes da variação da abertura da válvula de expansão – Parte 2.

Data: 26/06/2018													
OBS: Variação da abertura da válvula e temperatura de saída da água fixa em 60°C													
Massa: 620 gramas													
Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Abertura	
86,00	32,73	37,93	105,31	24,93	24,57	60,01	24,81	-	0,009	762,55	599,63	1,0	
83,69	39,64	38,63	108,13	26,75	24,55	60,05	24,79	-	0,0108	743,07	626,00	1,5	
82,64	42,57	33,64	101,26	29,69	24,57	59,83	25,85	-	0,0112	753,69	631,90	2,0	
81,45	45,05	35,07	99,77	31,34	24,49	60,00	25,43	-	0,0112	742,55	637,16	2,5	
79,82	46,11	33,39	92,60	33,28	24,51	60,00	26,34	-	0,0108	721,03	629,83	3,0	
79,18	48,13	32,00	89,36	33,55	24,47	60,01	25,77	-	0,0105	644,81	630,36	3,5	
77,10	49,19	30,25	84,59	33,02	24,34	59,99	25,71	-	0,009	634,87	630,20	4,0	

Data: 13/06/2018													
OBS: Variação da abertura da válvula e temperatura de saída da água fixa em 60°C - Sombra													
Massa: 620 gramas													
Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Abertura	
86,40	31,95	20,33	95,61	25,32	24,06	59,99	24,64	-	0,0087	41,51	593,96	1,0	
84,13	34,89	17,14	93,56	27,90	24,05	60,00	25,39	-	0,0093	67,96	627,35	1,5	
82,51	36,34	17,68	89,71	31,24	24,08	60,00	25,37	-	0,0089	45,63	627,50	2,0	
80,52	37,77	16,41	84,08	33,00	24,05	60,02	24,72	-	0,0083	40,05	614,79	2,5	
78,87	39,41	17,61	80,59	33,23	24,08	59,97	24,84	-	0,0082	42,11	626,85	3,0	
77,61	41,69	18,01	80,58	33,15	24,12	59,98	25,06	-	0,0080	56,04	637,10	3,5	
75,84	43,09	18,41	72,99	32,50	24,10	60,01	24,57	-	0,0074	44,70	643,13	4,0	

Data: 23/08/2018													
OBS: Variação da abertura da válvula e temperatura de saída da água													
Massa: 645 gramas													
Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Abertura	
86,90	38,39	40,25	103,55	29,51	24,37	66,67	25,06	73,24	0,0087	770,09	658,67	1,0	
82,90	42,42	32,89	96,82	33,26	23,75	66,08	24,17	68,95	0,0087	663,17	656,48	2,0	
80,95	43,61	25,89	89,93	32,88	23,50	66,48	23,73	66,75	0,0081	611,40	653,48	3,0	
79,74	39,13	47,29	113,61	26,31	24,47	55,85	24,27	93,04	0,0130	846,73	606,36	1,0	
80,43	32,98	45,01	115,22	25,13	24,18	56,09	26,19	87,56	0,0107	752,31	582,75	2,0	
76,60	44,01	38,49	89,93	32,23	23,94	56,39	26,70	67,98	0,0122	721,76	606,53	3,0	

C.3 Variação das condições ambientais

Tabela 6 – Testes da variação das condições ambientais – Parte 1.

OBS: Abertura da válvula fixa em 2 Voltas e temperatura de saída da água em 60°C  
Massa: 645 gramas

Data: 05/09/2018		OBS: Abertura da válvula fixa em 2 Voltas e temperatura de saída da água em 60°C Massa: 645 gramas												
Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Tbulb °C		
80,61	36,86	32,82	98,99	29,98	24,02	61,09	22,17	71,40	0,0091	653,99	600,45	13,5		
80,98	37,78	33,94	103,48	30,06	24,61	61,15	21,24	76,14	0,0096	699,13	606,83	13,5		
81,21	38,21	36,30	104,20	30,13	24,92	61,18	21,91	77,42	0,0099	733,76	609,27	14,2		
81,41	38,73	40,10	104,80	30,21	25,22	61,12	22,24	78,00	0,0100	765,03	610,43	14,1		
81,48	38,88	40,56	105,49	30,18	25,29	61,13	22,79	78,23	0,0102	792,06	609,80	14,0		
81,44	39,36	43,68	106,41	29,88	25,23	61,14	23,88	80,40	0,0103	820,75	613,41	13,8		
81,41	39,56	45,61	107,26	30,08	25,23	61,05	24,58	80,90	0,0105	829,30	614,81	14,2		
81,40	40,04	47,01	108,65	30,14	25,34	61,15	23,43	82,05	0,0106	834,14	615,96	14,5		
81,18	40,29	50,01	109,53	30,32	24,50	61,39	26,03	83,67	0,0108	845,83	617,84	14,9		
80,80	40,46	49,56	108,75	30,31	25,52	62,16	27,56	84,87	0,0105	876,86	608,89	15,0		
81,61	40,73	50,58	108,61	29,60	24,97	61,99	27,34	85,66	0,0107	850,40	612,22	15,2		
81,48	40,28	49,19	108,89	29,94	24,35	61,15	25,53	83,58	0,0105	806,64	612,47	15,1		
81,51	40,34	50,31	106,79	31,05	26,06	61,22	28,17	81,35	0,0100	859,58	617,07	15,4		
81,34	40,70	49,44	110,34	33,18	26,82	61,16	27,99	85,81	0,0104	858,45	615,11	15,1		
81,37	40,59	45,82	109,76	33,64	29,40	61,11	27,43	85,77	0,0105	847,96	614,78	15,5		
81,28	40,56	46,28	109,66	31,35	31,19	61,03	28,82	85,68	0,0107	814,61	595,75	15,5		
81,30	40,61	45,25	108,94	31,24	30,69	61,13	27,20	85,49	0,0103	819,90	612,67	15,6		
80,56	38,44	39,87	105,79	32,84	24,80	60,97	28,54	81,89	0,0095	723,32	594,42	15,7		
80,84	37,54	35,70	102,17	31,00	24,79	61,26	28,11	79,42	0,0093	694,19	596,98	16,8		
80,74	36,00	30,80	99,08	31,25	24,61	61,19	28,02	76,36	0,0089	37,04	593,62	17,0		
80,41	34,44	23,08	94,10	31,84	24,38	61,12	27,57	71,99	0,0081	33,08	630,65	17,5		
80,37	34,29	18,54	92,08	31,84	24,38	61,19	27,30	70,88	0,0079	31,43	625,94	17,3		
80,12	33,56	15,84	91,09	31,98	24,21	61,18	26,38	69,86	0,0078	30,17	640,42	16,6		

## APÊNDICE C - Banco de dados experimentais

Tabela 7 – Testes da variação das condições ambientais – Parte 2.

Data: 13/09/2018		OBS: Abertura da válvula fixa em 2 Volts e temperatura de saída da água em 60°C Massa: 645 gramas										
Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)	Tbulb °C
82,92	39,77	26,74	93,16	30,36	24,71	61,37	21,68	68,92	0,0101	450,32	630,36	16,5
82,97	40,04	27,76	95,02	30,35	24,91	61,22	22,26	71,45	0,0104	488,51	619,32	16,1
82,95	40,46	28,46	95,46	30,28	24,98	61,35	21,83	72,10	0,0105	512,57	624,70	16,3
82,99	40,97	29,60	96,23	30,16	25,07	61,42	21,92	72,78	0,0106	599,09	624,30	16,8
83,00	41,11	31,19	97,42	30,36	25,19	61,13	24,15	74,30	0,0109	564,82	627,54	17,5
82,98	41,54	31,41	98,21	29,99	25,21	61,26	23,50	76,07	0,0110	656,81	628,51	17,6
82,95	42,15	34,48	100,26	30,15	25,58	61,27	23,25	77,46	0,0113	694,77	634,14	17,7
82,98	42,17	36,28	100,15	30,53	25,60	61,29	23,92	77,82	0,0113	730,04	634,73	19,3
83,00	42,52	39,04	100,42	30,63	25,88	61,31	23,79	76,20	0,0113	750,81	631,47	19,0
83,07	42,81	41,37	101,80	30,76	26,05	61,27	24,24	77,21	0,0114	780,32	633,41	18,8
83,06	42,96	40,97	101,91	30,69	25,99	61,34	24,55	79,63	0,0116	779,52	632,47	19,5
83,07	42,95	41,53	101,52	30,65	26,01	61,40	24,87	79,15	0,0116	785,62	634,56	17,8
82,98	43,04	41,89	102,22	30,65	25,95	61,39	25,33	80,58	0,0116	792,76	633,81	18,2
82,97	43,12	42,81	102,43	30,76	26,01	61,25	25,02	79,63	0,0116	803,02	633,93	18,1
82,91	43,21	43,60	102,33	30,81	25,98	61,33	25,08	77,07	0,0116	808,08	639,90	18,2
82,90	43,22	44,08	102,72	30,92	26,08	61,45	24,94	77,56	0,0116	820,03	631,02	19,1
82,72	43,17	42,51	102,75	30,89	25,83	61,49	26,38	81,34	0,0117	809,68	629,29	19,1
82,66	43,34	44,48	103,49	30,92	25,97	61,71	26,87	81,84	0,0116	805,98	626,61	18,2

## APÊNDICE C - Banco de dados experimentais

Tabela 8 – Testes da variação das condições ambientais – Parte 3.

OBS: Abertura da válvula fixa em 2 Voltas e temperatura de saída da água em 60°C Massa: 645 gramas - Dados do termograma													
Data: 10/10/2018		Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)
		79,63	33,29	26,93	95,40	33,19	26,29	61,36	28,06	72,20	0,0077	43,02	576,91
		79,77	33,54	25,75	96,34	33,18	26,29	61,35	28,34	73,20	0,0075	48,85	573,27
		79,85	33,63	26,26	96,54	33,16	26,29	61,31	28,41	73,13	0,0076	53,14	578,97
		79,88	33,65	23,68	96,71	33,14	26,31	61,27	28,33	73,39	0,0074	41,60	578,58

OBS: Abertura da válvula fixa em 2 Voltas e temperatura de saída da água em 60°C Massa: 630 gramas - Dados do termograma													
Data: 24/01/2019		Palta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)
		85,25	40,03	47,70	112,45	34,07	25,02	61,05	31,87	69,92	0,0099	708,02	639,07
		84,72	40,32	48,60	113,95	34,32	25,98	62,18	30,92	71,00	0,0098	710,02	636,34

C.4 Variação da temperatura de entrada da água

Tabela 9 – Testes da variação da temperatura de entrada da água.

Data: 26/09/2018 e 03/10/2018														OBS: Abertura da válvula fixa em 2 Volts e temperatura de saída da água em 60°C – Variação da temperatura de entrada da água															
Massa: 645 gramas														Massa: 645 gramas															
Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Tbulb °C	Abertura	Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Tbulb °C	Abertura		
87,10	40,63	50,31	110,37	37,07	34,94	62,99	29,71	71,99	0,0120	873,15	684,85	21,5	3,0	80,23	50,52	50,70	98,56	34,08	35,64	62,27	27,50	79,42	0,0125	853,92	663,33	20,8	4,0		
85,46	40,13	50,29	110,64	34,08	31,05	62,02	28,84	70,84	0,0116	863,43	630,17	21,0	3,0	77,71	53,81	52,04	95,11	31,93	36,06	62,38	29,98	76,37	0,0123	851,69	627,41	21,7	5,0		
80,02	39,72	61,74	110,66	31,93	24,97	61,25	31,73	86,22	0,0101	869,64	587,79	29,0	3,0	80,58	46,40	47,05	104,28	35,13	29,46	62,09	28,22	69,86	0,0117	863,75	628,58	21,0	3,0		
76,71	40,25	54,46	104,74	30,27	19,60	61,57	31,57	82,38	0,0092	826,03	564,49	34,0	3,0	72,06	43,40	42,52	96,17	30,65	15,22	61,48	29,01	76,99	0,0083	760,23	558,71	29,0	3,0		
74,44	40,10	53,58	101,30	28,95	14,75	61,77	30,33	77,90	0,0084	824,40	554,04	34,0	3,0	69,57	47,47	46,34	90,56	30,29	15,79	61,53	31,46	74,64	0,0084	793,86	547,69	31,0	4,0		
Data: 26/09/2018 e 03/10/2018														OBS: Temperatura de saída da água em 60°C – Variação da temperatura de entrada da água															
Massa: 645 gramas														Massa: 645 gramas															
Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Tbulb °C	Abertura	Paleta_média (Bar)	Pbaixa_média (Bar)	T1 °C	T2 °C	T3 °C	TE °C	TS °C	TA °C	TC °C	V_água (L/s)	Rad (W/m²)	Potência (W)	Tbulb °C	Abertura		
84,07	45,77	45,94	105,84	37,07	35,24	61,83	26,43	81,89	0,0128	832,81	666,05	19,9	3,0	80,23	50,52	50,70	98,56	34,08	35,64	62,27	27,50	79,42	0,0125	853,92	663,33	20,8	4,0		
77,71	53,81	52,04	95,11	31,93	36,06	62,38	29,98	76,37	0,0123	851,69	627,41	21,7	5,0	80,58	46,40	47,05	104,28	35,13	29,46	62,09	28,22	69,86	0,0117	863,75	628,58	21,0	3,0		
72,06	43,40	42,52	96,17	30,65	15,22	61,48	29,01	76,99	0,0083	760,23	558,71	29,0	3,0	69,57	47,47	46,34	90,56	30,29	15,79	61,53	31,46	74,64	0,0084	793,86	547,69	31,0	4,0		
67,29	49,76	51,55	87,75	29,36	15,12	61,47	31,81	72,92	0,0081	802,15	530,39	31,5	5,0	73,43	44,78	52,37	99,43	32,27	19,61	61,30	30,48	80,86	0,0092	845,88	574,04	34,0	3,0		
71,10	48,29	54,71	93,69	31,63	19,80	61,49	32,15	77,59	0,0091	849,82	545,90	34,2	4,0	69,18	50,41	48,93	89,88	31,07	20,05	61,35	31,12	75,32	0,0089	859,52	539,76	36,0	5,0		
76,43	46,02	58,51	105,78	33,82	25,33	61,07	32,23	87,21	0,0108	885,41	581,98	38,0	3,0	73,55	49,73	57,93	100,26	33,07	25,54	61,19	33,09	84,72	0,0107	858,30	563,89	38,7	4,0		
71,15	51,61	56,55	94,53	32,10	25,25	61,03	32,72	80,66	0,0101	876,19	553,27	39,0	5,0																

## APÊNDICE D – Publicações

Esta tese é o resultado de pesquisa conduzida por quase 4 anos no grupo GREA da Universidade Federal Minas Gerais, supervisionada pelo Prof. Ricardo Nicolau Nassar Koury (*in memoriam*), Prof. Luiz Machado e Prof. Raphael Nunes. Nesse tempo produziu-se 5 artigos submetidos/publicados em revista e 10 trabalhos em Congressos, conforme listados a seguir:

✓ Revista

- 1- RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; DUARTE, W. M.; SAWALHA, S.; MACHADO, L. Experimental Analysis of the Influence of Water Mass Flow Rate on the Performance of a CO<sub>2</sub> Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump. **Word academy of science, engineering and technology**. v.12, p.313 - 317, 2018. (publicado).
- 2- RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; MACHADO, L.; DUARTE, W. M. Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. **Solar Energy**. (publicado).
- 3- RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; SOARES, C. P. M.; MACHADO, L.; NUNES, R. O. Mass flow rate characteristics of CO<sub>2</sub> operating in a transcritical cycle flowing through a needle expansion valve in a direct expansion solar assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering*. (submetido).
- 4- RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; DUARTE, W. M.; MAIA, A. A. T.; MACHADO, L. Experimental analysis of the influence of the expansion valve opening on the performance of the small size CO<sub>2</sub> solar assisted heat pump. *Solar Energy*. (aceito com correções).
- 5- DUARTE, W. M.; RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; PABÓN, J. J. G.; MACHADO, L. Experimental analysis of the influence of environmental conditions of a small size CO<sub>2</sub> direct-expansion solar assisted heat pump operating in a transcritical cycle. *International Journal of Refrigeration*. (submetido).

✓ Congressos

- 1- RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; DUARTE, W. M.; SAWALHA, S.; MACHADO, L. Experimental Analysis of the Influence of Water Mass Flow Rate on the Performance of a CO<sub>2</sub> Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump. **20th International Conference on Energy, Environmental and**

- Chemical Engineering**. Estocolmo. v.7, p.556 - 560, 2018. **(Prêmio de melhor artigo do Congresso – APÊNDICE D.1)**
- 2- RABELO, S. N.; DUARTE, W. M.; PAULINO, T. F.; GARCIA, J.; MACHADO, L. Analysis of the refrigerant mass charge for a direct expansion solar assisted heat pump system. **In: 17TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT**. Águas de Lindóia-SP: ABCM, 2018.
  - 3- RABELO, S. N.; NITEROI, M. H. G.; NOGUEIRA, E. A. S; VIEIRA, N. M. R; DINIZ, H. A. G. CHARACTERIZATION AND ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF A HERMETIC COMPRESSOR. **In: 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT**. Águas de Lindóia -SP: ABCM, 2018.
  - 4- DUARTE,W. M.; DINIZ, H. A. G.; PAULINO, T. F.; RABELO, S. N.; MACHADO, L. Performance comparison of direct expansion solar assisted heat pump working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. **In: 17TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT**. Águas de Lindoia-SP: ABCM, 2018.
  - 5- DUARTE, W. M.; PAULINO, T. F.; RABELO, S. N.; MAIA, A. A. T.; MACHADO, L. Optimal high pressure correlation for R744 direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. **In: 17TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT**. Águas de Lindoia SP: ABCM, 2018.
  - 6- DUARTE, W. M.; PAULINO, T. F.; RABELO, S. N.; MAIA, A. A. T.; MACHADO, L. Optimal high pressure correlation for R744 direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. **In: 17TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT**. Águas de Lindoia-SP: ABCM, 2018.
  - 7- SILVA, C. H. N; VIEIRA, N. M. R; DINIZ, H. A. G; PINHEIRO, S. M. S; RABELO, S. N. Design of a cooling machine operating with CO<sub>2</sub> in subcritical cycle **In: 17TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT**. Águas de Lindoia-SP: ABCM, 2018.
  - 8- DINIZ, H. A. G; VIEIRA, N. M. R; PINHEIRO, S. M. S; NITEROI, M. H. G.; RABELO, S. N. Energy efficiency of a solar heat pump operating in null solar radiation condition. **In: 17TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT**. Águas de Lindoia-SP: ABCM, 2018.
  - 9- SILVA. F. V. M.; PIRES JUNIOR, R. A.; RABELO, S. N.; PAULINO, T. F.; MACHADO, L. Economic analysis of a CO<sub>2</sub> small size direct assisted solar heat pump for a domestic water heating. **In: 25TH International Congress**

**of Mechanical Engineering – COBEM.** Uberlândia – MG: ABCM, 2019.  
(aceito)

- 10- SILVA, L. P.; SILVA, J. P. S.; FERNANDES, B. R. A.; LAWRENCE, R. M.; NOGUEIRA, E. A. S.; RABELO, S. N. An experimental analysis retrofit of R22 with R134a is the vapor compression refrigeration system dosmetic. **In: 25TH International Congress of Mechanical Engineering – COBEM.** Uberlândia – MG: ABCM, 2019. (aceito)

D. 1 Certificação

