



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

ESTUDO COMPARATIVO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
DE UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA
SOLAR OPERANDO COM CONDENSADORES POR
IMERSÃO E COAXIAL

HÉLIO AUGUSTO GOULART DINIZ

Belo Horizonte, 18 de julho de 2017

Hélio Augusto Goulart Diniz

**ESTUDO COMPARATIVO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
DE UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA
SOLAR OPERANDO COM CONDENSADORES POR
IMERSÃO E COAXIAL**

Dissertação de Mestrado apresentado ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury

Coorientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2017



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG
Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

ESTUDO COMPARATIVO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR OPERANDO COM CONDENSADORES POR IMERSÃO E COAXIAL

HÉLIO AUGUSTO GOULART DINIZ

Dissertação defendida e aprovada em 18 de julho de 2017, pela 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 Mestre em Engenharia Mecânica, na área de concentração de Energia e Sustentabilidade.

Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury – UFMG – Orientador

Prof. Dr. Luiz Machado – UFMG - Coorientador

Prof. Dr. Raphael Nunes de Oliveira – CEFET-MG – Examinador

Prof. Dr. Rudolf Huebner – UFMG – Examinador

SUMÁRIO

NOMENCLATURA.....	6
LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE GRÁFICOS.....	13
LISTA DE TABELAS	16
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	18
RESUMO	19
ABSTRACT	20
1. INTRODUÇÃO.....	21
1.1. Objetivos	25
1.2. Estrutura da dissertação.....	26
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1. Análise do consumo de energia elétrica para aquecimento de água	27
2.2. Sistema de aquecimento da BDC pelo ciclo de compressão mecânica de vapor.....	29
2.3. Tipos de fluidos refrigerantes e aplicações em BDC	32
2.4. Aplicações das bombas de calor	36
2.5. Trabalhos desenvolvidos pela comunidade acadêmica.....	39
2.5.1. Trabalhos com BDC para aquecimento de água sem assistência solar - ASHPWH....	41
2.5.2. Trabalhos com BDC como suporte a coletor solar (SAHP em paralelo)	48
2.5.3. BDC com evaporador solar - DX-SAHP	54
2.6. Considerações finais.....	66
3. METODOLOGIA.....	69
3.1. Descrição do protótipo	69
3.1.1. Compressor	73
3.1.2. Válvula de expansão termostática	74
3.1.3. Evaporador convencional	75
3.1.4. Evaporador solar	77
3.1.4.1. Equações de troca de calor no evaporador solar	79

3.1.5. Reservatório térmico.....	91
3.1.6. Condensador por imersão	93
3.1.7. Condensador coaxial.....	96
3.1.7.1. Etapas para o dimensionamento do condensador coaxial	97
3.1.7.2. Resultados para o projeto e fabricação do condensador coaxial	107
3.2. Instrumentação utilizada	111
3.3. Sistema de aquisição de dados	114
3.4. Plano de ensaios	115
3.5. Procedimentos técnicos de operação do sistema.....	117
3.6. Incerteza de medição.....	119
3.7. Considerações finais.....	121
4. RESULTADO E DISCUSSÃO	123
4.1. Análise dos ensaios em laboratório da BDC operando com evaporador solar e condensador coaxial	123
4.2. Análise dos ensaios da BDC operando em laboratório com evaporador solar e condensador por imersão	131
4.3. Análise dos ensaios da BDC operando em ambiente aberto com evaporador solar e condensador coaxial	140
4.4. Análise dos ensaios da BDC operando em ambiente aberto com evaporador solar e condensador por imersão	147
4.5. Análise comparativa entre os ensaios da BDC operando em laboratório	154
4.6. Análise comparativa entre os ensaios da BDC operando em ambiente aberto	158
4.7. Considerações finais.....	163
5. CONCLUSÃO	165
5.1. Recomendações para trabalhos futuros.....	167
6. REFERÊNCIAS.....	169
7. ANEXOS	179
7.1. ANEXO 1 - DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR COAXIAL.....	179
7.1.1. Algoritmo.....	179

7.1.2. Resultados.....	185
7.2. ANEXO 2 – CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	187
7.3. ANEXO 3 – ENSAIOS REALIZADOS.....	188

NOMENCLATURA

Letras Latinas		Unidades
A	Área	m ²
c_p	Calor específico a pressão constante	J/kg.K
D	Diâmetro	m
d	Diâmetro do tubo interno	m
g	Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
f	Função	-
G	Vazão mássica por área	kg/s.m ²
GE	Gasto energético	Wh
H	Coefficiente de troca de calor	W/m ² .K
H_m	Coefficiente de troca convectiva de massa	kg/N.s
h	Entalpia	J/kg
I	Fluxo de calor de radiação solar instantâneo	W/m ²
k	Coefficiente de condutividade térmica	W/m.K
L	Comprimento	m
m	massa	kg
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
M	Coefficiente da aleta	1/m
Nu	Número de Nusselt	-
P	Pressão	Pa
Pe	Perímetro	m
Pr	Número de Prandtl	-

q	Taxa de troca de calor de pequenas parcelas	W
\dot{Q}	Taxa de troca de calor global	W
R_{av}	Constante de gás do vapor de água	461,5 J/kg.K
Ra	Número de Rayleigh	-
Re	Número de Reynolds	-
T	Temperatura	°C
t	Tempo	s
U	Coeficiente convectivo global	W/m ² .K
u	Incerteza	-
V	Velocidade	m/s
\dot{v}	Taxa volumétrica	m ³ /s
Vol	Volume	m ³
\dot{W}	Taxa de trabalho	W
w	Largura	m
X	Variável	-
x	Título de vapor	-
Y	Parâmetro	-
z	Comprimento do tubo	m

Letras Gregas

Unidades

α	Difusividade térmica	m ² /s
β	Coeficiente de expansão volumétrica térmica	1/K
δ	Espessura	m
Δ	Variação	-

ε	Emissividade	-
η	Eficiência	-
θ	Ângulo de inclinação da placa	°
μ	Viscosidade dinâmica	N.s/m ²
ν	Viscosidade cinemática	m ² /s
ρ	Massa específica	kg/m ³
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	5,67 x 10 ⁻⁸ W/m ² .k ⁴
ϕ	Umidade relativa	-

Subscritos

1	Inicial
1,1	Fronteira entre dessuperaquecimento e condensação do fluido frigorífico
2	Final
2,2	Fronteira entre condensação e sub-resfriamento do fluido frigorífico
a	Água
al	Aleta
b	Base
cc	Condensador coaxial
cd	Estado bifásico de condensação
ci	Condensador por imersão
co	Condensado
col	Coletor
comp	Compressor

cond	Condensação
conv	Convecção
Cu	Cobre
cur	Curva
des	Dessuperaquecimento
ent	Entrada
evap	Evaporação
exp	Experimental
ext	Externo
f	Fluido frigorífico
for	Forçado
i	i-ésima
int	Interno
l	Líquido
lv	Líquido vapor
ml	Média logarítmica
nat	Natural
o	Orvalho
par	Parede
pl	Placa
rad	Radiação
red	Reduzida
S.A.	Superaquecimento
sai	Saída

sat	Saturação
S.R.	Sub-resfriamento
tr	Transversal
v	Vapor
viz	Vizinhança
X	Variável
Y	Parâmetro

Sobrescrito

'	Modificado
.	Taxa

LISTA DE FIGURAS

FIG. 2.1: Esquema de um sistema de compressão de vapor.....	30
FIG. 2.2: Exemplo de SAHP	40
FIG. 2.3: Exemplo de DX-SAPH	41
FIG. 2.4: Vista da BDC de Silva (2007) e Oliveira (2007)	43
FIG. 2.5: Diagrama da BDC de Reis et al. (2012).....	50
FIG. 2.6: Diagrama da BDC de Rodríguez et al. (2014a)	52
FIG. 2.7: Vista lateral da BDC de Rodríguez et al. (2014a).....	53
FIG. 2.8: BDC de Rodríguez et al. (2012)	59
FIG. 2.9: BDC de Oliveira (2013).....	60
FIG. 2.10: Fluxograma da BDC de Oliveira (2013) e Faria (2013)	61
FIG. 2.11: Configurações dos evaporadores das BDC de Cerit e Erbay (2013)	62
FIG. 3.1: Diagrama da BDC	71
FIG. 3.2: Circuito da BDC	72
FIG. 3.3: Vista geral da BDC	72
FIG. 3.4: Compressor da BDC	73
FIG. 3.5: Válvula termostática da BDC	75
FIG. 3.6: Evaporador convencional e eletro ventilador	76
FIG. 3.7: Configuração da serpentina do evaporador solar	78
FIG. 3.8: Esquema do evaporador solar (serpentina e placa).....	78
FIG. 3.9: Dimensões da placa e tubo comportando como aleta	83
FIG. 3.10: Representação dos segmentos da placa e tubos para modelagem como uma aleta	83
FIG. 3.11: Dispositivo para coleta de condensado	87
FIG. 3.12: Evaporador solar saturado de condensado	89
FIG. 3.13: Armazenamento do condensado pela calha e coleta pelo recipiente	89
FIG. 3.14: Termograma do evaporador solar operando no laboratório.....	91
FIG. 3.15: Vista em corte do reservatório térmico	92
FIG. 3.16: Válvulas e medidor de nível do tanque.....	93
FIG. 3.17: Condensador por imersão instalado no interior do reservatório	94
FIG. 3.18: Desenho do condensador por imersão	94
FIG. 3.19: Trocador de calor coaxial.....	97
FIG. 3.20: Condensador coaxial fabricado.....	109
FIG. 3.21: Condensador coaxial instalado na BDC	110
FIG. 3.22: Dimensões do condensador coaxial	110

FIG. 3.23: Detalhes dimensionais da seção dos tubos do condensador	111
FIG. 3.24: Detalhes dos piranômetros instalados na BDC	112
FIG. 3.25: Medidor de energia elétrica de consumo do compressor utilizado	113
FIG. 3.26: Psicrômetro utilizado	113
FIG. 3.27: Termo anemômetro digital utilizado.....	114
FIG. 3.28: Interface do programa elaborado no Labview para aquisição de dados	115
FIG. 7.1: Resultados dos cálculos obtidos pelo algoritmo	186

LISTA DE GRÁFICOS

GRA. 1.1: Matriz energética mundial	21
GRA. 1.2: Matriz energética nacional	22
GRA. 1.3: Distribuição percentual das formas de aquecimento residencial de água	23
GRA. 2.1: Distribuição absoluta das formas de aquecimento de água nos domicílios	28
GRA. 2.2: Diagrama do ciclo de compressão de vapor para caso real e ideal	31
GRA. 2.3: Resultados dos ensaios na BDC de Marinho et al. (2007).....	42
GRA. 2.4: Resultados da BDC de Yamaguchi et al. (2011)	45
GRA. 2.5: Resultados da BDC de Ibrahim et al. (2014)	47
GRA. 2.6: Degradação do COP da BDC de Reis (2012)	50
GRA. 2.7: Degradação do COP da BDC de Reis et al. (2012)	51
GRA. 2.8: Resultados dos testes da BDC de Rodríguez et al. (2014a).....	53
GRA. 2.9: Resultados das simulações de Chow et al. (2010)	56
GRA. 2.10: Comportamento do COP da BDC de Kong et al. (2011) em dia ensolarado.....	57
GRA. 2.11: Comportamento do COP da BDC de Kong et al. (2011) em dia parcialmente nublado	57
GRA. 2.12: Resultados da BDC de Scarpa e Tagliafico (2014).....	64
GRA. 2.13: Resultados da BDC de Deng e Yu (2016)	65
GRA. 3.1: Ciclo de refrigeração do R134a com destaque ao processo de troca de calor no condensador	100
GRA. 3.2: Comportamento do coeficiente convectivo do fluido frigorífico.....	108
GRA. 3.3: Temperatura versus comprimento do condensador	109
GRA. 4.1: Desempenho térmico global e de ciclo para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial	124
GRA. 4.2: Contribuição da condensação de vapor e da eficiência do coletor para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial	125
GRA. 4.3: Temperatura de superaquecimento, sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial	126
GRA. 4.4: Temperatura de evaporação e de condensação para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial.....	127
GRA. 4.5: Potência do compressor para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial.....	128
GRA. 4.6: Taxas de calor por convecção natural e radiação ambiente para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial	128

GRA. 4.7: Taxas de calor teóricas por convecção natural e radiação ambiente, e taxa de calor latente teórica para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial.....	129
GRA. 4.8: Aquecimento da água (4º ensaio) para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão	133
GRA. 4.9: Desempenho térmico para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão	133
GRA. 4.10: Eficiência térmica do coletor e contribuição da condensação do vapor para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão	134
GRA. 4.11: Temperatura de sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão	135
GRA. 4.12: Temperaturas de evaporação e condensação para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão	136
GRA. 4.13: Trabalho do compressor para o sistema operando com condensador por imersão em laboratório.....	137
GRA. 4.14: Taxas de calor por convecção natural e por radiação ambiente para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão.....	138
GRA. 4.15: Taxas teóricas de calor latente do ar, radiação ambiente e convecção natural para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão.....	138
GRA. 4.16: Desempenho térmico para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial	142
GRA. 4.17: Temperatura de sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial.....	143
GRA. 4.18: Temperaturas de evaporação e de condensação para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial.....	144
GRA. 4.19: Potência do compressor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial	145
GRA. 4.20: Taxas de calor sensível do ar, radiação ambiente e radiação solar para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial	146
GRA. 4.21: Aquecimento da água (3º ensaio) para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão	148
GRA. 4.22: Desempenho térmico para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão	149
GRA. 4.23: Temperatura de sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão	150

GRA. 4.24: Temperaturas de evaporação e condensação para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão	150
GRA. 4.25: Potência do compressor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão	151
GRA. 4.26: Taxa de calor por convecção forçada, por radiação ambiente e por radiação solar para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão.....	153
GRA. 4.27: Comparativo do desempenho térmico global do sistema operando em laboratório	156
GRA. 4.28: Comparativo do desempenho térmico global do sistema operando em ambiente aberto	160

LISTA DE TABELAS

TAB. 2.1: Consumo de energia elétrica no setor residencial para o Brasil.....	27
TAB. 2.2: Tipos de formas de aquecimento de água residencial e energia elétrica poupada ..	29
TAB. 2.3: Tipos de fluidos refrigerantes fluorados das três primeiras gerações.....	33
TAB. 2.4: Compatibilidade de fluidos com óleos lubrificantes	34
TAB. 3.1: Identificação dos componentes e pontos de instalação de instrumentos.....	71
TAB. 3.2: Características do compressor	73
TAB. 3.3: Dados técnicos do evaporador convencional e eletro ventilador	77
TAB. 3.4: Dados construtivos do evaporador solar	79
TAB. 3.5: Dados construtivos do condensador por imersão	94
TAB. 3.6: Parâmetros iniciais para dimensionamento do condensador coaxial	98
TAB. 3.7: Detalhes técnicos do condensador coaxial	111
TAB. 3.8: Detalhes técnicos de todos os componentes da BDC.....	114
TAB. 3.9: Incerteza de medição dos instrumentos utilizados	120
TAB. 4.1: Análise de incerteza para o COP global entre a 1ª e 2ª medição do 1º ensaio em laboratório com o condensador coaxial.....	130
TAB. 4.2: Análise de incerteza para o COP global dos ensaios em laboratório com o condensador coaxial	131
TAB. 4.3: Resultados para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial....	131
TAB. 4.4: Análise de incerteza para o COP global médio do 1º ensaio em laboratório com o condensador por imersão	139
TAB. 4.5: Análise de incerteza para o COP global do sistema operando em laboratório com o condensador por imersão	139
TAB. 4.6: Resultados para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão	140
TAB. 4.7: Análise de incerteza para o COP global dos ensaios em ambiente aberto com o condensador coaxial	146
TAB. 4.8: Resultados para o sistema operando com condensador coaxial em ambiente aberto	147
TAB. 4.9: Análise de incerteza para o COP global do sistema em ambiente aberto com o condensador por imersão	153
TAB. 4.10: Resultados para o sistema operando com condensador por imersão em ambiente aberto	154

TAB. 4.11: Comparação entre os principais resultados técnicos para o sistema operando em laboratório.....	155
TAB. 4.12: Resultados da contribuição das taxas de calor para o coletor no sistema operando em laboratório.....	157
TAB. 4.13: Comparação entre os principais resultados técnicos para o sistema operando em ambiente aberto.....	158
TAB. 7.1: Correção dos termopares para 0°C.....	187
TAB. 7.2: Ensaio 01 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório.....	189
TAB. 7.3: Ensaio 02 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório.....	190
TAB. 7.4: Ensaio 03 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório.....	191
TAB. 7.5: Ensaio 04 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório.....	192
TAB. 7.6: Ensaio 05 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório.....	193
TAB. 7.7: Ensaio 01 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório.....	194
TAB. 7.8: Ensaio 02 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório.....	195
TAB. 7.9: Ensaio 03 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório.....	196
TAB. 7.10: Ensaio 04 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório.....	197
TAB. 7.11: Ensaio 05 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório.....	198
TAB. 7.12: Ensaio 01 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto.....	199
TAB. 7.13: Ensaio 02 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto.....	200
TAB. 7.14: Ensaio 03 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto.....	201
TAB. 7.15: Ensaio 04 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto.....	202
TAB. 7.16: Ensaio 05 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto.....	203
TAB. 7.17: Ensaio 01 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto.....	204
TAB. 7.18: Ensaio 02 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto.....	205
TAB. 7.19: Ensaio 03 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto.....	206
TAB. 7.20: Ensaio 04 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto.....	207
TAB. 7.21: Ensaio 05 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto.....	208

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHPW: *Air Source Heat Pump Water Heater* – Bomba de Calor de Aquecimento de Água com Ar como Fonte de energia

BDC: Bomba de Calor

BEN: Balanço Energético Nacional

CFC: Clorofluorcarboneto

CO₂: Dióxido de Carbono

COP: *Coefficient Of Performance* – Coeficiente de Desempenho

DX-SAHP: *Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar com Expansão Direta

DX-SAHPWH: *Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump water heater* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar com Expansão Direta para Aquecimento de Água

EES (*Engineering Equation Solver* – Solucionador de Equações de Engenharia)

EPE: Empresa de Pesquisa Energética

GRE: Grupo de Refrigeração e Aquecimento

GWP: *Global Warming Potential* - Potencial de Aquecimento Global

HC: Hidrocarboneto

HCFC: Hidroclorofluorcarbono

HFC: Hidrofluorcarboneto

HFO: Hidrofluorolefina

IEA: *International Energy Agency* – Agência Internacional de Energia

KWES: *Key World Energy Statistics* – Estatísticas-Chave da Energia Mundial

ODP: *Ozone Depleting Potential* - Potencial de Esgotamento da Camada de Ozônio

SAHP: *Solar Assisted Heat Pump* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar

SAHPWH: *Solar Assisted Heat Pump water heater* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar para Aquecimento de Água

SAS: Sistema de Aquecimento Solar

SWERA: *Solar and Wind Energy Resource Assessment* - Programa de avaliação dos recursos de energia eólica e solar

UFMG: Universidade Federal de Minas Gerais

TIR: Taxa Interna de Retorno

RESUMO

Em escala nacional, o chuveiro elétrico está presente na maior parte das residências, sendo responsável por parcela significativa do consumo residencial. Nesta dissertação, foi investigada experimentalmente a eficiência energética de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar (DX-SAHP) para o aquecimento de água residencial, operando com R134a. Realizou-se um estudo comparativo utilizando dois condensadores diferentes, por imersão e coaxial em contracorrente, em duas condições de operação, com exposição solar e em ambiente fechado (simulando dias nublados). Quando a bomba de calor operou em ambiente fechado, o coeficiente de desempenho com a utilização do condensador por imersão (2,29) foi próximo ao do condensador coaxial (2,33). Entretanto, para o sistema operando sob exposição da radiação solar, o condensador por imersão (2,76) proporcionou melhor desempenho em relação ao condensador coaxial (2,62). Os resultados mostraram que a bomba de calor operando com evaporador solar e condensador por imersão, apresenta bom desempenho em dias de radiação ou nublados, podendo dessa forma ser utilizada em substituição ao chuveiro elétrico, pois apresenta eficiência energética superior.

Palavras chave: Bomba de calor de expansão direta, aquecimento de água residencial, evaporador solar, condensador coaxial em contracorrente, condensador por imersão.

ABSTRACT

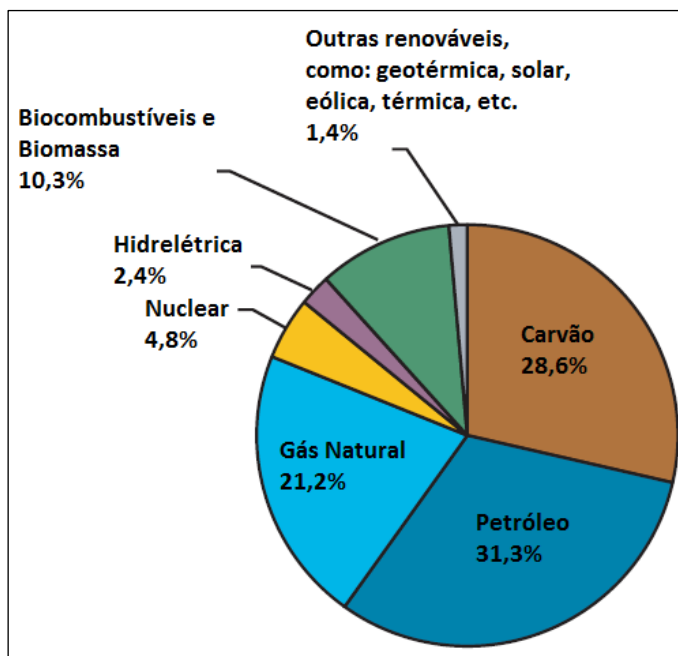
The electric shower is present in most homes, accounting for a significant portion of residential consumption. In this dissertation, it was experimentally investigated the energy efficiency of a Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump (DX-SAHP) for residential water heating, operating with R134a. A comparative study was carried out using two different condensers, immersion and countercurrent coaxial, under two conditions of operation, with solar exposure and in closed environment (simulating cloudy days). When the heat pump operated indoors, the coefficient of performance with the immersion condenser (2.29) was close to that of the coaxial condenser (2.33). However, for the system operating under solar radiation exposure, the immersion condenser (2.76) provided better performance than the coaxial condenser (2.62). The results showed that the heat pump operating with solar evaporator and immersion condenser, presents good performance in days of radiation or cloudy, and can thus be used in substitution of the electric shower, because it presents greater energy efficiency.

Keywords: DX-SAHP, residential water heating, solar evaporator, countercurrent coaxial condenser, immersion condenser.

1. INTRODUÇÃO

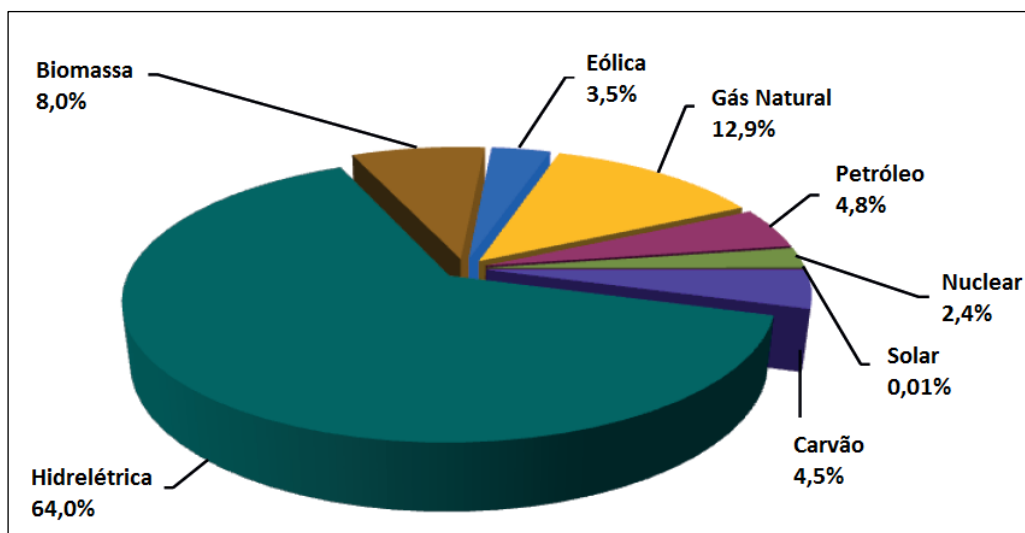
O consumo energético mundial é crescente devido ao aumento da população e à procura por melhor padrão de vida pela sociedade. Os combustíveis fósseis, a principal fonte de energia atual, estão sendo consumidos de forma acelerada. Esta fonte de energia não é renovável e a cada ano suas reservas se aproximam do fim, além disso, é uma das principais fontes responsáveis pelo aquecimento do planeta. Em vista disso, com o recente aumento da consciência dos problemas envolvendo o aquecimento global e a exaustão de recursos naturais, as tecnologias de aproveitamento de energia sustentável vêm ganhando espaço na sociedade moderna.

Segundo dados do relatório KWES (*Key World Energy Statistics* - Estatísticas-Chave da Energia Mundial) realizado pela IEA (International Energy Agency – Agência Internacional de Energia, 2016), o consumo mundial de energia é composto por 85,9% de fontes de energia não renováveis (petróleo, carvão, gás natural e nuclear), contra 14,1% de fontes de energia renováveis (biocombustíveis, biomassa, hidrelétrica, geotérmica, solar, eólica, térmica, dentre outras), como apresentado no GRA. 1.1.



GRA. 1.1: Matriz energética mundial
Fonte: Adaptado de IEA (2016), p. 7

Conforme dados do relatório BEN (Balanço Energético Nacional) realizado pela EPE (Empresa de Pesquisa Energética, 2016a), o Brasil apresenta uma produção energética a partir de fontes renováveis (biomassa, eólica, solar e hidrelétrica) de 75,5% do total da energia gerada, na qual ampla parte é realizada por usinas hidrelétricas. Já para as fontes de energia não renováveis (gás natural, petróleo, nuclear e carvão) esse percentual é de 24,5% do total da energia gerada. O GRA. 1.2 apresenta a matriz energética brasileira.



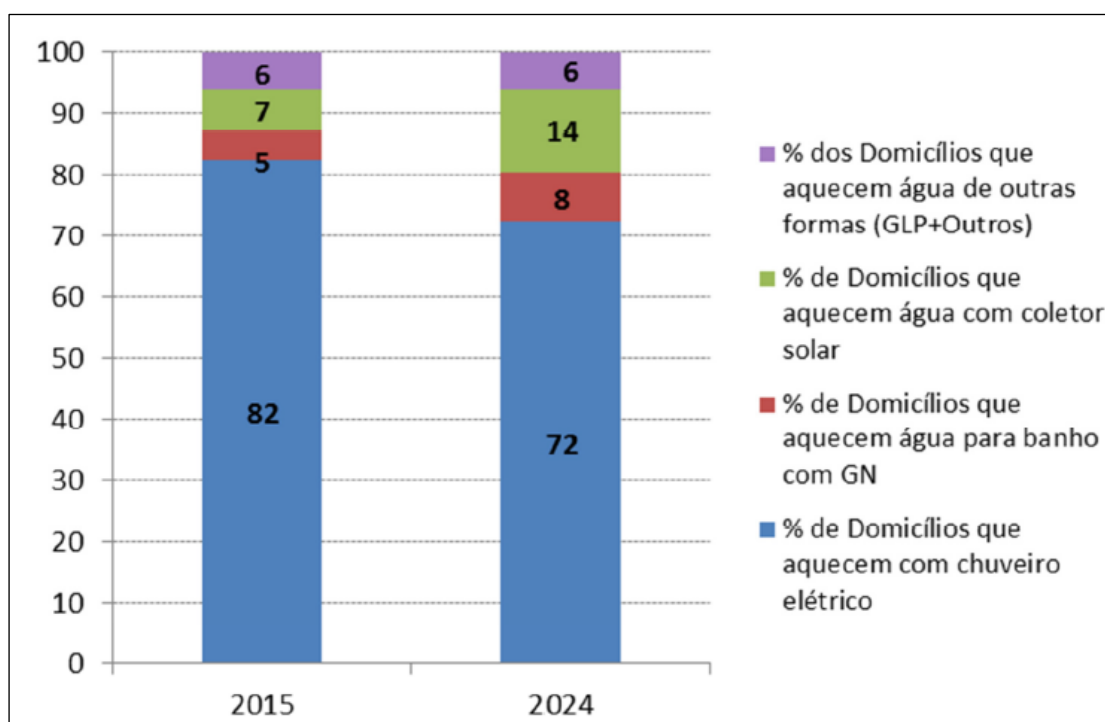
GRA. 1.2: Matriz energética nacional
Fonte: Adaptado de EPE (2016a), p. 16

Embora a porcentagem da energia gerada por fontes renováveis seja expressiva – uma vez que o Brasil é um dos países com maior aproveitamento de fontes renováveis para produção energética – há forte dependência de hidrelétricas. A matriz energética do Brasil está desbalanceada por conta da elevada participação da energia hidráulica que apresenta uma dependência de boa regularidade meteorológica, pois este tipo de geração de energia depende da ocorrência de chuvas nas bacias que abastecem os reservatórios. O desenvolvimento econômico brasileiro em longo prazo depende da diversificação da sua matriz energética e de achar soluções em curto prazo para diminuir o consumo de energia ou melhorar os processos aos quais é fornecida a energia elétrica.

Segundo a EPE (2016b), a energia elétrica é a forma de energia preponderantemente utilizada para o aquecimento de água para banho na maioria dos domicílios brasileiros. Também é expressiva a parcela de domicílios que não possuem equipamento para aquecer água. Há um grande potencial para a utilização de sistemas de aquecimento baseados em gás natural ou energia termo solar, tanto para suprir residências

sem acesso à eletricidade, quanto a residências as quais podem substituir o tradicional método de aquecimento de água por meio do chuveiro elétrico.

O GRA. 1.3 apresenta a distribuição percentual das formas de aquecimento de água residencial no Brasil para o ano de 2015. Apresenta também as perspectivas de evolução para o ano de 2024. Embora a forma de aquecimento de água por chuveiro elétrico seja predominante no cenário atual, tende a cair no mercado futuro. Há também uma expressiva perspectiva de evolução no percentual de residências com aquecimento de água por aquecedor solar até 2024, evidenciando a evolução desse tipo de energia no cenário residencial brasileiro.



GRA. 1.3: Distribuição percentual das formas de aquecimento residencial de água
Fonte: EPE (2016b), p. 49

O aquecimento de água pelo chuveiro elétrico é um processo desvantajoso por alguns motivos. Um deles é que o rendimento desse equipamento já alcançou seu limite e não pode ser melhorado com as atuais pesquisas na área de eficiência energética, ao contrário dos demais equipamentos eletrodomésticos, conforme apontado pela EPE (2016b). Outro motivo é que embora pela 1ª Lei da Termodinâmica conclui-se que o equipamento tem um aproveitamento energético ótimo, de acordo com a 2ª Lei da Termodinâmica esse equipamento tem eficiência baixa, pois converte eletricidade (energia nobre e com custo atual de produção ascendente) em calor (energia abundante no ambiente), processo esse que apresenta grandes irreversibilidades.

Analisando-se as características do consumo de energia elétrica residencial do Brasil, justificam-se estudos de formas alternativas de aquecimento de água que possam contribuir para a substituição do chuveiro elétrico. Uma promissora solução para esta situação é a utilização da BDC (Bomba de Calor).

A bomba de calor de aquecimento de água residencial tem a função de bombear calor (energia térmica) de uma fonte a temperatura baixa para uma fonte a temperatura mais alta. A fonte de temperatura alta é representada pela água a ser aquecida e posteriormente disponibilizada para banho, e a fonte de baixa temperatura é representada pelo ar ambiente (enorme reservatório de energia). Com o objetivo de aproveitar a energia disponível no ambiente, a BDC transfere energia deste para a água, através de um ciclo por compressão de vapor. O valor típico de Coeficiente de Desempenho (*Coefficient of performance* – COP) deste ciclo é algo em torno de 3. Se uma unidade de potência é gasta no sistema (eletricidade consumida pelo compressor), haverá três unidades de calor como resultado do processo (sendo duas unidades vindas do reservatório térmico), enquanto na melhor suposição o COP do chuveiro elétrico seria 1, ou seja, a unidade de energia elétrica consumida transforma-se em resultado do processo. Fica assim evidente a melhor efetividade térmica da bomba de calor de aquecimento de água residencial em relação ao chuveiro elétrico, que neste caso proporciona economia de $2/3$ da energia necessária para aquecer a água, gastando-se apenas $1/3$ dela para acionar o sistema.

Na procura para se otimizar a eficiência das bombas de calor, tem-se utilizado um evaporador solar para aproveitar a energia fornecida pelo sol (enorme reservatório de energia térmica) e, assim, conseguir aumentar o aproveitamento da energia utilizada pela bomba de calor. A implantação deste tipo de evaporador torna o rendimento da bomba de calor dependente das condições climáticas do entorno de onde ela está instalada. Assim, em dias ensolarados a temperatura de saída de água da bomba de calor pode estar acima do ideal e em dias nublados ou chuvosos, pode estar mais baixa, com o risco de não se atingir a temperatura desejada.

Para contrabalancear o problema do evaporador solar, pode-se utilizar um evaporador convencional. Este funciona auxiliado por um ventilador, com função exaustora, que propicia a passagem forçada do ar ambiente por seus tubos aletados, proporcionando a troca de calor entre o fluido refrigerante e o ar. O evaporador convencional pode atuar nos casos críticos, ou seja, nos dias nublados ou chuvosos, fazendo com que a bomba de calor cumpra com seu objetivo, isto é, entregar água para banho a uma determinada faixa de temperatura. Embora este evaporador convencional supra a necessidade do sistema na

situação ambiental em questão, o evaporador solar também pode ser operado, entretanto, poderá gastar mais tempo para aquecer a água.

O desempenho térmico dessa máquina de aquecimento (BDC) depende dos seus equipamentos. Os seus principais componentes são: trocadores de calor (evaporador e condensador), compressor e dispositivo de expansão. Logo, é de vital importância um estudo comparativo da BDC operando alternativamente com diferentes tipos desses componentes e em diferentes situações, isto é, dia ensolarado, nublado ou fora da exposição da radiação solar. Com isso é possível determinar experimentalmente em quais situações é vantajosa o uso de um ou outro tipo de componente.

1.1. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é fazer um estudo comparativo em uma bomba de calor para aquecimento de água que pode operar com duas opções de evaporador e duas opções de condensador.

O protótipo de pesquisa da Bomba de Calor já existe e alguns trabalhos já foram realizados (Reis, 2012; Rodríguez, 2015). Está localizado no laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG).

A BDC é uma máquina de aquecimento do tipo ar-água trabalhando com o fluido refrigerante R134a, sendo que o evaporador troca calor com o ar e o condensador troca calor com a água. A atual bomba de calor dispõe de dois evaporadores, um do tipo solar e outro do tipo convencional (tubos aletados com ventilação forçada de ar). Dispõe também com um condensador em formato de serpentina imerso no tanque de água a ser aquecida. Possui ainda um dispositivo de expansão do tipo válvula termostática, um compressor alternativo hermeticamente fechado e um reservatório térmico para armazenamento de 200 litros de água.

A pesquisa contempla uma profunda análise de trabalhos na linha de BDC para aquecimento de água. Retrata diversos trabalhos desenvolvidos pelo GREA e pela comunidade científica internacional, destacando o desempenho térmico dos sistemas de aquecimento de água via BDC, assim como o desempenho de trocadores de calor utilizados nos mesmos.

Para essa pesquisa, propôs-se o projeto, fabricação e implantação de um segundo condensador, do tipo coaxial de escoamento em contracorrente (fluido refrigerante escoar pelo tubo interno e água escoar pelo espaço anular).

Realizaram-se ensaios dentro do laboratório e em um ambiente aberto exposto à radiação solar para simular, respectivamente, as condições meteorológicas de um dia totalmente nublado ou chuvoso e de um dia ensolarado. Foi realizado um estudo comparativo entre o desempenho térmico da BDC operando com evaporador solar e com cada um dos condensadores separadamente.

Por fim, realizou-se uma profunda análise energética no evaporador solar no que tange a contribuição por diversas fontes de energia disponíveis no reservatório térmico (ambiente). As contribuições por radiação solar, radiação do ambiente, calor sensível do ar, calor latente do ar e convecção causada pelo vento foram minuciosamente analisadas e seus percentuais de participação no aporte térmico do evaporador, determinados.

Destaca-se adicionalmente uma análise comparativa, de forma analítica e experimental, com relação à parcela de contribuição do calor latente do ar (condensação de vapor de água presente no ar) na taxa de energia trocada com o evaporador solar.

1.2. Estrutura da dissertação

Essa dissertação está dividida em cinco capítulos. O primeiro capítulo trata da introdução do tema de pesquisa, abordando aspectos da matriz energética mundial e nacional, e da tendência de utilização de formas alternativas e mais sustentáveis para aquecimento de água doméstica. O capítulo dois apresenta uma revisão bibliográfica sobre alguns tópicos correlatos com a pesquisa e uma extensa abordagem do estado da arte de bomba de calor para aquecimento de água em trabalhos desenvolvidos pela comunidade acadêmica. O capítulo três apresenta os materiais e métodos utilizados na pesquisa, tais como a descrição dos componentes da BDC, instrumentações utilizadas nos ensaios, o projeto do condensador coaxial e o plano de ensaios realizados. O capítulo quatro apresenta as análises e os resultados do estudo comparativo de desempenho térmico da BDC operando com diferentes condensadores sob determinadas condições ambientais. O capítulo cinco apresenta os principais resultados, destaca a relevância da pesquisa e propõem trabalhos futuros. No fim da dissertação são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para embasamento científico deste texto e, além disso, foram disponibilizados os dados dos ensaios realizados como anexos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica de diversos tópicos relacionados com o tema da pesquisa, são eles: análise do consumo de energia elétrica para aquecimento de água; sistema de aquecimento da BDC pelo ciclo de compressão de vapor; e tipos de fluidos refrigerantes. Realiza-se também uma análise do estado da arte, com pesquisas desenvolvidas pela comunidade acadêmica, destacando trabalhos relevantes e semelhantes ao tema desta pesquisa.

2.1. Análise do consumo de energia elétrica para aquecimento de água

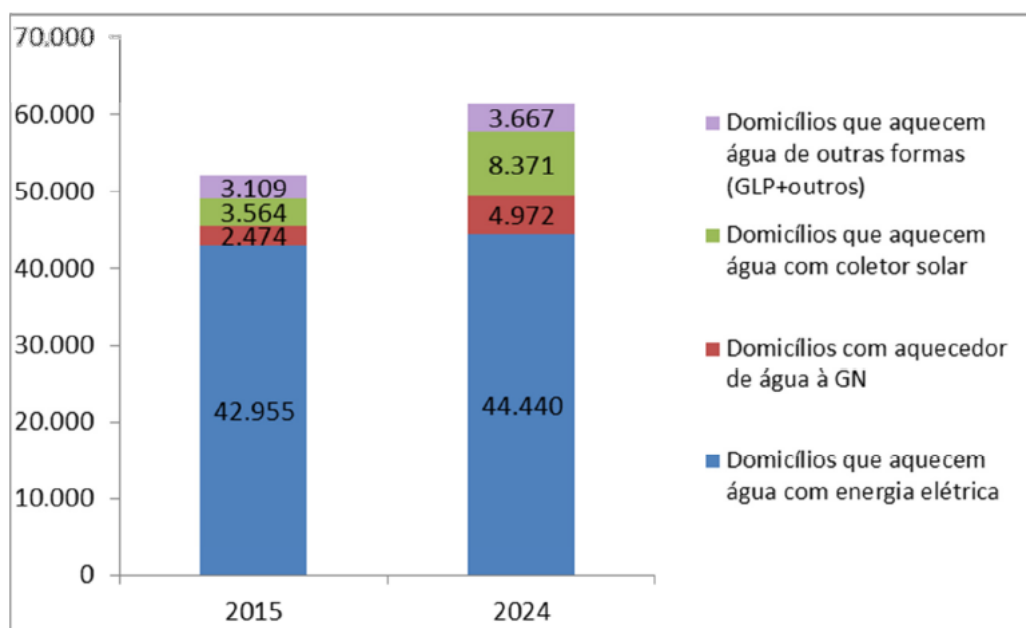
De acordo com o estudo de eficiência energética e geração distribuída para os anos de 2014 a 2024 realizado pela EPE (2016b), 16,1% do consumo de energia elétrica das residências no Brasil em 2014 era proveniente do uso de chuveiro elétrico. Já em 2015, esse percentual caiu um pouco, indo para 16,0%. Está prevista a tendência de queda nos próximos anos e o percentual poderá chegar a 14,5% em 2019 e a 12,2% em 2024, embora o valor absoluto de energia elétrica consumida por este equipamento cresça. A TAB. 2.1 apresenta os dados de 2014 e 2015 com a projeção para os anos de 2019 e 2024 do consumo de energia elétrica por equipamento nas residências no Brasil.

TAB. 2.1: Consumo de energia elétrica no setor residencial para o Brasil

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

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

Segundo EPE (2016b), apesar do chuveiro elétrico perder participação percentual no mercado, devido ao aumento do número de domicílios com sistema de aquecimento solar para a água, a quantidade de domicílios que utiliza esse energético em valores absolutos tende a aumentar, assim como o valor absoluto de consumo de energia elétrica. Já o aquecimento de água por energia solar é o que mais expandirá no horizonte decenal. O GRA. 2.1 apresenta a distribuição da quantidade de domicílios que utilizam os diferentes métodos de aquecimento de água.



GRA. 2.1: Distribuição absoluta das formas de aquecimento de água nos domicílios
Fonte: EPE (2016b), p. 49

Dentre as considerações realizadas pela EPE (2016b) para justificar o percentual crescente ao longo do tempo de domicílios que aquecem água para banho, destacam-se a expansão da renda da população, fazendo com que alguns domicílios que não aqueciam água para banho passem a aquecer e que o percentual de domicílios que aquecem em regiões como Nordeste e Norte aumente marginalmente (atendimento a demanda reprimida). Além disso, novos domicílios tendem a aquecer água para banho de alguma forma, uma vez que o maior aumento no número de domicílios é previsto para o Sudeste, onde o hábito de aquecer água para banho tende a 100%. A TAB. 2.2 apresenta os valores absolutos e percentuais das formas de aquecimento de água residencial e a energia elétrica poupada pela utilização de outros meios de aquecimento em vez do chuveiro elétrico.

TAB. 2.2: Tipos de formas de aquecimento de água residencial e energia elétrica poupada

	2014	2015	2019	2024
Número de domicílios (mil)				
Chuveiro elétrico	42.522	42.955	43.810	44.440
SAS	3.063	3.564	5.718	8.371
Gás Natural	2.251	2.474	3.474	4.972
Outras fontes	3.035	3.109	3.363	3.667
Sem aquecimento de água	13.313	13.353	14.048	14.782
TOTAL	64.184	65.455	70.412	76.232
Número de domicílios (%)				
Chuveiro elétrico	66,3%	65,6%	62,2%	58,3%
SAS	4,8%	5,4%	8,1%	11,0%
Gás Natural	3,5%	3,8%	4,9%	6,5%
Outras fontes	4,7%	4,7%	4,8%	4,8%
Sem aquecimento de água	20,7%	20,4%	20,0%	19,4%
TOTAL	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
Consumo evitado de energia elétrica (GWh)				
SAS	1.132	1.321	2.153	3.235
Gás Natural	1.109	1.223	1.744	2.562
Outras fontes	1.495	1.537	1.688	1.889
TOTAL	3.736	4.081	5.584	7.687

Fonte: EPE (2016b), p. 51.

A TAB. 2.2 evidencia e torna clara a queda do percentual de utilização do chuveiro elétrico ao longo dos anos, embora esse cresça em valor absoluto. Apresenta também o crescimento absoluto e percentual do Sistema de Aquecimento Solar (SAS) que atualmente é a uma possibilidade de solução sustentável para o problema de substituição do chuveiro elétrico na tarefa de aquecimento de água. O consumo de energia elétrica evitada pela utilização de outros métodos para aquecimento é crescente. Se esses valores de consumo evitado (GWh) forem comparados percentualmente com os valores de consumo por chuveiro elétrico (GWh) da TAB. 2.1 para os anos de 2014, 2015, 2019 e 2024 respectivamente, obtêm-se 17,5%, 18,8%, 24,6% e 32,1%, ou seja, o percentual de energia gasta por outros métodos de aquecimento manterá a tendência de crescimento ao longo dos anos e menos energia elétrica percentual continuará sendo gasta para aquecimento. Os dados mostram a tendência de queda no gasto de energia elétrica para aquecimento de água e crescimento da representatividade de outros métodos.

2.2. Sistema de aquecimento da BDC pelo ciclo de compressão mecânica de vapor

A utilização de bomba de calor para aquecimento de água é amplamente difundido na Europa. É consideravelmente mais eficiente quando comparada aos sistemas baseados no efeito joule (chuveiro elétrico, resistência térmica, etc.), uma vez que permitem a transferência de energia gratuita disponível no ambiente para água a ser aquecida. Além disso, pode operar assistindo um sistema de coletor solar em condições de baixa disponibilidade de radiação solar. O ciclo mais utilizado em bombas de calor é o do tipo por compressão mecânica de vapor, pois proporciona baixo custo de fabricação da máquina de aquecimento, facilidade para projeto e dimensionamento de seus componentes e baixa complexidade de implantação.

O ciclo por compressão mecânica de vapor é composto por quatro componentes básicos: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. Neste ciclo, o fluido de trabalho (também conhecido como fluido refrigerante) é submetido a um ciclo termodinâmico constituído por processos de evaporação, compressão, condensação e expansão. A FIG. 2.1 apresenta o esquema de um sistema de compressão de vapor.

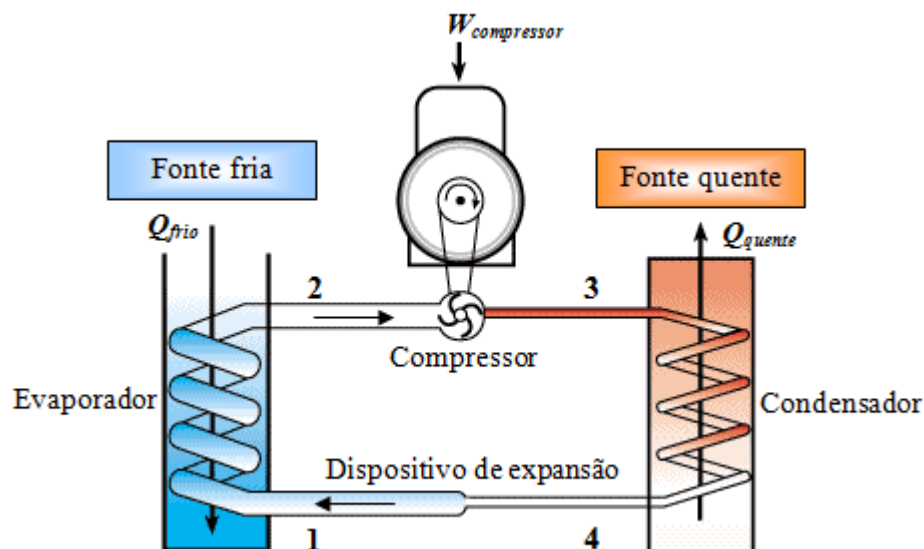
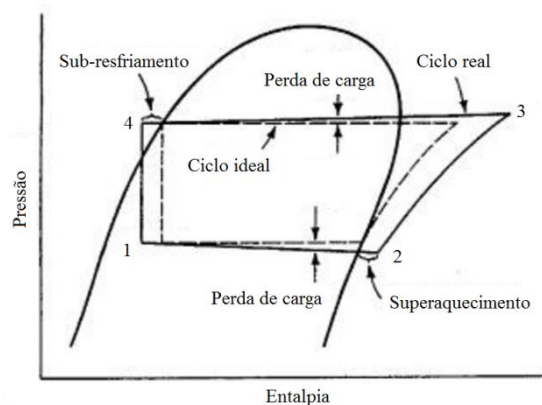


FIG. 2.1: Esquema de um sistema de compressão de vapor
Fonte: Adaptado de Silva (2007), p. 12

Conforme apresentado na FIG. 2.1, o ciclo de compressão de vapor é dividido em quatro processos, os quais são descritos para o caso de aplicação real. No processo 1-2, realizado no evaporador, o fluido de trabalho inicialmente no estado líquido-vapor (estado bifásico) é evaporado e superaquecido, absorvendo calor da fonte fria e chegando ao estado de vapor superaquecido. No processo 2-3, o vapor superaquecido de baixa pressão (também conhecido como pressão de baixa) absorve o trabalho do compressor, sendo submetido a uma

compressão, mantendo seu estado superaquecido, porém agora resultando em uma pressão mais alta (também conhecida como pressão de alta). O processo 3-4, realizado no condensador, o refrigerante no estado superaquecido sofre resfriamento, condensação e sub-resfriamento, liberando de calor para a fonte quente, saindo então do condensador como líquido sub-resfriado. No processo 4-1 ocorre o estrangulamento (queda de pressão) do fluido do estado líquido sub-resfriado (líquido comprimido) na pressão de alta para o estado de mistura líquido-vapor à pressão de baixa, o qual é realizado por um dispositivo de expansão. Após esta etapa o fluido retorna ao evaporador, e daí em diante recomeça o ciclo.

Para a situação real de trabalho de um equipamento (compressor) que opera segundo esse ciclo, o processo de compressão do fluido se dá de uma forma não isentrópica, havendo assim irreversibilidades, perda de calor para o ambiente e conseqüente perda de eficiência. Os processos de troca térmica nos trocadores de calor (evaporador e condensador) ocorrem com quedas de pressão, ou seja, as pressões de baixa e de alta são apenas referências, pois sofrem alterações (quedas) durante a evaporação e condensação do refrigerante. Por fim, o processo de estrangulamento não é perfeitamente isentalpico, ou seja, a entalpia sofre alteração durante a queda de pressão pelo dispositivo de expansão, gerando irreversibilidades e queda de desempenho, entretanto este processo é considerado isentalpico para fins práticos. O GRA. 2.2 apresenta o diagrama do ciclo de compressão de vapor para o caso real e ideal (sem as perdas supracitadas).



GRA. 2.2: Diagrama do ciclo de compressão de vapor para caso real e ideal
Fonte: Adaptado de Santos et al. (2016a), p. 4

Para uma BDC, o que se objetiva é obter o aquecimento do fluido secundário no condensador pela rejeição de calor realizada pelo fluido frigorífico. Esse fluido secundário (fonte quente) tipicamente pode ser o ar, para bombas de calor que aquecem um ambiente (como uma residência no período de inverno) ou pode ser a água, para bombas de calor que aquecem água para banho em uma residência. Complementando, a fonte fria tipicamente pode

ser o ar ambiente ou a água de um reservatório, sendo que esta fonte cede energia ao refrigerante.

2.3. Tipos de fluidos refrigerantes e aplicações em BDC

A refrigeração surgiu no século XIX e já no século XX ganhou força e houve expressivo avanço. Foi uma época de intensa pesquisa e desenvolvimento de fluidos frigoríficos, fundamentais para transportar o calor em um sistema de refrigeração ou aquecimento e primordial para o funcionamento de equipamentos que trabalham segundo o ciclo de compressão de vapor.

A seleção do fluido refrigerante envolve diversos fatores, dentre eles destacam-se a compatibilidade com o óleo utilizado para a lubrificação do compressor (agente de potência motriz no sistema de compressão de vapor), compatibilidade química com o material da tubulação utilizada pelo sistema, propriedades termodinâmica e de transporte de calor, periculosidade na operação (riscos à saúde humana) e impactos ambientais (camada de ozônio e aquecimento global).

Atualmente a indústria de refrigeração está desenvolvendo a quarta geração de fluidos frigoríficos fluorados. O primeiro desses fluidos desenvolvidos foi o CFC (clorofluorcarboneto), composto por carbono, flúor e cloro. Passaram a ser aplicados na primeira metade do século XX e tiveram seu auge, segundo Oliveira (2013), na segunda metade do mesmo século. Porém na mesma época, pesquisas e comprovações científicas concluíram que o cloro presente neste tipo fluido contribuía significativamente para a destruição da camada de ozônio, provocando diversos riscos aos organismos vivos na Terra e principalmente aos humanos. Assim, diversos países se uniram e aprovaram no fim do século XX o tratado de Montreal, estipulando prazos para a erradicação da utilização deste tipo de fluido.

O segundo tipo de fluido fluorado é o HCFC (hidroclorofluorcarbono), composto por hidrogênio, cloro, flúor e carbono. Foram utilizados na tentativa de substituir os CFCs. Por possuírem na sua composição o elemento hidrogênio, são menos agressivos a camada de ozônio. Porém, segundo Oliveira (2013), padrões pós-protocolo de Montreal exigiam a redução e conseqüente extinção futura deste tipo de fluido. Apesar de menos agressivos à camada de ozônio, possuem número de ODP (*Ozone Depleting Potential* - Potencial de Esgotamento da Camada de Ozônio) baixo em relação aos CFCs, entretanto, inaceitável nos moldes atuais, sendo que quanto maior o número ODP, maior o potencial de destruição da camada de ozônio.

O terceiro tipo de fluido fluorado é o HFC (hidrofluorcarboneto), composto por hidrogênio, flúor e carbono. Representam uma alternativa aos CFCs e HCFCs. Por não possuírem cloro na composição, têm ODP igual a zero, logo não prejudicam a camada de ozônio. Segundo Oliveira (2013), são utilizados atualmente o R134a, R407C e R410a, dentre outros. Porém esses fluidos contribuem para o aquecimento global, possuindo número de GWP (*Global Warming Potential* - Potencial de Aquecimento Global) alto. Essa escala está relacionada com o tempo de permanência do fluido na atmosfera, contribuindo para o aquecimento global, sendo que quanto maior o valor GWP, maior será o tempo em que o gás ficará exposto na atmosfera terrestre. Segundo Oliveira (2013), foi criado no fim do século XX 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. A TAB. 2.3 apresenta diferentes refrigerantes fluorados das três primeiras gerações e seus respectivos valores de GWP. Complementando os dados, o GWP do R410A é 2088 e do R407C é 1774.

TAB. 2.3: Tipos de fluidos refrigerantes fluorados das três primeiras gerações

Fluido	CFC	HCFC	HFC	GWP
R11	x			3800
R12	x			8100
R13	x			11700
R22		x		1500
R114	x			9200
R115	x			9300
R123		x		90
R124		x		470
R125			x	2800
R134a			x	1300
R142b		x		1800
R152a			x	140
R236fa			x	6300

Fonte: Oliveira (2013), p. 25

Obedecendo-se a cronologia dos eventos mundiais relacionados aos diferentes tipos de fluidos frigoríficos, tem-se o fluido HC (hidrocarboneto), que é composto de hidrogênio e carbono. São fluidos naturais que eram utilizados antes mesmo do surgimento dos fluidos sintéticos (as três gerações de fluidos fluorados apresentados). Porém por possuírem complicações em sua utilização, segundo Oliveira (2013), devido à toxicidade e inflamabilidade, perderam espaço para os fluidos sintéticos. Entretanto, com as limitações dos

protocolos de Montreal e Kyoto, as propriedades e características dos HCs passaram a ser almeçadas por pesquisadores, tais como menor viscosidade, maior condutividade térmica, baixo custo, baixos índice GWP (menor que 3) e índice ODP igual a zero. Alguns exemplos são: R50 (metano), R170 (etano), R600 (butano), R600a (isobutano) e R1270 (propano).

A quarta geração de fluidos fluorados é atualmente uma linha de pesquisa promissora, comprometida com o desenvolvimento de soluções ambientalmente corretas e de acordo com os protocolos vigentes. O tipo de fluido HFO (hidrofluorolefina) é composto por hidrogênio, flúor e dupla ligação de carbonos (olefina). São fluidos de baixa inflamabilidade, não tóxico e possuem GWP quase nulo. Pode-se citar, como exemplo, o R1234yf, que foi desenvolvido com o propósito de substituir o R134a em aplicações automotivas, que já é uma realidade na Europa. Possui número GWP igual a 4 e propriedades termofísicas bastante similares ao R134a, embora tenha custo de aquisição elevado, conforme destacam GARCIA et al. (2016).

A TAB. 2.4 apresenta uma relação de fluidos e suas compatibilidades com óleos lubrificantes, sendo este um dos fatores técnicos importantes para a substituição do fluido de um sistema de compressão de vapor. Ressalta-se que o R1234yf possui compatibilidade com o óleo sintético de poliéster, assim como os fluidos R134a, R407C e R410A.

TAB. 2.4: Compatibilidade de fluidos com óleos lubrificantes

	Óleo Mineral	Óleo Alquil-benzeno	Óleo Poliéster		Óleo Mineral	Óleo Alquil-benzeno	Óleo Poliéster
R12	✓	✓	✓	R402A	✗	✓	✓
R134a	✗	✗	✓	R402B	✗	✓	✓
R401A	✗	✓	✓	R408A	✗	✓	✓
R401B	✗	✓	✓	R22	✓	✓	✓
R502	✓	✓	✓	R407C	✗	✗	✓
R409A	✓	✓	✓	R410A	✗	✗	✓
R413A	✓	✓	✓	R404A	✗	✗	✓

Fonte: Ferraz e Gomes (2008), p. 9

Por fim, há fluidos do tipo natural, que no fim do século XIX já eram aplicados em sistemas de refrigeração. Dentre eles destacam-se o dióxido de carbono (CO₂), dióxido de enxofre e a amônia. Desses três, apenas o CO₂ não é tóxico, não oferecendo risco ao ser humano em sua aplicação. Segundo Faria (2013), no início do século XX esses fluidos eram utilizados, porém com o surgimento dos CFCs e demais fluidos fluorados, os fluidos naturais perderam mercado. Porém com as restrições dos protocolos de Montreal e Kyoto vindas ao

fim do século XX e início do século XXI, o CO₂ voltou a ser alvo de pesquisas pela comunidade acadêmica, pois possui número GWP igual a 1 (menor valor possível), número ODP igual a zero e ótimas propriedades termodinâmicas e de transporte de calor, embora possua uma marcante desvantagem quanto a altas pressões de trabalho que exige um sistema de compressão bastante robusto e muitas das vezes disponibilizado por um número restrito de fabricantes.

Segundo Willem, Lin e Lekov (2017), o R22 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, como apresentado nas seções adiante. A partir de então, o R22 começou a ser banido pelo seu impacto na camada de ozônio e no aquecimento global. Como resultado, o R134a e R410a passaram a ser amplamente adotados como substituintes em BDC de aquecimento de água. Muitas BDC de hoje trabalham com R134a, pois esse fluido frigorífico proporciona amplas aplicações e eficiência energética. Há trabalhos que relatam que o R134a proporciona aumento de 25% no COP em comparação com o R22, porém outros relatam que o R410a proporciona COPs superiores ao R134a. Estes dois últimos apresentam limitações, o R134a possui capacidade limitada para aquecimento, custo elevado para adequação ao sistema para evitar vazamentos e custo elevado também para reciclagem. Já o R410a opera com alta pressão, podendo causar problemas de vibração e ruído.

Willem, Lin e Lekov (2017) também destacam que com a preocupação com os impactos ambientais, o CO₂ passou a ser investigado, principalmente no estado transcrito, conhecido como R744, o qual proporciona eficiência operacional superior aos demais refrigerantes, fato esse comprovado por alguns estudos realizados em comparativo, como por exemplo, com o R134a. Um dos estudos apresenta, por exemplo, resultados de COP de 4 a 4,9 no inverno e 7 a 9 no verão para BDC de aquecimento de água operando com CO₂. Porém muitas adequações ainda precisam ser realizadas pelos pesquisadores para otimizar o sistema operando com CO₂, principalmente em relação aos trocadores de calor. Além disso, a aplicação deste fluido também envolve superação de desafios, como elevado custo de produção de equipamentos utilizados nesse sistema, elevado requisito de pressão atuante nos componentes, baixa temperatura crítica e necessidade de componentes adicionais, como relatado também em Silva (2016). Como exemplo adicional aos desafios encontrados ao operar BDC com CO₂, Hu et al. (2014) relatam em sua pesquisa que quando uma BDC ar-água com CO₂ opera a baixas temperaturas ambientes em regiões frias no inverno, geada pode se formar na superfície do evaporador. A geada afeta substancialmente o desempenho operacional e a eficiência energética, sendo portanto, necessário fazer o degelo periódico

utilizando um dispositivo específico, o que encarece o sistema, ou utilizando o gás quente do sistema para esse fim, sendo este último, o método analisado pelos autores.

2.4. Aplicações das bombas de calor

Nesta seção são apresentadas em ordem cronológica, informações de pesquisadores sobre aplicabilidades e vantagens proporcionadas por bombas de calor em relação a outros métodos de aquecimento de água. Incluem também a problemática da utilização individual de coletores solares e a promissora assistência da bomba de calor para esse sistema de aquecimento solar. Além disso, traz a tona a uma forte linha de pesquisa sobre operação de bomba de calor com evaporador solar.

Li e Yang (2009) realizaram um estudo que avaliou as características econômicas e os impactos de diferentes tipos de sistemas de aquecimento de água em Hong Kong. Concluíram que o sistema de BDC com evaporador solar proporcionava economia em relação à BDC como suporte ao sistema de coletor solar, dentre outros sistemas correlatos. Além disso, destacam que o sistema mais eficiente possui algumas vantagens, como a redução do número de componentes em uso (ausência do coletor solar e seus componentes), vida útil do sistema prolongada por evitar corrosão das tubulações de água no coletor, além da eliminação do problema de congelamento noturno que normalmente é encontrado em coletores de água.

Oliveira (2010) afirma que na Europa a BDC é bastante difundida tanto para aquecimento de água para banho, quanto para aquecimento de ambientes. Tal alternativa é considerada muito eficiente, principalmente se comparada àquelas que utilizam o efeito joule. Por o Brasil ser um país tropical, tem grande potencial para o aquecimento de água por coletores solares. Por isso o uso dos mesmos em residências e em hotéis está se tornando uma realidade. Porém, devidos a períodos de chuva ou de pouca insolação, parcela da energia de aquecimento da água é proveniente de um resistor elétrico imerso no reservatório de água. Em hotéis o problema ainda é maior, a área disponível nos telhados para a coleta de energia solar é, em geral, insuficiente para atender a grande demanda de água quente. Nesses casos, o aquecimento da água através do resistor elétrico ocorre mesmo em períodos de insolação. Uma alternativa ao sistema auxiliar de aquecimento por resistência elétrica em coletores solares seria a instalação de uma bomba de calor que funcionaria em paralelo com o coletor. A bomba de calor tem um rendimento melhor que o sistema de resistores, pois ela aproveita energia térmica disponível no meio ambiente.

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

temperatura (40 °C a 70 °C), como residências, e para altas temperaturas (superiores a 70 °C), como processos industriais. As indústrias químicas, alimentícias e de celulose utilizam largamente as bombas de calor nas quais o processo de aquecimento é requerido na forma de água quente, vapor ou ar quente.

Reis (2012) afirma que há um crescimento constante do uso de coletor solar para aquecimento de água residencial no Brasil. Porém uma restrição ao uso do sistema de coletor solar de forma isolada para o aquecimento de água é o déficit de energia solar em alguns dias do ano (tempo chuvoso ou nublado), inviabilizando o processo de aquecimento de água. Em função desse aspecto, torna-se necessário o uso compartilhado do coletor solar com um sistema auxiliar para os dias de baixa incidência solar, como por exemplo, uma resistência elétrica. O emprego de uma resistência elétrica como apoio ao coletor solar é amplamente usado pelos fabricantes do sistema. Outro sistema auxiliar aplicado para suporte ao coletor solar, porém agora promissor, é a bomba de calor, sendo que para seu funcionamento haverá consumo de energia elétrica para acionamento do compressor do sistema. Porém esse gasto é sempre inferior à energia consumida por efeito Joule pela resistência elétrica.

Oliveira (2013) relata que o Japão é um dos principais mercados de bomba de calor operando com CO₂, tanto para aquecimento de água como para climatização. Destaca que com o grande apoio do governo japonês, fabricantes têm projetado bombas de calor de CO₂ com desenhos semelhantes. A forte concorrência impulsiona a pesquisa para o melhoramento da tecnologia e desenvolvimento dos componentes, objetivando um melhorando do COP. Esses fatos demonstram a importância da influência do governo na criação de condições favoráveis para consolidação dessa alternativa promissora.

Segundo Faria (2013), nos últimos anos, é possível observar um crescente interesse por bombas de calor assistidas por radiação solar devido ao fato de que esses sistemas converterem energia primária em energia térmica de uma forma mais eficiente do que as tradicionais bombas de calor, resultando em COP mais elevado. A combinação de coletor e evaporador formando uma única unidade e utilizando um fluido refrigerante melhora o desempenho de todo o sistema em comparação com os coletores tradicionais que usam o ar ou a água como fluido de trabalho. Nesses sistemas, o fluido refrigerante após sair do dispositivo de expansão é encaminhado à unidade coletor-evaporador onde então evapora pela absorção da radiação solar incidente. O uso de evaporadores solares com bombas de calor é muito conveniente uma vez que, além da radiação solar, outras energias podem ser coletadas como, por exemplo, o calor sensível da atmosfera e o calor latente advindos de efeitos de condensação.

Segundo Starke (2013), o Brasil é um dos países com maior número de piscinas no mundo. A água da piscina deve ser mantida entre 25°C e 28°C para assegurar uma condição de conforto térmico aos usuários de natação. Para isso, o sistema de aquecimento deve suprir uma grande demanda térmica, o que pode apresentar um elevado custo de operação, dependendo do sistema de aquecimento empregado. Os sistemas comumente utilizados são os aquecedores elétricos, aquecedores a óleo ou a gás, aquecedores solares e bombas de calor. Os aquecedores a óleo ou a gás são os que apresentam os maiores impactos ambientais, apresentam também baixo rendimento, elevado consumo de combustível por potência de aquecimento e alto custo de operação. Os aquecedores elétricos possuem rendimento limitado a 100%, utilizando uma fonte nobre e cara de energia, a eletricidade. Os aquecedores solares possuem uma baixa eficiência, no entanto esta é compensada por um baixo custo de operação. Já as bombas de calor (assistidas por energia solar) não operam por meio da conversão direta de energia elétrica em energia térmica, elas transferem energia de um reservatório térmico a baixa temperatura (ambiente) para um reservatório térmico a alta temperatura (piscina). Essa transferência de calor se dá pelo ciclo de compressão de vapor proporcionando um efeito de aquecimento (COP) de 3 a 5 vezes superior ao consumo de energia elétrica de acionamento da BDC. Essa economia de energia elétrica normalmente é superior a 50% em relação ao aquecedor elétrico dependendo das condições ambientais (radiação solar).

De acordo com Alvarez (2015), a bomba de calor é uma opção econômica quando é comparada a outras tecnologias de aquecimento de água residencial como resistências elétricas, GLP e óleo diesel. O mercado das bombas de calor para aquecimento de água tem crescido na Europa, Japão, China e na Austrália devido a incentivos governamentais na tentativa de reduzir os impactos ambientais pelo consumo de combustíveis fósseis e de energia elétrica para alimentar sistemas de aquecimento ultrapassados, como principalmente, o chuveiro elétrico.

Segundo Gonçalves (2016), estudos indicam que o custo adicional da introdução da bomba de calor em um sistema de coletor solar torna difícil o investimento econômico da sua aplicação em residências. Entretanto, em condomínios residenciais e empreendimentos hoteleiros, devido ao seu grande porte, permitem maior investimento inicial. Logo, espera-se que o custo inicial seja suavizado pelo total de apartamentos, tornando o sistema mais viável. Além disso, é possível explorar economias de escala, uma vez que o custo da energia diminui com o aumento do tamanho do sistema. Além disso, é possível a aplicação de sistemas de coletores solares combinados a bombas de calor para atender à demanda de aquecimento em

hospitais e clínicas, já que necessitam de grandes quantidades de água quente para atender o consumo em alojamento, lavanderia e cozinha.

2.5. Trabalhos desenvolvidos pela comunidade acadêmica

Apresentam-se nesta seção trabalhos desenvolvidos pela comunidade acadêmica relacionados com o tema dessa pesquisa. Destacam-se estudos com BDC para aquecimento de água sem auxílio de energia solar, com coletores solares assistidos por bomba de calor, e BDC com evaporador solar para aquecimento de água. Os trabalhos estão organizados por ordem cronológica. De forma complementar, uma extensa revisão de trabalhos de diversos sistemas de aquecimento de água via BDC pode ser encontrado em Hepbasli e Kalinci (2009) e em Willem, Lin e Lekov (2017).

A BDC para aquecimento de água sem assistência solar é conhecida na literatura internacional como ASHPWH (*Air Source Heat Pump Water Heater* – Bomba de Calor de Aquecimento de Água com Ar como Fonte de energia).

Na literatura internacional, adotam-se as nomenclaturas SAHP (*Solar Assisted Heat Pump* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar) e SAHPWH (*Solar Assisted Heat Pump water heater* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar para Aquecimento de Água) para designar o sistema convencional de aquecimento de água utilizando um coletor solar térmico assistido por uma bomba de calor. Esse sistema também é conhecido por expansão indireta, em contraste ao outro tipo descrito adiante. Nesse sistema, o coletor solar não atua como evaporador da bomba de calor. O coletor recebe radiação solar e transfere a água (fluido secundário) convencionalmente por duas formas: por efeito termossifão (efeito natural devido a diferença de densidade da água quente e fria) ou por efeito forçado ao se bombear a água pelo coletor. Já o evaporador da BDC (refrigerante como fluido primário), convencionalmente não faz uso da energia solar incidente de forma direta (por isso é também conhecida como expansão indireta), entretanto, pode aproveitar a energia proveniente do sol de uma forma secundária, por via de troca de calor com água que passa por esse coletor exposto à energia solar. Uma extensa revisão de trabalhos com este tipo de sistema pode ser encontrado em Buker e Riffat (2016). A FIG. 2.2 apresenta um exemplo de SAHP.

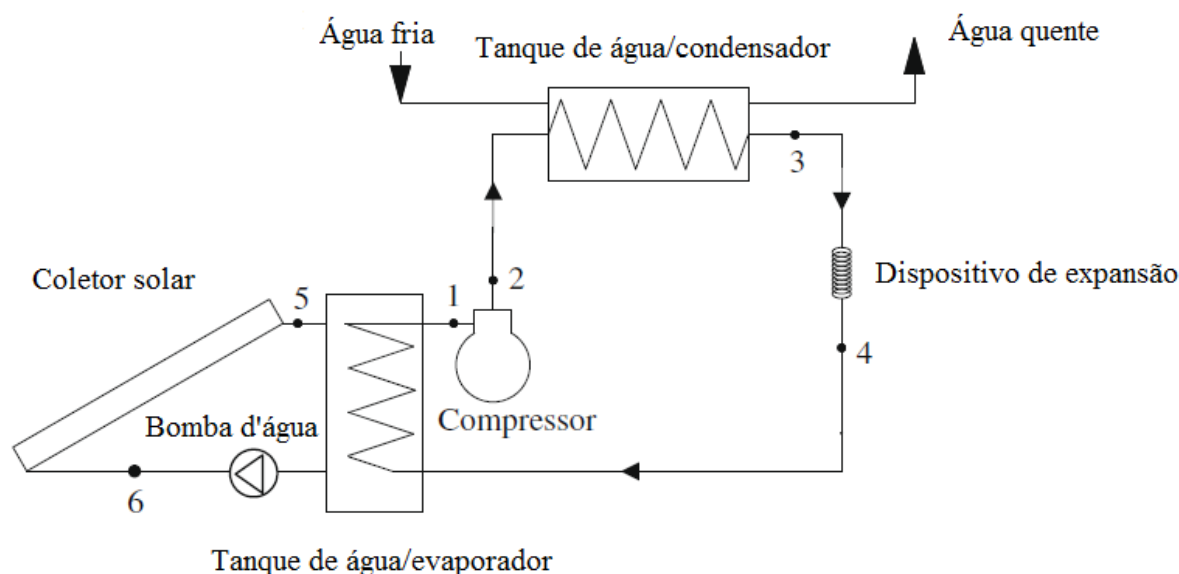


FIG. 2.2: Exemplo de SAHP

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

Existe o sistema de BDC associado em paralelo com o sistema de aquecimento solar, conhecido como SAHP em paralelo com sistema de coletor solar, que nada mais é que uma derivação da SAHP. A água pode ser aquecida de duas formas, a primeira é pelo sistema de aquecimento solar por efeito termossifão ou por bombeamento da água pelo coletor solar térmico. A segunda é pela BDC, onde o condensador é responsável pelo aquecimento da água. Sendo assim, prioritariamente utiliza-se o sistema de aquecimento solar e quando as condições ambientais não são favoráveis, a BDC trabalha em paralelo para complementar o trabalho e atender a demanda de aquecimento. Sendo assim, o coletor solar não fica mais em paralelo com o evaporador como na tradicional SAHP e sim em paralelo com a fonte quente do sistema, compartilhando a mesma fonte de calor com o condensador da BDC.

Já as nomenclaturas DX-SAHP (*Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar com Expansão Direta) e DX-SAHPWH (*Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump water heater* – Bomba de Calor Assistida por energia Solar com Expansão Direta para Aquecimento de Água) são usadas para designar o sistema de aquecimento de água utilizando apenas uma bomba de calor que possui um coletor solar com a função de evaporador, chamado na literatura nacional de evaporador solar. Nesse coletor-evaporador passa somente o fluido refrigerante absorvendo calor da radiação solar incidente nele (por isso esse sistema é conhecido como expansão direta). Assim este tipo de sistema dispensa a troca de calor intermediária feita pela água, como visto para o caso da SAHP. Uma extensa revisão de trabalhos com este tipo de sistema pode ser encontrado em Omojaro e Breitkopf (2013). A FIG. 2.3 apresenta um exemplo de DX-SAHP.

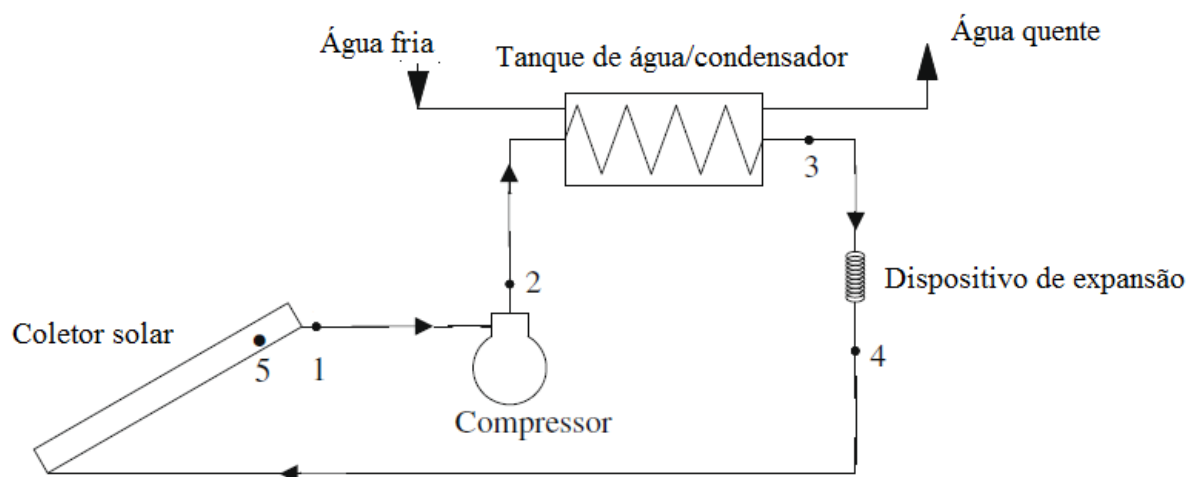


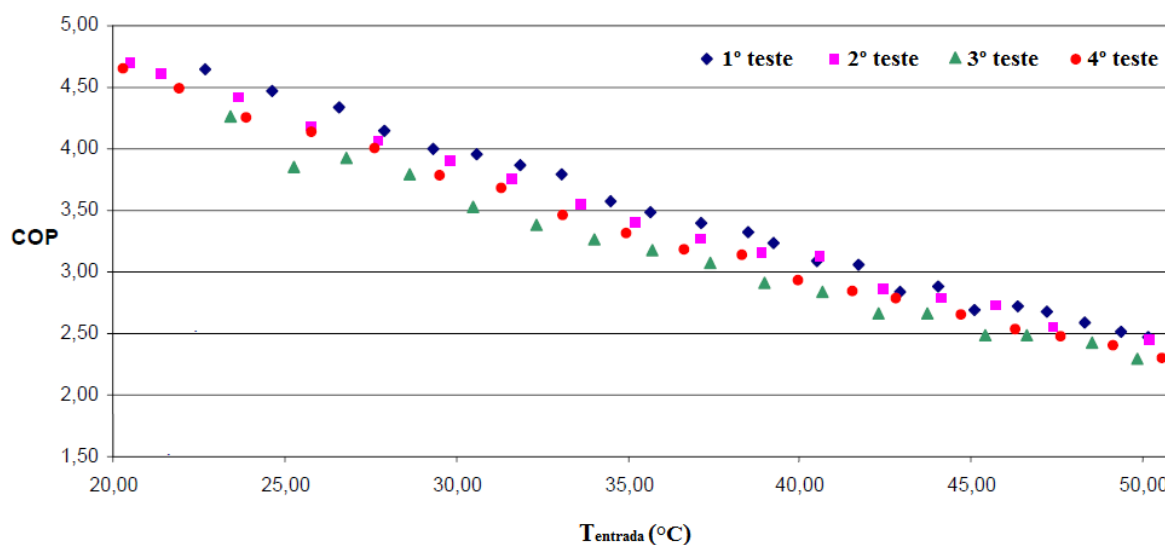
FIG. 2.3: Exemplo de DX-SAPH

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

Ambos os sistemas assistidos por energia solar proporcionam um desempenho térmico melhor para a BDC em relação ao sistema que não é assistido por esse tipo de energia. Entretanto, esses sistemas com suporte solar dependem das condições do tempo, sendo que em dias nublados ou chuvosos geralmente têm seu desempenho comprometido.

2.5.1. Trabalhos com BDC para aquecimento de água sem assistência solar - ASHPWH

Marinho et al. (2007) realizaram uma pesquisa experimental em uma BDC de pequeno porte para aquecimento de água para banho. O fluido de trabalho operado na BDC foi o R22. A água sofre um aquecimento ao passar pelo condensador (interno ao boiler) por sistema de circulação que se inicia quando a temperatura de entrada é 20°C e finaliza quando chega a 50°C, sendo armazenada em um boiler (reservatório térmico) de capacidade de 200 l. O boiler também permite que a água aquecida se misture com água fria para então ser destinada ao atendimento do usuário na faixa de 39°C a 41°C. Houve degradação do COP de 4,7 a 2,5 para a temperatura de entrada no condensador igual a 20°C e 50°C, respectivamente, sendo apresentado no GRA. 2.3 os resultados dos ensaios realizados.



GRA. 2.3: Resultados dos ensaios na BDC de Marinho et al. (2007)

Fonte: Adaptado de Marinho et al. (2007), p. 4

Também foi realizado um estudo financeiro sobre a aquisição e instalação da BDC por três tipos de famílias (compostas por 4 membros cada) de classes socioeconômicas no Brasil, isto é, A, B e C. A classe A gasta maior volume de água (120 l) para banho por pessoa da família, correspondendo a um padrão de maior conforto. Já a classe B gasta 90 l em cada banho e a classe C é a que menos gasta, apenas 60 l, representando o menor nível de conforto. O tempo de vida média da BDC foi considerado como de 10 anos. Constatou-se que o retorno do investimento se dá em 4 anos para classe A, em 5,8 anos para a classe B e em 10 anos para a classe C. Concluíram que a BDC é viável para as classes A e B, principalmente para a classe A, pois o retorno do investimento é pago em menor prazo.

Oliveira (2007) e Silva (2007) projetaram os trocadores de calor (evaporador estático e condensador por imersão) de uma BDC de aquecimento de água para uso residencial. A BDC operou com fluido R134a, um compressor alternativo hermeticamente fechado e contava com duas opções de dispositivo de expansão (tubo capilar e válvula termostática). Silva (2007) projetou o condensador por imersão (em formato de serpentina de 4,54 m de comprimento e diâmetro externo de 6,35 mm, imerso no reservatório térmico de água a ser aquecida). Oliveira (2007) projetou o evaporador estático (placa metálica retangular de 1 mm de espessura com canais conformados, dentro dos quais é fixada uma serpentina de 14 m de comprimento com 9,52 mm de diâmetro externo). A BDC contava também com um segundo evaporador, denominado evaporador convencional, devido a sua origem industrial. Era do tipo tubos aletados com escoamento cruzado de ar de forma forçada por um eletro ventilador. A FIG. 2.4 apresenta a vista geral da BDC em questão.

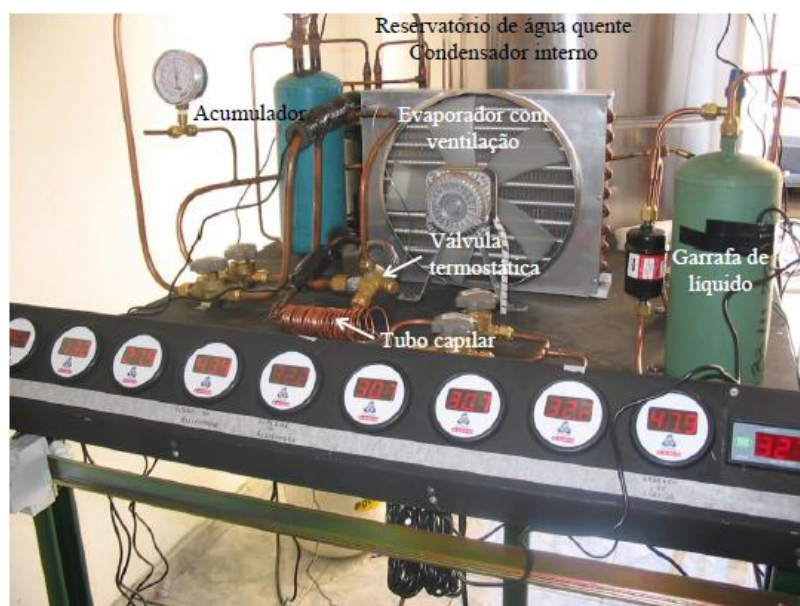


FIG. 2.4: Vista da BDC de Silva (2007) e Oliveira (2007)

Fonte: Oliveira (2007), p. 24

Realizaram-se cinco ensaios com a BDC operando com cada um dos evaporadores. O COP médio foi de 2,10 quando a BDC operou com o evaporador convencional e de 2,29 quando operou com o evaporador estático (evaporador solar operando fora do sol). Os resultados apontaram para um ganho de rendimento de cerca de 9% no desempenho da bomba de calor operando com o evaporador estático. Este ganho é menor do que o esperado que seria de pelo menos de 15% (parcela de consumo do eletro ventilador em relação a todo o sistema), isso ocorreu devido a menor pressão de evaporação no protótipo funcionando com o evaporador estático, o que certamente culminou em um maior trabalho de compressão. Outro fator a ser considerado é que o maior comprimento do evaporador estático em relação ao convencional trouxe uma maior perda de carga, o que também contribuiu para a diminuição do seu desempenho do sistema. Realizaram também um estudo de viabilidade econômica da construção e instalação da BDC operando com evaporador convencional, demonstrando que o tempo de retorno de investimento foi de 2,51 anos levando em consideração a economia de energia obtida pela substituição do chuveiro elétrico.

Silva et al. (2007) realizaram um estudo de viabilidade econômica apenas da construção da mesma BDC projetada por Oliveira (2007) e Silva (2007) operando com evaporador convencional, obtendo um tempo de retorno de investimento de apenas 1 ano. Concluíram que a bomba de calor tem um futuro promissor, pois contribui na redução do consumo de energia e a sua substituição no sistema de aquecimento por resistor se mostrou bastante viável. Nunes et al. (2008) desenvolveram um estudo na mesma BDC em questão, afirmando que ao se substituir o compressor alternativo hermeticamente fechado (baixo

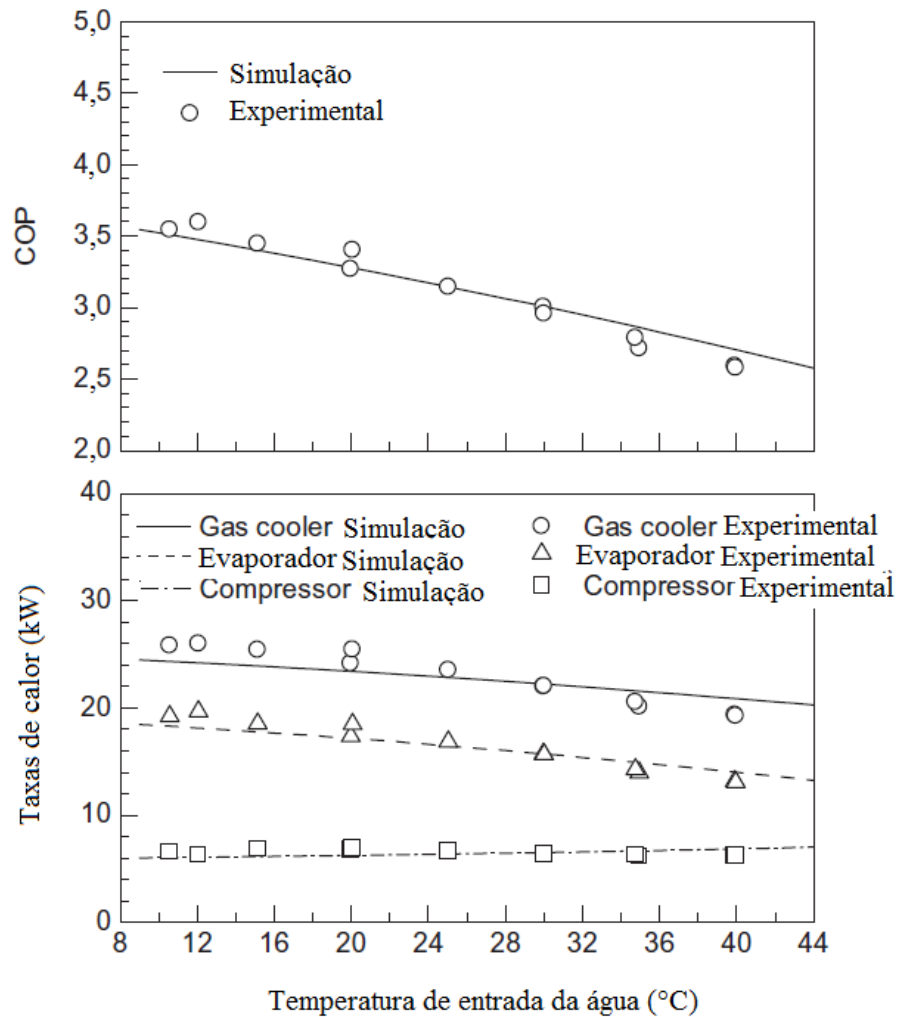
rendimento) por um de alto rendimento, comprovar-se-ia a economia de energia com o evaporador estático. Além de ter um custo operação menor, o evaporador estático mostrou-se ser de fabricação simples e de baixo custo. Entretanto, um inconveniente de sua instalação é o espaço físico que ocupa, que para o uso residencial, a sua alocação poderia se tornar um problema. Assim, desde que haja espaço físico, o evaporador estático é perfeitamente viável ao ponto de a instalação do evaporador convencional não mais se justificar.

Maluf (2010) investigou experimentalmente o desempenho energético de dois diferentes tipos de sistemas de aquecimento de água em piscinas: a gás natural e por bomba de calor elétrica. Obteve-se um COP médio para o sistema de aquecimento por bomba de calor igual a 4. Para o sistema a gás natural, os resultados para a eficiência global do sistema indicaram 76%, ao passo que o rendimento apenas dos aquecedores foi de 82%. As análises dos dados permitiram comprovar a influência da temperatura ambiente sobre o COP da bomba de calor, sendo que quanto maior a temperatura ambiente, maior foi o COP.

Lima et al. (2010) analisou via simulação o comportamento do COP do ciclo termodinâmico de uma BDC operando com CO₂ em estado transcrito e R134a no ciclo padrão de compressão de vapor. Foram consideradas as temperaturas ambientes de 10°C a 35°C para realização das simulações. Os resultados mostraram que os valores de COP da BDC operando com R134a (variando aproximadamente de 3,3 a 6) foram cerca de 15% maior que os valores de COP da BDC operando com CO₂ (variando aproximadamente de 2,5 a 5), sendo que o aumento da temperatura ambiente resultava em um COP cada vez mais elevado. Constatou-se que há uma pressão ótima de trabalho para o resfriador de gás operando a CO₂ para otimização do COP, pressão essa dependente da temperatura do fluido na saída do resfriador de gás, da temperatura de evaporação e do rendimento do compressor. Essa característica é diferente do comportamento do R134a, pois a medida que ocorre aumento da pressão de alta, há uma queda do COP. Utilizou-se a modelagem de um tubo capilar como dispositivo de expansão, observando-se também que o aumento do comprimento e a diminuição do diâmetro do tubo capilar levaram a uma diminuição da vazão mássica requerida no sistema.

Yamaguchi et al. (2011) desenvolveram um modelo estático de uma BDC de aquecimento de água operando com CO₂ e validaram-no por ensaios experimentais em um sistema industrial de grande porte. O condensador (chamado de *gas cooler* por atuar como resfriador do vapor CO₂) consistia de quatro unidades de tubos coaxial, com 20 m de comprimento cada. O diâmetro do tubo interno era de 4,8 mm e o do tubo externo era de 13,48 mm. O evaporador era do tipo tubos aletados (1342 aletas) com escoamento forçado e cruzado, com 8 unidades de 20 m de comprimento de tubo de 5,2 mm de diâmetro. A água era

aquecida até 90 °C, sendo então investigado o desempenho da BDC com relação à influência da temperatura de entrada da água no gás cooler, que variou de 10 a 40 °C. A temperatura do ar na entrada do evaporador (temperatura do ambiente) também foi analisada, variando de 13 a 28 °C. O GRA. 2.4 apresenta resultados do estudo em questão, com destaque a alta taxa média de aquecimento do sistema (22,3 kW).



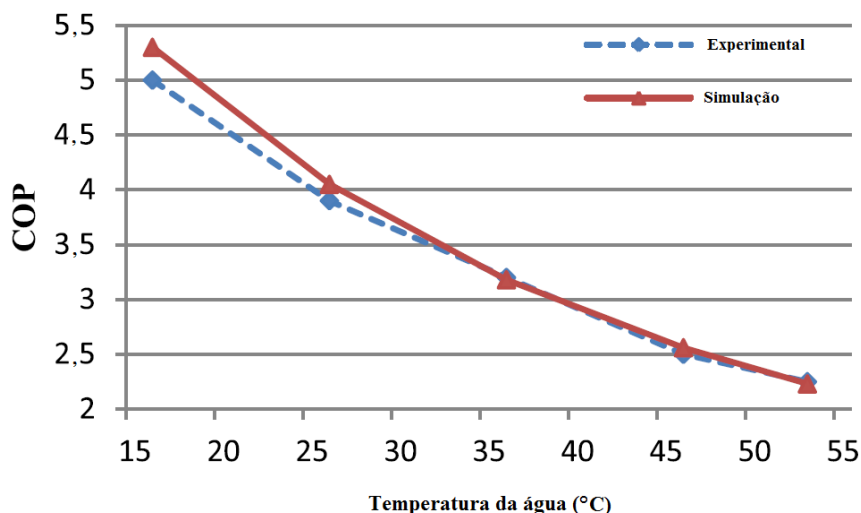
GRA. 2.4: Resultados da BDC de Yamaguchi et al. (2011)

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

Observou-se uma degradação do COP (3,5 a 2,5) à medida que ocorria o aumento da temperatura da água na entrada do resfriador de gás. Embora não apresentado no GRA. 2.4, o aumento da temperatura exterior (ambiente) proporcionou aumento do COP. A diferença máxima entre os resultados do modelo e experimental foi de 5,4% para o COP quando se variou a temperatura de entrada da água, sendo valor médio de 0,9% e quando se variou a temperatura do ar, a diferença máxima foi de 5,1%, com média de 1,5%. Concluíram que o modelo representava muito bem o sistema.

Seara et al. (2012) realizaram uma avaliação experimental do desempenho de um sistema de aquecimento de água DX-SAHP trabalhando sob condições de radiação solar zero. O sistema inclui dois coletores solares como evaporador estático, um compressor hermético trabalhando com refrigerante R134a, uma válvula de expansão termostática e um condensador de bobina helicoidal imerso em um tanque de armazenamento de água de 300 l. As condições de trabalho da radiação solar zero, e da temperatura ambiente e umidade relativa estáveis foram estabelecidas colocando os coletores solares em uma câmara climática. O maior COP sazonal para o período de aquecimento do sistema avaliado foi de 3,01, quando a temperatura de 300 l de água foi aquecida de 14 a 55 °C à temperatura média do ar ambiente de 21,9 °C, sendo o tempo de aquecimento observado de 638 min. O resultado mais baixo foi o COP de 2,11, a 7,8 °C da temperatura média do ar ambiente e tempo de aquecimento de 963 min.

Ibrahim et al. (2014) realizaram uma análise do desempenho térmico experimental (em diversas regiões do Líbano) e simulado (através do projeto de um modelo) de uma BDC de aquecimento de água operando com R22. Fizeram também um estudo econômico da operação da BDC e de um sistema de aquecimento elétrico. Por fim, simularam o desempenho térmico dessa BDC operando com diferentes modelos de condensadores. A BDC era composta por um compressor (0,93 kW), tanque de 150 l, condensador do tipo por imersão no tanque em forma de bobina com 50 m de comprimento e diâmetro interno de 9,0 mm, válvula de expansão termostática, e evaporador do tipo tubos de cobre aletados (9,56 mm de diâmetro externo) com fluxo de ar (0,3445 m² de área frontal) forçado por ventilação de 35 W. O resultado do COP em teste realizado para a temperatura ambiente de 5 °C é apresentado no GRA. 2.5. Os desvios entre os resultados simulados e experimentais foram inferiores a 6%, mostrando boa adequação do modelo feito para a BDC. A degradação do COP ocorrida é característica para o tipo de condensador aplicado, sendo o COP médio próximo de 3,7. O estudo econômico mostrou a possibilidade de economia de energia elétrica de 69% a 82% com a utilização da BDC, levando em consideração que a eletricidade é gerada por usina termoelétrica utilizando gás natural (rendimento de 50%) e que o sistema de aquecimento elétrico tem rendimento de 90%. A maior porcentagem de economia foi encontrada para uma região do Líbano onde a temperatura ambiente era maior. Essa economia também significa considerável redução de emissão de CO₂ na atmosfera.



GRA. 2.5: Resultados da BDC de Ibrahim et al. (2014)

Fonte: Adaptado de Ibrahim et al. (2014), p. 1108

Foram modelados três BDC com diferentes condensadores. O objetivo foi avaliar o efeito da redução do diâmetro e aumento do número de tubos que compunham os condensadores (denominados de condensador de mini tubos) mantendo a área superficial externa de troca térmica ($1,53 \text{ m}^2$) com a água igual entre os condensadores. O condensador da 1ª BDC foi o mesmo no qual os resultados experimentais foram confrontados, isto é, 1 tubo de 50 m de comprimento e diâmetro de 9 mm. O condensador da 2ª BDC era composto por 9 tubos de 14,4 m de comprimento e 3 mm de diâmetro cada. Por fim, o condensador da 3ª BDC era composto por 20 tubos de 8,85 m de comprimento e 2 mm de diâmetro cada. O volume ocupado pelo condensador com maior número de tubos (3º) foi menor que o 2º que por sua vez foi menor que o 1º. Os resultados indicaram melhoria do COP para as BDC com condensadores de mini tubos, sendo o 3ª ligeiramente superior a 2ª. A redução na emissão de CO_2 proporcionada pela 2ª BDC foi de 18,5% e de 21,3% para o 3ª BDC, devido à economia de energia elétrica, considerando a vida média de 10 anos para a BDC. Essa economia de energia provocada ao se estratificar o escoamento do fluido refrigerante em mini tubos se justifica pelo aumento do coeficiente médio de troca térmica no trocador de calor. Além disso, o 3º condensador é mais compacto do que o 2º que, por sua vez, é menor que o 1º. Outro ponto observado e de alta relevância foi que o condensador mais compacto trabalha com menor quantidade (massa) de fluido refrigerante, cerca de apenas 19% da quantidade necessária na 1ª BDC. Já para a 2ª BDC esse valor é de 30%. Isto mostra a economia com fluido de trabalho e a redução de emissão desse gás na atmosfera, contribuindo para evitar o efeito estufa.

Saikawa e Koyama (2016) realizaram um estudo experimental em uma BDC operando com CO₂ com capacidade de 4,5 kW de aquecimento de água. A BDC continha um resfriador de gás do tipo placas e tubos de passagem de refrigerante com 1 mm de diâmetro externo, evaporador do tipo tubos aletados de diâmetro externo de 6 mm e aletas de 1,8 mm de espessura, compressor do tipo hermético *scroll* com dispositivo de velocidade variável e uma válvula de expansão. O COP encontrado foi de 3,4 para aquecimento da água de 8 °C a 65 °C na temperatura ambiente de 8 °C.

2.5.2. Trabalhos com BDC como suporte a coletor solar (SAHP em paralelo)

Silva et al. (2008) desenvolveram um estudo na BDC projetada por Oliveira (2007) e Silva (2007). Considerando a instalação da BDC como apoio a um sistema de coletor solar pré-instalado, eliminando a resistência elétrica, os custos de fabricação e instalação foram amortecidos, uma vez que o boiler e a tubulação de água quente já se encontram disponíveis. Porém, a redução do consumo elétrico foi menos significativa, devido ao fato da BDC apenas funcionar em substituição à resistência elétrica nos dias onde o coletor solar não satisfazer a demanda. A quantidade de dias ao longo do ano em que o coletor não opera de maneira satisfatória foi fator decisivo no tempo de retorno do investimento. Para regiões com maior incidência de radiação solar ao longo do ano, como Belo Horizonte, a bomba de calor não se mostrou economicamente viável, pois o retorno financeiro ao consumidor não superou o ganho que teria caso aplicasse o dinheiro segundo as taxas de mercado. Porém, em regiões com maiores períodos sem sol durante o ano, como algumas cidades do sul do país, a atratividade proporcionada pela BDC supera as taxa de juros do mercado. Com 20% de dias sem sol, o tempo de retorno ocorre em 7,1 anos e caso este índice seja de 25%, o tempo de retorno cai para 4,9 anos. Desta maneira, o consumidor teria um bom retorno do investimento, já que se espera ser um equipamento com vida útil elevada (15 a 20 anos).

Reis et al. (2010) realizaram um estudo dos estados brasileiros na região sudeste sobre a viabilidade financeira da substituição de um sistema resistivo combinado com o uso de coletor solar por uma bomba de calor, a mesma projetada por Oliveira (2007) e Silva (2007). O coeficiente de desempenho médio foi de 2,10, um valor baixo devido ao uso de um compressor de baixo rendimento (alternativo hermético). O projeto de aquecimento de água (sistema combinado de coletor solar e bomba de calor) provou ser financeiramente viável para as cidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Belo Horizonte e Vitória. O projeto tornou-se financeiramente viável devido a TIR (taxa interna de retorno) que apresentou valores de 39% para a cidade de São Paulo, 36% para o Rio de Janeiro, 48% para Belo Horizonte e 37% para

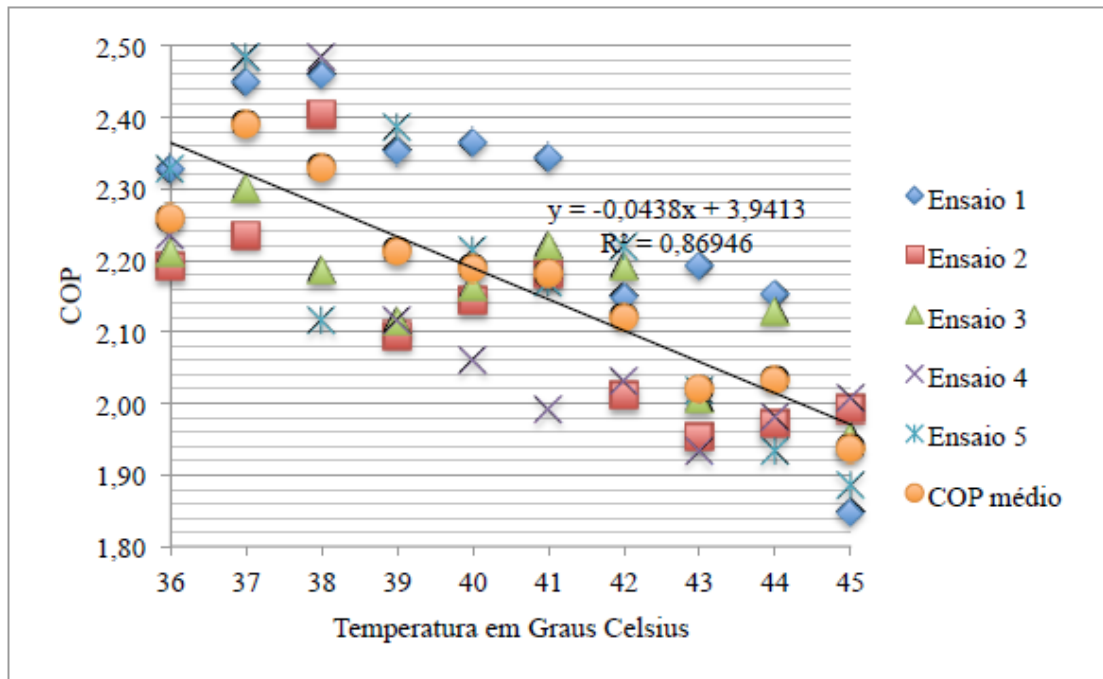
Vitória (quanto maior o valor para a TIR, melhor será o resultado do investimento). Para as cidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Belo Horizonte e Vitória, o uso do sistema coletor solar combinado com bomba de calor, provou ser viável e teve um retorno de 2,6; 2,7; 2,1; e 2,7 anos, respectivamente, sobre o investimento em capital. Considerando que o equipamento tem uma vida útil de cerca de 20 anos, o período de retorno sobre o investimento foi interessante. Neste projeto, foram utilizados equipamentos e materiais para baixo custo e baixa eficiência.

Reis (2012) realizou uma análise experimental comparativa entre uma bomba de calor, por ele projetada, e uma resistência elétrica como dispositivos de apoio para um aquecedor solar de água para uso residencial. Realizou também um estudo de viabilidade financeira para todas as regiões do Brasil. A BDC podia operar com duas opções de evaporadores, um estático e um convencional, e uma opção de condensador por imersão no reservatório térmico de água a ser aquecida, além de trabalhar com o fluido R134a. O coletor térmico solar era constituído por tubos de cobre envolvidos por uma resistência elétrica para simular o efeito termossifão de aquecimento da água.

Realizaram-se três tipos de ensaios (cinco testes para cada tipo) para o aquecimento da água de 35°C a 45°C. Através de resistência elétrica, obtendo-se COP de 0,97; através da BDC operando com evaporador estático, obtendo-se COP de 2,15; e através da BDC operando com evaporador convencional, obtendo-se COP de 1,96. O estudo de viabilidade financeira constatou que para uma vida útil de 15 anos para a BDC, o *payback* (retorno do investimento na aquisição da BDC em vista da economia de energia elétrica) variou de 2,56 a 4,43 anos, dependendo da região do Brasil, sendo que quanto menor esse valor, melhor é o resultado do investimento. A taxa interna de retorno do empreendimento (medida relativa que demonstra o quanto rende um projeto de investimento, considerando a mesma periodicidade dos fluxos de caixa do projeto) variou de 17,3% a 37,9%, dependendo da região do Brasil, sendo que quanto maior essa taxa, melhor é o resultado do investimento. O GRA. 2.6 apresenta a degradação do COP da BDC operando com evaporador estático em função do aumento da temperatura do reservatório térmico.

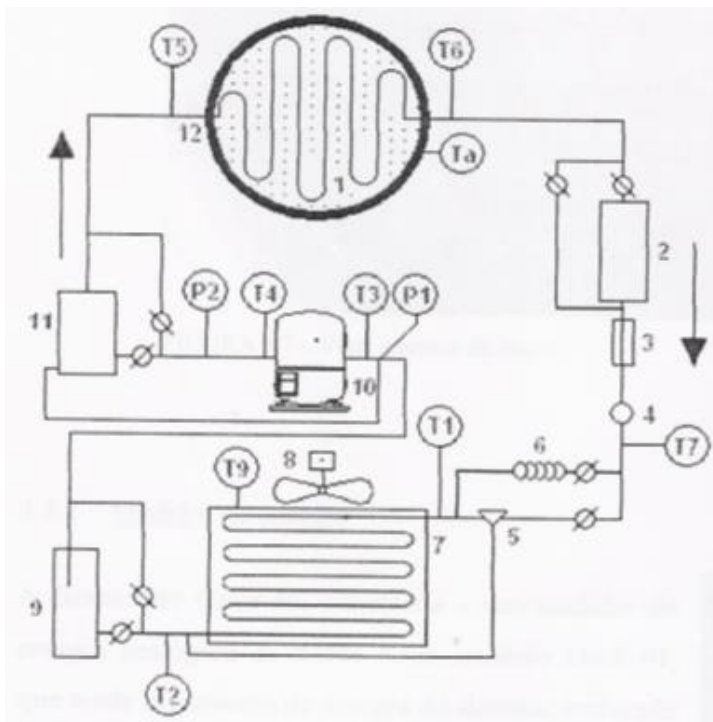
Reis et al. (2012) estudaram uma forma alternativa de auxiliar um sistema de energia solar utilizado para aquecimento de água para uso residencial em dias com baixa incidência solar. Segundo os autores, é frequente o uso de resistências elétricas para assistir o sistema de aquecimento solar, porém resulta em baixa eficiência do sistema. Logo o objetivo do trabalho foi usar uma BDC em vez de resistências, analisando seu desempenho térmico e também realizar um estudo de viabilidade financeira dessa solução alternativa que poderia ser implantada no Brasil. A FIG. 2.5 apresenta o diagrama da BDC, sendo a mesma na qual se

basearam os trabalhos de Oliveira (2007) e Silva (2007), porém a BDC operou somente com o evaporador convencional, ou seja, o evaporador estático não foi considerado.



GRA. 2.6: Degradação do COP da BDC de Reis (2012)

Fonte: Reis (2012), p. 79

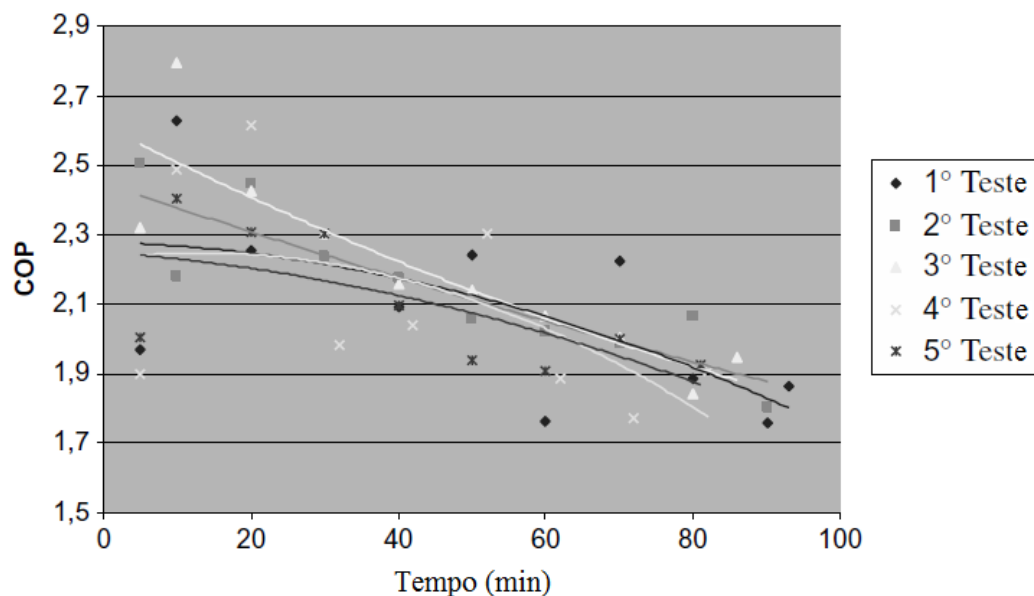


1	Condensador
2	Garrafa de líquido
3	Filtro secador
4	Visualizador
5	Válvula termostática
6	Tubo capilar
7	Evaporador
8	Eletro-ventilador
9	Acumulador
10	Compressor
11	Separador de óleo
12	Reservatório térmico
T _n	Termopares
P _n	Manômetros

FIG. 2.5: Diagrama da BDC de Reis et al. (2012)

Fonte: Adaptado de Reis et al. (2012), p. 4

O aquecimento de 200 litros de água da temperatura ambiente (aproximadamente 26 °C) até 45 °C através da BDC resultou em um CPO médio de 2,10. O GRA. 2.7 apresenta a degradação do COP ao longo do tempo de aquecimento da água. O estudo de viabilidade financeira provou que das cinco cidades brasileiras, cada qual representando uma região do Brasil, duas delas (ao norte) não precisaram do uso da BDC para suporte ao sistema de aquecimento solar, uma vez que o aporte de irradiação solar nessas regiões era suficiente para o funcionamento do sistema sem auxílio algum. Nas outras três cidades (ao centro-sul) que representaram suas respectivas regiões, o projeto da BDC teve que assistir o sistema de aquecimento por energia solar tendo um tempo de retorno de investimento variando de 2,1 a 3,3 anos, dependendo da cidade.



GRA. 2.7: Degradação do COP da BDC de Reis et al. (2012)

Fonte: Reis et al. (2012), p. 5

Starke (2013) realizou um estudo de simulação do aquecimento (temperatura ambiente até 28°C) de uma piscina de 36 m³ com área superficial de 24 m², localizada na cidade de Florianópolis, por quatro configurações distintas. Realizou-se um estudo do desempenho térmico dos sistemas e uma avaliação econômica do ciclo de vida dos sistemas. As configurações consideradas foram: bomba de calor ar-água; bomba de calor ar-água em paralelo ao sistema de coletor solar convencional; sistema de aquecimento solar conectado em série a uma bomba de calor água-água; e a combinação das duas configurações anteriores (fontes de calor), isto é, bomba de calor com dois evaporadores ar-água e água-água com sistema de coletor solar. As quatro configurações tiveram o COP variando (dependendo das

características dos testes), respectivamente, nas faixas de 4,8-5,1; 4,8-5,0; 5,5-6,7 e 5,3-6,6. Os resultados indicaram que a última configuração apresentou o maior desempenho térmico, enquanto que a avaliação econômica mostrou que todas as configurações apresentam viabilidade, sendo a primeira configuração é a mais atrativa.

Rodríguez et al. (2014a) fizeram um estudo experimental de uma bomba de calor ar-água (operando com R134a) como dispositivo de apoio a um coletor solar que elevava a temperatura de 35°C a 45° C, sendo esta considerada a temperatura ótima para armazenamento de água para banho. A BDC foi a mesma projetada por Reis (2012), sendo que um estudo do desempenho térmico foi realizado para comparar a operação dela com evaporador convencional e com evaporador estático. A FIG. 2.6 apresenta o diagrama da BDC e a FIG. 2.7 apresenta a vista lateral da BDC.

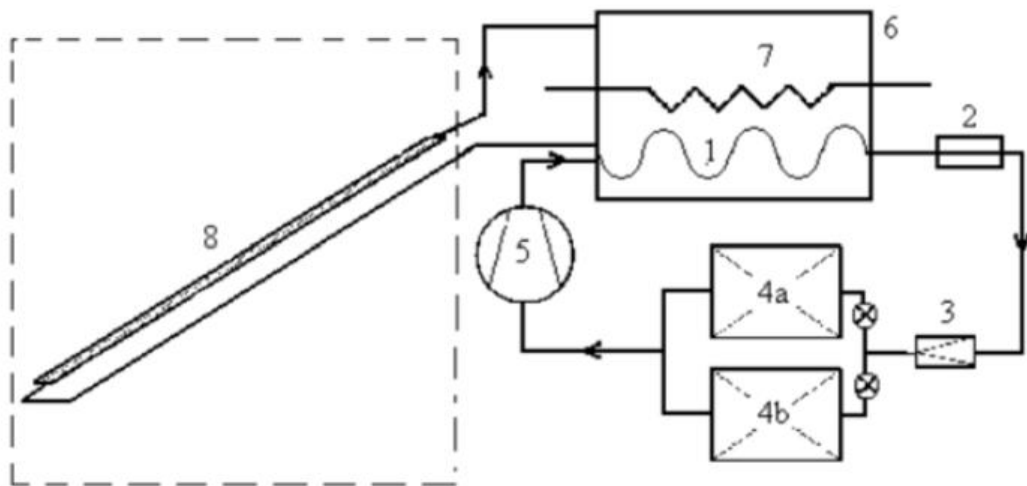


FIG. 2.6: Diagrama da BDC de Rodríguez et al. (2014a). (1) condensador, (2) filtro secador, (3) válvula termostática, (4a) evaporador convencional, (4b) evaporador solar, (5) compressor, (6) tanque de armazenamento, (7) resistência elétrica, (8) coletor solar

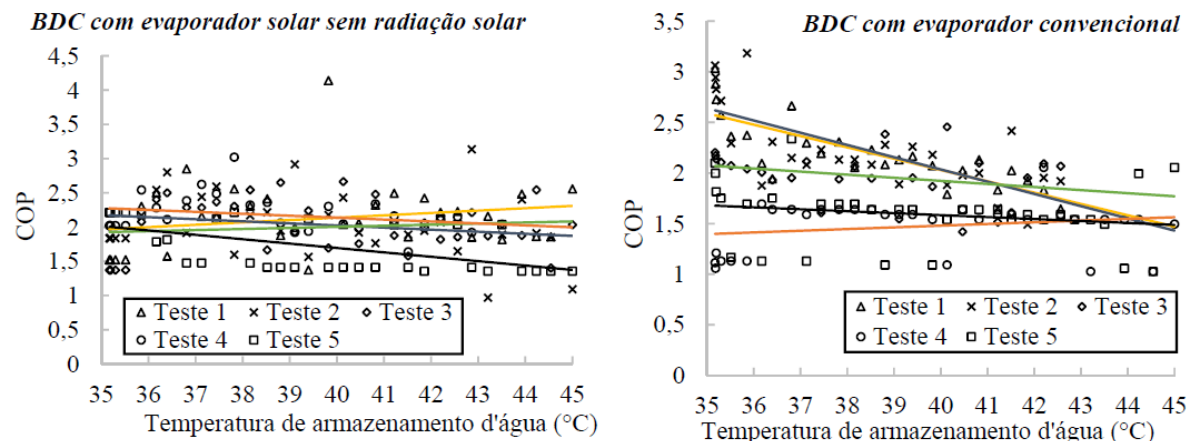
Fonte: Rodríguez et al. (2014a), p. 4

O GRA. 2.8 apresenta os resultados dos cinco testes realizados para o evaporador estático e convencional. Concluíram que o evaporador estático (COP médio de 2,02) proporciona um desempenho térmico melhor para a BDC em relação ao evaporador convencional (COP médio de 1,78), uma vez que este consome energia para acionamento do eletro ventilador.



FIG. 2.7: Vista lateral da BDC de Rodríguez et al. (2014a)

Fonte: Rodríguez et al. (2014a), p. 4



GRA. 2.8: Resultados dos testes da BDC de Rodríguez et al. (2014a)

Fonte: Adaptado de Rodríguez et al. (2014a), p. 6 e 7

Rodríguez (2015) analisou a mesma BDC projetada por Reis (2012), porém agora operando somente com o evaporador estático, como dispositivo de apoio a um coletor solar sob simulações de condições reais de radiação solar. Para isso, desenvolveu algoritmos computacionais que simularam a radiação incidente em uma placa coletora e a demanda de água quente de uma residência. O conjunto coletor solar e BDC foram expostos às diferentes condições de simulações de radiação solar ao longo de todos os meses de um ano, correspondente à cidade de Belo Horizonte (Minas Gerais/Brasil), com a finalidade de

caracterizar o funcionamento dele. A BDC atuou como dispositivo auxiliar ao sistema de aquecimento solar quando a simulação da energia proveniente do sol não era suficiente para aquecer a água, partindo da temperatura ambiente (próxima de 23 °C) até 45 °C. As simulações experimentais basearam-se nos dados de energia provenientes da avaliação de imagens de satélites do projeto SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment* - Programa de avaliação dos recursos de energia eólica e solar) que foram convertidos em potência elétrica que alimenta um conjunto de resistências. A variação nessa potência foi obtida pela modulação da tensão que alimenta o conjunto de resistências elétricas. Com esta modulação foi possível simular a potência equivalente que seria obtida com perfis típicos de insolação ao longo do dia.

Com a realização dos testes, comprovou-se que a inclinação do coletor fixada em 36 °C contribuiu de forma eficiente na captação da energia no período de inverno, meses com maior consumo de energia elétrica residencial pelo uso do chuveiro elétrico. A inclinação também proporcionou ganhos significativos na radiação global média diária no plano inclinado (coletor solar) nos meses de março até setembro. Observou-se que apenas no mês de janeiro o sistema de aquecimento solar era capaz de aquecer toda a água (200 litros) até a temperatura de 45 °C, sendo que o restante dos meses foi necessário o funcionamento da BDC como suporte, tendo gasto de energia elétrica maior nos meses de inverno (junho, julho e agosto). Durante os meses em que a BDC operou, o COP mensal variou desde 1,40 até 2,54, ou seja, COP médio anual de 1,88. A viabilidade financeira e o cálculo do fluxo de caixa apresentam valores superiores a 20%, bem como um retorno sobre o investimento inferior a 4,2 anos. Concluiu que a cidade de Belo Horizonte tem anualmente a quantidade média de energia solar suficiente para incentivar o uso de equipamentos que aproveitem este tipo de energia para aquecimento de água. Rodríguez, Koury e Maia (2015a) acrescentam que as perdas de energia solar são principalmente devido à inclinação do coletor e à baixa temperatura ambiente em Belo Horizonte durante alguns meses do ano. Rodríguez, Koury e Maia (2015b) demonstraram que é possível desenvolver simuladores solares confiáveis, permitindo estudar os comportamentos e as características de sistemas de apoio, como o da BDC, analisando a viabilidade econômica e energética para possível implantação em determinada região (cidade).

2.5.3. BDC com evaporador solar - DX-SAHP

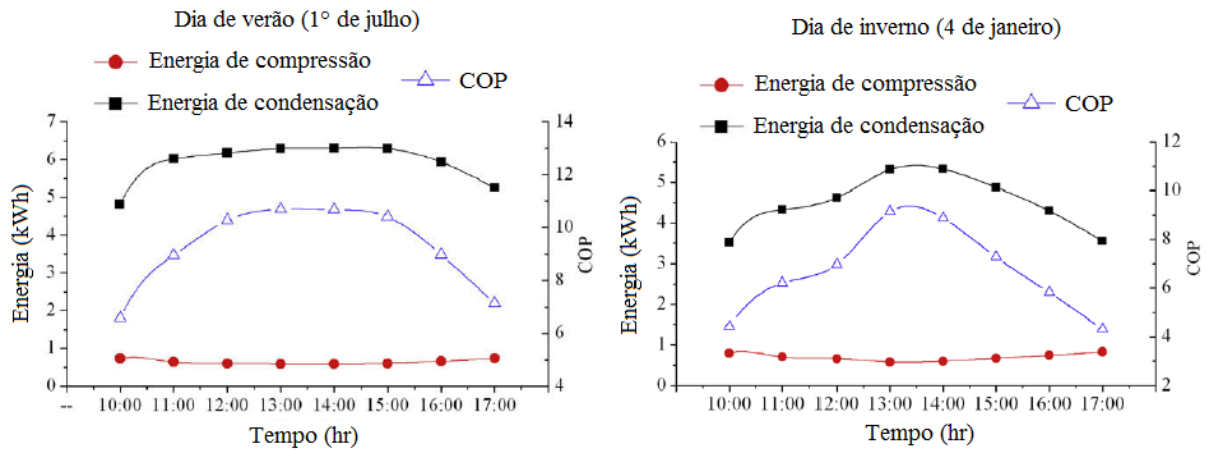
Hawlader, Chou e Ullah (2001) realizaram um estudo analítico e experimental em um sistema de aquecimento de água via bomba de calor assistida por energia solar em

Cingapura, onde os coletores solares atuaram como um evaporador para o refrigerante R134a. Obtiveram valores médios de COP na faixa de valores de 4 a 9 com a eficiência do coletor solar (relação entre a energia absorvida pelo refrigerante pela radiação incidente) variando de 0,4 a 0,75 para a condição de aquecimento da água partindo da temperatura de 30 °C a 50 °C. Um modelo da BDC foi desenvolvido e confrontado com os resultados experimentais do desempenho térmico do sistema. Os resultados indicam que o desempenho do sistema era influenciado significativamente pela área do coletor, velocidade do compressor e irradiação solar.

Li et al. (2007a) analisaram experimentalmente uma DX-SAHP operando com R22 para aquecimento de água. A BDC era composta por um evaporador/coletor de 4,2 m² de área, compressor hermético (0,75 kW), tanque de água de 150 l, condensador no formato bobina com 60 m de comprimento imerso no tanque, e válvula de expansão termostática. Os testes foram realizados em Shanghai, resultando em COP de 6,61 quando a temperatura da água era aquecida de 13,4 °C a 50,5 °C, gastando 94 min com a intensidade média de radiação solar de 955 W/m² e com temperatura ambiente de 20,6 °C. O valor médio sazonal do COP foi de 5,25 e a eficiência do coletor foi de 1,08. Li et al. (2007b) complementaram, após realização de uma análise de otimização do desempenho térmico do sistema, que a maior perda de energia do sistema ocorre no compressor, seguida pelo coletor/evaporador, condensador e por último, válvula de expansão. Concluíram que para manter uma correspondência adequada entre a capacidade do compressor e a capacidade do coletor/evaporador sob diversas condições ambientais era necessário uma válvula de expansão do tipo eletrônica e um compressor de velocidade variável.

Chow et al. (2010) realizaram simulações de um sistema (DX-SAHP) de bomba de calor com evaporador solar (placa retangular de alumínio com 12 m² de área, comprimento do tubo de cobre em formato serpentina próximo de 27 m, inclinado a 25° e com absorvidade de 0,9) para aquecimento de água doméstica operando com R134a. O dispositivo de expansão era do tipo tubo capilar de 1,8 mm de diâmetro e 0,8 m de comprimento e o compressor tinha potência de 1 kW. Um modelo numérico do sistema foi criado e simulações foram realizadas a partir de valores de radiação solar obtidos por dados meteorológicos de Hong Kong. O condensador era do tipo serpentina (15 m de comprimento e diâmetro de 13 mm) por imersão no tanque (capacidade de 2500 l) e a água era aquecida da temperatura ambiente (16 °C no inverno/fevereiro a 29 °C no verão/julho) até 50 °C. O menor COP obtido pelas simulações foi de 5,33 no inverno (baixa temperatura ambiente e baixa irradiação solar) e o maior foi de 7,50 no verão (alta temperatura ambiente e alta irradiação solar). Verificou-se que o sistema obteve um COP médio anual de 6,46. Observou-se também

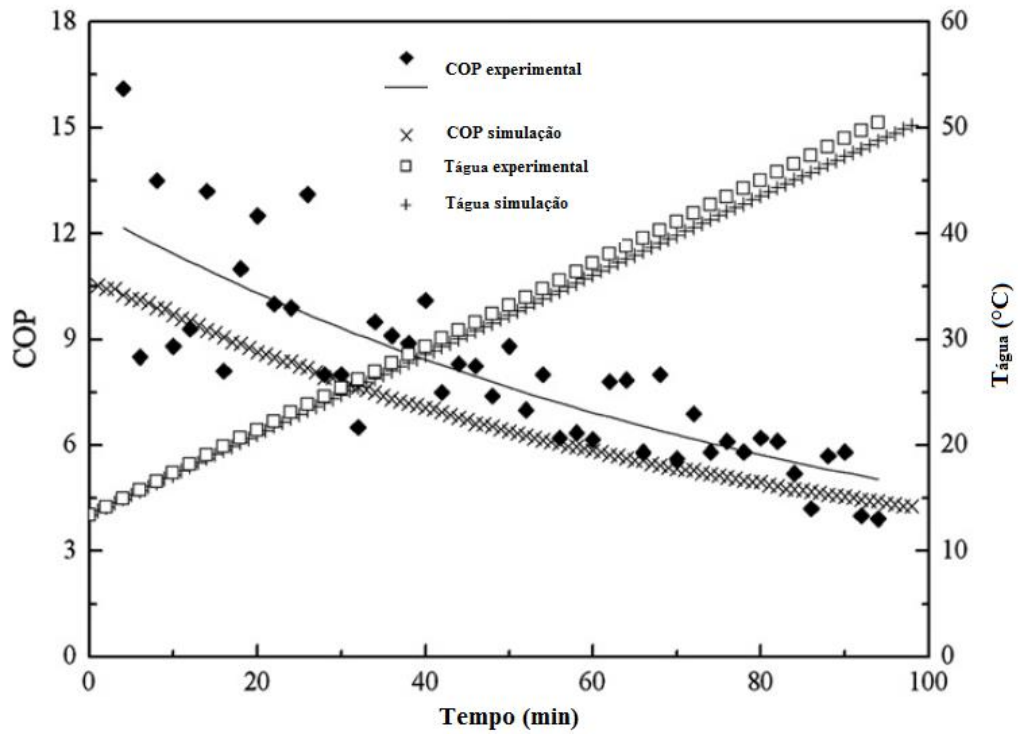
que em um determinado dia de verão (1º de julho) o COP máximo horário (13:00) foi de 10,70, com taxa de 915,6 W/m² de irradiação. Ressalta-se que a velocidade do vento foi estimada e seu efeito foi considerado no modelo. O GRA. 2.9 apresenta os resultados para dias típicos de inverno e verão na cidade em questão. Percebe-se que o COP apresenta uma variação com tendência similar a taxa de irradiação solar ao longo do dia, tendo valor máximo por volta das 13:00 e valores mínimos às 10:00 e às 17:00.



GRA. 2.9: Resultados das simulações de Chow et al. (2010)

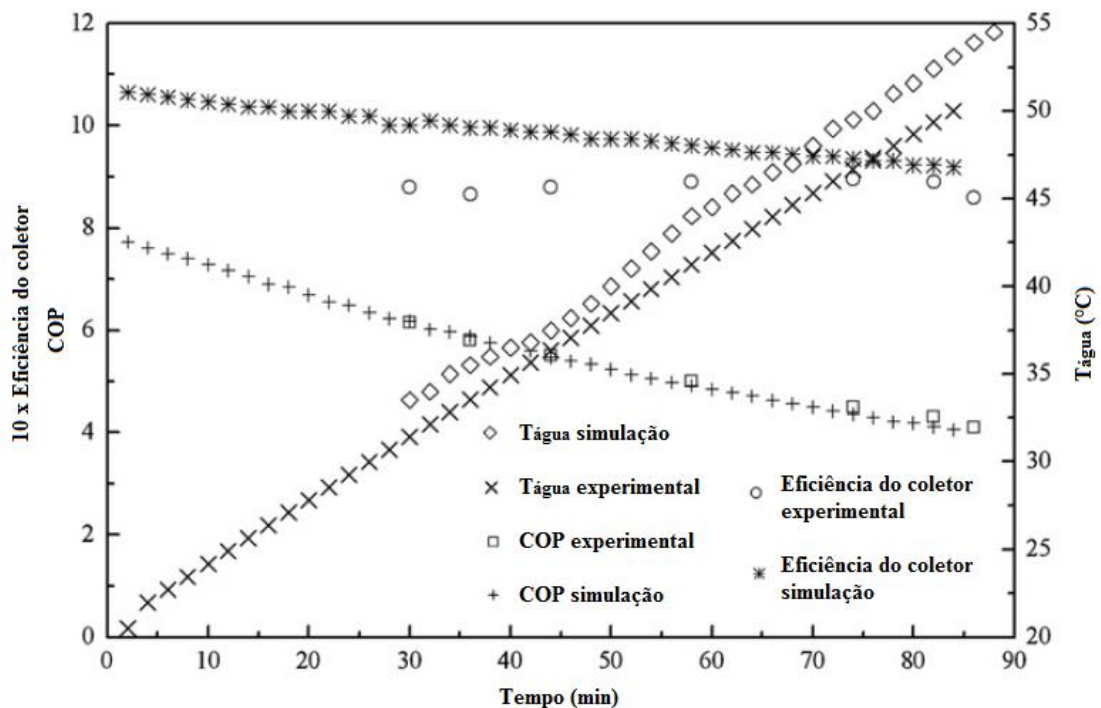
Fonte: Adaptado de Chow et al. (2010), p. 649

Kong et al. (2011) realizaram um estudo experimental em uma DX-SAHP de aquecimento de água e também desenvolveram um modelo para confrontar os resultados experimentais. A BDC operava com fluido R22 e era composta por um reservatório térmico (tanque) de 150 l, evaporador de 4,2 m² (do tipo placas de alumínio de 4 mm de espessura, com serpentina de 8,6 mm de diâmetro e 14,9 m de comprimento), compressor hermético (0,75 kW), condensador do tipo serpentina (60 m de comprimento e 9,9 mm de diâmetro) imerso no tanque. Análises experimentais e de simulação para o comportamento do COP e da eficiência do coletor (relação entre a energia absorvida pelo R22 pela radiação incidente) em função da variação da temperatura da água (aquecida desde a temperatura ambiente até 50°C) e do tempo foram realizadas para diferentes dias do mês de abril, sendo que para um dia ensolarado (GRA. 2.10) e para um dia parcialmente nublado (GRA. 2.11) foram representados graficamente. O comportamento do COP e da eficiência do coletor com a variação de três parâmetros (radiação incidente, temperatura ambiente e velocidade do vento) também foram analisados via simulação. Por fim, simulou a variação da velocidade do compressor sobre o COP e eficiência do coletor.



GRA. 2.10: Comportamento do COP da BDC de Kong et al. (2011) em dia ensolarado

Fonte: Adaptado de Kong et al. (2011), p. 6835



GRA. 2.11: Comportamento do COP da BDC de Kong et al. (2011) em dia parcialmente nublado

Fonte: Adaptado de Kong et al. (2011), p. 6836

No dia ensolarado o tempo de aquecimento foi de 94 min, a temperatura da água variou de 13,4 °C a 50,5 °C, a temperatura ambiente média foi de 20,6 °C, a intensidade

média de radiação solar foi de 955 W/m² e a velocidade do vento foi de 3,1 m/s. Os resultados experimentais e simulados foram muito próximos, com erros inferiores a 7,41% (maior erro encontrado na diferença entre os valores de COP), o COP experimental médio foi de 6,61 e o simulado foi de 6,12. A eficiência média do coletor foi de 0,91 ou 91% para o caso experimental e 90,1% para o caso simulado. No dia nublado o tempo de aquecimento foi de 90 min, a temperatura da água variou de 20,5 °C a 50,5 °C, a temperatura ambiente média foi de 24,4 °C, a intensidade média de radiação solar foi de 812 W/m² e a velocidade do vento foi de 3,1 m/s². Os resultados experimentais e simulados também foram muito próximos, com pequenos desvios. A eficiência do coletor ficou aproximadamente constante para o caso experimental (média de 88%) e de 98,8% para o caso simulado. O COP experimental médio foi de 5,21 e o simulado foi de 5,51.

As simulações constataram o aumento do COP com o aumento da incidência de radiação solar, isto se justifica pelo aumento da temperatura de evaporação do fluido refrigerante, reduzindo o trabalho do compressor. Já a eficiência do coletor diminuiu com o aumento da radiação, pois embora o aporte térmico de radiação disponível aumente, o aproveitamento dessa energia é cada vez menor devido ao aumento da temperatura do coletor. Com o aumento da temperatura ambiente, o COP e a eficiência do coletor aumentam, isso se justifica pela redução das perdas de calor do coletor para o ambiente e pelo aumento da temperatura do fluido refrigerante no coletor. Constatou-se um discreto aumento no COP e na eficiência do coletor com o aumento da velocidade do vento, pois a temperatura ambiente (igual a do ar em movimento) era maior que a do coletor, fazendo o vento ceder calor ao coletor. Por último, o aumento da velocidade do compressor ocasionou a diminuição do COP, pois o trabalho do compressor aumente e consigo também as irreversibilidades. Já a eficiência do coletor aumenta, pois o aumento da rotação aumenta a vazão mássica do fluido refrigerante, potencializando a taxa de calor absorvido por este.

Rodríguez et al. (2012) realizaram um estudo de simulação e validação experimental em Madrid em uma DX-SAHP de aquecimento de água operando com R134a. A BDC possuía basicamente um compressor de 1,1 kW que ligava e desligava de acordo com a temperatura final da água de um tanque (descrito em sequência), uma válvula termostática, um condensador do tipo placas de 6 kW e 4 coletores solares com área total de 5,6 m² e 1,5 mm de espessura cada. A água aquecida no condensador de placas era bombeada em circuito fechado, por uma bomba de 80 W, para um outro trocador de calor em formato de bobina com altura de 1,5 m e área de troca de calor de 1,5 m² imersa em um tanque de 300 l, sendo que o tanque continha água mantida a uma temperatura de 51 °C ao longo do processo. A água deste tanque por sua vez, à medida que era consumida, era repostada por água fria que absorvia

o calor vindo da BDC. A FIG. 2.8 apresenta o esquema do sistema em questão. A análise foi realizada ao longo de um ano e os resultados foram dependentes das variáveis meteorológicas. O modelo criado para o sistema permitiu obter, a partir da temperatura exterior, a radiação global, a velocidade do vento, a temperatura de evaporação e a potência trocada pelo equipamento.

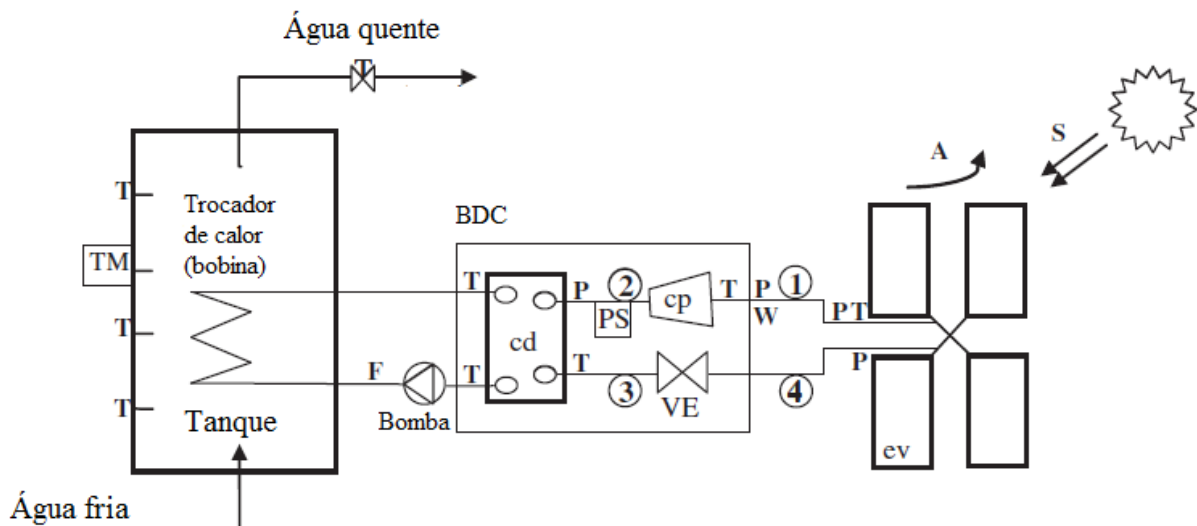


FIG. 2.8: BDC de Rodríguez et al. (2012)

Fonte: Adaptado de Rodríguez et al. (2012), p. 706

Observaram-se que os parâmetros operacionais respondiam instantaneamente à radiação solar, sendo que a potência do condensador aumenta, assim como a potência absorvida pelo compressor. Ao meio-dia, por exemplo, o COP poderia aumentar em até 50%. A superfície útil onde ocorre a mudança de estado do refrigerante, na qual a eficiência do coletor é avaliada, foi obtida a partir de imagens termográficas. A eficiência aumenta à medida que a temperatura de evaporação e o calor absorvido pelo coletor aumentam. Para temperaturas de evaporação entre 8 °C a 18 °C, a área de superfície útil varia entre 50% e 85% da superfície total. Quando as condições externas proporcionam um aquecimento mínimo ao conjunto de coletores, com uma temperatura de evaporação de 8 °C, o COP obtido foi de 1,7. Para condições exteriores que proporcionam o máximo aquecimento para os coletores, uma temperatura de evaporação de 18 °C resultou em um COP de 2,9.

Oliveira (2013) desenvolveu um modelo matemático para um resfriador de uma bomba de calor ar-água para aquecimento de água residencial da temperatura ambiente (próxima de 25°C) a 40°C utilizando como fluido refrigerante o CO₂ (operando em modo transcrito). Durante a elaboração do modelo matemático, foi projetada e construída uma

bomba de calor para que os valores obtidos por meio do modelo matemático pudessem ser validados. A FIG. 2.9 apresenta a BDC em questão. Ela é constituída por um evaporador solar (placa metálica retangular de 1 mm de espessura com canais conformados, dentro dos quais é fixada uma serpentina com 7,58 mm de diâmetro externo), compressor alternativo (0,5 cv), condensador do tipo coaxial em contracorrente, também conhecido como trocador de passagem (24,3 m de serpentina em formato de hélice com tubo externo de 12,70 mm de diâmetro externo e tubo interno de 7,58 mm de diâmetro externo) e uma válvula agulha como dispositivo de expansão. O espaço interno de armazenamento de água quente no tanque tem capacidade para 200 l, e a parte externa aloja a hélice do condensador entre sua parede externa e interna, sendo este espaço preenchido por material isolante.



FIG. 2.9: BDC de Oliveira (2013)

Fonte: Oliveira (2013), p. 66

O COP experimental da BDC em regime permanente foi de 5,85, enquanto o valor determinado pelo modelo matemático foi de 6,05. Este COP é considerado alto para uma BDC em vista dos valores encontrados na literatura quando este tipo de equipamento opera com fluidos sintéticos. Pelo fato da bomba de calor ser dotada de um evaporador solar (aumento do aporte de energia da fonte fria) aliado às características do CO₂, como a baixa tensão superficial, alto coeficiente de troca de calor e favorecimento da ebulição nucleada, contribuindo por sua vez para uma boa transferência de calor e baixa razão entre as pressões de alta e baixa no sistema, resultou em altos níveis de eficiência do compressor, colaborando para o aumento do COP. Essas mesmas conclusões a respeito das características desse fluido foram justificadas em Faria (2013) no qual desenvolveu um modelo matemático e um estudo

experimental para simular o comportamento dinâmico do evaporador solar e válvula de expansão para a bomba de calor em questão, a qual o fluxograma é apresentado na FIG. 2.10.

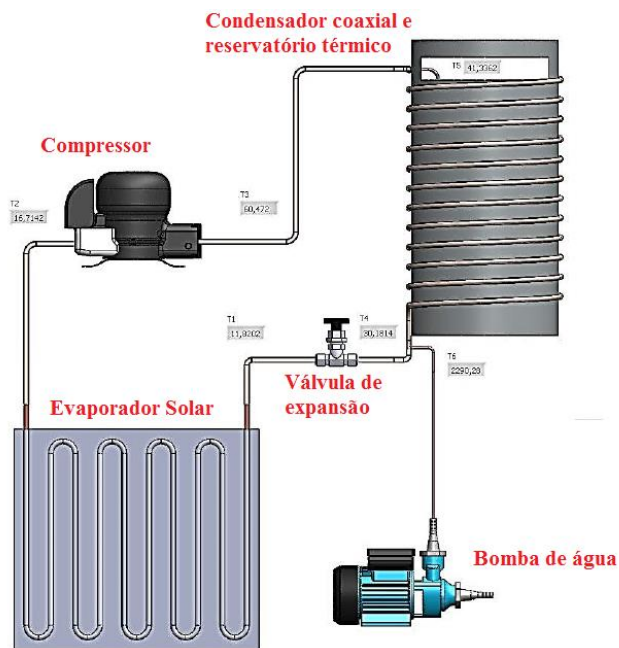


FIG. 2.10: Fluxograma da BDC de Oliveira (2013) e Faria (2013)

Fonte: Faria (2013), p. 76

Cerit e Erbay (2013) realizaram um estudo experimental na Turquia em três DX-SAHP de aquecimento de água operando com R134a. Investigaram a influência da configuração dos evaporadores solar no desempenho térmico de cada BDC. Cada BDC tinha componentes (condensador, válvula de expansão e compressor) do mesmo tipo, exceto o evaporador solar. Com isso, cada BDC contava com um evaporador solar distinto (embora todos do mesmo tipo, isto é, placa plana com tubo em serpentina solidário a placa), porém cada um deles tinha uma configuração distinta na disposição do trajeto do fluido refrigerante. A 1ª BDC continha um evaporador com 8 passagens e 2 zonas de mistura, a 2ª BDC continha um evaporador com 4 passagens e 3 zonas de mistura, e por fim, a 3ª BDC continha um evaporador com 2 passagens e 1 zona de mistura. A FIG. 2.11 apresenta um trecho de cada uma das configurações dos evaporadores (cada qual fabricado em alumínio e com 1 m² de área). Cada BDC contava com válvula de expansão termostática, condensador do tipo placas (troca calor com a passagem de água) e compressor.

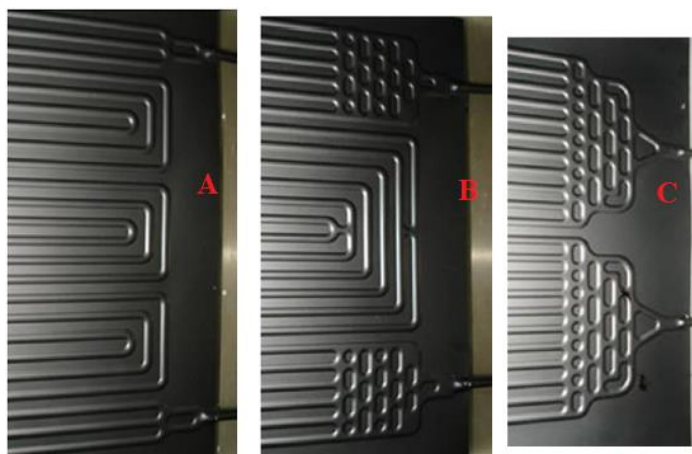


FIG. 2.11: Configurações dos evaporadores das BDC de Cerit e Erbay (2013). (A) 1ª BDC, (B) 2ª BDC e (C) 3ª BDC

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

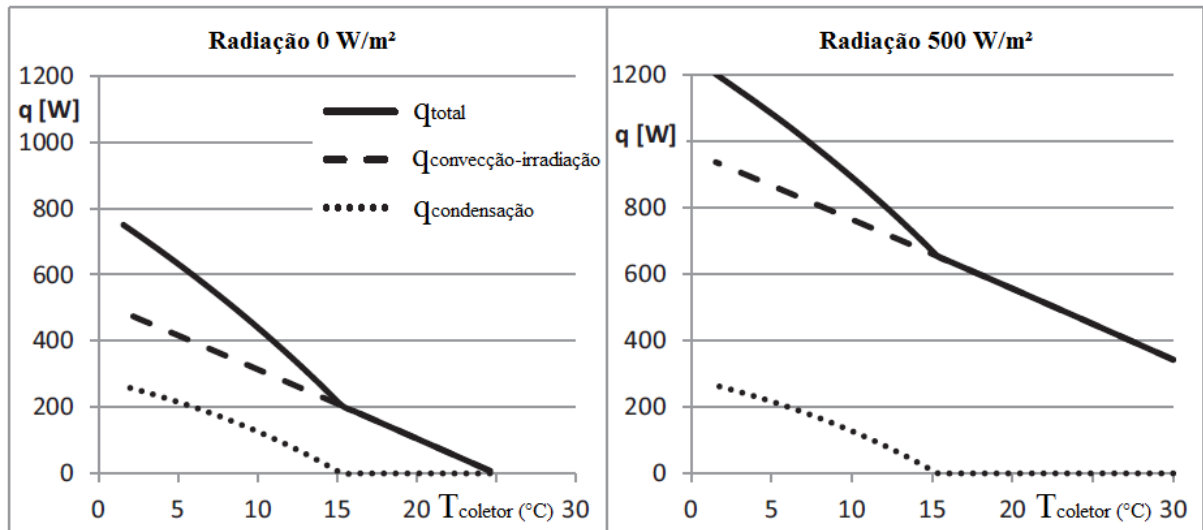
O aquecimento da água dependia diretamente da condição de radiação solar instantânea, sendo essa registrada por piranômetros. Quanto maior a radiação instantânea, maior a temperatura de saída da água (valor máximo dos ensaios foi aproximadamente 23 °C) e quanto menor a radiação, menor a temperatura de saída da água (menor valor dos ensaios foi aproximadamente 3 °C). O COP médio da 1ª BDC foi de 3,30, da 2ª BDC foi 3,14 e da 3ª BDC foi de 2,42. Uma correlação para redizer o COP da 1ª BDC (melhor desempenho) em função da radiação instantânea e da temperatura ambiente foi determinada através dos dados experimentais dos ensaios com desvio médio de 9%.

Rodríguez et al. (2014b) realizaram um teste com o evaporador estático exposto a radiação solar, podendo ser chamado agora de evaporador solar. A BDC foi a mesma pesquisada por Rodríguez et al. (2014a). Observou-se que o inventário de fluido refrigerante estava inadequado para o nível de radiação incidente, uma vez que o grau de superaquecimento ficou muito elevado (15 °C a 20 °C), indicando a necessidade de um estudo de inventário (quantidade de massa de fluido frigorífico presente na BDC) e de uma melhor regulação da válvula de expansão. Métodos teóricos e experimentais apresentados por Santos et al. (2016b) para determinação do inventário em uma máquina de refrigeração que podem ser aplicados para sanar a hipótese supracitada. Ainda em relação aos resultados de Rodríguez et al. (2014b), outra hipótese levantada está relacionada ao projeto do evaporador solar, pois um evaporador menor diminuiria o aporte térmico absorvido da radiação solar contribuindo para a redução do superaquecimento. Como consequência, mesmo o fluido frigorífico (R134a) trabalhando em temperaturas e pressões elevadas, o COP médio foi de 2,8. Este resultado indica um significativo aumento do COP em relação aos testes com o evaporador estático, ou seja, fora do sol. Estudos sobre a influência das pressões de alta e baixa e

temperaturas de evaporação e condensação podem ser analisados em Santos et al. (2016a), visando otimização do desempenho térmico do sistema de compressão de vapor e sanando a hipótese supracitada.

Um importante trabalho desenvolvido no mesmo protótipo de Oliveira (2013) e Faria (2013) foi o de Alvarez (2015), no qual desenvolveu um modelo matemático para avaliar o comportamento dinâmico da temperatura de saída de água da BDC. Foi possível demonstrar que o controle desta temperatura através do controle na vazão da água aumenta a eficiência do sistema e o conforto do usuário. Alvarez et al. (2015b) complementam que a dinâmica do sistema é diferente quando se faz um aumento ou uma diminuição no fluxo de água, uma vez que o sistema é mais rápido quando é feito um aumento no fluxo. Isto pode ser explicado pela mudança no coeficiente de transferência de calor pelo fluxo de água no refrigerador de gás. Alvarez et al. (2015a) ressaltam que trabalhos nesta linha de pesquisa são importantes para o entendimento do comportamento do sistema ao se tentar controlar a temperatura de saída de água através da regulagem do fluxo desta quando há significativa variação da radiação incidente no evaporador solar, uma vez que essa irregularidade de irradiação provoca alteração na temperatura de saída da água da BDC, comprometendo o conforto térmico do usuário ao não alcançar a temperatura desejada.

Scarpa e Tagliafico (2016) desenvolveram um estudo sobre uma DX-SAHP de aquecimento de água operando com R134a focando prioritariamente na análise da parcela de participação da energia proveniente do calor latente do ar (vapor de água condensado) no total da energia disponível pelo ambiente para o evaporador solar em situações de tempo nublado ou noturno, quando o evaporador atinge temperaturas inferiores ao ponto de orvalho. Os autores destacam que este tipo de trabalho dedicado à aplicação em BDC de aquecimento de água é pioneiro e que contribui para o início de diversos outros trabalhos de investigação dedicada a esse tipo de sistema que estão por vir. Uma espécie de calha foi utilizada para recolher o condensado gerado (valor experimental) no evaporador solar operando na Itália para ser comparado com o valor determinado analiticamente. A BDC é composta por um compressor hermético com dispositivo variador de velocidade, válvula de expansão eletrônica, evaporador solar de 1 m² de área, um condensador do tipo coaxial trocando calor com a água de circulação por uma bomba, e um tanque de armazenamento de 25 l de água em banho termostático, trocando calor com uma bobina imersa no tanque (trocador de calor água-água) a qual passa a água em circulação vinda do condensador coaxial. O GRA. 2.12 apresenta os resultados analíticos para a análise de taxas de transferência de calor ocorridas no evaporador solar.



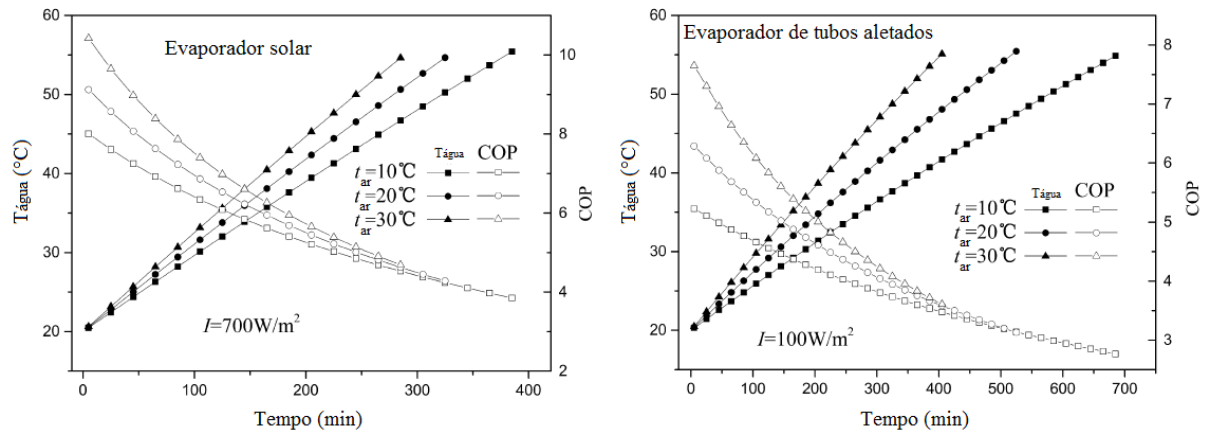
GRA. 2.12: Resultados da BDC de Scarpa e Tagliafico (2014)

Fonte: Adaptado de Scarpa e Tagliafico (2014), p. 825

A temperatura do ar foi considerada de 25 °C e a umidade relativa foi de 55%. O ponto de orvalho foi de 15,34 °C, que pode ser identificado pela mudança de inclinação das curvas do GRA. 2.12. A condensação de vapor de água presente no ar ocorre quando a temperatura do evaporador fica abaixo da temperatura de orvalho, devido a ausência de incidência de radiação solar (0 W/m²) e a medida que o evaporador resfria, a contribuição da parcela de energia proveniente de condensação aumenta, chegando a 50% do total da energia recebida pelo evaporador na temperatura de 5 °C. Quando há radiação solar considerável, a contribuição pelo efeito da condensação é relativamente menor a radiação solar e convecção do ar. Os autores concluíram que em dias com baixa radiação solar a contribuição energética por condensação varia de 20% a 30% da energia total recebida pelo evaporador. A análise da coleta experimental do condensado permitiu concluir que em comparação com a previsão analítica, os resultados para a taxa de transferência de massa diferenciaram-se em 15% e a taxa de transferência de calor diferenciaram-se na faixa entre 10% a 20%. Já o COP médio foi de 5,8 para os diferentes ensaios realizados.

Deng e Yu (2016) fizeram um modelo de uma BDC de aquecimento de água (20 °C a 55 °C) operando com R134a que poderia operar com duas opções de evaporadores (1º tipo: coletor solar com 2 m² de área e 2º tipo: tubos aletados com área equivalente de 2,5 m² com ventilação de 3 m/s de ar ambiente). O condensador da BDC é do tipo bobina imersa no tanque de armazenamento de água (150 l). Estudaram o comportamento do desempenho térmico do sistema com a variação da radiação solar e temperatura ambiente, de evaporação e de condensação ao se utilizar cada um dos tipos de evaporador. O objetivo da pesquisa foi determinar sob quais condições a BDC operando com o evaporador de tubos aletados

proporcionaria melhor COP à BDC em relação ao evaporador solar. O GRA. 2.13 apresenta a variação do COP com a variação da temperatura ambiente (10 °C, 20° C e 30 °C) para o caso dos dois evaporadores.



GRA. 2.13: Resultados da BDC de Deng e Yu (2016)
Fonte: Adaptado de Deng e Yu (2016), p. 385

A análise do GRA. 2.13 permite concluir que a temperatura ambiente maior favorece o aumento do COP (proporciona elevadas temperaturas de evaporação) e reduz o tempo de aquecimento. O COP médio da BDC com evaporador solar foi de 6,22 e o tempo de aquecimento foi de 340 min para a taxa de radiação solar igual a 700W/m^2 e 20°C de temperatura ambiente. Considerando a mesma temperatura ambiente e radiação solar de 100W/m^2 , o COP caiu para 3,91 (37,1% de queda) e o tempo de aquecimento aumentou para 630 min. Os resultados para a BDC com evaporador de tubos aletados mostraram que para a temperatura ambiente de 20°C e 100W/m^2 o COP médio foi de 4,46 e o tempo de aquecimento foi de 505 min, concluindo-se assim para este evaporador o COP foi maior e o tempo de aquecimento foi menor nas mesmas condições da BDC com evaporador solar, demonstrando a importância de se utilizar o evaporador de tubos aletados para condições de baixa irradiação solar. Esse comportamento se explica pelo fato de que na condição de baixa radiação solar, a BDC com evaporador de tubos aletados pode contar com boa quantidade de energia térmica do ar ambiente (proporcionando maior temperatura de evaporação), que é maior do que a energia proveniente da radiação na situação da BDC com evaporador solar.

Kong et al. (2017) realizaram um estudo de simulação em um DX-SAHP de aquecimento de água operando com R410A. O modelo contava com evaporador/coletor de placa plana, condensador em formato serpentina imerso no tanque de água, válvula de expansão eletrônica e compressor com rotação variável. Foi analisada também a influência da carga de gás no sistema, radiação solar incidente no coletor, temperatura ambiente, velocidade

de rotação do compressor e a temperatura inicial da água no desempenho térmico do sistema (COP e eficiência do coletor).

À medida que a quantidade de carga de refrigerante aumentava, o ganho de energia útil do coletor e a potência do compressor aumentaram, o tempo de aquecimento diminuiu, a eficiência instantânea do coletor aumentou significativamente, mas tendo pouco efeito no coeficiente instantâneo de desempenho. O desempenho térmico do sistema é afetado significativamente pela variação dos parâmetros meteorológicos. O tempo de aquecimento na intensidade da radiação solar de 300 W/m² é 32,8% maior do que 900 W/m², enquanto o COP médio é aumentado em cerca de 46,3%. Com o aumento da temperatura ambiente de 0 °C até 35 °C, o tempo de aquecimento é 28,4% menor e o COP médio é 56,4% maior. Os parâmetros operacionais também têm efeitos significativos no desempenho térmico do sistema. A média de COP na velocidade de rotação do compressor de 1500 rpm é 144,6% maior que a de 3300 rpm, enquanto o tempo de aquecimento é reduzido em cerca de 42,6%. Quando a temperatura inicial da água aumenta de 5 °C até 30 °C, o tempo de aquecimento é diminuído em cerca de 53,9%.

2.6. Considerações finais

Neste capítulo foi realizada uma análise do consumo energético e utilização de diferentes formas de se aquecer água doméstica no Brasil. O chuveiro elétrico é o equipamento predominante na maioria das residências e a principal forma de aquecimento de água. O sistema de aquecimento solar vem ganhando força ao longo dos anos e é um forte candidato na contribuição para um futuro sustentável da sociedade brasileira. Aliado ao coletor solar, a bomba de calor pode assistir esse sistema e proporcionar certeza de funcionamento em dias nublados e chuvosos.

O sistema de compressão de vapor aplicado a BDC foi descrito e os principais componentes e aspectos da aplicação real, destacados. Aplicações de BDC também foram apresentadas, destacando a importância desse equipamento ao proporcionar conforto à sociedade. Uma revisão sobre os tipos de fluidos frigoríficos foi realizada com intuito de apresentar a evolução da ciência na busca constante por soluções mais viáveis do ponto de vista de desempenho e principalmente ambiental. Todos eles possuem vantagens e desvantagens que foram pontualmente destacadas. Por fim, foram apresentados os fluidos frigoríficos tipicamente utilizados em BDC de aquecimento de água e as perspectivas futuras.

Na maior parte das pesquisas foi adotado o condensador do tipo imerso em tanque, porém em outros trabalhos, condensador do tipo placas foi adotado. Projeto detalhado

deste tipo de trocador de calor pode ser encontrado em Gut (2003). Por outro lado, os trabalhos se dividem com relação ao tipo de evaporador utilizado, sendo que dois tipos prevaleceram: evaporador/coletor de placa plana (chamado de estático quando não recebeu radiação solar ou de solar quando recebeu radiação) e evaporador de tubos aletados com ventilação forçada. Por fim, um trocador de calor bastante utilizado industrialmente, porém não visto em nenhum dos trabalhos apresentados é o do tipo casco e tubos. Projeto detalhado deste tipo de trocador de calor pode ser encontrado em Guimarães (2015).

Embora a atual BDC pesquisada tenha também este segundo tipo de evaporador, ele não foi explorado, ou seja, apenas o evaporador de placa plana (estático com testes fora do sol e solar com teste no sol) foi ensaiado. Para os trabalhos que utilizaram o fluido frigorífico R134a, condensador por imersão e evaporador estático destacam-se: Oliveira (2007) e Silva (2007) obtiveram COP de 2,29; Seara et al. (2012) que obtiveram COP de 2,11 a 3,01; Reis (2012) obteve COP de 2,15; e Rodriguez et al. (2014a) obtiveram COP de 2,02. Para os trabalhos que utilizaram o fluido frigorífico R134a, condensador por imersão e evaporador solar destacam-se: Chow et al. (2010) obtiveram COP de 5,33 a 7,50 e Deng e Yu (2016) obtiveram COP de 6,22. Ressaltam-se os trabalhos que também avaliaram a eficiência do coletor, eles são: Kong et al. (2011) obtiveram valores na faixa de 0,88 a 0,91, Li et al. (2007a) obtiveram valor igual a 1,08 e Hawlader, Chou e Ullah (2001) obtiveram valores variando na faixa de 0,4 a 0,75.

Da vasta gama de trabalhos analisados, poucos foram encontrados nos quais os autores utilizaram trocador de calor do tipo coaxial. Dos que foram encontrados, em sua maioria, os pesquisadores utilizaram esse tipo de trocador de calor como resfriador de gás, também conhecido como *gas cooler* na literatura estrangeira, o qual é responsável pelo resfriamento do refrigerante (que permanece no estado monofásico vapor durante o resfriamento), posicionado após a saída do compressor e entrada do dispositivo de expansão (da mesma forma que um condensador, porém neste o refrigerante sofre mudança de fase, escoando no estado bifásico líquido-vapor), trocando calor com a água e aquecendo esta. Trabalhos com este tipo de trocador de calor foram encontrados em Yamaguchi et al. (2011), Hu et al. (2014), Oliveira (2013) e Faria (2013), sendo que todos eles utilizaram CO₂. A pesquisa de Hu et al. (2014) não forneceu valores de COP do sistema, pois o foco do trabalho foi verificar a eficiência do aproveitamento do gás aquecido para degelo do evaporador. Yamaguchi et al. (2011) obtiveram COP entre 2,5 a 3,5. Oliveira (2013) e Faria (2013) encontraram COP de 5,85, embora também não tenha sido foco dos trabalhos, pois o objetivo foi realizar um modelamento matemático do regime transiente da BDC.

A pesquisa de Scarpa e Tagliafico (2016) foi realizada com o fluido frigorífico R134a operando com condensador coaxial, obtendo um COP de 5,8. Este trabalho foi o único encontrado no qual se aplicou um condensador desse tipo e um fluido frigorífico sintético. Além disso, essa pesquisa traz resultados analíticos e experimentais sobre a parcela de energia advinda da condensação do vapor de ar sobre o evaporador, e que por sinal, é um dos raros trabalhos desenvolvidos com este foco. Os autores obtiveram valores variando de 20 a 30% na participação do calor latente na taxa total recebida pelo coletor, diferença teórica e experimental de 15% para a massa de condensado e de 10 a 20% para a taxa de calor trocada pelo condensado. Logo, essa referência é cruzada com os resultados obtidos na presente dissertação.

Até o presente ano (2017) no GREA, há disponíveis os fluidos R410A, R407C e R134a. Todavia, o fluido R1234yf está em fase de disponibilização e em breve renderá prósperas pesquisas na área, sendo que nenhum trabalho foi publicado sobre desempenho térmico de BDC de aquecimento de água operando com este fluido frigorífico. Sendo assim, o fluido de trabalho escolhido foi o R134a (tetrafluoretano CH_2FCF_3), pois possui vantagem em relação aos demais disponíveis (GWP de 1300). O R134a é um refrigerante não prejudicial à degradação da camada de ozônio, sendo recomendado oficialmente como substituto do R12. Esse fluido foi a base de projeto para a BDC estudada neste trabalho e que foi idealizada, fabricada e alvo de pesquisa por Reis (2012) e posteriormente por Rodríguez (2015).

3. METODOLOGIA

Neste capítulo apresentam-se as descrições de todos os componentes da bomba de calor, incluindo os componentes já existentes no protótipo original, o projeto e fabricação do condensador coaxial (novo componente implantado no protótipo), e a instrumentação e sistema de aquisição de dados utilizados neste trabalho experimental. A modelagem básica do evaporador solar é apresentada, permitindo o cálculo estratificado das parcelas de energia disponíveis para o mesmo. Outras equações fundamentais também são apresentadas, viabilizando a análise quantitativa do desempenho térmico do sistema. O plano de ensaios é descrito, assim como procedimentos técnicos de operação do protótipo. Por fim, fez-se uma avaliação das incertezas de medições em virtude da instrumentação aplicada.

3.1. Descrição do protótipo

O protótipo de bomba de calor é um sistema de aquecimento por compressão de vapor, tendo R134a como fluido primário (fluido refrigerante) e como fluidos secundários, ar no evaporador e água no condensador.

A máquina é composta por um compressor, um condensador do tipo inundado em formato serpentina, um condensador coaxial (componente novo implantado), um evaporador solar do tipo placa plana, um evaporador convencional de tubos aletados com ventilação forçada e uma válvula de expansão termostática. Ou seja, conta com duas opções de evaporadores e duas opções de condensadores. Além disso, possui um reservatório térmico com capacidade de armazenamento de 200 litros no qual ao fundo dele está o condensador por imersão.

A linha de fluido refrigerante conta com uma garrafa de líquido (fabricante Frigor) instalado na saída do condensador que atua armazenando uma reserva de fluido para situações em que o sistema possa precisar de mais fluido para operar. Além disso, garante que somente líquido seja direcionado à válvula de expansão.

A linha possui também um filtro secador (fabricante Danfoss modelo DML 052) instalado na tubulação antes da válvula de expansão, responsável pela retenção de água, ácidos e impurezas provenientes da contaminação do sistema para evitar a degradação do lubrificante do compressor, fluido refrigerante e tubulação. Trata-se de um acessório constituído por um envoltório metálico, no qual em seu interior há elementos filtrantes como malha de níquel ou bronze e sílica gel.

A tubulação desde a saída da garrafa de líquido à entrada do compressor é de cobre com 3/8 polegada de diâmetro e 1/32 polegada de espessura de parede, e a tubulação desde a saída do compressor à entrada da garrafa de líquido é de cobre com 1/4 polegada de diâmetro e mesma espessura de parede que o trecho antecessor. Os tubos estão recobertos com isolante térmico composto por um tubo esponjoso de polietileno blindado com espessura de 9 mm para diminuir a influência das condições do ambiente externo sobre a tubulação. Por fim, há diversas conexões rosqueadas e soldadas ao longo da linha de fluido.

A tubulação está instrumentada com cinco pares de manômetros (todos do tipo *bourdon* para medição de pressão) e termopares (medição de temperatura), sendo que há um par na entrada de cada um dos evaporadores, e apenas um par na saída dos condensadores, ou seja, estes compartilham do mesmo par de instrumentos. Por fim, há um par na entrada e um par na saída do compressor. O tanque de armazenamento possui três termopares, um ao fundo, um ao meio e um ao topo. Há dois termopares no condensador coaxial, um na entrada de água e outro na saída desta. No evaporador solar estão instalados três termopares, um próximo de cada extremidade e um na região central. Por fim um termopar foi disponibilizado para medição da temperatura do ambiente. Ressalta-se que todos os termopares utilizados para medição de temperatura são do tipo K. Além disso, embora o evaporador convencional esteja instrumentado, ele não foi utilizado nessa pesquisa. A FIG. 3.1 e a TAB. 3.1 apresentam, respectivamente, o diagrama da BDC e a listagem de todos os componentes e pontos de instalação dos manômetros e termopares.

O sistema possui diversas válvulas manuais de fluxo que permitem fechamento e abertura, determinando assim o trajeto no qual o fluido refrigerante percorrerá e conseqüentemente, qual trocador de calor será utilizado, seja ele evaporador ou condensador. A FIG. 3.2 apresenta o circuito de componentes do sistema de compressão de vapor da BDC. A FIG. 3.3 apresenta a vista geral da BDC, incluindo os piranômetros (medição de radiação solar instantânea) e o dispositivo de coleta de condensado (vapor de água presente no ar).

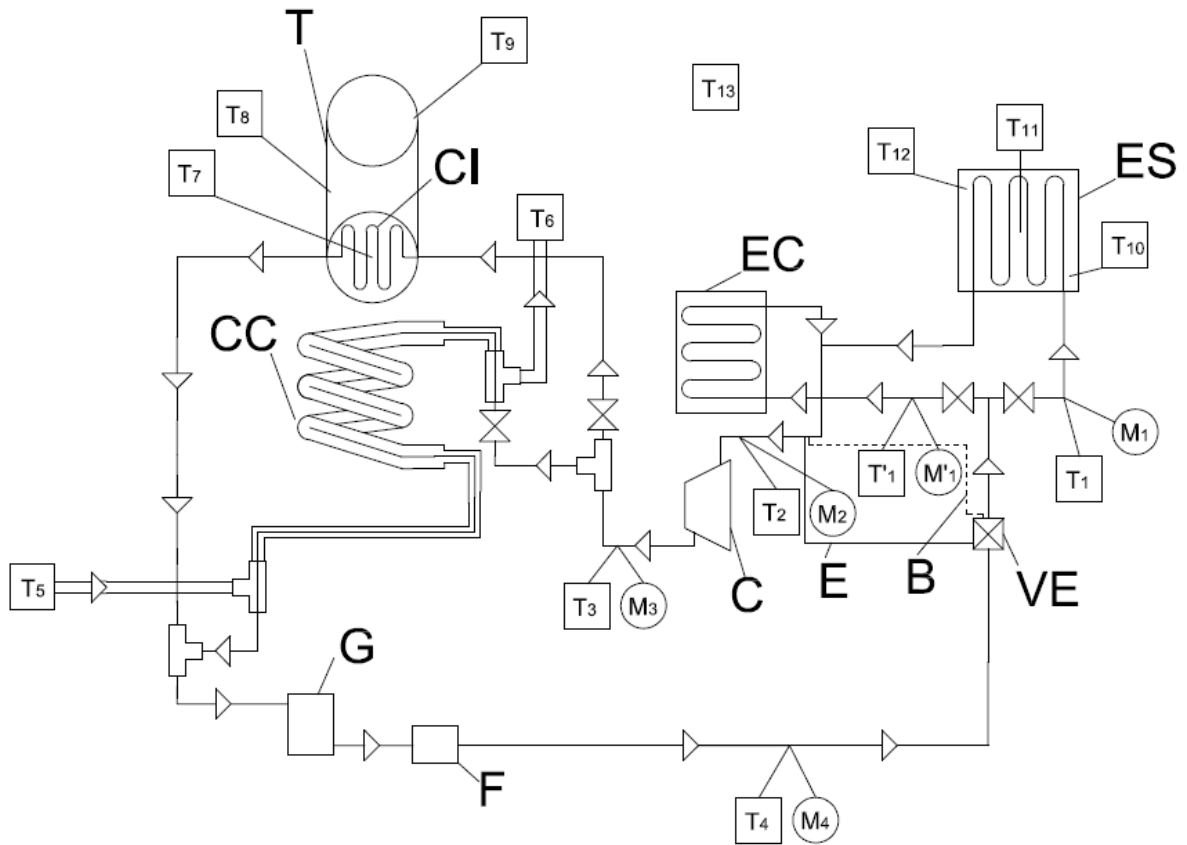


FIG. 3.1: Diagrama da BDC

TAB. 3.1: Identificação dos componentes e pontos de instalação de instrumentos

Legenda	Termopares (temperaturas)	Manômetros (pressões)
VE: válvula de expansão	T ₁ : Entrada do ES	M ₁ : Entrada do ES
ES: evaporador solar	T ₂ : Entrada do compressor	M ₂ : Entrada do compressor
EC: evaporador convencional	T ₃ : Saída do compressor	M ₃ : Saída do compressor
C: compressor	T ₄ : Saída do CS ou CC	M ₄ : Saída do CS ou CC
CI: condensador por imersão	T' ₁ : Entrada do EC	M' ₁ : Entrada do EC
CC: condensador coaxial	Termopares (temperaturas)	
B: bulbo	T ₅ : Entrada de água no CC	T ₆ : Saída de água do CC
G: garrafa de líquido	T ₇ : Fundo do tanque	T ₈ : Ponto médio do tanque
E: equalizador	T ₉ : Topo do tanque	T ₁₀ : Base do ES
F: filtro secador	T ₁₁ : Ponto médio do ES	T ₁₂ : Topo do ES
T: tanque	T ₁₃ : Ambiente	

Nos itens subsequentes são apresentados em detalhes os componentes e a instrumentação utilizada.

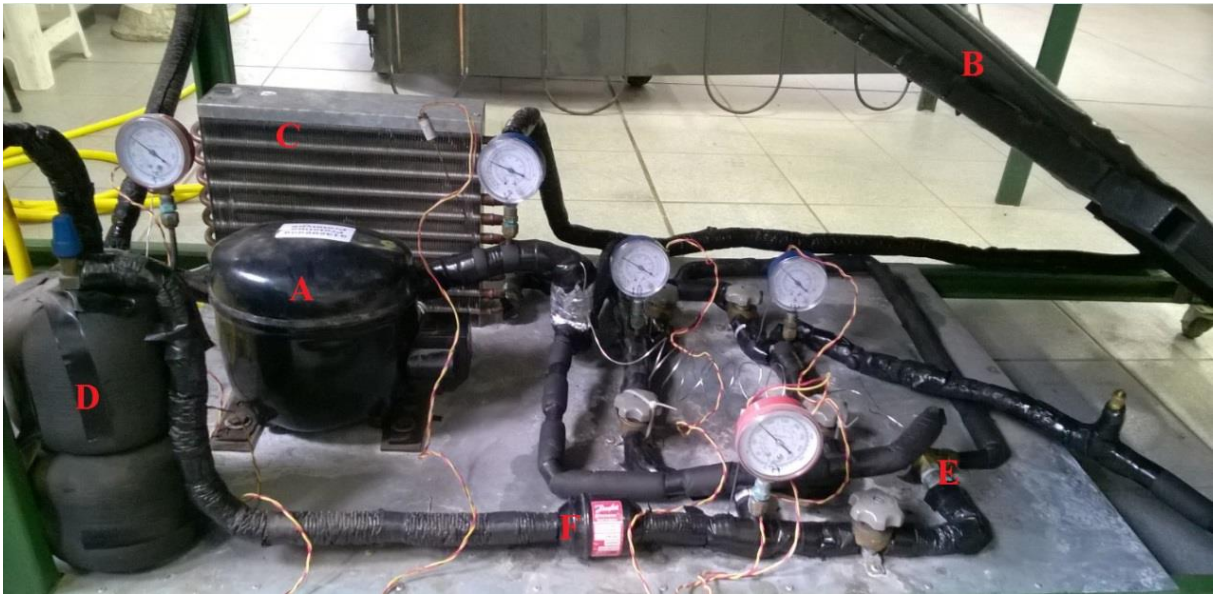


FIG. 3.2: Circuito da BDC. Compressor (A), evaporador solar (B), evaporador convencional (C), garrafa de líquido (D), válvula termostática (E) e filtro secador (F)



FIG. 3.3: Vista geral da BDC. Evaporador solar (A), tanque (B), condensador coaxial (C), piranômetro inclinado (D), piranômetro horizontal (E) e dispositivo de coleta de condensado (F)

3.1.1. Compressor

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

O compressor é do tipo hermeticamente fechado com pistão em regime alternativo de trabalho. Essa escolha deve-se ao baixo custo do equipamento e baixa potência necessária para o funcionamento do protótipo. Esse tipo de compressor requer baixo nível de manutenção e pelo fato de ser fechado, reduz a possibilidade de fuga do refrigerante para o ambiente, pois vazamentos podem comprometer significativamente o desempenho da BDC.

Maior detalhamento e pesquisa sobre esse tipo de compressor pode ser encontrado em Joffily (2007), Fonseca Jr. (2012) e Alves (2014). A FIG. 3.4 apresenta o compressor da BDC e a TAB. 3.2 apresenta as principais características do equipamento (segundo manual do fabricante).



FIG. 3.4: Compressor da BDC

Fonte: Rodríguez (2015), p. 63

TAB. 3.2: Características do compressor

Fluido de trabalho	R134a
Tipo	Alternativo hermeticamente fechado
Fabricante	Embraco
Modelo	FFU 100HAK
Potência	1/3 HP
Alimentação	220 V e 60 Hz
Deslocamento	7,95 cm ³

O trabalho realizado pelo compressor é tratado de duas formas nesta pesquisa. A primeira é o trabalho ideal do compressor $\dot{W}_{comp_{ideal}}$ no qual se baseia na taxa de calor verdadeira cedida ao refrigerante ao ser comprimido neste componente. Esta grandeza é determinada pela análise do ciclo termodinâmico, no qual pela temperatura e pressão de entrada e saída do compressor, determina-se a variação de entalpia sofrida pelo refrigerante. Essa variação entálpica é a capacidade específica de trabalho do compressor, e ao ser multiplicada pela vazão do fluido frigorífico, obtêm-se o trabalho ideal do componente. A segunda parcela é o trabalho real do compressor $\dot{W}_{comp_{real}}$, no qual é levado em consideração todas as perdas sofridas por este componente ao receber energia elétrica e ceder apenas a taxa $\dot{W}_{comp_{ideal}}$ ao fluido frigorífico em forma de trabalho de compressão. Ou seja, $\dot{W}_{comp_{real}}$ contempla as perdas elétrica e mecânica do equipamento, perdas por dissipação de calor para o ambiente, perdas por irreversibilidades, dentre demais outras.

3.1.2. Válvula de expansão termostática

A BDC precisa de um dispositivo de expansão para fazer o controle da vazão mássica do sistema de modo a garantir adequado superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, pois posteriormente o fluido vai em direção ao compressor e pode danificá-lo caso esteja em estado líquido-vapor. Além disso, sistemas que operam com carga térmica variável, como bombas de calor, precisam de um controle constante para assegurar correto nível de vazão mássica no sistema, pois o mesmo sofre variações térmicas todo o tempo, principalmente ao se utilizar um evaporador solar.

Uma opção de dispositivo de expansão de baixo custo é o tubo capilar, porém alguns trabalhos já mostraram a sua eficiência é inferior a válvula de expansão termostática. Reis (2012) projetou o sistema do protótipo pesquisado nesta dissertação com dois tubos capilares (um para cada evaporador) e uma válvula de expansão termostática, porém foi utilizada no desenvolvimento deste trabalho apenas a válvula termostática, sendo que os tubos capilares foram isolados por isolante de tubos para minimização de perdas térmicas. Maior detalhamento sobre funcionamento de tubo capilar, válvula de expansão termostática, dentre outros dispositivos de expansão pode ser encontrado em Herzog (2010), assim como descrição qualitativa e quantitativa do escoamento monofásico e bifásico que ocorre nesses dispositivos.

A válvula de expansão termostática utilizada é do fabricante Danfoss modelo TEN2 com orifício NROX. Esse dispositivo ficou então responsável pela injeção de líquido

refrigerante no evaporador. A injeção é controlada em função do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, pois esse dispositivo conta com um bulbo e tubo equalizador de pressão conectados na tubulação (entrada do compressor) à válvula termostática, conforme a FIG. 3.1. A FIG. 3.5 apresenta a válvula termostática da bomba de calor em questão.



FIG. 3.5: Válvula termostática da BDC

Fonte: Rodriguez (2015), p. 65

Em termos práticos aplicados nesta pesquisa, o processo de passagem do fluido frigorífico pela válvula de expansão em questão é considerado como isentálpico, ou seja, a entalpia do refrigerante na entrada e saída deste componente permanece constante. No GRA. 2.2 fica evidente o processo isentálpico sofrido pelo fluido (do ponto 4 ao ponto 1).

3.1.3. Evaporador convencional

O evaporador é um trocador de calor responsável pela troca de energia térmica entre a fonte fria e o refrigerante. Este sofre expansão dentro do componente absorvendo calor da fonte fria, partindo do estado líquido e vapor saturados para o estado vapor superaquecido na saída do equipamento. Este vapor superaquecido é então direcionado ao compressor, por este fato é imprescindível que o refrigerante esteja nesse estado para não danificá-lo. Este problema pode ser contornado pelo uso de um acumulador na saída do evaporador, garantindo que somente vapor seja direcionado ao compressor, porém o protótipo carece deste dispositivo e é de responsabilidade do operador certificar-se que a BDC não esteja operando com excesso de fluido frigorífico, o que certamente provocaria entrada de líquido no compressor, pois um valor extra de refrigerante no sistema não receberia calor suficiente no evaporador para se tornar vapor superaquecido. Entretanto, se pouca quantidade de fluido estiver no sistema, o superaquecimento será elevado, aumentando demasiadamente o trabalho

do compressor para comprimir o fluido frigorífico, impactando negativamente no desempenho do sistema. Sendo assim, o grau de superaquecimento adequado fica em torno de 10 °C, como recomendado por fabricantes de equipamentos de refrigeração. Por fim, no caso do protótipo da BDC estudado, a fonte fria é o ar ambiente e a radiação presente no entorno, seja ela solar ou da vizinhança.

A BDC possui um evaporador convencional do tipo tubos aletados acoplado a um eletro ventilador, responsável pela ventilação forçada do ar ambiente pelo evaporador. A aplicação desse tipo de evaporador foi idealizada pensando em dias nublados (ou chuvosos), onde a radiação solar é insuficiente para o bom desempenho do sistema. Logo atua como um equipamento de suporte a esses dias críticos, contribuindo para o bom desempenho térmico anual do sistema, conforme resultados do trabalho de Deng e Yu (2016).

O detalhamento do projeto desse tipo de trocador de calor pode ser encontrado em Souza (2011), Lauer (2011) e Silva (2016). A FIG. 3.6 apresenta a vista posterior do evaporador convencional e o acoplamento do eletro ventilador. Já a TAB. 3.3 apresenta os dados técnicos do evaporador e eletro ventilador. Medições de velocidade do ar em diferentes porções do evaporador foram realizadas com o eletro ventilador acionado utilizando um anemômetro. Ressalta-se que este mesmo instrumento também foi utilizado para medição da velocidade do vento quando a BDC foi exposta ao ambiente aberto. O resultado da média das velocidades foi disponibilizado nesta tabela. Trabalhos futuros similares ao de Deng e Yu (2016) poderão ser desenvolvidos com auxílio dos dados técnicos desse evaporador.



FIG. 3.6: Evaporador convencional e eletro ventilador

TAB. 3.3: Dados técnicos do evaporador convencional e eletro ventilador

Evaporador	
Fabricante	Elgin
Modelo	CDE 2777
Material das aletas	Alumínio
Configuração	2 fileiras e 18 tubos (cobre)
Comprimento desenvolvido dos tubos	6,606 m (3/8 polegada de diâmetro)
Potência do trocador de calor	1/2 HP
Área frontal	774,7 cm ²
Área posterior	531,1 cm ²
Área de troca de calor	2,226 m ²
Eletro ventilador	
Potência	16 mHP
Alimentação	220 V e 60 Hz
Diâmetro do rotor	26 cm
Velocidade média do ar na porção posterior	6,79 m/s (experimental/anemômetro)
Velocidade média do ar na porção anterior	3,08 m/s (experimental/anemômetro)

3.1.4. Evaporador solar

O evaporador solar é um conjunto serpentina-aleta construído para o aproveitamento da convecção natural imposta pelo ar ambiente, pela radiação solar e ambiente, e pelo calor latente de condensação do vapor de água presente no ar. Consegue-se assim, um aumento considerável do coeficiente de troca de calor do fluido refrigerante.

Neste protótipo o evaporador estático é composto por um tubo em formato serpentina fixa a uma placa pintada de preto para otimizar a absorção de calor. Estão sobre a placa apenas os trechos retos do tubo, ou seja, os trechos curvos estão fora de contato com a placa. A FIG. 3.7 apresenta a configuração da serpentina, a FIG. 3.8 apresenta o esquema do evaporador solar (serpentina e placa coletora) com detalhe da conformação da placa entorno do tubo e a TAB. 3.4 apresenta os dados construtivos do componente.

O evaporador solar foi instalado em uma angulação fixa para todas as medições. Segundo Duffie e Beckman (2013), a inclinação de um coletor solar que favorece a coleta da radiação em todas as épocas (estações) do ano para países do hemisfério sul (caso do Brasil) é adotada como sendo a latitude da localidade acrescida de 10°. Como a cidade (Belo Horizonte) de realização dos ensaios possui latitude aproximada de 20°, a inclinação fixa adotada para a placa do evaporador solar foi de 30°. Além disso, os autores supracitados recomendam que a face do coletor esteja posicionada para o norte durante seu funcionamento para otimizar a captação da radiação solar. Sendo assim, o posicionamento do evaporador solar foi baseado no movimento do sol (nascente a leste e poente a oeste) além da inclinação definida na discussão supracitada. Logo, adota-se uma aproximação entre a superfície de um

coletor solar e de um evaporador solar, visto que os objetivos são os mesmos, isto é, captação da maior quantidade de radiação solar possível para garantir maior aporte energético de entrada no sistema.

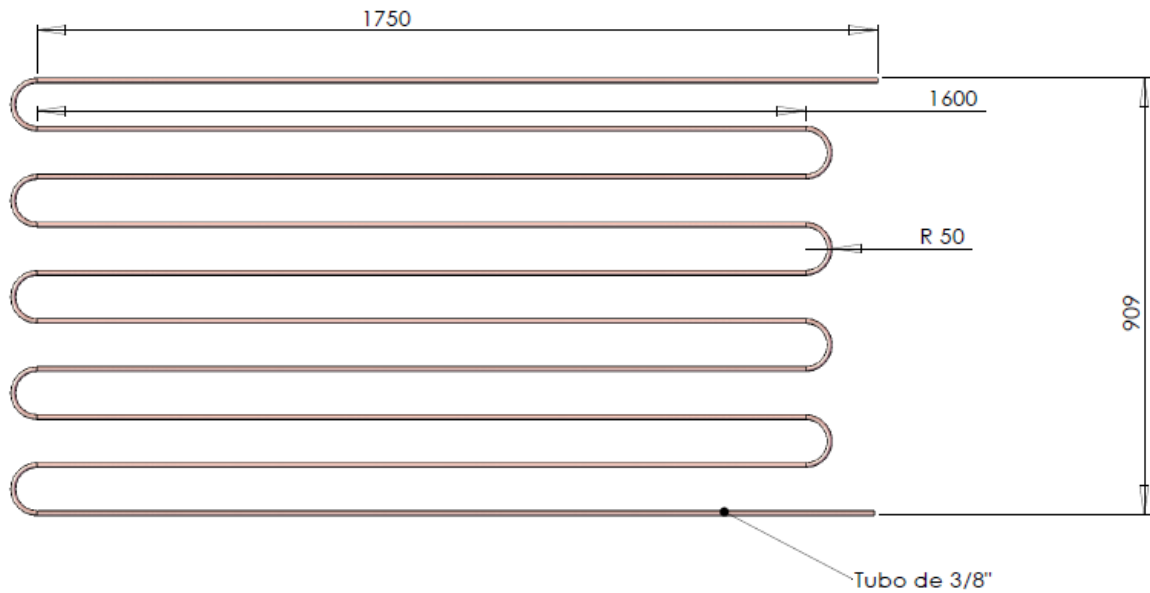


FIG. 3.7: Configuração da serpentina do evaporador solar

Fonte: Reis (2012), p. 64

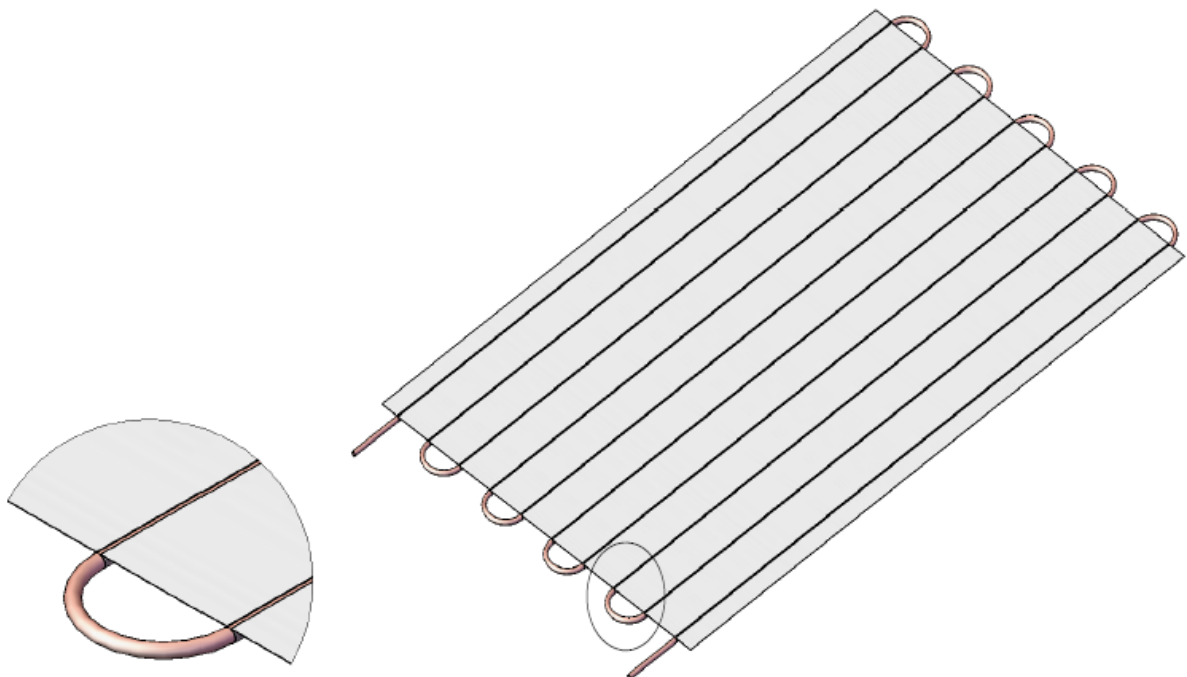


FIG. 3.8: Esquema do evaporador solar (serpentina e placa)

Fonte: Reis (2012), p. 64

TAB. 3.4: Dados construtivos do evaporador solar

Material do tubo	Cobre
Material da placa	Alumínio
Diâmetro interno do tubo	$D_{int_{evap}} = 8,73 \text{ mm}$
Diâmetro externo do tubo	$D_{ext_{evap}} = 9,53 \text{ mm}$
Espessura da placa	1 mm
Comprimento da placa	$L_{pl} = 1,60 \text{ m}$
Largura da placa	$w_{pl} = 1,03 \text{ m}$
Área da placa	$A_{pl} = 1,65 \text{ m}^2 (L_{pl} \times w_{pl})$
Área total das curvas (superfície do tubo)	$A_{cur} = 3,82 \times 10^{-2} \text{ m}^2$
Comprimento do tubo (descontado as curvas)	$z = 16,0 \text{ m}$
Comprimento desenvolvido das curvas	1,28 m
Emissividade da placa	$\varepsilon = 0,95$
Absortividade da placa	$\lambda = 0,95$

A emissividade da placa foi determinada por um teste em campo com a utilização de uma câmera termográfica. O valor resultante foi de 0,95, conforme a TAB. 3.4. Além disso, a placa foi aproximada à de um corpo cinza, isto é, a absorptividade foi considerada a mesma que a emissividade.

3.1.4.1. Equações de troca de calor no evaporador solar

Apresentam-se nessa seção as equações para os cálculos das taxas de calor das diferentes fontes advindas do ambiente que interagem com o evaporador solar. Cinco fontes de calor são consideradas, sendo elas: convecção natural do ar (calor sensível), convecção forçada do ar (vento), radiação do ambiente, radiação solar e calor latente do ar (condensação do vapor de água).

Há dois tipos de situações na qual a BDC foi submetida. A primeira se refere quando os ensaios foram realizados em laboratório, fora da influência do vento e da radiação solar. Para esses testes, consideraram-se apenas a convecção natural do ar, radiação ambiente e calor latente do ar. Já a segunda situação, refere-se aos ensaios realizados em ambiente aberto, exposto à radiação solar e a ação do vento. Logo, para essa situação consideraram-se a convecção forçada do ar e a radiação solar e ambiente.

Apresenta-se a seguir as equações para os cálculos dos coeficientes de trocas de calor por radiação ambiente, convecção natural, convecção forçada e condensação.

O fluxo de radiação solar foi mensurada por dois piranômetros. Um deles foi posicionado no mesmo plano da placa, fornecendo o fluxo de calor de radiação solar instantânea I_{solar} (W/m²) incidente no coletor. O outro piranômetro foi posicionado na

horizontal para captar a radiação solar no plano paralelo ao solo. Ressalta-se que este tipo de instrumento capta a radiação total incidente no plano que foi posicionado, cobrindo uma angulação de 180°. Com isso, é possível registrar o somatório das três parcelas de radiação solar, ou seja, direta, difusa e albedo, pois todas elas contribuem para o aporte térmico ao evaporador.

Incropera et al. (2007) descrevem todas as equações necessárias para os cálculos de troca de calor envolvidos com a placa e o ambiente. O software EES (*Engineering Equation Solver* – Solucionador de Equações de Engenharia) foi consultado para aquisição de todas as propriedades dos fluidos e sólidos descritos ao longo do trabalho.

O coeficiente convectivo natural $H_{conv_{nat}}$ é dado pela EQ. (3.1).

$$H_{conv_{nat}} = \frac{Nu_{conv_{nat}} k_{ar}}{L_{pl}} \quad \text{EQ. (3.1)}$$

Em que k_{ar} é o coeficiente de condutividade térmica do ar na temperatura média entre a placa e o ar (temperatura do filme) e $Nu_{conv_{nat}}$ é o número de Nusselt para a convecção natural. Este último é dado pela EQ. (3.2).

$$Nu_{conv_{nat}} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr_{ar})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{EQ. (3.2)}$$

Em que Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar na temperatura do filme. Já o Ra é o número de Rayleigh dado pela EQ. (3.3).

$$Ra = \frac{g \cos \theta \beta (T_{ar} - T_{pl}) L_{pl}^3}{\alpha_{ar} \nu_{ar}} \quad \text{EQ. (3.3)}$$

Em que g é a aceleração da gravidade (9,81 m/s²), θ é o ângulo de inclinação da placa com a vertical (60°), β é o coeficiente de expansão volumétrica térmica (calculado pelo inverso da temperatura absoluta (Kelvin) do filme), T_{ar} é a temperatura do ar, T_{pl} é a temperatura média da placa, α_{ar} é a difusividade térmica do ar e ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar, sendo estes dois últimos na temperatura do filme.

O coeficiente convectivo forçado $H_{conv_{for}}$ é dado pela EQ. (3.4).

$$H_{conv_{for}} = \frac{Nu_{conv_{for}} k_{ar}}{L_{pl}} \quad \text{EQ. (3.4)}$$

Em que $Nu_{conv_{for}}$ é o número de Nusselt para a convecção forçada realizada pela ação do vento dado pela EQ. (3.5).

$$Nu_{conv_{for}} = 0,0308 Re_{ar}^{4/5} Pr_{ar}^{1/3} \quad \text{EQ. (3.5)}$$

A expressão é válida para $0,6 \leq Pr_{ar} \leq 60$, ou seja, regime turbulento. Onde Re_{ar} é o número de Reynolds do ar dado pela EQ. (3.6), onde V_{ar} é a velocidade do ar (vento).

$$Re_{ar} = \frac{V_{ar} L_{pl}}{\nu_{ar}} \quad \text{EQ. (3.6)}$$

O coeficiente de radiação ambiente H_{rad} é dado pela EQ. (3.7).

$$H_{rad} = \varepsilon \sigma (T_{viz} + T_{pl}) (T_{viz}^2 + T_{pl}^2) \quad \text{EQ. (3.7)}$$

Em que σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}^4$) e T_{viz} é a temperatura da vizinhança, considerada igual a temperatura do ar. As temperaturas da EQ. (3.7) são consideradas absolutas.

Devido a umidade relativa do ar, o vapor de água presente no ar pode sofrer condensação na superfície da placa caso esta esteja com temperatura igual ou inferior ao ponto de orvalho. Neste processo, o vapor de água se condensa, cedendo calor para a placa, transformando-se em água no estado líquido. É um fato frequente principalmente nos ensaios em laboratório, pois a placa mantém temperatura próxima de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, enquanto o ponto de orvalho do ar fica em torno de 15 a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Entretanto, a temperatura do ponto de orvalho T_o é definida com base na pressão atmosférica local, umidade relativa do ar (medida por psicrômetro) e temperatura ambiente (ar), sendo fornecida por consulta ao EES. O coeficiente convectivo de troca térmica por condensação H_{co} é dado pela EQ. (3.8).

$$H_{co} = \frac{Nu_{co} k_{la}}{L_{pl}} \quad \text{EQ. (3.8)}$$

Em que k_{l_a} é a condutividade térmica da água líquida saturada na temperatura do filme (média entre a temperatura da placa e do ponto de orvalho) e Nu_{co} é número de Nusselt para a condensação do vapor de água dado pela EQ. (3.9).

$$Nu_{co} = 0,943 \left[\frac{\rho_{l_a} g \cos\theta (\rho_{l_a} - \rho_{v_a}) h'_{lv_a} L_{pl}^3}{\mu_{l_a} k_{l_a} (T_o - T_{pl})} \right]^{1/4} \quad \text{EQ. (3.9)}$$

Em que ρ_{l_a} é a massa específica da água líquida saturada e μ_{l_a} é a viscosidade dinâmica da água líquida, sendo estas propriedades avaliadas na temperatura do filme. É definida também ρ_{v_a} , sendo a massa específica do vapor de água saturado medida na temperatura de orvalho (temperatura de saturação). A entalpia líquido vapor modificada da água h'_{lv_a} é dado pela EQ. (3.10).

$$h'_{lv_a} = h_{lv_a} + 0,68 c_{p_{l_a}} (T_o - T_{pl}) \quad \text{EQ. (3.10)}$$

Em que h_{lv_a} é a entalpia do líquido vapor de água medida na temperatura de orvalho e $c_{p_{l_a}}$ é o calor específico à pressão constante da água líquida saturada avaliada na temperatura do filme.

A placa fixada ao tubo em formato serpentina (evaporador solar) constitui uma espécie de aleta funcionando com sentido reverso de fluxo de calor, ou seja, a base recebe calor em vez de dissipá-lo. O tubo permanece frio pelo escoamento do refrigerante dentro do mesmo, atuando como base da aleta, e as porções laterais da placa ao tubo servem como superfície estendida que conduzem o calor captado do ambiente para sua base (tubo), e este por sua vez, para o refrigerante. A FIG. 3.9 apresenta um esquema dimensional do evaporador solar como uma aleta. Já a FIG. 3.10 apresenta a segmentação do evaporador em 10 aletas uma ao lado da outra, entretanto a tratativa de equacionamento matemático considera como se todas estivessem em uma linha única.

Como apresentado na FIG. 3.10, o evaporador apresenta 10 segmentos de tubos paralelos unidos a placa e 9 curvas fora do contato com a placa. Conforme os dados da TAB. 3.4, a largura da placa é $w_{pl} = 1030 \text{ mm}$, sendo então que a largura característica da aleta é $w_{al} = w_{pl}/10 = 103 \text{ mm}$. Além disso, o comprimento característico da aleta é $L_{al} = (w_{al} - D_{ext_{evap}})/2 = 46,74 \text{ mm}$. Sendo também $\delta_{al} = 1 \text{ mm}$ a espessura da aleta. A profundidade da página na FIG. 3.9 representa o comprimento total do tubo $z = 16,0 \text{ m}$ e a extensão completa da aleta. Ou seja, ao se alinhar todos os 10 segmentos de tubos e aletas da FIG. 3.10, obtêm-se

uma aleta de $z = 16,0 \text{ m}$ de extensão, comprimento característico L_{al} , largura característica w_{al} e espessura δ_{al} , na qual o equacionamento matemático é descrito a seguir.

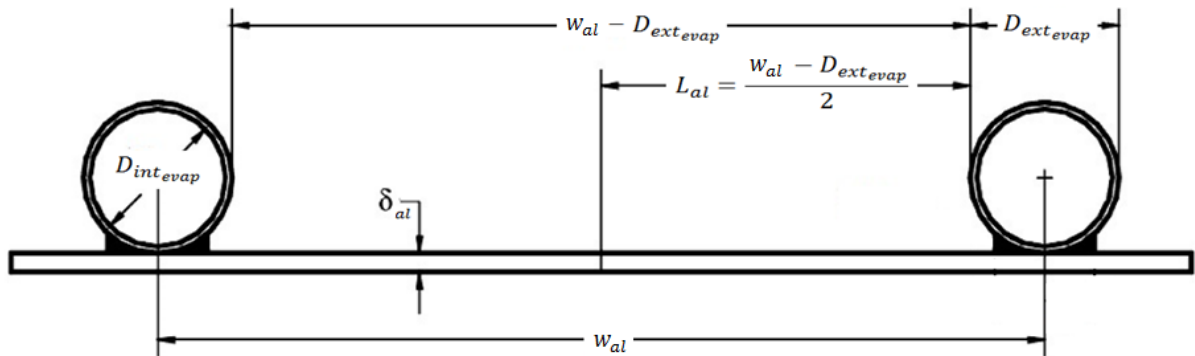


FIG. 3.9: Dimensões da placa e tubo comportando como aleta

Fonte: Modificado de Faria (2013), p. 96

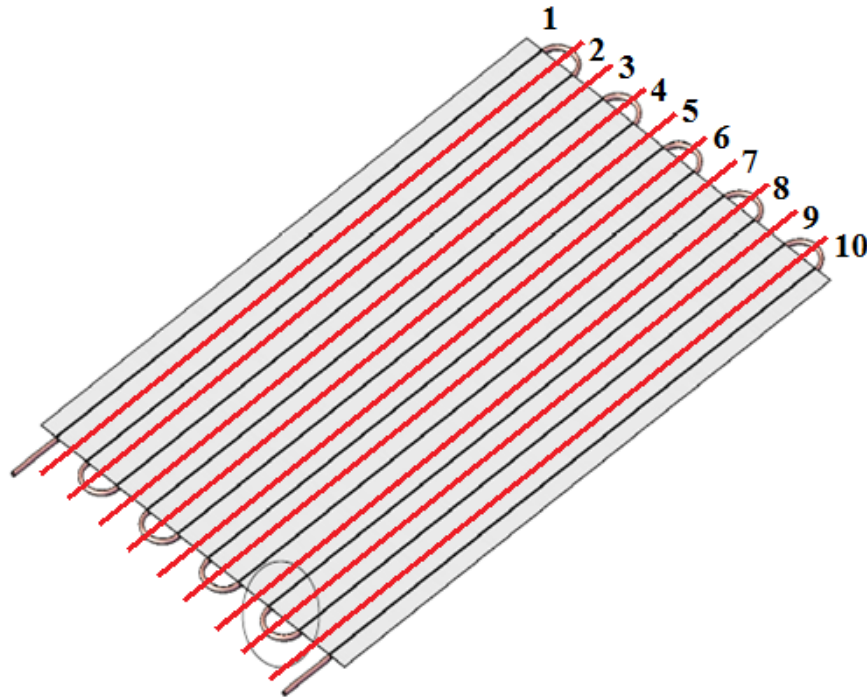


FIG. 3.10: Representação dos segmentos da placa e tubos para modelagem como uma aleta

Fonte: Modificado de Reis (2012), p. 64

Apresentam-se então as equações necessárias para o cálculo da eficiência da aleta η_{al} . A EQ. (3.11) permite o cálculo do perímetro Pe_{al} da área exposta ao fluxo de calor pela aleta, a EQ. (3.12) permite o cálculo da seção transversal A_{tr} ao fluxo de calor pela aleta e a EQ. (3.13) permite o cálculo do coeficiente da aleta M .

$$Pe_{al} = 2z + 2\delta_{al}$$

EQ. (3.11)

$$A_{tr} = z\delta_{al} \quad \text{EQ. (3.12)}$$

$$M = \sqrt{\frac{H_{ext}Pe_{al}}{A_{tr}k_{al}}} \quad \text{EQ. (3.13)}$$

Em que H_{ext} é o coeficiente de troca de calor externo a aleta, sendo a somatória do coeficiente de radiação ambiente e o coeficiente de convecção natural ou forçada, dependendo da situação em que o teste foi realizado ($H_{conv_{for}} + H_{rad}$ quando exposto ao ambiente externo ao laboratório e $H_{conv_{nat}} + H_{rad}$ quando exposto ao ambiente de laboratório). Por fim, k_{al} é a condutividade térmica do material que constitui a aleta (alumínio).

A área de uma das faces da aleta A_{al} é dada pela EQ. (3.14) e a área da base da aleta A_b é dada pela EQ. (3.15). Por fim, a eficiência da aleta pode ser determinada pela EQ. (3.16), sendo que esta é responsável por determinar o quanto da área da aleta é realmente aproveitada para troca de calor com o meio externo.

$$A_{al} = 2zL_{al} \quad \text{EQ. (3.14)}$$

$$A_b = \pi D_{ext_{evap}}z - 2\delta_{al}z \quad \text{EQ. (3.15)}$$

$$\eta_{al} = \frac{\tanh(ML_{al})}{ML_{al}} \quad \text{EQ. (3.16)}$$

Vistas as equações que definem os coeficientes de trocas de calor por convecção natural e forçada, radiação ambiente e condensação, apresentam-se as equações que permitem os cálculos das taxas de trocas de calor de cada uma dessas parcelas de energia. Estas levam em consideração a eficiência da aleta.

A taxa de calor solar q_{solar} recebida pelo evaporador é dada pela EQ. (3.17).

$$q_{solar} = \varepsilon I_{solar} \left(A_{pl} + \frac{A_{cur}}{2} \right) \quad \text{EQ. (3.17)}$$

Apenas uma face da placa está exposta a radiação solar, por isso foi considerado apenas A_{pl} . Considerou-se também metade da área das curvas A_{cur} (área tubular externa),

embora esta seja pequena em relação a A_{pl} , e por fim, a absorvidade da radiação solar foi admitida igual a emissividade ε (corpo cinza) da placa.

A taxa de calor de radiação ambiente q_{rad} trocada pelo evaporador e a vizinhança é dada pela EQ. (3.18).

$$q_{rad} = H_{rad}(2\eta_{al}A_{al} + A_b + A_{cur})(T_{viz} - T_{pl}) \quad \text{EQ. (3.18)}$$

Considerou-se que as duas faces da placa troca calor por radiação ambiente, por convecção natural e forçada, e por condensação. Além disso, a área tubular total das curvas também foi considerada, embora pequena em relação a área da placa. Quando a placa está exposta ao ambiente de laboratório, a temperatura ambiente (considerada a mesma para a vizinhança e para o ar) é superior a temperatura da placa, e quando é exposta a baixa radiação solar também. Sendo assim, a placa recebe calor por radiação do ambiente e por convecção do ar. Entretanto, quando exposta a média e alta radiação solar, a temperatura da placa se torna maior que a do ambiente, sendo que a placa passa a transferir calor ao ar por radiação e convecção. Assim, durante cada análise de medição realizada com a BDC exposta ao sol, uma avaliação interpretativa se faz necessário para o correto entendimento e consideração dessas parcelas de energia térmica em questão. O valor positivo para a taxa de calor trocada entre a placa e o ambiente significa que a placa recebeu calor, e caso contrário, ela cedeu calor.

A taxa de calor de convecção natural $q_{conv_{nat}}$ é dada pela EQ. (3.19) e da convecção forçada $q_{conv_{for}}$ é dada pela EQ. (3.20).

$$q_{conv_{nat}} = H_{conv_{nat}}(2\eta_{al}A_{al} + A_b + A_{cur})(T_{ar} - T_{pl}) \quad \text{EQ. (3.19)}$$

$$q_{conv_{for}} = H_{conv_{for}}(2\eta_{al}A_{al} + A_b + A_{cur})(T_{ar} - T_{pl}) \quad \text{EQ. (3.20)}$$

A EQ. (3.20) é utilizada na situação em que o evaporador solar está exposto em ambiente aberto.

Por fim, a taxa de calor por condensação teórica $q_{co_{vapor_{teórico}}}$ do vapor de água presente no ar ao sofrer condensação na superfície do evaporador é dada pela EQ. (3.21).

$$q_{co_{vapor_{teórico}}} = H_{co}(2A_{pl} + A_{cur})(T_o - T_{pl}) \quad \text{EQ. (3.21)}$$

Entretanto, as EQ. (3.8) a EQ. (3.10) e EQ. (3.21) utilizadas para determinação da taxa de calor troca por condensação do vapor de água do ar resultaram em valores exorbitantes. Isto porque a EQ. (3.9) foi idealizada para a situação em que o ar está completamente saturado de vapor de água, o que não é verdade nas condições normais do ambiente. Logo essa correlação implica em um valor superestimado de taxa de troca de calor por condensação.

Scarpa e Tagliafico (2016) utilizaram a EQ. (3.22) e a EQ. (3.23) em sua pesquisa. Essas equações levam em consideração a diluição do vapor de água no ar da atmosfera. Essa abordagem consistiu em calcular o coeficiente de transferência de massa H_m para a condensação de um sistema muito diluído em uma superfície fria, com base na analogia de transferência de calor e massa, a partir do conhecimento do coeficiente de transferência de calor convectivo $H_{conv_{nat}}$ na interface ar e placa.

$$H_m = \frac{H_{conv_{nat}}}{c_{p_{ar}} \rho_{ar} R_{a_v} T_{ar}} \left(\frac{P_{ar}}{P_v - P_{sat}} \right) \ln \left[\frac{P_{ar} - P_{sat}}{P_{ar} - P_v} \right] \quad \text{EQ. (3.22)}$$

$$q_{c_{ovapor_{teórico}}} = H_m (2A_{pl} + A_{cur}) (P_v - P_{sat}) h_{lv_a} \quad \text{EQ. (3.23)}$$

Em que $c_{p_{ar}}$ é o calor específico a pressão constante para o ar e ρ_{ar} a massa específica do ar, ambas medidas na temperatura ambiente. Além disso, P_{ar} é a pressão atmosférica, P_v a pressão parcial de vapor no ar medida na temperatura do ar dada pela EQ. (3.24) e P_{sat} é a pressão de saturação do vapor medida na temperatura da placa. Por fim, $R_{a_v} = 461,5 J/kg.K$ é a constante de gás do vapor de água. Entretanto, na EQ. (3.24), P_{sat} é avaliado na temperatura ambiente. Além disso, ϕ é a umidade relativa do ar.

$$P_v = \phi P_{sat} \quad \text{EQ. (3.24)}$$

De forma conclusiva, esta modelagem supracitada apresentou bons resultados para a estimativa da taxa de calor por condensação do vapor de água presente no ar.

Foi projetado e instalado um dispositivo para a coleta do vapor de água condensado na placa. O condensado se formava nas duas faces da placa. Na face anterior, o condensado escorria e caía na porção inferior da placa. Porém na face posterior da placa havia constante gotejamento por toda a sua extensão (devido à inclinação), obrigando a implantação de um dispositivo de coleta, uma espécie de lona encerada posicionada abaixo da placa

(distante desta o suficiente para não interferir nas demais trocas de calor) para que o condensado pudesse cair e escorrer para a área inferior da placa. Na porção inferior desta foi posicionada uma calha para o armazenamento do condensado, que cobria toda a largura da placa, garantindo que todo o condensado formado fosse coletado. A FIG. 3.11 apresenta o dispositivo implantado para coleta de condensado e a calha para armazenamento do mesmo.



FIG. 3.11: Dispositivo para coleta de condensado. (A) Placa (evaporador solar), (B) lona para coleta de condensado da porção posterior da placa e (C) calha para armazenamento do condensado

O condensado foi coletado a cada intervalo de 1 hora (salvo período maior ou menor pelo fato de ter sido a última medida do ensaio, ou seja, o teste terminou pouco antes ou pouco depois de se completar 1 hora exata da última medição) e seu volume medido por uma proveta. A temperatura dessa água já era próxima da temperatura ambiente, pois o tempo que ficou armazenada na calha foi suficiente para o equilíbrio térmico com o meio ambiente. Assim, foi possível realizar a medição experimental do condensado, realizando um trabalho similar ao de Scarpa e Tagliafico (2016), no qual serviu de base para comparação dos resultados.

Sendo assim, a vazão mássica do condensado experimental $\dot{m}_{co_{exp}}$ é dada pela EQ. (3.25).

$$\dot{m}_{co_{exp}} = \frac{\rho_{co} Vol_{co}}{t} \quad \text{EQ. (3.25)}$$

Onde ρ_{co} é a massa específica da água líquida na temperatura ambiente e Vol_{co} é o volume da água coletada durante o período de tempo t .

A vazão mássica do condensado também pode ser calculada, sendo assim denominada de valor teórico $\dot{m}_{co_{teórico}}$ e dada pela EQ. (3.26).

$$\dot{m}_{co_{teórico}} = \frac{q_{co_{vapor_{teórico}}}}{h'_{lv_a}} \quad \text{EQ. (3.26)}$$

Da mesma forma, a taxa de calor de condensação de vapor de água experimental $q_{co_{vapor_{exp}}}$ pode ser determinada pela EQ. (3.27).

$$q_{co_{vapor_{exp}}} = \dot{m}_{co_{exp}} \cdot h'_{lv_a} \quad \text{EQ. (3.27)}$$

Os valores teóricos e experimentais foram comparados, sendo analisada a diferença média de valores entre eles e o quão bem a modelagem da literatura descreve a situação real. A FIG. 3.12 apresenta o registro do estado em que o evaporador fica (vapor condensado) quando os ensaios são realizados em laboratório. A FIG. 3.13 apresenta o detalhe da calha fabricada para coleta de todo o condensado gerado e posteriormente recolhido por um recipiente. Utilizou-se uma proveta graduada para medição do volume de condensado com uma precisão maior.

Por fim, a taxa de calor total ideal trocada entre o ambiente e a placa $\dot{Q}_{evap_{ideal}}$ envolve a análise dos cinco tipos de taxas de calor supracitados, dependendo do tipo de ambiente na qual o teste foi realizado. As taxas de calor presentes em cada tipo de ambiente então são somadas ou subtraídas, analisando-se sempre as temperaturas da placa e do ar. A grandeza em questão contempla a taxa de calor teórica disponível entre o ambiente e a placa.

A taxa de calor total real $\dot{Q}_{evap_{real}}$ trocada entre o ambiente e a placa é dada pela EQ. (3.28), onde \dot{m}_f é a vazão mássica do fluido refrigerante no sistema, e $h_{f_{evap_{sai}}}$ e $h_{f_{evap_{ent}}}$ são, respectivamente, as entalpias do fluido refrigerante na saída e entrada do evaporador. A grandeza em questão representa a taxa real de calor absorvido pelo fluido refrigerante ao passar pelo evaporador. Além disso, foi descartada a queda da eficiência térmica do fluido refrigerante ao ser contaminado por óleo lubrificante no processo de compressão.

$$\dot{Q}_{evap_{real}} = \dot{m}_f (h_{f_{evap_{sai}}} - h_{f_{evap_{ent}}}) \quad \text{EQ. (3.28)}$$



FIG. 3.12: Evaporador solar saturado de condensado



FIG. 3.13: Armazenamento do condensado pela calha e coleta pelo recipiente

De forma complementar, a eficiência do coletor (evaporador solar) pode ser determinada pela EQ. (3.29). Onde a EQ. (3.30) é válida para os ensaios em laboratório e a EQ. (3.31) é válida para os ensaios em ambiente aberto.

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{evap_{real}}}{\dot{Q}_{evap_{ideal}}} \quad \text{EQ. (3.29)}$$

$$\dot{Q}_{evap_{ideal}} = q_{co_{vapor_{exp}}} + q_{rad} + q_{conv_{nat}} \quad \text{EQ. (3.30)}$$

$$\dot{Q}_{evap_{ideal}} = q_{rad} + q_{conv_{for}} + q_{solar} \quad \text{EQ. (3.31)}$$

A EQ. (3.29) fornece um importante parâmetro para avaliação do desempenho energético do coletor, representando a porcentagem do calor líquido proveniente do ambiente que é recebido pelo coletor e utilizado pelo fluido frigorífico em sua expansão ao passar pelo evaporador. Além disso, indica o quão bem dimensionado está tamanho do coletor para o sistema operando em determinadas condições ambientais.

Foi realizada uma análise térmica do evaporador pela técnica de termografia quando o componente operava no laboratório. Utilizou-se uma câmera termográfica para registrar o perfil de distribuição de temperaturas ao longo de toda a superfície da placa. A FIG. 3.14 apresenta um termograma registrado pela termo câmera. Para o registro do termograma, foi necessário informar ao sistema da câmera a umidade relativa do ar, a temperatura ambiente, a distância entre o ponto focalizado na placa e a lente da câmera, a temperatura refletida pela placa (aproximada da temperatura ambiente) e a emissividade da placa.

Comparando as FIG. 3.12 e FIG. 3.14 percebe-se que as regiões mais frias da placa são aquelas onde se formou espessa camada de condensado e que as regiões mais quentes são aquelas que ficaram com a camada de condensado muito fina. Para a correta análise do termograma foi confirmado a aproximação entre a emissividade da água e a da placa, ambas aproximadamente 0,95.

Foi utilizado o software FLIR Tools para análise dos termogramas. Com isso, foi possível realizar o cálculo da temperatura média da placa e determinar também as temperaturas em qualquer ponto da mesma. Ao mesmo tempo, os termopares instalados na placa registraram as temperaturas e os resultados indicaram que a temperatura medida pelo termopar na região central da placa foi aproximadamente a temperatura registrada pela termo

câmera na mesma região e que esta também foi próxima da temperatura média da placa determinado pela análise de todas as temperaturas no termograma. A diferença entre as temperaturas manteve-se menor do que o erro dos instrumentos (termopar e termo câmera), onde a incerteza de ambas é 1 °C. Com isso, adotou-se na análise dos dados coletados quando os ensaios foram realizados no laboratório que a temperatura da placa foi aproximadamente a temperatura medida pelo termopar da região central. Entretanto, para os ensaios realizados sob a exposição solar, não foi registrado formação de condensado e a temperatura média da placa foi considerada a média das três temperaturas registradas pelos termopares nela instrumentada.

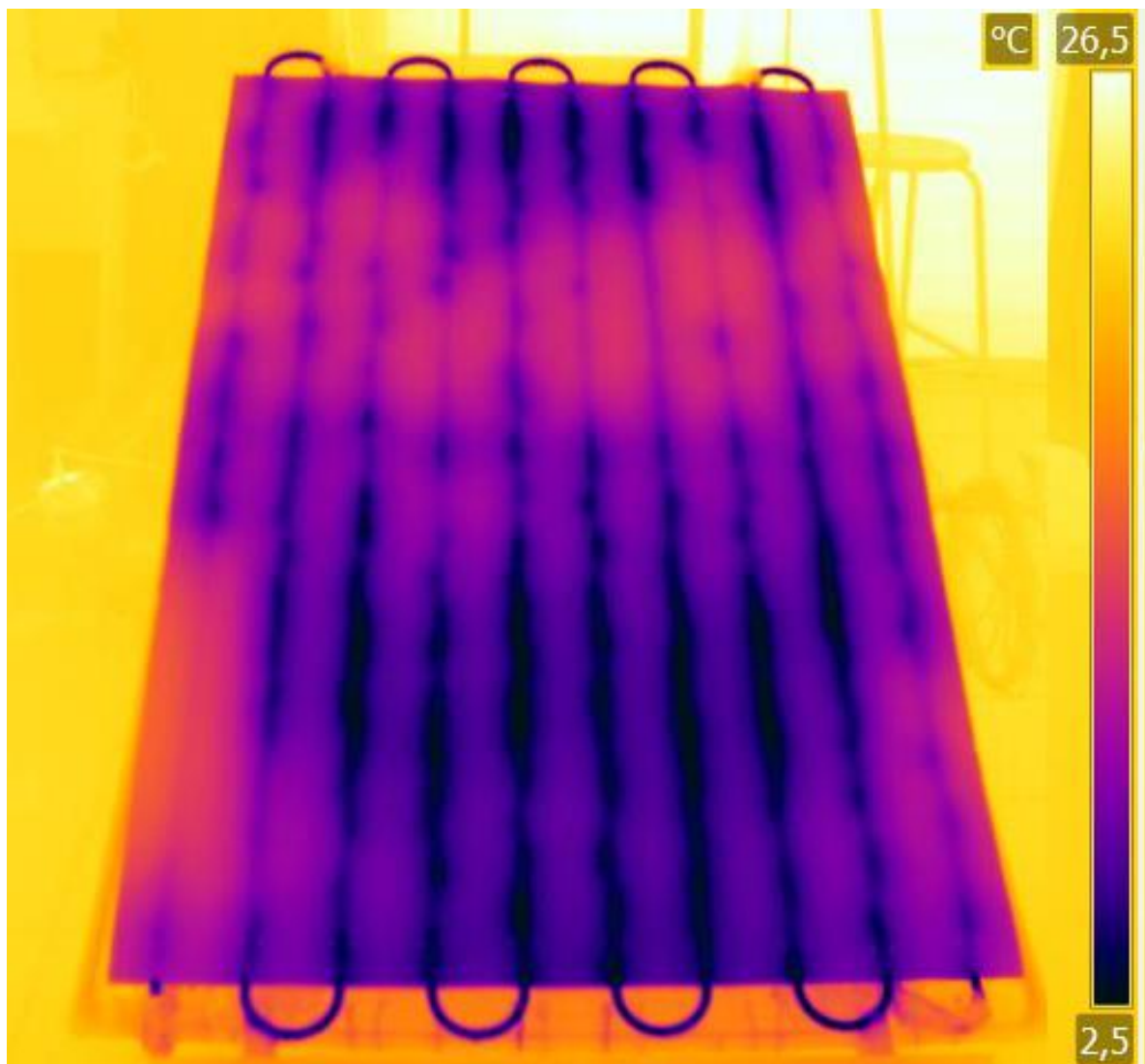


FIG. 3.14: Termograma do evaporador solar operando no laboratório

3.1.5. Reservatório térmico

O reservatório térmico da BDC é responsável pelo armazenamento da água quente gerado pelo sistema e pelo alojamento do condensador por imersão. O tanque é de formato cilíndrico com 62,5 cm de diâmetro interno e 65,5 cm de altura interna, sendo que sua capacidade máxima é de 200 l. Possui material isolante de 4 cm de espessura na parede, ao fundo e na tampa para reduzir perdas de calor para o ambiente.

Além disso, ao seu fundo está fixado o condensador por imersão em formato serpentina de modo a contornar o perfil circular do fundo do tanque. A FIG. 3.15 apresenta uma vista em corte de um reservatório térmico similar ao da BDC em estudo.

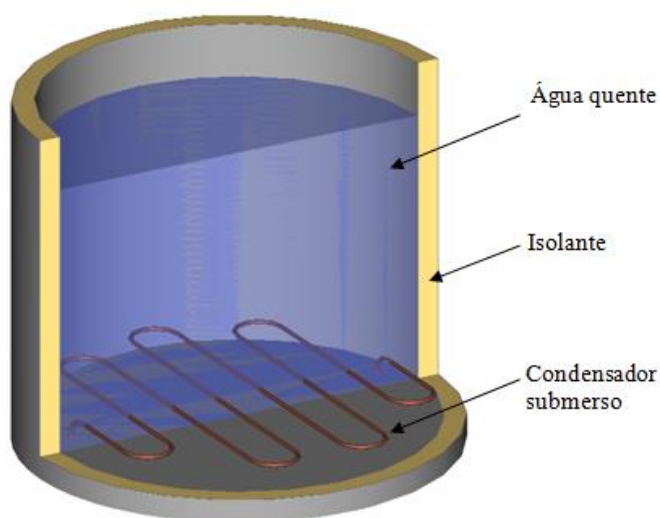


FIG. 3.15: Vista em corte do reservatório térmico

Fonte: Silva (2007), p. 21

Na parte externa do tanque foram instaladas válvulas para remoção da água antes do transporte e posicionamento da BDC para realização dos ensaios ou após o término de um ensaio na qual o condensador coaxial foi utilizado. Também foi instalado um sistema de medição de nível de água no tanque fundamentado no princípio de vasos comunicantes, como apresentado pela FIG. 3.16, composto por uma mangueira transparente. Esse medidor de nível auxiliou na fixação do nível de água adequada (200 l) para realização dos ensaios com o condensador por imersão. E para a realização dos ensaios com o condensador coaxial, auxiliou no monitoramento do processo de enchimento do tanque para evitar transbordamento. Por fim, a calibração do volume do tanque foi realizada com a utilização de um reservatório de 20 l com incerteza de 5% (1 l) para certificar o nível correto de 200 l de água no tanque, necessário para os ensaios.



FIG. 3.16: Válvulas e medidor de nível do tanque

3.1.6. Condensador por imersão

O condensador é um trocador de calor responsável pelo dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento do fluido refrigerante vindo do compressor e que ao passar pelo condensador troca calor com o fluido secundário, aquecendo-o. Este fluido é a água para o caso da BDC em estudo. O condensador deve ser bem dimensionado para que o fluido refrigerante sofra o sub-resfriamento, ou seja, saia do estado bifásico e vá para o estado líquido, antes de ser direcionado ao dispositivo de expansão, aproveitando assim o máximo de calor por ele transferido à água. Para garantia de que apenas líquido seja direcionado à válvula de expansão, uma garrafa de líquido está instalada na saída do condensador, antes da entrada da válvula de expansão.

O condensador por imersão, também conhecido como condensador do tipo inundado é um trocador de calor de serpentina horizontal, que tem por finalidade transferir o calor à água armazenada e assim elevar a sua temperatura até o ponto de utilização. Quando a BDC opera com esse condensador, o tanque deve estar completamente cheio de água e devidamente fechado. A TAB. 3.5 apresenta os dados do condensador por imersão. Este está

localizado na parte inferior do reservatório conforme apresenta a FIG. 3.17, sendo que detalhes do projeto podem ser identificados na FIG. 3.18.

TAB. 3.5: Dados construtivos do condensador por imersão

Material do tubo	Cobre
Diâmetro interno do tubo	8,73 mm
Diâmetro externo do tubo	9,53 mm
Comprimento do tubo	4,5 m

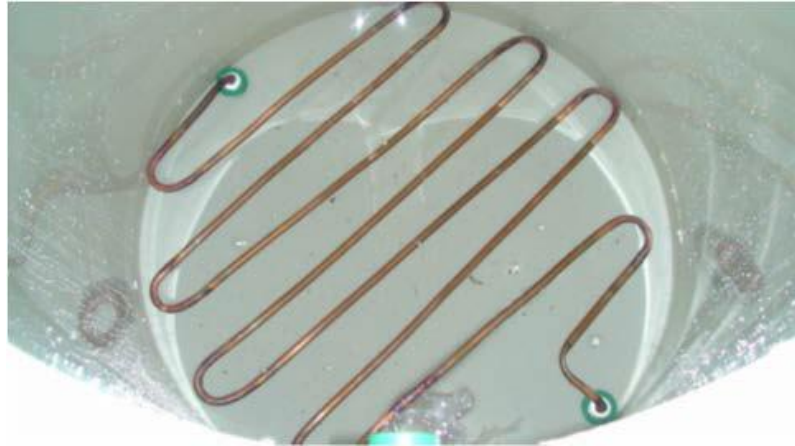


FIG. 3.17: Condensador por imersão instalado no interior do reservatório

Fonte: Rodríguez (2015), p. 65

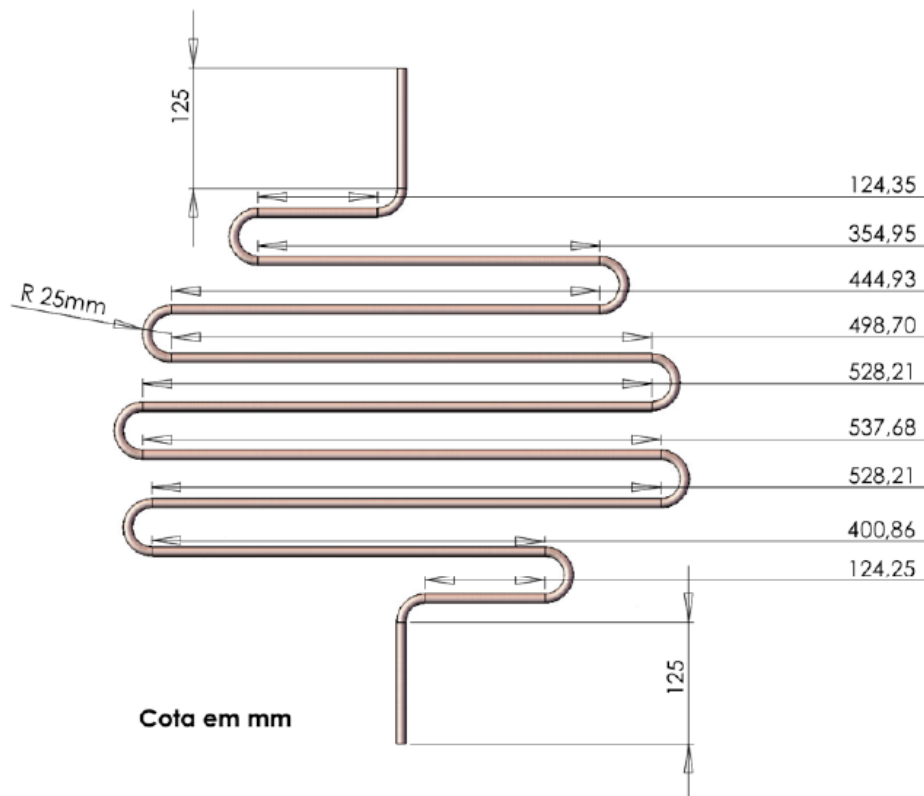


FIG. 3.18: Desenho do condensador por imersão

Fonte: Reis (2012), p. 58

Detalhes do projeto desse tipo de condensador podem ser encontrados em Maia (2007) e Reis (2012).

O desempenho térmico global da bomba de calor COP_{global} , porém específico para este caso que utiliza o condensador por imersão, é $COP_{global_{ci}}$, dado pela EQ. (3.32), onde m_a é a massa de água dada pela EQ. (3.33), ΔT_a é a variação de temperatura da água (estado final e inicial), c_{p_a} é o calor específico da água à pressão constante, $\dot{W}_{comp_{real}}$ é identificado por um medidor de energia elétrica e t é o tempo de medição.

$$COP_{global_{ci}} = \frac{m_a c_{p_a} \Delta T_a}{\dot{W}_{comp_{real}} t} \quad \text{EQ. (3.32)}$$

$$m_a = \rho_a Vol \quad \text{EQ. (3.33)}$$

Na EQ. (3.33), ρ_a é a densidade da água na temperatura que se encontra no tanque e Vol é o volume de 200 l de água no tanque. Na EQ. (3.32) é calculado o COP global da BDC, ou seja, o desempenho térmico verdadeiro que o sistema tem quando opera. Leva em consideração a relação entre a energia destinada ao aquecimento da água sobre a energia elétrica investida no sistema para fazê-lo funcionar.

Na utilização desse condensador, foi considerado que todo o calor cedido pelo fluido refrigerante \dot{Q}_{cond} ao passar pelo condensador é integralmente absorvida pela água no tanque. Sendo assim, todas as perdas de calor ocorridas pelo tanque foram desprezadas. A taxa de calor \dot{Q}_{cond} é dada pela EQ. (3.34), onde $h_{f_{cond_{sai}}}$ e $h_{f_{cond_{ent}}}$ são, respectivamente, as entalpias do fluido refrigerante na saída e entrada do condensador. Além disso, foi descartada a queda da eficiência térmica do fluido refrigerante ao ser contaminado por óleo lubrificante no processo de compressão.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f (h_{f_{cond_{ent}}} - h_{f_{cond_{sai}}}) \quad \text{EQ. (3.34)}$$

O desempenho térmico do ciclo termodinâmico da bomba de calor COP_{ciclo} é dado pela EQ. (3.35), onde $\dot{W}_{comp_{ideal}}$ é dado pela EQ. (3.36).

$$COP_{ciclo} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp_{ideal}}} \quad \text{EQ. (3.35)}$$

$$\dot{W}_{comp_{ideal}} = \dot{m}_f (h_{f_{cond_{ent}}} - h_{f_{evap_{sai}}}) \quad \text{EQ. (3.36)}$$

Como $\dot{W}_{comp_{ideal}}$ é menor que $\dot{W}_{comp_{real}}$, o COP_{ciclo} é maior que COP_{global} . O desempenho térmico da BDC que realmente interessa é fornecido pelo COP_{global} , assim como todos os trabalhos presentes na literatura, onde esta se remete a essa grandeza apenas como COP. A partir deste, é possível avaliar o quão eficiente é o sistema utilizado.

3.1.7. Condensador coaxial

Um condensador coaxial foi construído e instalado no sistema para realização dos experimentos. Esse segundo condensador é do tipo tubos de cobre concêntricos com escoamento dos fluidos ocorrendo em contracorrente. O fluido refrigerante R134a passa pelo tubo central sofrendo resfriamento e o fluido secundário, neste caso a água, passa pelo espaço anular entre os tubos sofrendo aquecimento. Esta água origina-se da rede de distribuição predial e que ao passar pelo condensador teve sua vazão controlada por uma válvula hidráulica. Descartou-se assim, o uso de uma bomba para fazer o escoamento forçado da água pelo condensador, pois a pressão da rede é bem superior ao mínimo necessário para que a água vença todas as resistências ao escoamento e alturas estáticas da instalação. Após a água passar pelo condensador, ela é conduzida para o topo do tanque, onde é armazenada. Sendo assim, este condensador é de única passagem. Logo, para o início da realização dos ensaios utilizando este tipo de condensador, o tanque deve estar completamente vazio.

Considerou-se que a pressão da rede foi mantida constante durante todo o ensaio e que o tempo necessário para aquecimento dos 200 l de água baseava-se apenas na vazão medida no início do teste. Esta vazão por sua vez era determinada, com a utilização de um becker calibrado de 1 l, no topo do tanque. Desta forma, já estavam contabilizadas todas as perdas de carga sofrida pela água durante seu escoamento. Essa operação foi realizada 3 vezes para cada ensaio no intuito de amenizar os erros aleatórios de medição da vazão de água. Utilizou-se um cronômetro para registro do tempo de enchimento do recipiente calibrado. De forma complementar, devido às baixas vazões de água identificadas nos ensaios, valores menores que 1 l/min, não foi possível aquisição de um medidor de vazão que operasse com valores tão pequenos, além do mais, o custo do instrumento era relativamente alto.

Yamaguchi et al. (2011) desenvolveram um modelo de simulação para bomba de calor a CO₂. Na pesquisa foi necessário desenvolver um trocador de calor coaxial para atuar como resfriador (no caso do CO₂ o termo condensador cede lugar para resfriador, pois esse

fluido não sofre mudança de fase, permanecendo vapor durante o processo de troca térmica). A FIG. 3.19 apresenta o esquema do trocador de calor coaxial supracitado. Seu aspecto construtivo é idêntico ao que foi realizado neste trabalho.

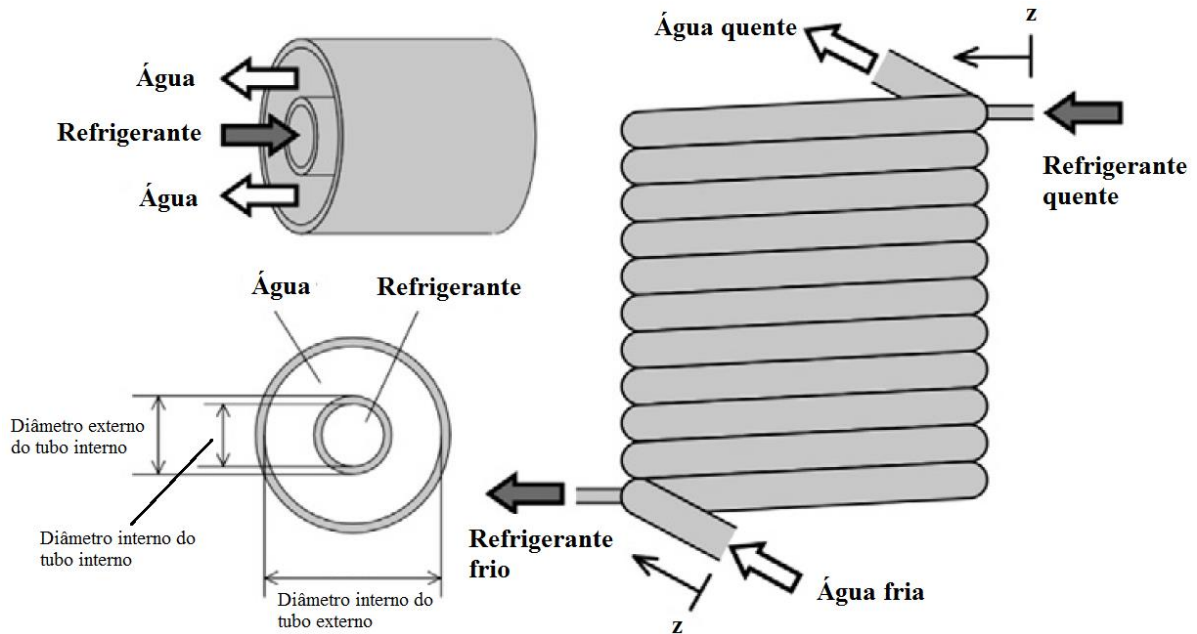


FIG. 3.19: Trocador de calor coaxial

Fonte: Adaptado de Yamaguchi et al. (2011), p. 1898

O refrigerante percorre uma trajetória decrescente ao longo do perfil helicoidal do condensador, reduzindo a perda de carga durante seu escoamento. Este aspecto é observado no diagrama da BDC da FIG. 3.1, no esquema do condensador da FIG. 3.19 e foi adotado na fabricação e implantação na BDC em estudo.

3.1.7.1. Etapas para o dimensionamento do condensador coaxial

Apresentam-se nesta seção as equações que permitiram o projeto do condensador coaxial. O desenvolvimento foi baseado fundamentalmente nos procedimentos adotados por Maia (2007) em seu trabalho.

A transferência de calor em um condensador se dá em três regimes distintos, correspondentes às etapas de dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento do fluido refrigerante que passa internamente no trocador de calor.

Para o dimensionamento do condensador coaxial, parâmetros principais foram definidos e são apresentados na TAB. 3.6.

TAB. 3.6: Parâmetros iniciais para dimensionamento do condensador coaxial

Tipo	Tubos concêntricos
Número de passes pelo condensador	Apenas 1
Material dos tubos	Cobre
Fluido Primário (fluido refrigerante)	R134a
Fluido Secundário	Água
Temperatura inicial do fluido refrigerante T_{f_1}	75 °C
Temperatura final do fluido refrigerante T_{f_2}	45 °C
Temperatura de condensação do refrigerante $T_{f_{cd}}$	50 °C
Temperatura inicial da água T_{a_1}	25 °C
Temperatura final da água T_{a_2}	45 °C
Diâmetro interno do tubo interno d_{int_f}	4,76 mm
Diâmetro externo do tubo interno d_{ext_f}	6,35 mm
Diâmetro interno do tubo externo D_{int_a}	11,11 mm
Espessura das paredes dos tubos	0,795 mm

Os critérios para a escolha dos diâmetros dos tubos foram baseados em dois pontos. O primeiro quanto a disponibilidade de diâmetros de tubos de cobre para refrigeração no mercado brasileiro, limitando-se basicamente aos tubos de 1/4, 3/8 e 1/2 polegada. O segundo devido ao curto espaço anular ao se trabalhar tubos com medida imediatamente próxima. Logo, foi adotado tubo interno de 1/4 e externo de 1/2 polegada. Esta decisão também influencia no coeficiente convectivo do refrigerante ao escoar por um tubo com menor diâmetro em relação ao condensador por imersão, cujo diâmetro é 3/8. Além disso, não foi encontrado tubo de material flexível que suportasse água quente para ser utilizado como o tubo externo. Logo, foi adotado o tubo externo de cobre para garantir a integridade do condensador quando operado, eventualmente (devido às condições climáticas), acima das condições de projeto (aquecimento excessivo da água).

A taxa de carga térmica do condensador \dot{Q}_{cond} é estimada pela EQ. (3.37), onde \dot{W}_{comp} é o trabalho do compressor fornecido pelo fabricante, isto é, 248,6 W (1/3 HP). O COP foi estimado como sendo 2,5, um valor médio baseado em resultados experimentais dos trabalhos de Rodríguez et al. (2014b) e Rodríguez et al. (2014a) na mesma BDC em estudo neste presente trabalho, no qual a operação da BDC foi realizada, respectivamente, com evaporador exposto e não exposto à radiação do sol. A EQ. (3.38) permite o cálculo da vazão mássica de água \dot{m}_a , onde c_{p_a} é o calor específico desta. A vazão mássica do fluido refrigerante \dot{m}_f é calculada pela EQ. (3.39), dependente das suas entalpias na entrada h_{f_1} e na saída h_{f_2} do trocador de calor. Sendo assim, o calor liberado pelo fluido refrigerante, fazendo-o resfriar, é absorvido pela água que então, se aquece.

$$\dot{Q}_{cond} = COP \cdot \dot{W}_{comp} \quad \text{EQ. (3.37)}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a_2} - T_{a_1}) \quad \text{EQ. (3.38)}$$

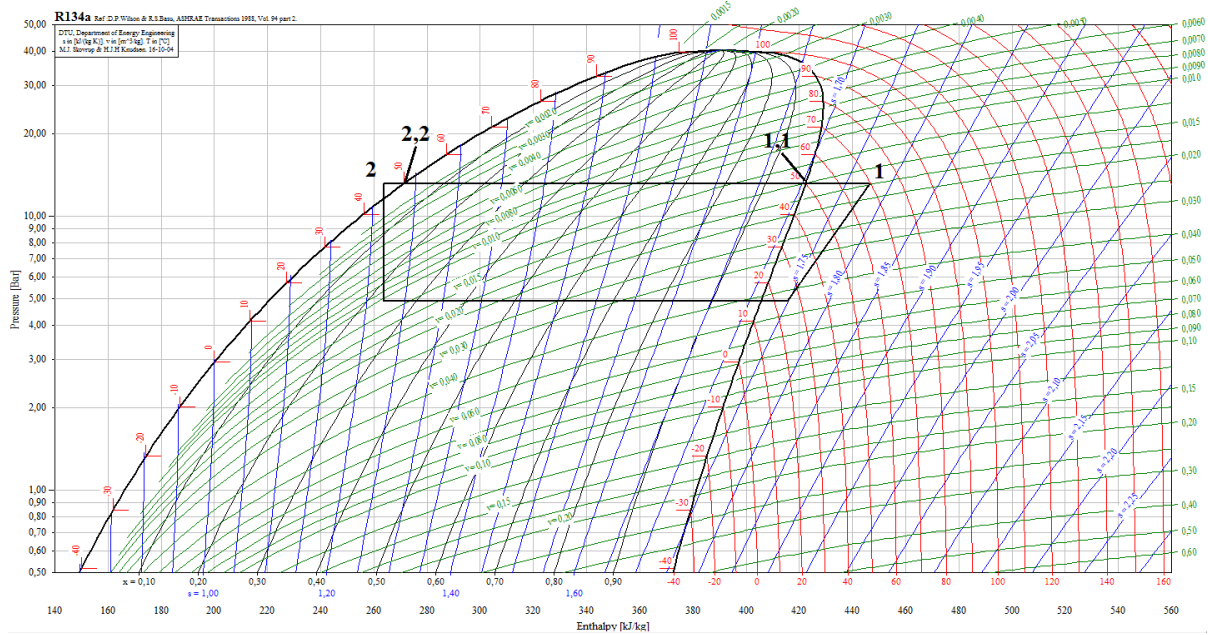
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f (h_{f_1} - h_{f_2}) \quad \text{EQ. (3.39)}$$

É necessário determinar os comprimentos das três regiões características do condensador. São elas: região de dessuperaquecimento, região de condensação e região de sub-resfriamento.

A região de dessuperaquecimento consiste na mudança do fluido de trabalho do estado vapor superaquecido ao estado vapor saturado, isto é, ponto 1 ao ponto 1,1 do GRA. 3.1 (pressão em função da entalpia) desenvolvido no software CoolPack, que apresenta um ciclo de refrigeração para o fluido frigorífico R134a, destacando o percurso do refrigerante ao passar pelo condensador. O caminho 1 para 2, passando por 1,1 e 2,2 é o percurso realizado pelo fluido frigorífico, porém o percurso feito pela água é exatamente o oposto. A montagem do ciclo termodinâmico do GRA. 3.1 baseou-se na consideração de que a temperatura de evaporação foi de 15 °C (considerando operação do evaporador solar recebendo radiação do sol), o rendimento isentrópico do compressor foi de 70%, o grau de superaquecimento foi de 10 °C e o de sub-resfriamento foi de 5 °C. Porém esses dados não foram utilizados durante os cálculos, com exceção do grau de sub-resfriamento, apenas para construção do GRA. 3.1 (entalpia em função da pressão).

O fluido frigorífico entra no condensador no ponto 1 e segue para o ponto 1,1 com temperatura $T_{f_{1,1}}$ liberando calor que é absorvido pela água, sendo que neste ponto a temperatura da água é $T_{a_{1,1}}$. A carga térmica na região de dessuperaquecimento \dot{Q}_{des} é calculada através de uma equação análoga a EQ. (3.39) utilizando a entalpia do vapor saturado na temperatura $T_{f_{1,1}}$ (considerado igual a $T_{f_{cd}}$) e então $T_{a_{1,1}}$ é calculada por uma equação análoga a EQ. (3.38).

Para determinar o comprimento da região de dessuperaquecimento L_{des} utiliza-se a EQ. (3.40). Aplica-se o conceito de temperatura média logarítmica $\Delta T_{ml_{des}}$ de trocador de calor em contracorrente, dada pela EQ. (3.41).



GRA. 3.1: Ciclo de refrigeração do R134a com destaque ao processo de troca de calor no condensador

$$\dot{Q}_{des} = U_{des} \pi d_{ext_f} L_{des} \Delta T_{ml_{des}} \quad \text{EQ. (3.40)}$$

$$\Delta T_{ml_{des}} = \frac{(T_{f_1} - T_{a_2}) - (T_{f_{1,1}} - T_{a_{1,1}})}{\ln \left[\frac{T_{f_1} - T_{a_2}}{T_{f_{1,1}} - T_{a_{1,1}}} \right]} \quad \text{EQ. (3.41)}$$

Em que U_{des} é o coeficiente convectivo global na região de dessuperaquecimento dado pela EQ. (3.42), onde $k_{Cu_{des}}$ é a condutividade térmica do tubo de cobre na temperatura da parede $T_{par_{des}}$ na região, sendo esta dada pela EQ. (3.43). É importante ressaltar que a espessura da parede do tubo central foi levada em consideração.

$$\frac{1}{U_{des}} = \frac{1}{H_{ades}} + \frac{d_{ext_f}}{H_{f_{des}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln \left[\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}} \right]}{2k_{Cu_{des}}} \quad \text{EQ. (3.42)}$$

$$T_{par_{des}} = \frac{H_{f_{des}} \left[\frac{T_{f_1} + T_{f_{1,1}}}{2} \right] + H_{ades} T_{a_2}}{H_{f_{des}} + H_{ades}} \quad \text{EQ. (3.43)}$$

Em que $H_{f_{des}}$ e H_{ades} são os coeficientes convectivos interno do fluido frigorífico e externo da água, respectivamente, na região de dessuperaquecimento. Segundo Incropera et

al. (2007), para determinar $H_{f_{des}}$ utiliza-se a EQ. (3.44) de Dittus-Boelter, sendo o escoamento considerado turbulento.

$$Nu_{des_f} = 0,023 Re_{f_v}^{0,8} Pr_{f_v}^{0,3} \quad \text{EQ. (3.44)}$$

Em que Nu_{des_f} é o número de Nusselt dado pela EQ. (3.45), válida para número de Reynolds do vapor Re_{f_v} maior que 2300 (turbulento). Complementando, Pr_{f_v} é o número de Prandtl e k_{f_v} é a condutividade térmica do fluido frigorífico no estado vapor na região, além de Re_{f_v} ser dado pela EQ. (3.46).

$$Nu_{des_f} = \frac{H_{f_{des}} d_{int_f}}{k_{f_v}} \quad \text{EQ. (3.45)}$$

$$Re_{f_v} = \frac{\dot{m}_f d_{int_f}}{A_f \mu_{f_v}} \quad \text{EQ. (3.46)}$$

Em que μ_{f_v} é a viscosidade absoluta do vapor na região e A_f é a área de seção de escoamento do tubo interno por onde passa o fluido frigorífico.

O coeficiente externo de transferência de calor da água $H_{a_{des}}$ para essa região é determinado utilizando-se a EQ. (3.47), se o escoamento for turbulento ou EQ. (3.48), se o escoamento for laminar (número de Reynolds menor que 2300), além da EQ. (3.49), onde Nu_{des_a} é o número de Nusselt para a água que escoar pelo espaço anular. Ressalta-se que a EQ. (3.48) é definida (levando em conta o espaço anular) para a relação entre o diâmetro interno (1/4 polegada) pelo diâmetro externo (1/2 polegada) dos tubos, ou seja, 0,5. Assim, considera-se D_{hid_a} como diâmetro hidráulico para o escoamento da água dado pela EQ. (3.50), levando em consideração o espaço anular. Em que $Pr_{a_{des}}$ é o número de Prandtl e $k_{a_{des}}$ é a condutividade térmica da água no estado líquido na região. Já o número de Reynolds para a água $Re_{a_{des}}$ é dado pela EQ. (3.51).

$$Nu_{des_a} = 0,023 Re_{a_{des}}^{0,8} Pr_{a_{des}}^{0,3} \quad \text{EQ. (3.47)}$$

$$Nu_{des_a} = 4,43 \quad \text{EQ. (3.48)}$$

$$Nu_{desa} = \frac{H_{ades} D_{hid_a}}{k_{ades}} \quad \text{EQ. (3.49)}$$

$$D_{hid_a} = D_{int_a} - d_{ext_f} \quad \text{EQ. (3.50)}$$

$$Re_{ades} = \frac{\dot{m}_a D_{hid_a}}{A_a \mu_{ades}} \quad \text{EQ. (3.51)}$$

Em que μ_{ades} é a viscosidade absoluta da água na região e A_a é a área de seção de escoamento de água entre os tubos (região anular).

Conforme Maia (2007), a segunda região é a de condensação do fluido frigorífico, que corresponde ao intervalo entre os pontos 1,1 e 2,2 do GRA. 3.1. Esta etapa caracteriza-se pela mudança de fase do fluido de vapor saturado para líquido saturado, transferindo uma grande quantidade de energia para a água \dot{Q}_{cd} , devido ao alto coeficiente de transferência de calor por condensação. Nesta fase, a temperatura do fluido não varia, sendo no ponto 1,1 igual a $T_{f,1,1}$, que é a mesma temperatura $T_{f,2,2}$ no ponto 2,2. Já a temperatura da água é $T_{a,1,1}$ ao passar pelo ponto 1,1 e $T_{a,2,2}$ ao passar pelo ponto 2,2.

O coeficiente externo de transferência de calor da água H_{acd} para essa região é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento, utilizando-se equações análogas às EQ. (3.47) a EQ. (3.51), levando em conta as novas condições dessa região.

Para o cálculo do coeficiente interno de transferência de calor do fluido frigorífico H_{fcd} na região de condensação, Collier e Thome (1996) e Ghiaasiaan (2008) apresentam a correlação de Shah conforme a EQ. (3.52), onde P_{red} é a pressão reduzida definida pela relação entre a pressão de saturação (correspondente à T_{fcd}) e a pressão crítica do fluido frigorífico. A primeira parte desta equação é similar a equação de Dittus-Boelter considerando o escoamento do fluido no estado líquido saturado. Ghiaasiaan (2008) afirma que a correlação de Shah é válida para ampla faixa de vazão mássica por área, variando de 10,8 a 1599 kg/s.m², sendo esta dada na EQ. (3.53).

$$H_{fcd} = 0,023 Re_{fi}^{0,8} Pr_{fi}^{0,4} \frac{k_{fi}}{d_{int_f}} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right] \quad \text{EQ. (3.52)}$$

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{A_f} \quad \text{EQ. (3.53)}$$

Em que Pr_{f_l} é o número de Prandtl, k_{f_l} é a condutividade térmica do fluido frigorífico no estado líquido saturado e o número de Reynolds do líquido saturado Re_{f_l} é dado pela EQ. (3.54), onde μ_{f_l} é a viscosidade absoluta do líquido saturado.

$$Re_{f_l} = \frac{\dot{m}_f d_{intf}}{A_f \mu_{f_l}} \quad \text{EQ. (3.54)}$$

Porém, como o título de vapor x do fluido frigorífico varia ao longo do processo, a correlação de Shah, datada de 1979, deve ser resolvida para um determinado número de título variando de 1 a 0, ou seja, é necessário dividir essa região em um número considerável (100 partes foram consideradas). O valor final de $H_{f_{cd}}$ é o resultado da média aritmética destes coeficientes. Esse procedimento foi realizado no software Excel.

Alternativamente, os autores supracitados apresentam uma correlação mais antiga que Shah, a correlação de Akers, datada de 1959, dada pela EQ. (3.55), que também pode ser utilizada para determinação do $H_{f_{cd}}$. Collier e Thome (1996) recomendam o uso dessa correlação para valor de vazão mássica por área menor que 200 kg/s.m². Onde ρ_{f_v} é a massa específica do fluido frigorífico no estado vapor saturado e ρ_{f_l} , para o estado líquido saturado. As demais propriedades do fluido são consideradas para a situação de líquido saturado. A expressão entre chaves na EQ. (3.55) é um Reynolds modificado, que deve ser menor que 50.000.

$$H_{f_{cd}} = \frac{k_{f_l}}{d_{intf}} 5,03 \left\{ d_{intf} \frac{G_f \left[1 - x + x \left(\frac{\rho_{f_l}}{\rho_{f_v}} \right)^{1/2} \right]}{\mu_{f_l}} \right\}^{1/3} Pr_{f_l}^{1/3} \quad \text{EQ. (3.55)}$$

Ambas as EQ. (3.52) e EQ. (3.55) foram utilizadas para cálculo de $H_{f_{cd}}$. Adotou-se o menor valor, pois assim se trabalha com um valor mais conservador, resultado em um comprimento maior para o condensador. Ressalta-se que a tratativa cautelosa deste coeficiente é necessária, pois a região de condensação é a responsável pela maior parte da troca de calor \dot{Q}_{cd} de todo o condensador.

Para determinar o comprimento da região de condensação L_{cd} utiliza-se a EQ. (3.56). Aplica-se novamente a temperatura média logarítmica na região $\Delta T_{ml_{cd}}$ dada pela EQ. (3.57).

$$\dot{Q}_{cd} = U_{cd} \pi d_{ext_f} L_{cd} \Delta T_{ml_{cd}} \quad \text{EQ. (3.56)}$$

$$\Delta T_{ml_{cd}} = \frac{(T_{f_{2,2}} - T_{a_{2,2}}) - (T_{f_{1,1}} - T_{a_{1,1}})}{\ln \left[\frac{T_{f_{2,2}} - T_{a_{2,2}}}{T_{f_{1,1}} - T_{a_{1,1}}} \right]} \quad \text{EQ. (3.57)}$$

Em que U_{cd} é o coeficiente convectivo global do fluido frigorífico na região de condensação dado pela EQ. (3.58), onde $k_{Cu_{cd}}$ é a condutividade térmica do tubo de cobre na temperatura da parede $T_{par_{cd}}$ na região, sendo esta dada pela EQ. (3.59). A temperatura $T_{f_{1,1}}$ foi considerada igual a $T_{f_{cd}}$ e o cálculo de $T_{a_{2,2}}$ é mostrado mais adiante, para a região de sub-resfriamento.

$$\frac{1}{U_{cd}} = \frac{1}{H_{acd}} + \frac{d_{ext_f}}{H_{f_{cd}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln \left[\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}} \right]}{2k_{Cu_{cd}}} \quad \text{EQ. (3.58)}$$

$$T_{par_{cd}} = \frac{H_{f_{cd}} \left[\frac{T_{f_{1,1}} + T_{f_{2,2}}}{2} \right] + H_{acd} \left[\frac{T_{a_1} + T_{a_2}}{2} \right]}{H_{f_{cd}} + H_{acd}} \quad \text{EQ. (3.59)}$$

Conforme citado por Maia (2007), a região de sub-resfriamento corresponde à redução da temperatura do fluido após ter alcançado a fase líquida, do ponto 2,2 a 2, segundo o GRA. 3.1. Esta etapa garante que o dispositivo de expansão não receba o fluido no estado de vapor. A metodologia de cálculo do comprimento desta região é semelhante ao utilizado para a região de dessuperaquecimento, porém considerando-se que o fluido de trabalho passa da temperatura $T_{f_{2,2}}$ para T_{f_2} , a qual depende do grau de sub-resfriamento selecionado, que foi de 5 °C, definido no início do procedimento. Já a temperatura da água passa de $T_{a_{2,2}}$ para T_{a_1} . A carga térmica na região de sub-resfriamento \dot{Q}_{sr} é calculada através de uma equação análoga a EQ. (3.39) utilizando a entalpia do líquido saturado na temperatura $T_{f_{2,2}}$ e então $T_{a_{2,2}}$ é calculada por uma equação análoga a EQ. (3.38).

Para determinar o comprimento da região de sub-resfriamento L_{sr} utiliza-se a EQ. (3.60). Aplica-se a temperatura média logarítmica $\Delta T_{ml_{sr}}$ na região dada pela EQ. (3.61).

$$\dot{Q}_{sr} = U_{sr} \pi d_{ext_f} L_{sr} \Delta T_{ml_{sr}} \quad \text{EQ. (3.60)}$$

$$\Delta T_{ml_{sr}} = \frac{(T_{f_{2,2}} - T_{a_{2,2}}) - (T_{f_2} - T_{a_1})}{\ln \left[\frac{T_{f_{2,2}} - T_{a_{2,2}}}{T_{f_2} - T_{a_1}} \right]} \quad \text{EQ. (3.61)}$$

Em que U_{sr} é o coeficiente convectivo global na região de sub-resfriamento dado pela EQ. (3.62), em que $k_{Cu_{sr}}$ é a condutividade térmica do tubo de cobre na temperatura da parede $T_{par_{sr}}$ na região, sendo esta dada pela EQ. (3.63).

$$\frac{1}{U_{sr}} = \frac{1}{H_{a_{sr}}} + \frac{d_{ext_f}}{H_{f_{sr}} d_{int_f}} + \frac{d_{ext_f} \ln \left[\frac{d_{ext_f}}{d_{int_f}} \right]}{2k_{Cu_{sr}}} \quad \text{EQ. (3.62)}$$

$$T_{par_{sr}} = \frac{H_{f_{sr}} \left[\frac{T_{f_2} + T_{f_{2,2}}}{2} \right] + H_{a_{sr}} T_{a_1}}{H_{f_{sr}} + H_{a_{sr}}} \quad \text{EQ. (3.63)}$$

Em que $H_{f_{sr}}$ e $H_{a_{sr}}$ são os coeficientes convectivos interno do fluido frigorífico e externo da água, respectivamente, na região de sub-resfriamento.

O coeficiente externo de transferência de calor da água $H_{a_{sr}}$ para essa região é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento, utilizando-se equações análogas às EQ. (3.47) a EQ. (3.51), levando em conta as novas condições dessa região.

O coeficiente interno de transferência de calor do fluido frigorífico $H_{f_{sr}}$ para essa região é determinado da mesma forma que na região de dessuperaquecimento. Utiliza-se a EQ. (3.64) de Dittus-Boelter, sendo o escoamento considerado turbulento.

$$Nu_{sr_f} = 0,023 Re_{f_l}^{0,8} Pr_{f_l}^{0,3} \quad \text{EQ. (3.64)}$$

Em que Nu_{sr_f} é o número de Nusselt dado pela EQ. (3.65), válida para número de Reynolds do líquido Re_{f_l} maior que 2300 (turbulento). Complementando, Pr_{f_l} é o número de Prandtl e k_{f_l} é a condutividade térmica do fluido frigorífico no estado líquido na região, além de Re_{f_l} ser dado pela EQ. (3.54), porém com μ_{f_l} sendo a viscosidade absoluta do líquido na região.

$$Nu_{sr_f} = \frac{H_{f_{sr}} d_{int_f}}{k_{f_l}} \quad \text{EQ. (3.65)}$$

O comprimento total do condensador L é a soma dos comprimentos obtidos para as três regiões, dado pela EQ. (3.66). Já a potência de troca de calor do condensador, e consequentemente a potência de aquecimento da BDC utilizando este condensador é dada pela EQ. (3.67). O dimensionamento do condensador necessário para realização desta pesquisa foi realizado com a utilização do software EES. A descrição detalhada dos procedimentos de dimensionamento é apresentada no Anexo 1.

$$L = L_{des} + L_{cd} + L_{sr} \quad \text{EQ. (3.66)}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{des} + \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{sr} \quad \text{EQ. (3.67)}$$

O desempenho térmico global da bomba de calor $COP_{global_{cc}}$ utilizando este tipo de condensador é dado pela EQ. (3.68), sendo que a vazão mássica de água é medida no início do ensaio da BDC e mantida constante, salvo alguma modificação necessária durante o ensaio.

$$COP_{global_{cc}} = \frac{\dot{m}_a c_{pa} (T_{a2} - T_{a1})}{\dot{W}_{comp_{real}}} \quad \text{EQ. (3.68)}$$

Na utilização desse condensador, foi considerado que todo o calor cedido pelo fluido refrigerante ao passar por este componente é integralmente absorvido pela água que passa em contracorrente, que então é armazenada no tanque. Sendo assim, todas as perdas de calor para o ambiente externo ocorridas nesse condensador foram desprezadas. Além disso, foi descartada a queda da eficiência térmica do fluido refrigerante ao ser contaminado por óleo lubrificante no processo de compressão.

As equações já apresentadas que permitem a determinação do desempenho térmico global do sistema COP_{global} levam em consideração que o condensador tem um rendimento de 100%, ou seja, não perde calor para o ambiente. Essa tratativa é necessária para a determinação da vazão mássica de fluido refrigerante, pois não havia disponível um medidor de vazão de refrigerante na linha do sistema. Sendo assim, foi possível determinar por medição apenas a vazão de água, através da monitoração do tempo de enchimento de recipiente de volume conhecido. Logo, a única perda térmica do sistema pode ocorrer somente no compressor, sendo que a relação entre o trabalho ideal e o trabalho real do compressor determina a eficiência deste componente. Com isso, a EQ. (3.69) fornece o rendimento global do compressor. Nesta equação, pode-se utilizar tanto o trabalho do

compressor ideal e real ou o desempenho do ciclo e desempenho global do sistema, uma vez que o calor trocado no condensador é o mesmo para os fluidos, ou seja, sem perdas de calor para o ambiente.

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{comp_{ideal}}}{\dot{W}_{comp_{real}}} = \frac{COP_{global}}{COP_{ciclo}} \quad \text{EQ. (3.69)}$$

Embora o evaporador não tenha rendimento de 100%, apenas absorção de calor pelo fluido refrigerante pode ocorrer na sua passagem pelo evaporador, já que o refrigerante possui pequena temperatura de evaporação, abaixo da temperatura ambiente. Esta taxa de calor absorvida no evaporador é mensurável, dando previsibilidade do balanço térmico do sistema. Sendo assim, o fluido refrigerante do sistema não perde calor ao passar no evaporador, apenas há aquisição de energia térmica e que pode ser determinada.

A troca de calor do fluido refrigerante ao passar pela válvula de expansão é desprezada, por ser de complexa análise e de baixa participação global do sistema, embora se observe condensação do vapor de água da atmosfera sobre o corpo externo da válvula, indicando absorção de calor sensível e latente do ar ambiente, porém em quantidade muito pequena.

Enfim, pela instrumentação utilizada, a única perda térmica no sistema possível de ser determinada é a do compressor e que está diretamente relacionada ao rendimento do sistema, como indicado pela EQ. (3.69). Foi considerada também desprezível a perda de calor ao longo de toda a linha de fluido devido à boa eficiência de isolamento dos tubos.

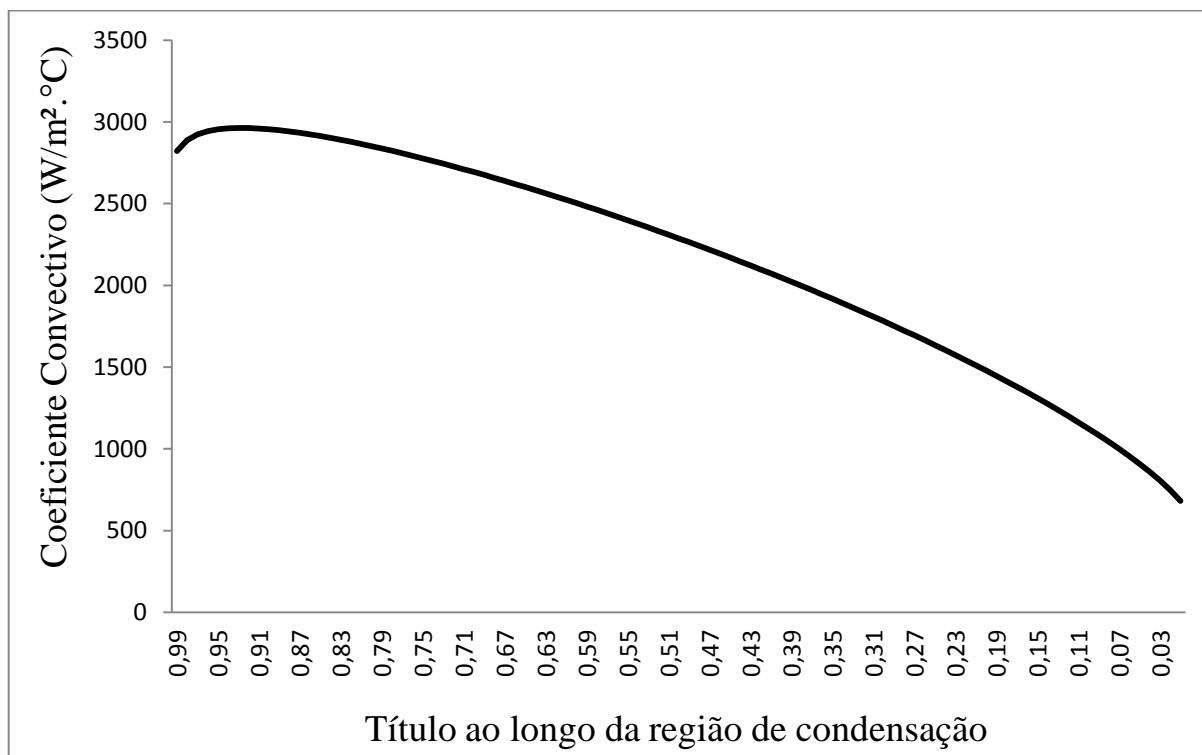
3.1.7.2. Resultados para o projeto e fabricação do condensador coaxial

No Anexo 1 encontram-se, além do algoritmo completo, os resultados calculados para todas as variáveis envolvidas. O comprimento do condensador foi de $L = 5,47$ m, porém por questões de tolerâncias dimensionais e ferramentas de trabalho utilizadas para fabricação do condensador, foi considerado um comprimento de 5,5 m. Por fim, a potência de troca de calor do equipamento foi $\dot{Q}_{cond} = 621$ W.

Com relação aos resultados de alguns parâmetros destacados na seção de etapas de dimensionamentos, ressaltam-se os seguintes: os números de Reynolds da água para todas as regiões foram menores que 2300, caracterizando regime de escoamento laminar. A vazão mássica de fluido refrigerante por área foi de $G_f = 185,2$ kg/s.m². Sendo assim, ambas as

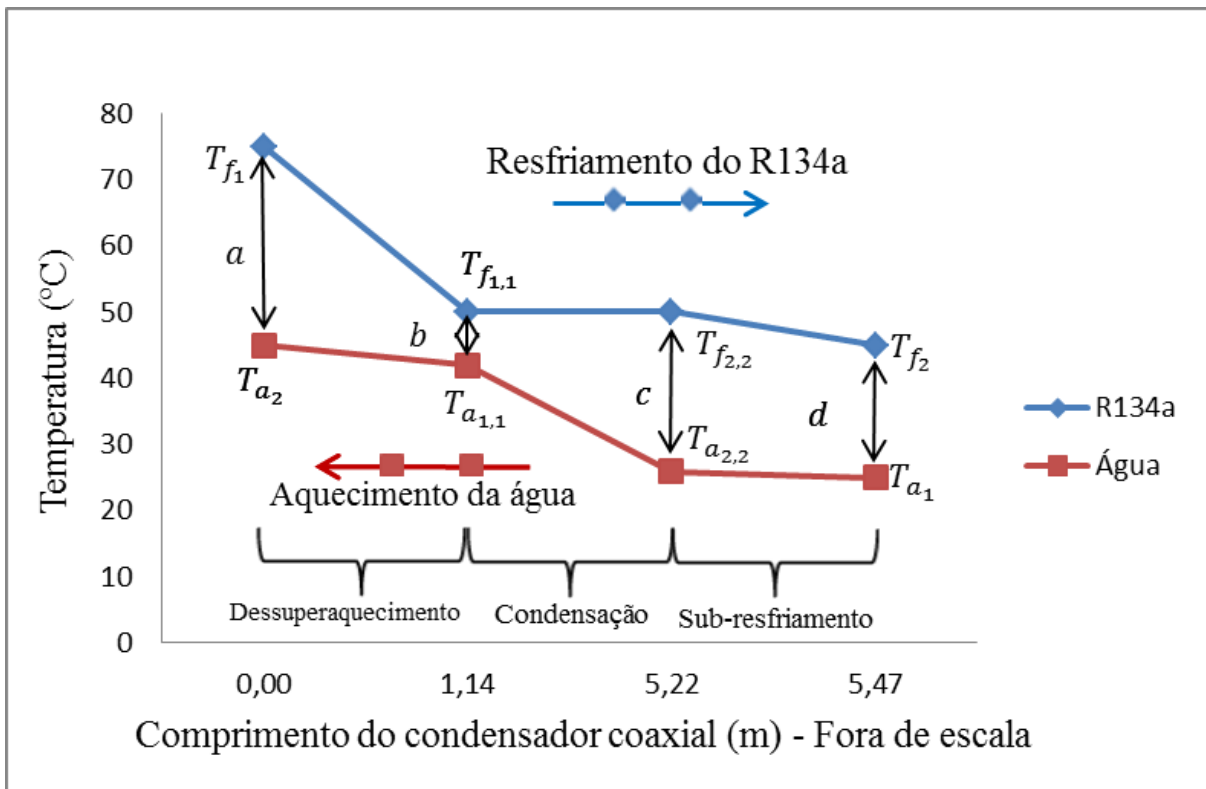
equações Shah e Akers estiveram aptas a determinar $H_{f_{cd}}$. Por Akers obteve-se um valor médio de $2543 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}^\circ$ e por Shah obteve-se $2158 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}^\circ$. O valor calculado por Shah foi considerado no dimensionamento, tomando como premissa um posicionamento conservador com relação ao processo de troca térmica de calor. O GRA. 3.2 apresenta a variação do $H_{f_{cd}}$ ao longo da variação do título x na região de condensação considerando a correlação de Shah.

O GRA. 3.3 auxilia na compreensão do processo que ocorre no interior do condensador coaxial e esclarece melhor as localizações das temperaturas (a, b, c e d são diferenças entre as temperaturas) dos fluidos ao longo do trocador de calor e das regiões citadas no dimensionamento do equipamento. O eixo de comprimento do condensador está fora de escala.



GRA. 3.2: Comportamento do coeficiente convectivo do fluido frigorífico

A FIG. 3.20 apresenta o condensador fabricado, ainda não instalado na BDC. A FIG. 3.21 apresenta parte da BDC após a instalação deste condensador.



GRA. 3.3: Temperatura versus comprimento do condensador



FIG. 3.20: Condensador coaxial fabricado

Os tubos concêntricos foram dispostos em formato de hélice com 650 mm de diâmetro médio, totalizando aproximadamente 2,7 voltas (número de espiras). O tubo externo foi recoberto com isolante térmico composto por um tubo esponjoso de polietileno blindado com espessura de 9 mm para diminuir a influência das condições do ambiente externo sobre a

tubulação. Em cada uma das extremidades do tubo externo foi instalado uma conexão TÊ, no qual pela parte interna desta passa o tubo interno, se prolongando aproximadamente 0,5 metros para poder ser instalado na linha da BDC. Estas conexões permitiram a separação dos fluxos de fluido refrigerante (que passou pelo tubo interno no interior da conexão) e de água (que entrou em contato com a conexão, pois esta foi acoplada ao tubo externo). Nas extremidades dos TÊs foram instaladas as mangueiras de água, uma para receber a água da rede e outra para levar a água para o topo do tanque. A FIG. 3.22 apresenta em detalhes as dimensões do condensador e a FIG. 3.23 apresenta os detalhes do corte da seção dos tubos. Por fim, a TAB. 3.7 apresenta os dados técnicos do condensador coaxial implantado na BDC.



FIG. 3.21: Condensador coaxial instalado na BDC



FIG. 3.22: Dimensões do condensador coaxial

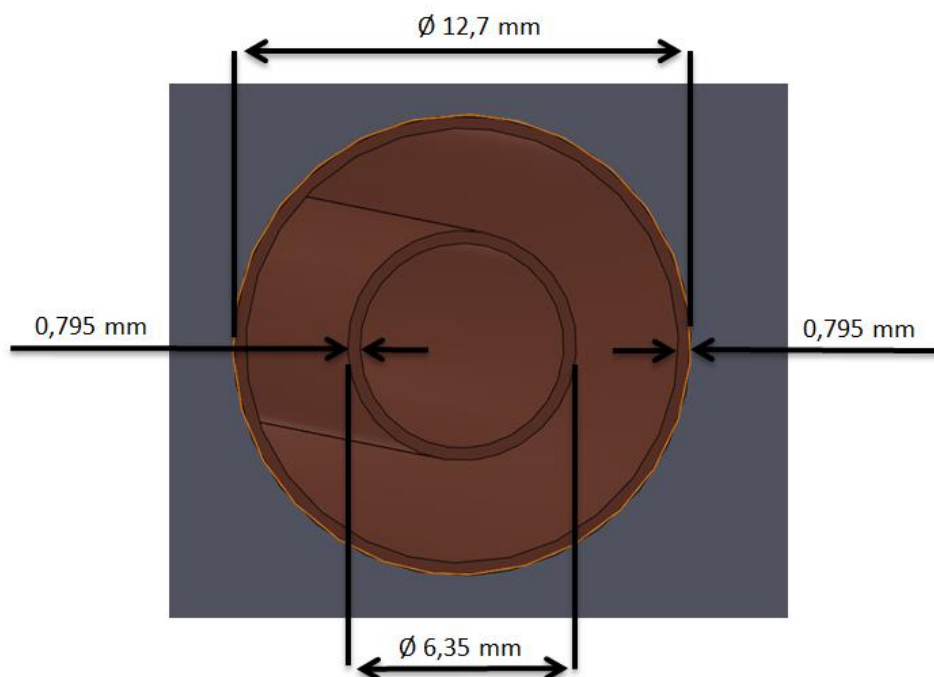


FIG. 3.23: Detalhes dimensionais da seção dos tubos do condensador

TAB. 3.7: Detalhes técnicos do condensador coaxial

Tipo	Tubos concêntricos
Número de passes pelo condensador	Apenas 1
Material dos tubos	Cobre
Fluido Primário (refrigerante) – tubo central	R134a
Fluido Secundário – espaço anular	Água
Diâmetro interno do tubo interno	4,76 mm
Diâmetro externo do tubo interno	6,35 mm
Diâmetro interno do tubo externo	11,11 mm
Diâmetro externo do tubo externo	12,7 mm
Espessura das paredes dos tubos	0,795 mm
Espessura da parede do tubo isolante	9 mm
Comprimento dos tubos (condensador)	5,5 m
Diâmetro médio da hélice (espira)	0,65 m
Número de voltas (espiras)	2,7
Altura do condensador	92,1 mm

3.2. Instrumentação utilizada

A BDC foi instrumentada com termopares do tipo K e manômetro do tipo Bourdon. Efetivamente foram utilizados 13 termopares e 4 manômetros para registro das temperaturas e pressões pelo sistema. A FIG. 3.1 e a TAB. 3.1 apresentam as posições e identificação de cada um desses instrumentos. Todos os termopares foram calibrados, sendo que este processo é descrito no Anexo 2.

Para medição do fluxo de radiação solar instantânea foram utilizados 2 piranômetros calibrados, um instalado no plano horizontal e o outro instalado no plano inclinado do coletor solar. Pela FIG. 3.3 é possível identificar o posicionamento desses instrumentos. A FIG. 3.24 apresenta detalhe dos mesmos na instalação. Efetivamente apenas o piranômetro inclinado já foi suficiente para fornecer o fluxo de calor por radiação W/m^2 incidente no plano do coletor. O piranômetro horizontal foi utilizado para construção do perfil de radiação solar incidente ao longo do ensaio na superfície horizontal onde a BDC estava posicionada. Para a instalação do piranômetro inclinado foi projetado, fabricado e instalado por aparafusamento um suporte que une a estrutura de alojamento do instrumento com a base da estrutura na qual a BDC está montada.



FIG. 3.24: Detalhes dos piranômetros instalados na BDC. (A) piranômetro horizontal e (B) piranômetro inclinado

A medição do consumo pelo compressor foi obtida pelo uso de um medidor de energia (também conhecido como wattímetro por medir a energia em Wh) elétrica calibrado. A FIG. 3.25 apresenta o equipamento em questão. Este dado é fundamental para o cálculo do trabalho real consumido pelo compressor e, posterior determinação do desempenho térmico global do sistema. Já para a medição da temperatura de ponto de orvalho e temperatura ambiente foi utilizado um psicrômetro digital calibrado, apresentado na FIG. 3.26.

Para a medição do condensado gerado no evaporador foi utilizado uma proveta graduada calibrada. Já para a medição da vazão de água pelo condensador foi utilizado um becker calibrado de 1 l de capacidade. Realizaram-se 3 medições do tempo de enchimento desse becker através de um cronômetro. A média dos tempos foi utilizada para o cálculo da referida vazão.



FIG. 3.25: Medidor de energia elétrica de consumo do compressor utilizado



FIG. 3.26: Psicrômetro utilizado

A velocidade do vento foi medida por um termo anemômetro de pás digital calibrado (FIG. 3.27) quando os ensaios ocorreram em ambiente aberto, sob a influência do vento. As medições foram realizadas a cada 15 min de ensaio e envolvia um tempo de medição de 16 s realizada pelo instrumento, que fornecia a velocidade média do vento durante esse intervalo de tempo. A seção transversal de passagem axial de ar pelo rotor do instrumento sempre foi posicionado de forma perpendicular a direção do vento. A direção e sentido do vento foram monitorados por uma espécie de biruta instalada no topo do tanque, parte mais alta da BDC.

Finalizado a descrição de todos os componentes da BDC, a TAB. 3.8 reúne todos os componentes do sistema com suas especificações e que realmente foram utilizados, ou seja, não foi considerado o evaporador de tubos aletados. Já a listagem completa dos instrumentos é apresentada em uma seção mais adiante, pois é necessário especificar a incerteza de medição dos mesmos.



FIG. 3.27: Termo anemômetro digital utilizado

TAB. 3.8: Detalhes técnicos de todos os componentes da BDC

Compressor	Fluido: R134a. Tipo: alternativo hermeticamente fechado. Potência: 1/3 HP e deslocamento: 7,95 cm ³ .
Dispositivo de expansão	Válvula de expansão termostática. Danfoss orifício NROX.
Evaporador Solar	Tipo: placa de alumínio conformada em tubo de cobre. $D_{int_{evap}} = 8,73$ mm, $D_{ext_{evap}} = 9,53$ mm, $L_{pl} = 1,60$ m, $w_{pl} = 1,03$ m, espessura da placa 1 mm e $\epsilon = 0,95$. Comprimento do tubo $z = 16,0$ m.
Condensador por imersão	Tubo de cobre. Diâmetro interno 8,73 mm, diâmetro externo 9,53 mm e comprimento 4,5 m.
Condensador coaxial	Tubos de cobre concêntricos. $d_{int_f} = 4,76$ mm e $D_{int_a} = 11,11$ mm. Espessura das paredes 0,795 mm. Comprimento 5,5 m, diâmetro médio da hélice (espira): 0,65 m e número de voltas: 2,7.
Reservatório térmico	Tanque cilíndrico. 62,5 cm de diâmetro interno e 65,5 cm de altura interna, com material isolante de 4 cm de espessura na parede. Capacidade máxima 200 l.

3.3. Sistema de aquisição de dados

Os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de ensaios (temperatura e fluxo de radiação solar) foram coletados e tratados por um sistema de aquisição de dados. Esse sistema é composto basicamente por um módulo para acondicionamento dos sinais gerados pelos termopares e piranômetros. Para os termopares foi utilizada uma placa de aquisição modelo USB-9162 de 24 bits dedicada a este tipo de instrumento. A outra placa utilizada modelo USB-6211 recebeu sinais de tensão emitidos pelos piranômetros. Ambas as placas foram conectadas a um computador portátil.

Para a leitura e tratamento dos sinais provenientes dos sensores, foi desenvolvido um programa no software Labview. Esse converte os sinais recebidos em grandezas de engenharia, permitindo visualizar pelo computador a evolução em tempo real das variáveis medidas, sendo os valores obtidos registrados em um arquivo de saída em formato Excel. A placa de temperatura converteu os sinais dos termopares em temperaturas e a placa de tensão converteu os sinais de tensão dos piranômetros em fluxo de calor. A FIG. 3.28 apresenta a interface do sistema de aquisição de dados projetado no Labview.

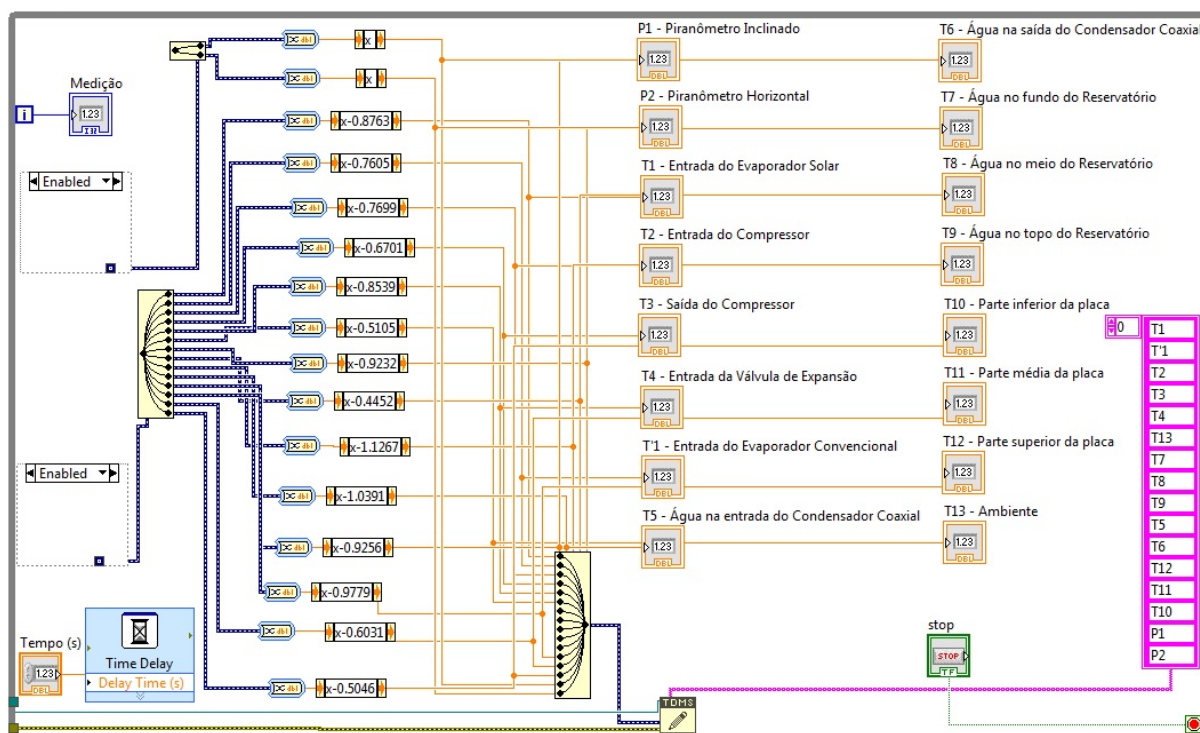


FIG. 3.28: Interface do programa elaborado no Labview para aquisição de dados

3.4. Plano de ensaios

Para o desenvolvimento da pesquisa realizaram-se 4 tipos de ensaios, são eles:

- 1) Aquecimento da água operando a BDC com evaporador solar em ambiente fechado de laboratório, utilizando o condensador do tipo por imersão;
- 2) Aquecimento da água operando a BDC com evaporador solar em ambiente fechado de laboratório, utilizando o condensador coaxial;
- 3) Aquecimento da água operando a BDC com evaporador solar e condensador por imersão em ambiente aberto exposto à radiação solar;

- 4) Aquecimento da água operando a BDC com evaporador solar e condensador coaxial em ambiente aberto exposto à radiação solar.

Foram realizados 5 testes para cada tipo de ensaio, garantindo assim um número satisfatório de repetitividade de cada tipo de ensaio. Em todos os testes, o tempo entre medições dos instrumentos envolvidos foi de 15 minutos. Foram registrados automaticamente pelo sistema de aquisição de dados as medidas de temperaturas e de fluxo de radiação solar, sendo este último apenas quando o ensaio foi realizado em ambiente aberto. Os dados de pressão, temperatura ambiente e orvalho, consumo de energia elétrica e velocidade do vento foram obtidos por leitura manual dos instrumentos. Este fato foi decisivo para definição de um intervalo de medições razoável, de forma a não sobrecarregar exaustivamente o operador do sistema. Para os ensaios realizados em laboratório, sempre houve formação de condensado. Este era recolhido a cada intervalo de 1 hora e seu volume era medido por uma proveta. Para os ensaios em que se utilizou o condensador coaxial, a vazão de água era medida antes do início do ensaio e mantida constante, salvo alguma exceção.

De forma detalhada, os seguintes parâmetros foram registrados durante os ensaios a cada intervalo de medição de 15 minutos, salvo exceção:

- A) Temperatura do refrigerante na entrada do compressor;
- B) Pressão do refrigerante na entrada do compressor;
- C) Temperatura do refrigerante na saída do compressor;
- D) Pressão do refrigerante na saída do compressor;
- E) Temperatura do refrigerante na saída do condensador;
- F) Pressão do refrigerante na saída do condensador;
- G) Temperatura do refrigerante na entrada do evaporador solar;
- H) Pressão do refrigerante na entrada do evaporador solar;
- I) Temperatura da água na entrada do condensador coaxial, quando este foi operado;
- J) Temperatura da água na saída do condensador coaxial, quando este foi operado;
- K) Temperatura no interior do reservatório de água (sendo considerado a média das temperaturas obtidas pelos 3 termopares posicionados em alturas estratificadas no tanque);
- L) Temperatura da placa coletora (sendo considerado a média das temperaturas obtidas pelos 3 termopares posicionados em diferentes porções da placa);
- M) Temperatura ambiente e de orvalho;
- N) Consumo de energia elétrica;
- O) Velocidade do vento, quando o ensaio foi realizado em ambiente aberto;

- P) Volume de condensado formado a cada 1 hora, quando o caso;
- Q) Vazão de água apenas no início do ensaio quando operado o condensador coaxial, salvo exceção.

A vazão de água no condensador coaxial permitiu o balanço de energia nesse condensador e determinação da vazão mássica do refrigerante. A massa total de água no tanque (200 l) que operou com o condensador por imersão permitiu o balanço de energia nesse condensador e determinação da vazão mássica do refrigerante. Com os dados de pressões e temperaturas dos pontos entre os componentes do sistema de compressão de vapor foi possível determinar o ciclo termodinâmico, permitindo o cálculo do desempenho teórico do sistema e o desempenho global do compressor. As temperaturas ambiente, de orvalho e da placa, além do fluxo de radiação solar permitiram a análise energética no evaporador solar e do seu desempenho térmico. A temperatura da água no tanque no fim do ensaio deu um indício de como foi a perda de calor neste, quando se utilizou o condensador coaxial ou o tempo exato para o término do ensaio quando se utilizou o condensador por imersão. A medição de consumo de energia pelo compressor permitiu a determinação do seu rendimento global e do desempenho térmico global do sistema.

Para os ensaios realizados no sol, o evaporador solar foi posicionado com sua face coletora voltada para o norte geográfico. Isso permite o melhor aproveitamento do fluxo de calor por radiação para uma inclinação fixa do coletor durante todo o ensaio e consequentemente, melhor desempenho térmico do sistema.

3.5. Procedimentos técnicos de operação do sistema

Procedimentos foram adotados para a realização dos diferentes tipos de ensaios. Para os ensaios realizados no laboratório, os procedimentos principais foram:

- A) Abertura da válvula que permite o fluxo de refrigerante pelo condensador a ser operado e fechamento da válvula que permite o fluxo de refrigerante pelo outro condensador;
- B) Se o ensaio for com o condensador por imersão, encher o reservatório até a marca de calibração realizada, certificando-se o volume aproximado de 200 l;
- C) Se o ensaio for com o condensador coaxial, impõem-se uma vazão de água inicial. A mesma deve ser alterada manualmente por uma válvula após o acionamento do compressor até que a temperatura de saída de água do condensador se fixe aproximadamente em 45 °C. Realizar as 3 medições de tempo de enchimento do becker

graduado de 1 l no topo do tanque utilizando um cronômetro, determinando a vazão de água a ser mantida constante durante o ensaio. Por fim, drenar o volume de água residual no tanque (inclinando-o) antes de começar o ensaio;

- D) Ligar o compressor no medidor de energia e este em uma tomada 220 V e 60 Hz;
- E) Aguardar a estabilização da BDC (aproximadamente 30 minutos) e também a completa saturação da placa por condensado (aproximadamente 1 hora e 30 minutos). Garantindo um fluxo constante de formação de condensado e coleta pela calha;
- F) Ligar o notebook e iniciar o Labview. Conectar as placas de aquisição de dados no notebook e os slots de fios dos instrumentos nas placas;
- G) Realizar inspeção visual em busca de vazamento ou defeito durante todo o ensaio;
- H) Acionar o registro dos dados no programa e começar as medições manuais a cada intervalo de tempo de 15 minutos;
- I) O ensaio com o condensador por imersão termina quando a temperatura média da água no tanque for de 45 °C. Já para o ensaio que for utilizado o condensador coaxial, ele termina após o completo enchimento do reservatório de água;
- J) Após o encerramento do ensaio pelo programa, desligar o compressor e o fluxo de água se for o caso de uso do condensador coaxial. Desfazer todas as conexões elétricas e eletrônicas realizadas e guardar os instrumentos móveis. Drenar a água se o próximo ensaio planejado for com uso do condensador coaxial, senão a água pode ser reaproveitada para aquecimento com o condensador por imersão.

Para os ensaios realizados em ambiente aberto, os procedimentos principais foram:

- A) Certificar que o reservatório de água está vazio para a BDC ser transportada para fora do laboratório e posicionada no sol;
- B) Posicionar o evaporador solar voltado para o norte geográfico observando o movimento da sombra de um objeto exposto ao sol. O sol possui movimento básico de leste (sol nascente) para oeste (sol poente), enquanto a sombra de um objeto possui movimento oposto;
- C) Realizar os procedimentos de A a D para o caso de ensaios da BDC em laboratório;
- D) Como não há formação de condensado nesse caso, aguardar um tempo de 30 minutos para a estabilização da BDC para iniciar o teste;
- E) Realizar os procedimentos de F a I para o caso de ensaios da BDC em laboratório;

- F) Após o encerramento do ensaio pelo programa, desligar o compressor e o fluxo de água se for o caso de uso do condensador coaxial. Desfazer todas as conexões elétricas e eletrônicas realizadas e guardar os instrumentos móveis. Drenar a água do reservatório para então retornar com a BDC para o laboratório.

3.6. Incerteza de medição

De acordo com Figliola e Beasley (2007), quando se planeja um teste e posteriormente trata-se o resultado, é preciso saber a qualidade deste resultado. A análise de incertezas fornece uma abordagem metódica para estimar a exatidão dos resultados. Os erros de medição, presentes nos resultados, podem ser de três tipos: erro sistemático, aleatório e grosseiro.

Segundo Gonçalves Jr. (2002), o erro sistemático é a parcela de erro sempre presente nas medições realizadas em idênticas condições de operação. Pode ser causado por um problema de ajuste ou desgaste do sistema de medição, ou então por fatores construtivos. Pode estar associado ao próprio princípio de medição empregado ou ainda ser influenciado por grandezas ou fatores externos, como as condições ambientais. Esse erro embora se repita, se a medição for realizada em condições idênticas, geralmente não é constante ao longo de toda a faixa do sistema de medição. Para cada valor distinto do mensurando é possível ter um valor diferente para o erro sistemático. A forma como este erro varia ao longo da faixa de medição depende de cada sistema de medição, sendo de difícil previsão.

Já o erro aleatório ocorre quando uma medição é repetida diversas vezes, nas mesmas condições, e observam-se variações nos valores obtidos. Em relação ao valor médio, nota-se que estas variações ocorrem de forma imprevisível, tanto para valores acima do valor médio, quanto para abaixo. Diversos fatores contribuem para o surgimento do erro aleatório, dentre eles destacam-se: a existência de folgas, atrito, vibrações, variações de tensão elétrica, instabilidades internas e das condições ambientais. A intensidade desse erro em um mesmo sistema de medição pode variar ao longo da sua faixa de medição, com o tempo, com as variações das grandezas de influência, dentre outros fatores, sendo assim também de difícil previsão.

Por fim, o erro grosseiro é geralmente decorrente de mau uso ou mau funcionamento do sistema de medição. Pode ocorrer em função de leitura errônea, operação indevida ou dano do sistema de medição. Seu valor é totalmente imprevisível, porém geralmente sua existência é de fácil detecção. Sua aparição pode ser resumida a casos muito

esporádicos, desde que o trabalho de medição seja feito com consciência. Este tipo de erro foi descartado da análise de medição realizada neste trabalho.

Figliola e Beasley (2007) ressalta que a análise de incerteza deve ser utilizada para ajudar na seleção dos equipamentos e procedimentos com base em seus desempenhos e custos relativos. A distinção de erros sistemáticos e aleatórios pode se uma tarefa muito difícil, sendo assim, os erros são tratados como fontes de incertezas em geral.

Segundo Albertazzi e Souza (2008), o procedimento de avaliação de incerteza em medições diretas, aquela cuja indicação resulta da aplicação do sistema de medição sobre o mensurado, pode ser realizada basicamente de duas formas. A primeira remete-se a estimar a incerteza padronizada baseando-se em parâmetros estatísticos, estimados a partir de valores de observações repetitivas do mensurado. A segunda remete-se a determinação da incerteza padrão através de meios não estatísticos. Em geral outras informações conhecidas a priori são consideradas, tais como medições anteriores, certificados de calibração, especificações do instrumento e manuais técnicos. Esta segunda forma de estimativa da incerteza de cada instrumento foi adotada neste trabalho, onde a mesma foi obtida através das especificações do fabricante presente no manual do instrumento. Isso se deve ao fato do fabricante ter um ótimo processo de calibração de seus instrumentos e ainda fiscalizado por órgãos nacionais competentes a esse tipo de serviço metrológico. Sendo assim, em consulta aos manuais dos instrumentos utilizados neste trabalho, as incertezas de medição foram organizadas na TAB. 3.9.

TAB. 3.9: Incerteza de medição dos instrumentos utilizados

Instrumento de medição	Incerteza
Termopar tipo K	± 1 °C
Manômetro tipo Bourdon (pressão de baixa)	$\pm 0,1$ bar (1% do fundo de escala)
Manômetro tipo Bourdon (pressão de alta)	$\pm 0,35$ kgf/cm ² (1% do fundo de escala)
Piranômetros	$\pm 5\%$
Termo anemômetro digital de pás	$\pm 0,9$ m/s (3% do fundo de escala)
Psicrômetro digital	± 1 °C (temperatura ambiente)
	± 2 °C (temperatura do ponto de orvalho)
Medidor de energia	$\pm 1\%$
Becker	± 50 ml
Proveta	± 2 ml
Tanque	$\pm 5\%$
Câmara termográfica	$\pm 0,05$ (emissividade)

Para as variáveis tais como: temperatura, pressão, velocidade, consumo de energia, volume e radiação solar instantânea, as incertezas são dadas pelos valores referenciados na TAB. 3.9. Entretanto, diversos parâmetros são obtidos através de equações

que envolvem as variáveis medidas diretamente pela instrumentação. Sendo assim, é necessário avaliar a propagação de incertezas das variáveis no resultado calculado para cada parâmetro deste trabalho.

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

A metodologia proposta por Taylor e Kuyatt (1994) foi considerada para a determinação da propagação da incerteza nos resultados calculados para os diversos parâmetros apresentados ao longo do texto. Admitindo a não correlação e aleatoriedade entre as incertezas das variáveis, a incerteza do parâmetro calculado pode ser dada pela EQ. (3.70).

$$u_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 u_{X_i}^2} \quad \text{EQ. (3.70)}$$

Em que u_Y a incerteza do parâmetro calculado em função da i -ésima incerteza u_{X_i} da i -ésima variável X_i . A derivada parcial da i -ésima variável $\frac{\partial Y}{\partial X_i}$ em relação às demais, permite determinar a sua contribuição percentual na incerteza total do parâmetro calculado. Sendo assim, é possível identificar qual variável contribui mais ou menos com a incerteza propagada no parâmetro em questão.

O software EES foi utilizado para a realização dos cálculos de diversos parâmetros deste trabalho. Ele possui uma ferramenta de cálculo de incertezas propagadas que segue a metodologia descrita por Taylor e Kuyatt (1994). Logo, adotou-se a determinação das incertezas dos parâmetros de interesse utilizando este software.

3.7. Considerações finais

Realizou-se neste capítulo a descrição minuciosa dos componentes e da instrumentação utilizada na BDC quanto aos aspectos teóricos e técnicos. As equações de todos os parâmetros analisados no trabalho foram apresentadas e descritas. Estas equações permitiram a modelagem do sistema e determinação de diversos parâmetros, tais como: COP, taxas de calor trocadas pelo evaporador e condensadores, potência consumida e rendimento do compressor, e eficiência do coletor.

O projeto do condensador coaxial de tubos concêntricos resultou em um componente com 5,5 m de comprimento. O mesmo foi fabricado e instalado na BDC. Além disso, foram apresentados os critérios para seleção dos componentes e a abordagem geral da fabricação deste condensador.

O plano de ensaios foi descrito assim como os procedimentos técnicos de operação do sistema. Além disso, o sistema de aquisição de dados de temperaturas e fluxos de radiações solares foi criado e descrito. As demais variáveis foram medidas manualmente.

Por fim, a metodologia de tratamento de incertezas de medição foi apresentada. Ela contempla as incertezas de medições dos instrumentos fornecidas pelos seus fabricantes.

4. RESULTADO E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados dos 4 tipos de ensaios realizados no sistema de aquecimento de água, sendo estes: BDC operando em laboratório com evaporador solar e condensador coaxial, BDC operando em laboratório com evaporador solar e condensador por imersão, BDC operando em ambiente aberto (sob exposição a radiação solar) com evaporador solar e condensador coaxial e por fim, BDC operando em ambiente aberto com evaporador solar e condensador por imersão. Além disso, um estudo comparativo entre os condensadores operando em laboratório e em ambiente aberto foi realizado, visando identificar qual deles proporcionou o melhor desempenho térmico para o sistema. O Anexo 3 contém os dados base de todos os 20 ensaios realizados e que foram fundamentais para a análise quantitativa apresentada nesta pesquisa.

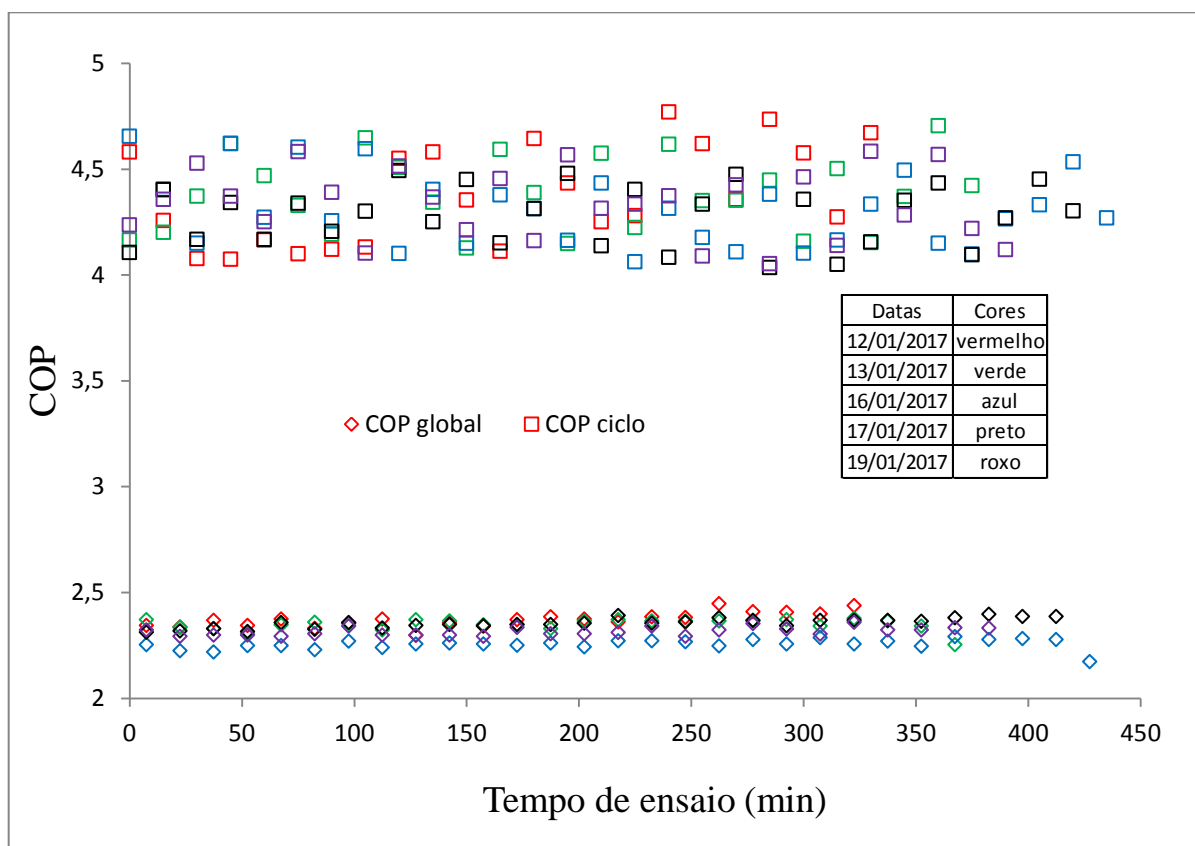
Apresentam-se nas seções subsequentes os resultados das análises quantitativas abordadas no capítulo de Metodologia. Todos eles referem-se aos valores médios considerando os 5 ensaios realizados, salvo alguma exceção explicitada no texto. Essa quantidade de ensaios realizados, para cada tipo de configuração, possibilitou identificar uma tendência para cada grandeza avaliada, fato esse que poderia ser distorcido caso apenas um ou poucos ensaios fossem executados. Algumas grandezas nos gráficos estão estratificadas por cor ou por simbologia para cada um dos 5 ensaios de cada tipo.

4.1. Análise dos ensaios em laboratório da BDC operando com evaporador solar e condensador coaxial

Para este tipo de configuração do sistema de aquecimento de água, esta foi aquecida da temperatura média $T_{\text{água-entrada}}$ (ou T_5) de 25,9 °C até a temperatura média $T_{\text{água-saída}}$ (ou T_6) de 45,5 °C, sendo a temperatura média ambiente T_{ar} de 26,2 °C. Ao término do ensaio, a temperatura média da água no tanque $T_{\text{água-tanque-fim}}$ foi 42,7 °C, indicando uma queda de temperatura média de 2,8 °C. Essa queda é justificável pela perda de energia térmica da água devido ao isolamento imperfeito do tanque. A referida perda é aceitável, sendo que a temperatura da água em torno de 40 °C proporciona um banho com bom conforto térmico.

A temperatura média da placa T_{pl} foi 8,9 °C. Além disso, o tempo médio de ensaio foi 6,37 horas (6h22min) e realizaram-se em média 27 medições das variáveis por ensaio. Ressalta-se que a velocidade de enchimento do reservatório no tempo é constante, pois a vazão ficou invariável durante cada ensaio.

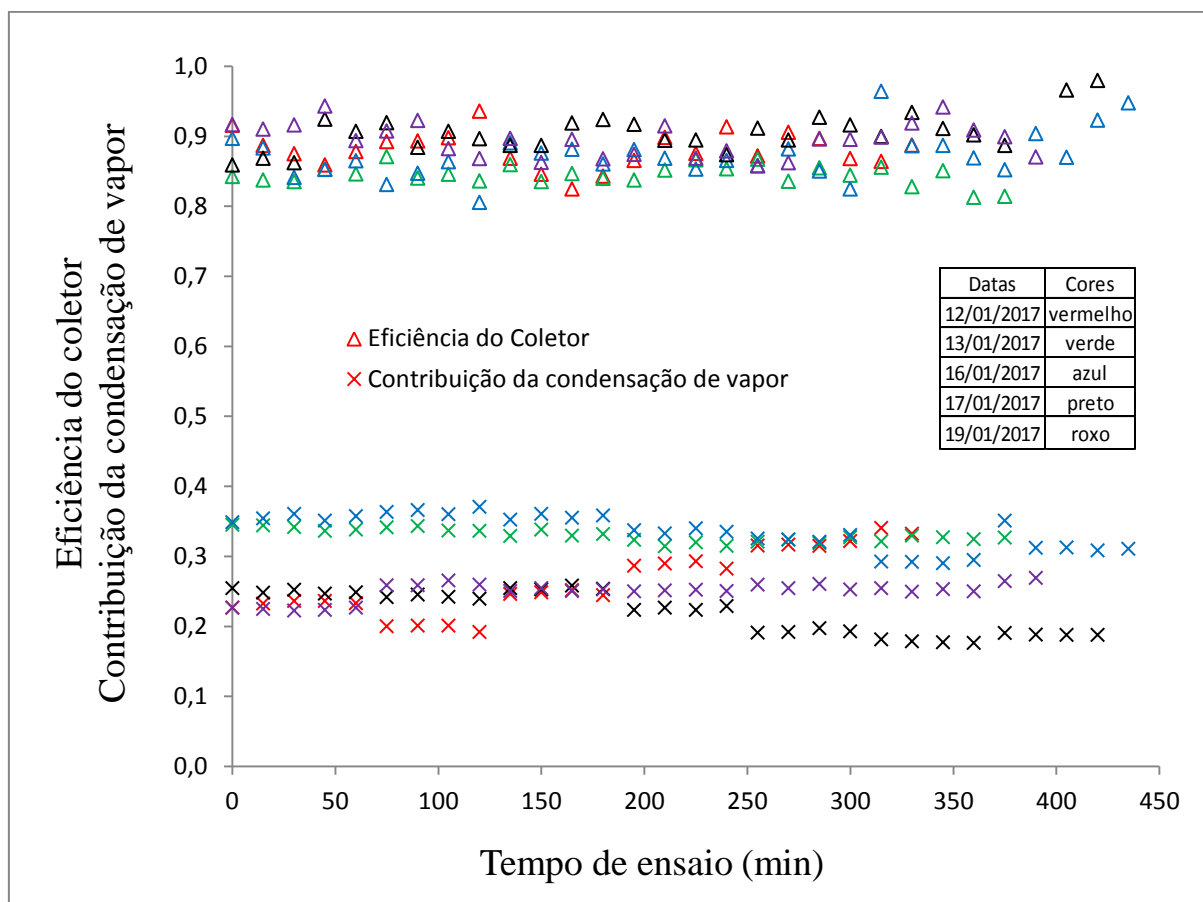
O coeficiente de desempenho médio do ciclo COP_{ciclo} foi 4,34 e o médio global COP_{global} foi 2,33. Já a eficiência média do coletor η_{col} foi 0,88 e a eficiência média da aleta η_{aleta} foi 95%, mantendo-se uniforme ao longo dos ensaios. Por fim, a contribuição média da taxa de calor fornecida pela condensação do vapor de água presente no ar para o coletor $\frac{q_{CO_{vapor\ exp}}}{\dot{Q}_{evap\ real}}$ foi 28%. O GRA. 4.1 apresenta o desempenho térmico global e de ciclo para o sistema ao longo do tempo de ensaio e consequente enchimento do reservatório de água. O GRA. 4.2 apresenta a eficiência do coletor e a contribuição da taxa de condensação de vapor em relação à taxa total de calor disponível ao evaporador.



GRA. 4.1: Desempenho térmico global e de ciclo para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial

O desempenho térmico global tendeu a permanecer constante, sendo que o mesmo foi observado para o desempenho térmico do ciclo e para a eficiência do coletor. A contribuição da condensação de vapor também tendeu a ficar constante em cada ensaio, porém o seu valor foi dependente da condição de umidade relativa do ar ambiente no dia do teste. Tanto a taxa de calor latente real do ar $q_{CO_{vapor\ exp}}$ quanto a teórica $q_{CO_{vapor\ teórico}}$, em geral, cresceram com o aumento da umidade relativa do ar. Sendo assim, constatou-se que, em

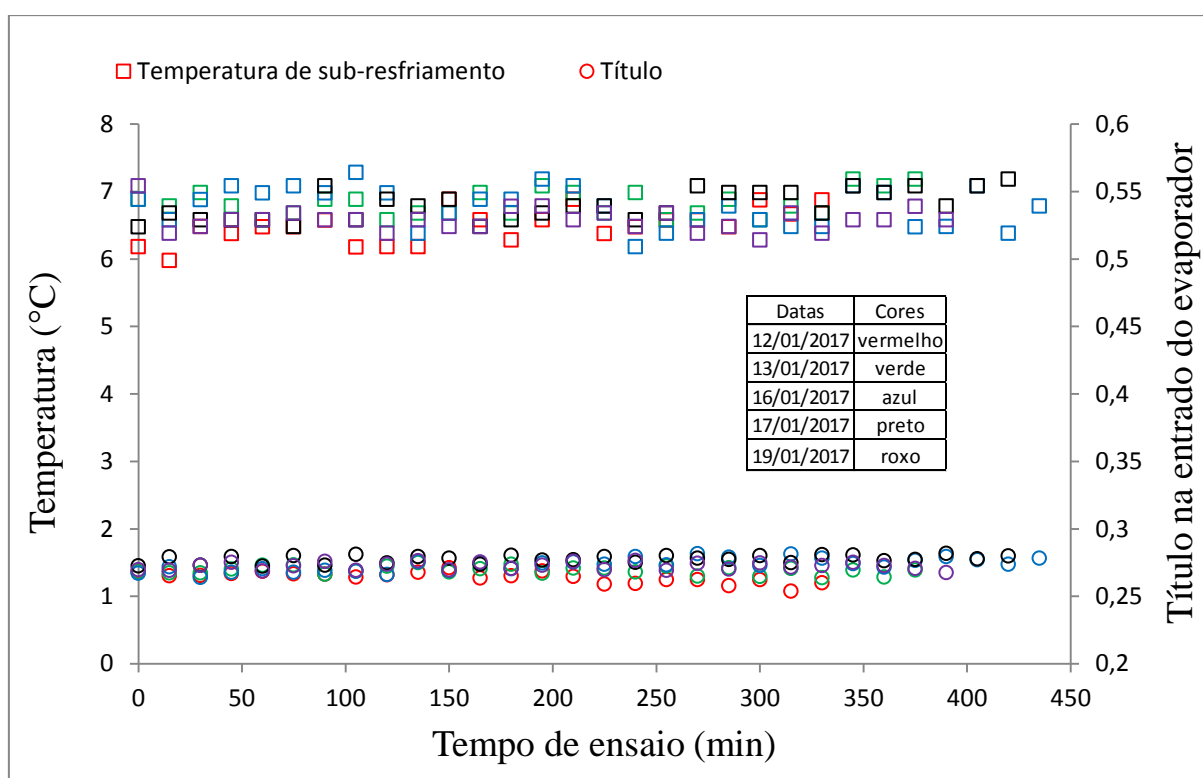
geral, nos dias que tiveram maior umidade do ar, a taxa de contribuição de condensação do vapor foi maior.



GRA. 4.2: Contribuição da condensação de vapor e da eficiência do coletor para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial

A distribuição da temperatura de superaquecimento $T_{s.A.}$ do ciclo de compressão de vapor foi bastante heterogênea ao longo dos ensaios, sendo seu valor médio igual a $7,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isso é justificável pela mudança constante das condições ambientais, tais como temperatura ambiente e umidade relativa do ar, além da variação da temperatura da placa. Embora a temperatura de superaquecimento variasse bastante ao longo do tempo de enchimento do tanque, em nenhuma situação ela ficou abaixo de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que poderia causar danos ao compressor. Já a temperatura de sub-resfriamento $T_{s.R.}$ teve a tendência de permanecer constante com valor médio de $6,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Com relação ao projeto do condensador coaxial, foi estimado um valor de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para a temperatura de sub-resfriamento, valor próximo do experimental médio obtido pela análise dos ciclos termodinâmicos. Além disso, o título do vapor x na entrada do evaporador também teve uma tendência de permanecer constante com valor médio de $0,271$, como apresentado no GRA. 4.3. A permanência do título constante

indica que a capacidade específica de troca de calor no evaporador teve a tendência de também permanecer constante, analisando essa variável isoladamente. Sendo que a diminuição deste título resulta em acréscimo de capacidade específica de troca de calor (razão da taxa de calor pela vazão mássica do refrigerante), o que proporcionaria maior absorção de calor do ambiente pelo evaporador e aumento do desempenho térmico do sistema. Entretanto, um aumento do título resultaria no oposto da situação anterior, haveria menor absorção de calor do ambiente e redução do desempenho térmico do sistema, conforme discutido por Santos et al. (2016a).

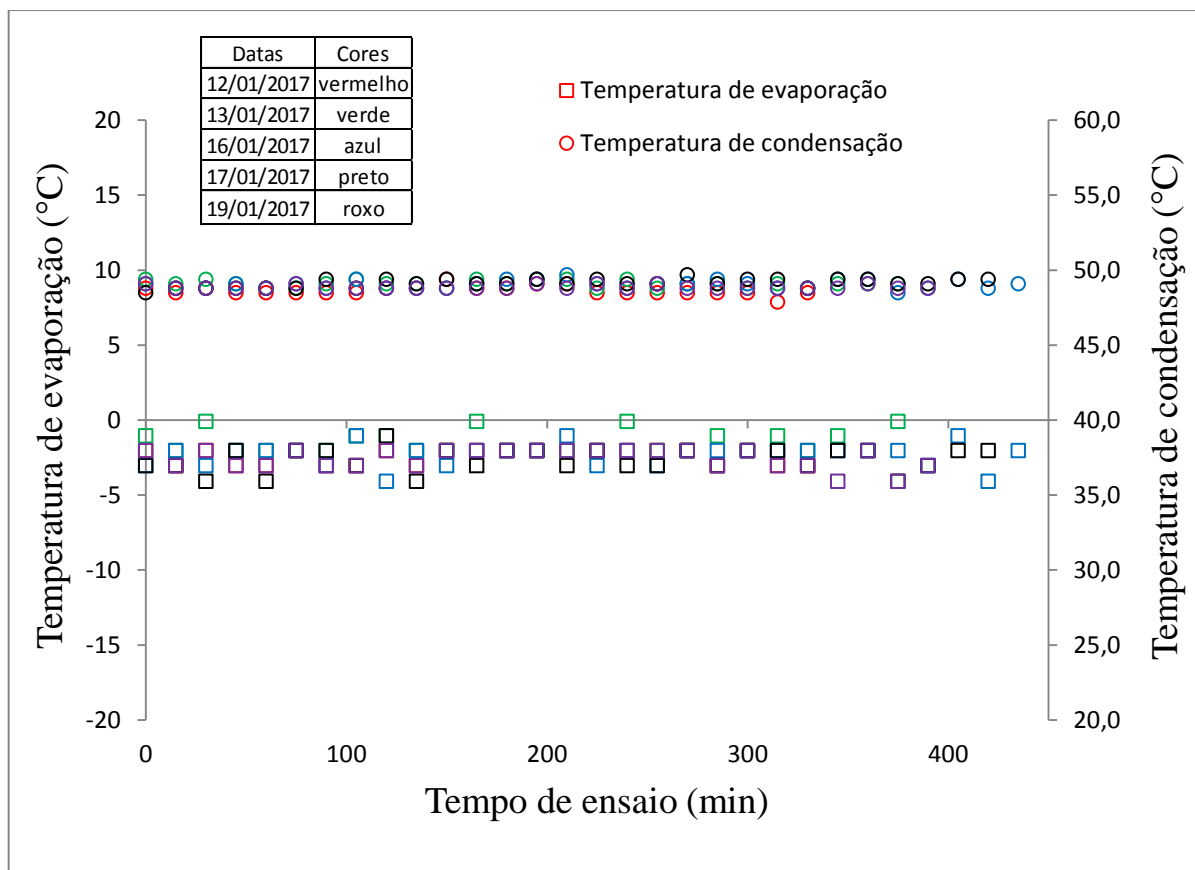


GRA. 4.3: Temperatura de superaquecimento, sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial

O GRA. 4.4 apresenta os perfis de distribuições de temperaturas de evaporação T_{evap} e de condensação T_{cond} . Tanto as temperaturas de evaporação (média de $-2,1$ °C) quanto às de condensação (média de $48,9$ °C) do ciclo de compressão de vapor, tenderam a permanecerem constantes, sendo que para a condensação, os perfis de temperaturas mantiveram-se mais uniformes em relação aos perfis de temperaturas de evaporação.

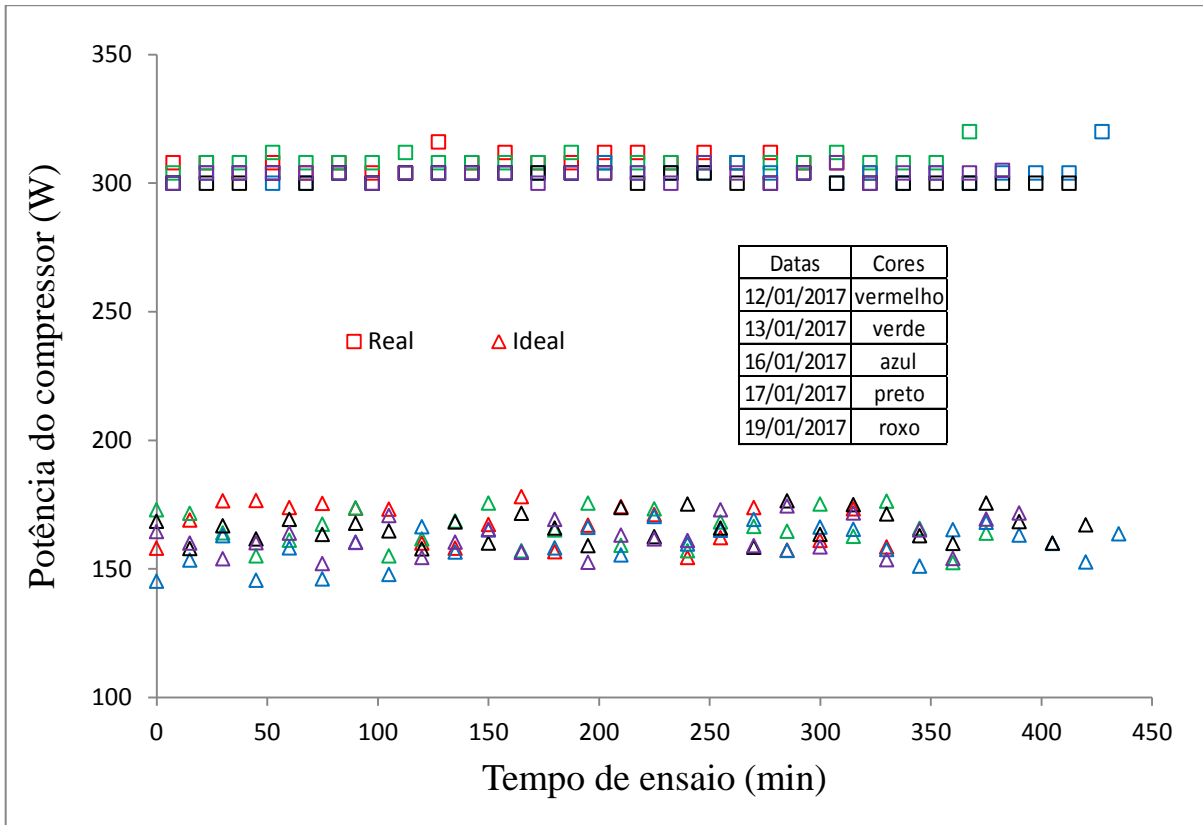
O rendimento global médio do compressor $\eta_{comp_{total}}$ foi de 0,54 e tendeu a permanecer constante. O trabalho ideal médio do compressor $\dot{W}_{comp_{ideal}}$ foi de 164 W, e o trabalho real médio $\dot{W}_{comp_{real}}$ foi de 305 W. A taxa de calor média aproveitada do ambiente

$\dot{Q}_{evap_{real}}$ foi de 547 W, e por fim, a capacidade de aquecimento média do sistema \dot{Q}_{cond} foi de 711 W. Os trabalhos ideal e real (potências) do compressor tenderam a permanecerem constantes, conforme o GRA. 4.5. Entretanto, as taxas de calor (ideal e real) trocadas pelo evaporador e a taxa de calor trocada pelo condensador sofreram variações.

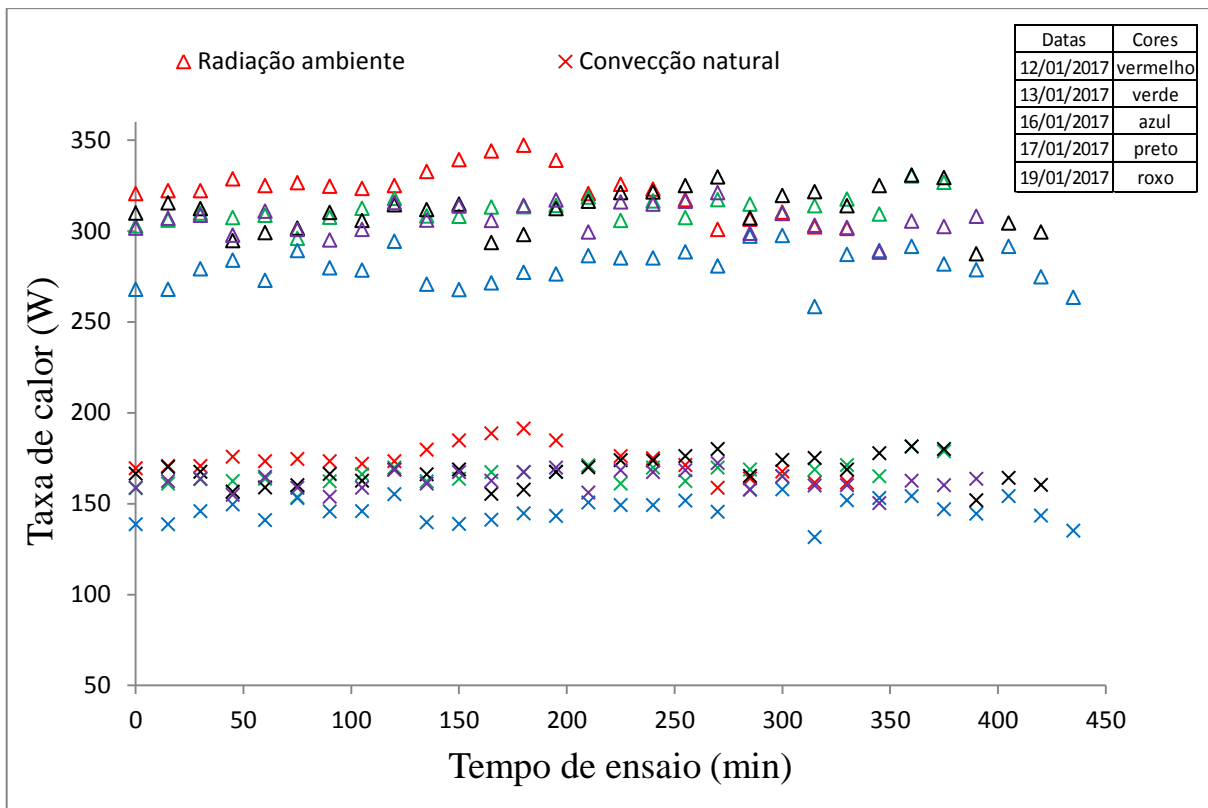


GRA. 4.4: Temperatura de evaporação e de condensação para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial

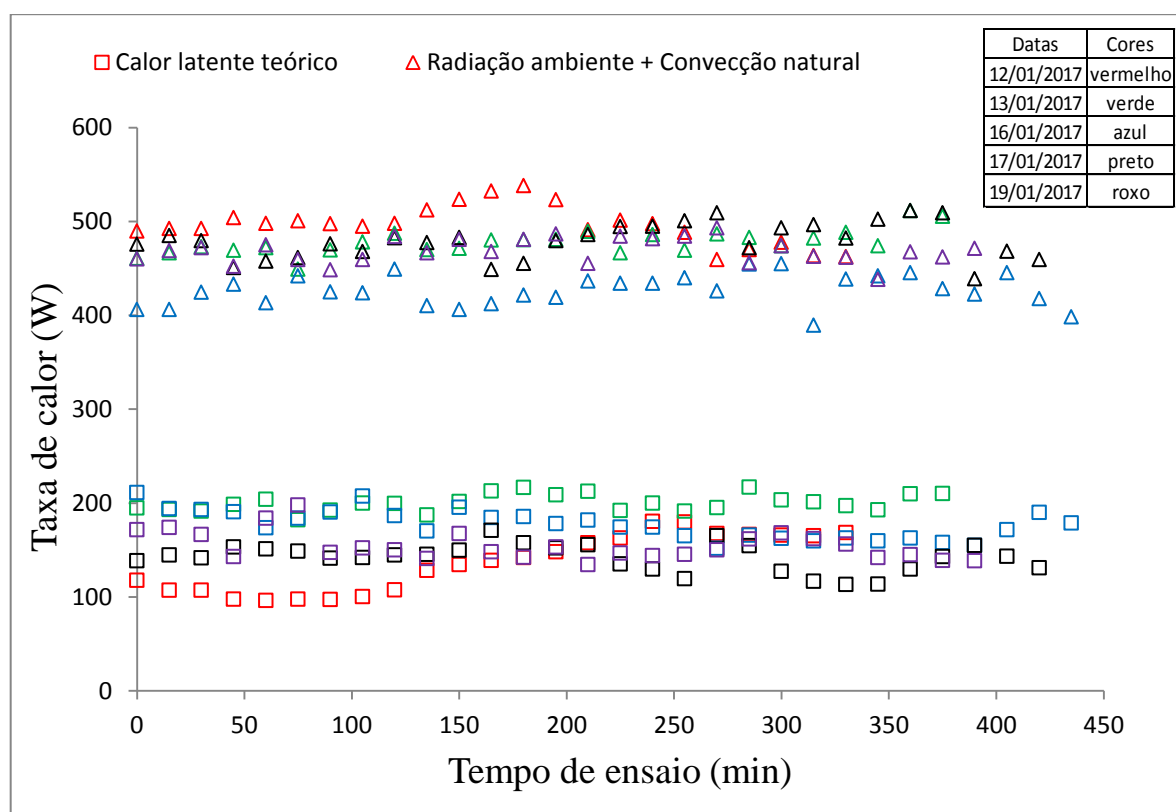
A taxa de calor teórica média por radiação ambiente q_{rad} e a taxa de calor teórica média por calor sensível do ar $q_{conv_{nat}}$ sofreram variações ao longo dos ensaios, conforme o GRA. 4.6. A taxa de calor teórica média por radiação ambiente foi predominante em relação às outras e teve uma participação média de 49% do total disponível ao coletor. Já as taxas teóricas de calor latente (média de 25%) e de calor sensível (média de 26%) complementaram o restante da participação de forma muito próximas entre si, conforme o GRA. 4.7.



GRA. 4.5: Potência do compressor para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial



GRA. 4.6: Taxas de calor por convecção natural e radiação ambiente para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial



GRA. 4.7: Taxas de calor teóricas por convecção natural e radiação ambiente, e taxa de calor latente teórica para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial

As taxas de calor latente teórica (calculada através das equações da literatura) $q_{co\ vapor_{teórico}}$ e real (baseada na coleta experimental do volume de condensado) $q_{co\ vapor_{exp}}$ apresentaram perfis variáveis ao longo dos ensaios e dependentes da umidade relativa do ar. Entretanto, considerando o valor da taxa de calor experimental como a correta, a diferença relativa média entre estas taxas $\frac{q_{co\ vapor_{exp}} - q_{co\ vapor_{teórico}}}{q_{co\ vapor_{exp}}}$ foi de -7,2%, ou seja, pelas equações da literatura, obteve-se um valor um pouco maior que o real. Mesmo assim, o resultado representa um erro médio baixo.

Em relação à taxa média de condensado formado $\dot{v}_{cond_{exp}}$ e o valor médio estimado através das equações da literatura apresentada $\dot{v}_{cond_{teórico}}$, a diferença relativa média $\frac{\dot{v}_{cond_{exp}} - \dot{v}_{cond_{teórico}}}{\dot{v}_{cond_{exp}}}$ foi de -5,7%, considerando a taxa experimental como a correta. Isso significa que pelas equações da literatura, obteve-se um volume de condensado um pouco maior que o real. Como os intervalos de tempo utilizados para os cálculos dessas grandezas foram sempre os mesmos, o resultado dessa análise indica o mesmo valor para o volume de líquido coletado, uma vez que a taxa de condensado é a relação do volume pelo tempo. Estas

duas taxas tiveram perfis bem heterogênicos devido à variação constante da umidade relativa do ar durante e entre os ensaios.

Realizou-se a análise de incerteza da grandeza mais importante envolvida no sistema, o COP_{global} . A TAB. 4.1 apresenta o resultado da análise da propagação de incerteza para o desempenho global do sistema referente ao intervalo de tempo entre a 1ª e 2ª medição do 1º ensaio (subscrito 1-2). O COP_{global} foi determinado sempre entre os intervalos de medições de temperaturas, levando em consideração as temperaturas da água dos pontos de medição anterior e posterior, tanto da água de entrada, quanto da água de saída. Ou seja, levou-se em consideração a média das temperaturas da água de entrada para as medições 1 ($T_{5,1}$) e 2 ($T_{5,5,1}$), assim como a média das temperaturas da água de saída para as medições 1 ($T_{6,1}$) e 2 ($T_{6,6,1}$). Além disso, foi levado em consideração o gasto energético GE_1 entre o intervalo de medições 1 e 2. Esse procedimento foi repetido para os demais intervalos de medições e a média dos valores foi determinada, levando em consideração cada uma das incertezas individuais.

TAB. 4.1: Análise de incerteza para o COP global entre a 1ª e 2ª medição do 1º ensaio em laboratório com o condensador coaxial

Variável \pm Incerteza	Derivada Parcial	Incerteza (%)
$COP_{global_{1-2}} = 2,343 \pm 0,1809$	-	
$GE_1 = 77 \pm 0,77$ [Wh]	-0,03043	1,68
$T_{5,1} = 27,7 \pm 1$ [°C]	-0,06814	14,19
$T_{5,1,1} = 27,7 \pm 1$ [°C]	-0,06792	14,10
$T_{6,1} = 45 \pm 1$ [°C]	0,0677	14,00
$T_{6,1,1} = 44,9 \pm 1$ [°C]	0,06792	14,10
$Vol_{becker} = 1000 \pm 50$ [ml]	0,002343	41,94

A incerteza do volume do becker Vol_{becker} utilizado para a determinação da vazão de água contribuiu para a maior parte da incerteza do COP_{global} . Esse resultado pode ser melhorado caso um medidor de vazão de água fosse utilizado e que certamente possuiria menor incerteza de medição que o becker. Para o cálculo do 1º COP_{global} do 1º ensaio, obteve-se o valor de incerteza de $\pm 0,1809$. A TAB. 4.2 apresenta o resultado da incerteza expandida resultante para todos os 5 ensaios realizados (subscritos 1, 2, 3, 4 e 5), levando em consideração as incertezas de cada ensaio. Além disso, também apresenta o valor do COP global para cada um dos ensaios.

TAB. 4.2: Análise de incerteza para o COP global dos ensaios em laboratório com o condensador coaxial

Variável \pm Incerteza	Derivada Parcial	Incerteza (%)
$COP_{global} = 2,33 \pm 0,05319$	-	
$COP_{global_1} = 2,371 \pm 0,1221$	0,2	21,07
$COP_{global_2} = 2,353 \pm 0,1201$	0,2	20,39
$COP_{global_3} = 2,255 \pm 0,1146$	0,2	18,57
$COP_{global_4} = 2,355 \pm 0,1197$	0,2	20,25
$COP_{global_5} = 2,315 \pm 0,1181$	0,2	19,72

Logo o COP_{global} médio global foi $2,33 \pm 0,05$. A TAB. 4.3 reúne todos os resultados apresentados nessa seção de forma condensada.

TAB. 4.3: Resultados para o sistema operando em laboratório com condensador coaxial

Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio
T_{ar}	26,2 °C	$T_{S.A.}$	7,1 °C	COP_{global}	$2,33 \pm 0,05$
$T_{\acute{a}gua-tanque-fim}$	42,7 °C	$T_{S.R.}$	6,7 °C	COP_{ciclo}	4,34
$T_{\acute{a}gua-entrada}$	25,9 °C	T_{evap}	-2,1 °C	η_{col}	0,88
$T_{\acute{a}gua-saída}$	45,5 °C	T_{cond}	48,9 °C	η_{aleta}	95%
T_{pl}	8,9 °C	$\eta_{comp_{total}}$	0,54	$\dot{Q}_{evap_{real}}$	547 W
$\dot{W}_{comp_{ideal}}$	164 W	$\dot{W}_{comp_{real}}$	305 W	\dot{Q}_{cond}	711 W
Grandeza					Valor médio
Tempo de ensaio					6h22min
Quantidade de pontos medidos por ensaio					27
Título de vapor na entrada do evaporador					0,271
Contribuição real da taxa de calor por condensação					28%
Contribuição teórica da taxa de calor por condensação					25%
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação ambiente					49%
Contribuição teórica da taxa de calor por convecção					26%
Diferença entre a taxa de calor por condensação real e teórica					-7,2%
Diferença entre o volume de condensado real e teórico					-5,7%

4.2. Análise dos ensaios da BDC operando em laboratório com evaporador solar e condensador por imersão

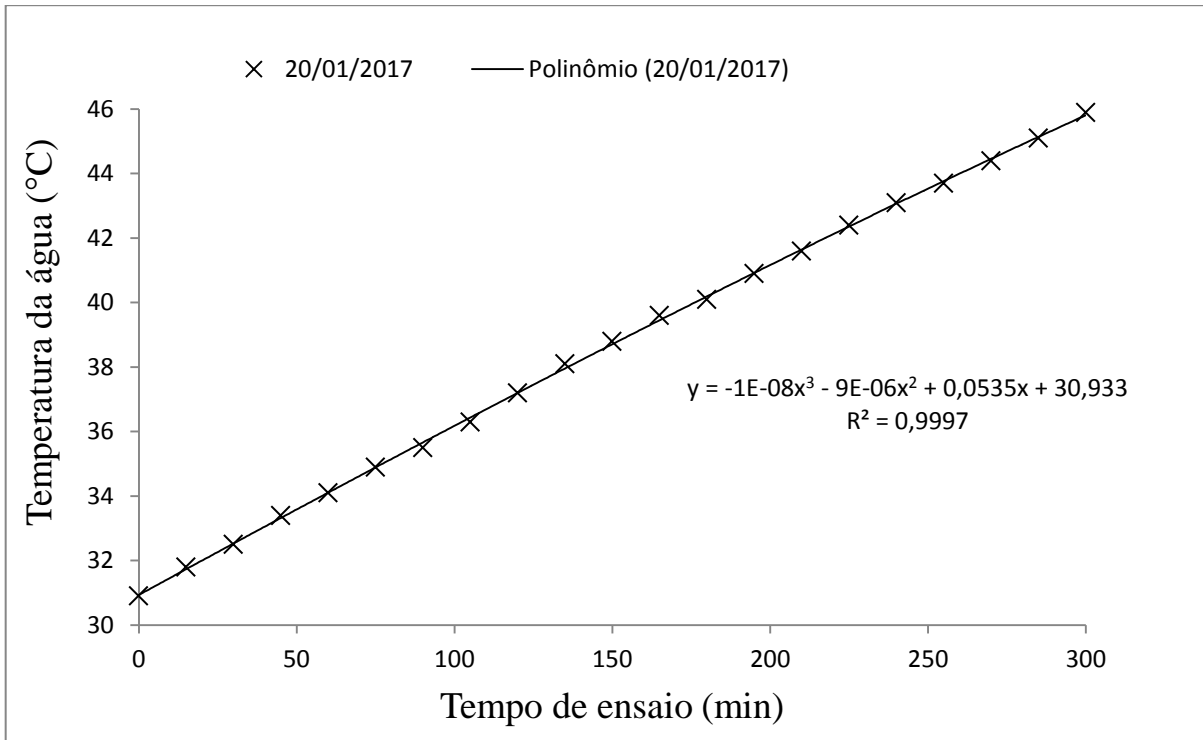
Para este tipo de configuração do sistema de aquecimento de água, esta foi aquecida da temperatura média $T_{\acute{a}gua-início}$ de 32,0 °C até a temperatura média $T_{\acute{a}gua-fim}$ de 45,3 °C, sendo a temperatura ambiente média de 26,8 °C e a temperatura média da placa de 9,2 °C. Além disso, o tempo médio de ensaio foi de 4,3 horas (4h18min) e realizaram-se em média 18 medições das variáveis por ensaio. Ressalta-se que o tempo de aquecimento da água neste

caso, em relação ao uso do condensador coaxial em laboratório, não pode ser comparado diretamente, pois, em média, os ensaios partiram de temperaturas iniciais diferentes e alcançaram temperaturas finais distintas. O mesmo ocorreu para os demais tipos de configurações e não fez sentido a comparação relativa do tempo de duração dos ensaios.

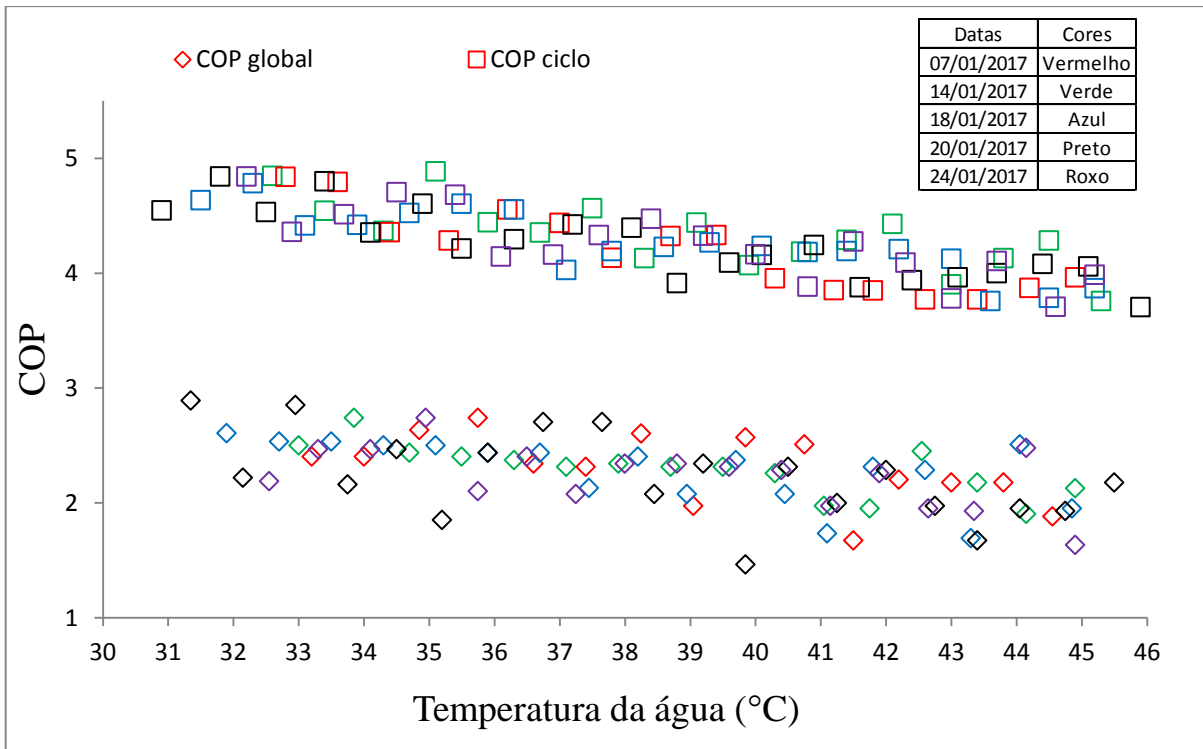
É importante ressaltar que para o aquecimento de todo o volume de água do tanque ao mesmo tempo, envolve a perda de calor da água para o ambiente (devido ao isolamento imperfeito do tanque), o que faz o sistema operar por maior tempo para compensar essa perda. Dessa forma, a cada intervalo de tempo analisado, o calor recebido pela água na verdade é o valor líquido, pois a BDC fornece um calor bruto à água, maior que o valor líquido, porém uma parte se perde para o ambiente e a outra contribui para seu aquecimento. Este fato é certamente mais notório do que a perda de calor pelo isolamento do condensador coaxial, pois a área superficial envolvida (tanque) para o caso do condensador por imersão é maior. Embora existam essas perdas no isolamento do condensador coaxial e no isolamento do tanque, em ambos os casos elas foram desprezadas, pois essa consideração foi fundamental para o balanço térmico no condensador e consequente determinação da vazão de fluido frigorífico pelo sistema. Se um medidor de vazão de refrigerante fosse utilizado, certamente essa perda de calor seria mensurada e as eficiências dos condensadores seriam determinadas, e não consideradas como 100%, como tratado nesta pesquisa. O GRA. 4.8 apresenta a curva de aquecimento da água ao longo do tempo para o 4º ensaio.

O coeficiente de desempenho médio do ciclo foi de 4,26 e o global médio foi de 2,29, valores esses menores que no caso do condensador coaxial operando em laboratório. A eficiência média do coletor foi 0,86. Já a eficiência média da aleta foi 95% e que se manteve uniforme ao longo dos ensaios. Por fim, a contribuição da taxa de calor média fornecida pela condensação do vapor de água presente no ar para o coletor foi 26%. Os GRA. 4.9 e GRA. 4.10 apresentam os perfis de comportamentos das grandezas em questão ao longo da temperatura de aquecimento da água. O desempenho térmico do sistema, tanto o do ciclo quanto o global, sofreu uma degradação com o aquecimento da água, variando de 4,74 a 3,86, em média para o COP do ciclo, e variando de 2,52 a 1,95, em média para o COP global.

A eficiência do coletor oscilou bastante em relação ao caso do condensador coaxial operando em laboratório. A contribuição da taxa de calor latente do ar também foi dependente do dia de ensaios e da situação da umidade relativa do ambiente ao longo do processo de aquecimento da água. As taxas de calor latente do ar (real e teórica) foram, em média, tanto maiores quanto maior a umidade relativa do ar. Sendo assim, em dias com alta umidade do ar, a taxa de contribuição de condensação do vapor, em geral, foi maior. O mesmo resultado foi encontrado nos ensaios do condensador coaxial operando em laboratório.



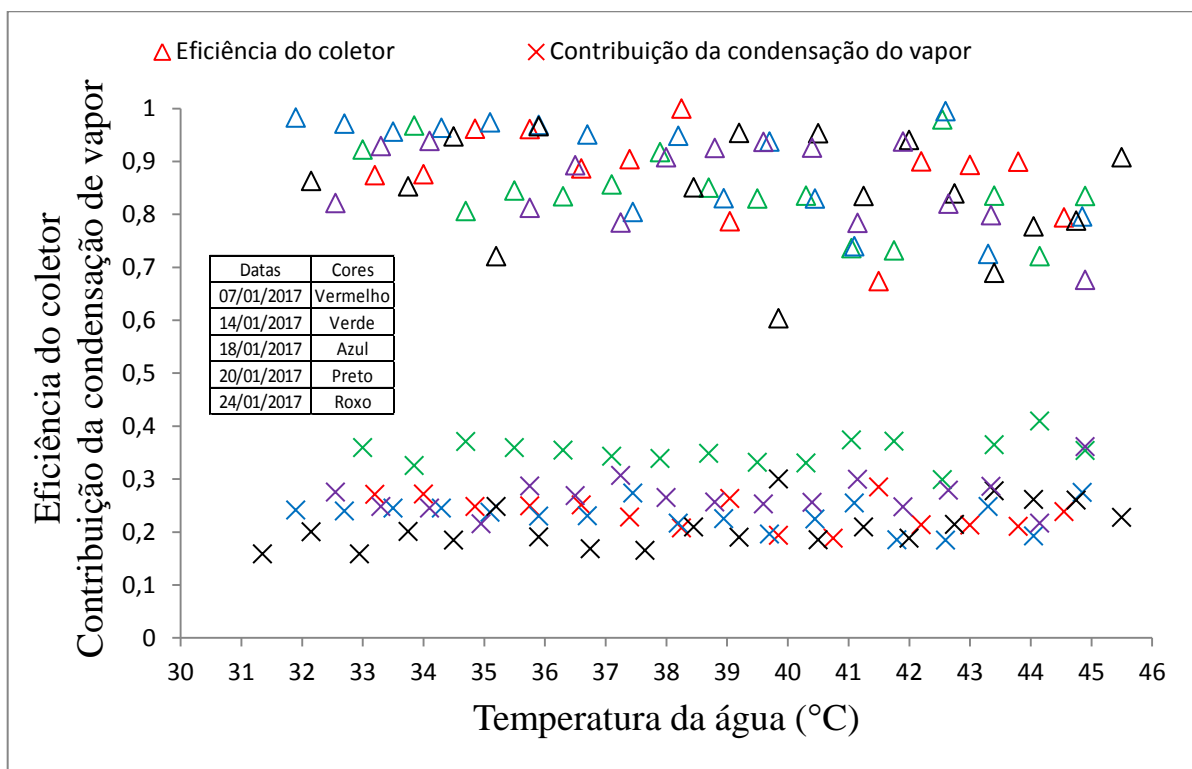
GRA. 4.8: Aquecimento da água (4º ensaio) para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão



GRA. 4.9: Desempenho térmico para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão

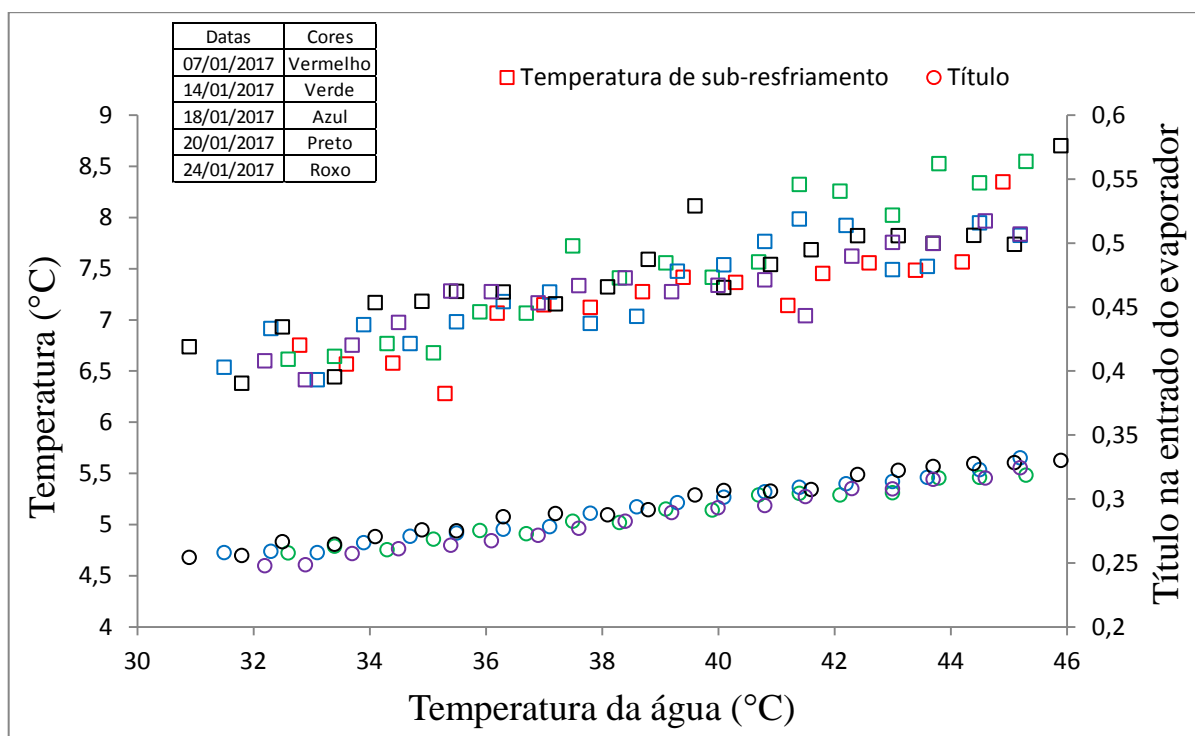
A distribuição das temperaturas de superaquecimento do ciclo de compressão de vapor também foi bastante heterogênea ao longo dos ensaios, sendo que seu valor médio foi 7,1 °C. Isso também é justificável pelos mesmos argumentos utilizados no caso do

condensador coaxial, ou seja, variação da temperatura ambiente, da temperatura da placa e da umidade do ar. Embora tenha ocorrido a variação contínua da temperatura de superaquecimento ao longo do tempo de aquecimento da água, em nenhuma situação ela ficou abaixo de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, ou seja, não houve danos ao compressor por entrada de líquido no mesmo.



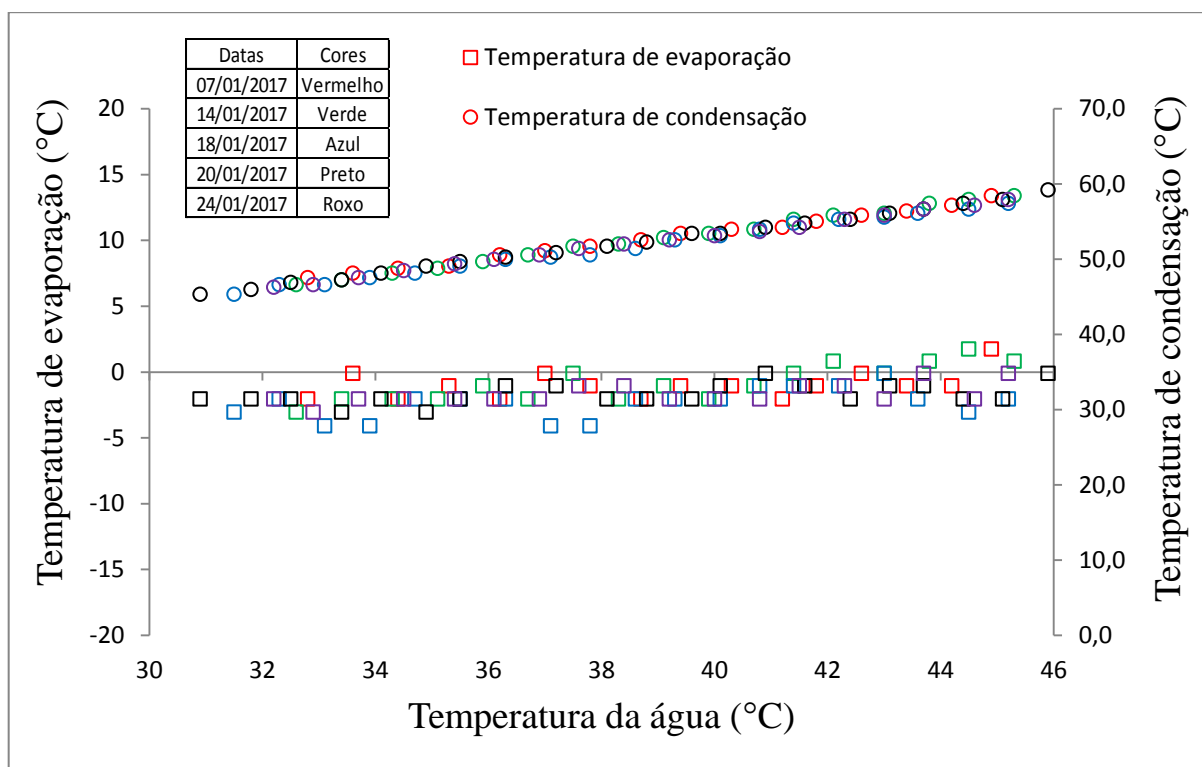
GRA. 4.10: Eficiência térmica do coletor e contribuição da condensação do vapor para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão

A temperatura de sub-resfriamento teve a tendência de crescimento ao longo do aquecimento da água com valor médio de $7,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Além disso, o título do vapor na entrada do evaporador teve um valor médio de $0,290$ e uma tendência crescente média de $0,255$ a $0,326$, conforme o GRA. 4.11. Ressalta-se que o aumento gradual do título contribuiu para a queda contínua do desempenho térmico do sistema, pois há menor absorção de calor específico do ambiente pelo evaporador.



GRA. 4.11: Temperatura de sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão

O GRA. 4.12 apresenta os perfis de distribuição das temperaturas de evaporação e condensação. As temperaturas de evaporação (média de $-1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$) tiveram uma discreta tendência de crescimento. O aumento da temperatura de evaporação proporciona melhora no desempenho térmico do sistema, pois reduz o trabalho específico do compressor (razão entre o trabalho do compressor e a vazão mássica do refrigerante), conforme discutido por Santos et al. (2016a). Esse efeito é bem discreto nesta configuração de operação do sistema, pois houve apenas um pequeno crescimento da temperatura de evaporação. Já as temperaturas de condensação (média de $52,3\text{ }^{\circ}\text{C}$) tiveram a tendência de crescimento significativa ao longo do aquecimento da água, variando de $46,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $58,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ em média. Este fato contribui para a queda de desempenho do sistema, pois há aumento do trabalho específico do compressor e consequente elevação da temperatura do vapor na descarga deste componente. Fato este também é explorado em Santos et al. (2016a) e fica evidente ao se analisar a degradação do desempenho do sistema no GRA. 4.9. Além disso, analisando com mais cautela o processo de aquecimento de água, percebe-se que quando esta fica cada vez mais aquecida, obriga o sistema de compressão de vapor a elevar a temperatura de condensação cada vez mais para que haja um gradiente de temperatura entre o refrigerante e a água, tornando possível a transmissão de calor. Este fato dá um perfil assintótico para a velocidade de aquecimento da água à medida que ela é aquecida, conforme o GRA. 4.8.



GRA. 4.12: Temperaturas de evaporação e condensação para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão

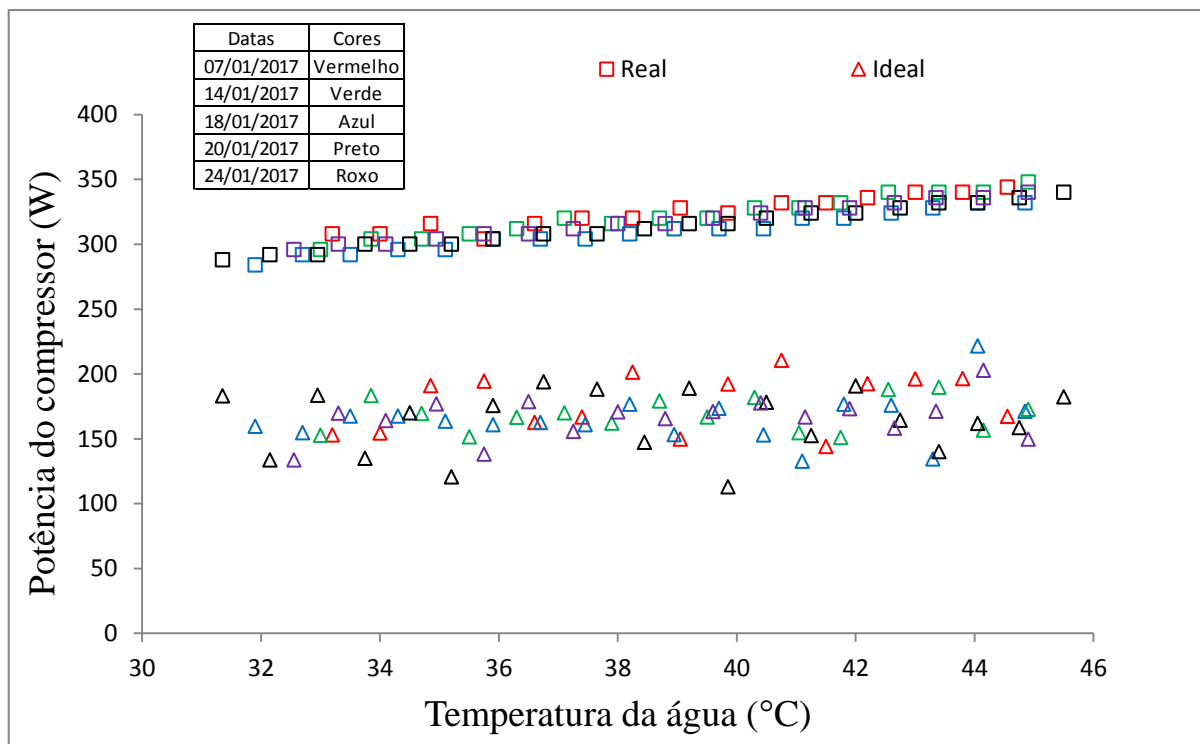
O perfil de temperaturas de sub-resfriamento crescente do GRA. 4.11 também se relaciona ao perfil de temperaturas de condensação crescente do GRA. 4.12, ou seja, de forma sintetizada, com o aumento da temperatura de condensação ao longo do processo de aquecimento da água, há aumento gradual da temperatura de sub-resfriamento e do título de vapor na entrada do evaporador.

O rendimento global médio do compressor foi 0,53, com a tendência geral de permanecer constante. O trabalho ideal médio do compressor foi 168 W, variando em média desde 156 W a 169 W. O trabalho real médio do compressor foi 316 W, variando em média desde 294 W a 341 W, conforme o GRA. 4.13. O trabalho (potência) ideal do compressor teve uma discreta tendência de crescimento, entretanto houve contínuo e expressivo aumento do trabalho (potência) real do compressor com o aquecimento da água, fato este que contribuiu para a degradação do desempenho térmico do sistema.

A taxa de calor média aproveitada do ambiente foi 549 W e a capacidade de aquecimento média do sistema foi 718 W. Tanto a capacidade de aquecimento do sistema, quanto a capacidade de absorção de energia do ambiente (real e teórico) pelo evaporador sofreram variações.

A taxa de calor por radiação ambiente e a taxa por calor sensível do ar são apresentadas no GRA. 4.14. A taxa de calor teórica por radiação foi predominante em relação

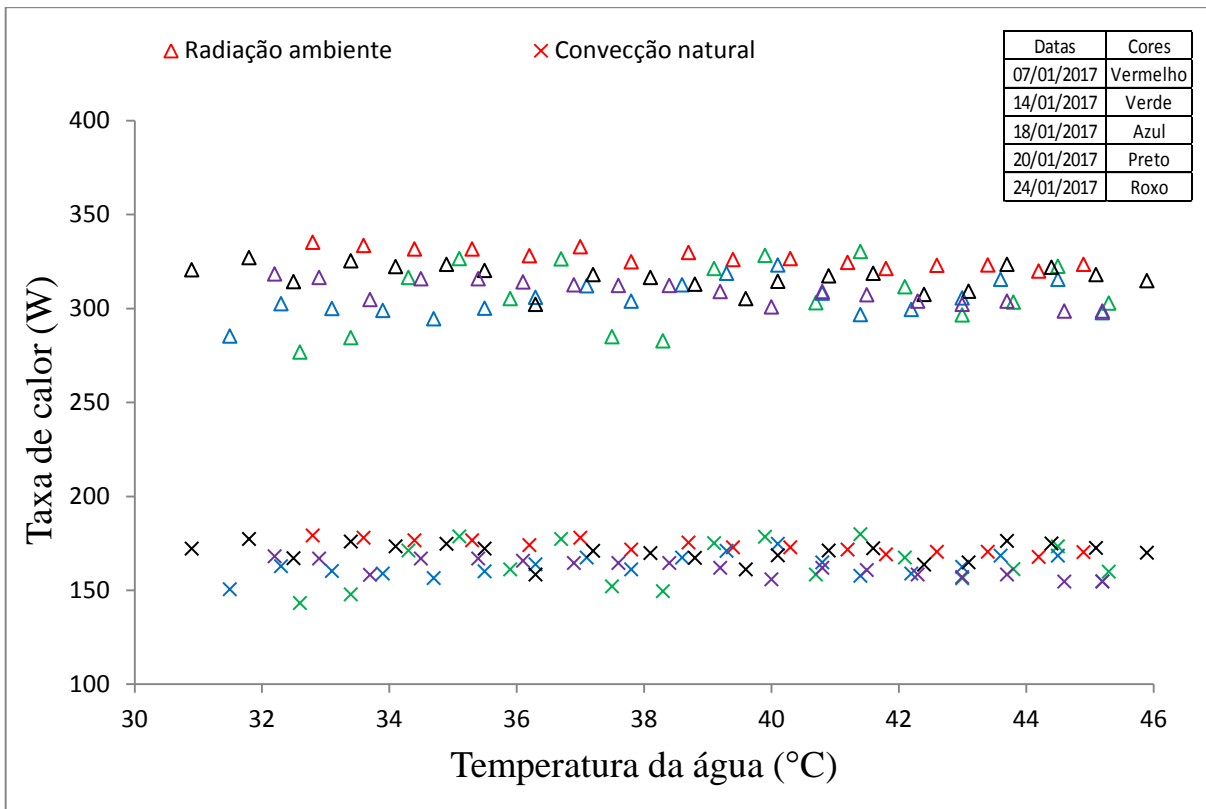
às outras e teve uma contribuição média de 50% do total disponível ao coletor. Já as taxas teóricas de calor latente (média de 23%) e de calor sensível (média de 27%) complementaram o restante da participação, conforme o GRA. 4.15.



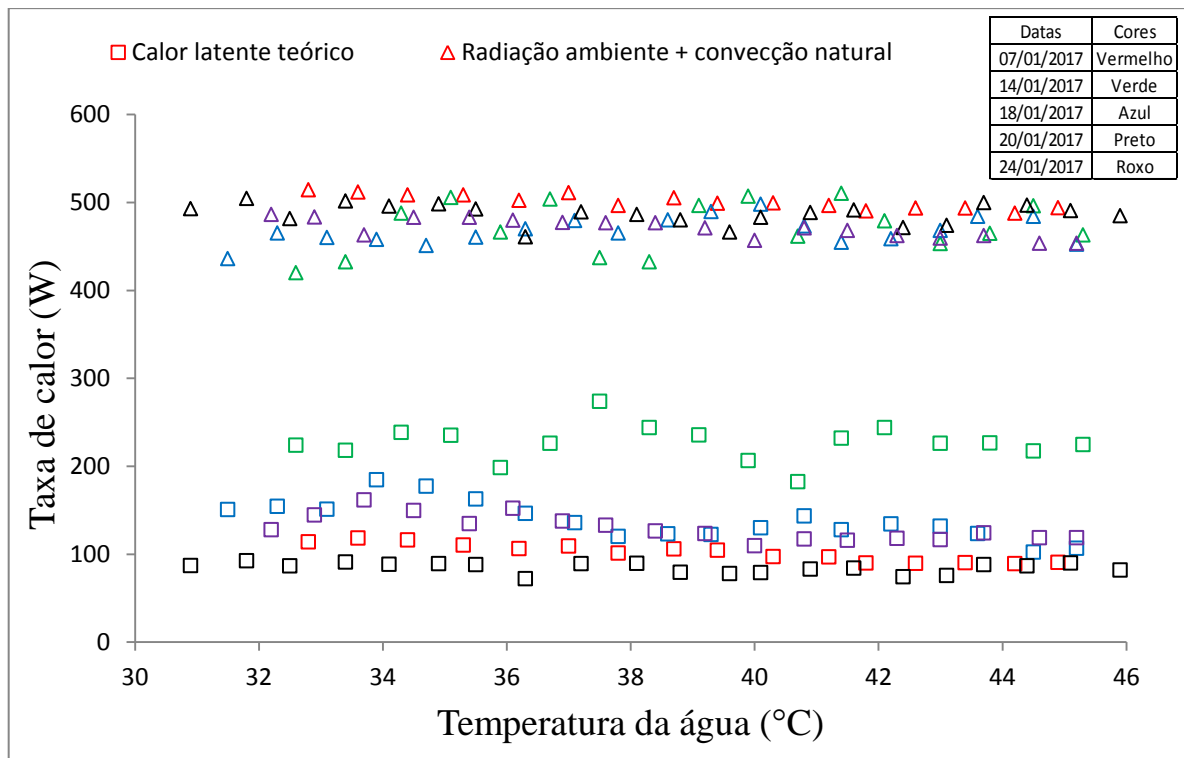
GRA. 4.13: Trabalho do compressor para o sistema operando com condensador por imersão em laboratório

As taxas de calor latente teórica e real apresentaram perfis variáveis e dependentes da umidade relativa. Entretanto, a diferença média entre estas taxas foi 5,7%, ou seja, pelo uso das equações da literatura, obteve-se um valor médio um pouco menor que o real. Em relação à taxa de condensado formado, o valor estimado pelo uso das equações da literatura apresentada resultou em uma diferença média de 9,5%. Estes resultados percentuais representam erros médios baixos.

A TAB. 4.4 apresenta o resultado da análise da propagação de incertezas para o desempenho global do sistema referente ao 1º ensaio desta configuração, contemplando os 15 intervalos de medições (subscritos 1 a 15) deste ensaio. A incerteza expandida para o COP_{global} foi determinada levando em consideração a incerteza do gasto de energia pelo compressor e da incerteza do volume do tanque. Não foi levada em consideração a temperatura inicial e final da água de cada intervalo, pois os mesmos termopares realizaram as medidas de temperaturas (erro sistemático intrínseco). Pela observação da derivada parcial, conclui-se que a incerteza de 5% do volume do tanque contribuiu praticamente com o total da incerteza expandida.



GRA. 4.14: Taxas de calor por convecção natural e por radiação ambiente para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão



GRA. 4.15: Taxas teóricas de calor latente do ar, radiação ambiente e convecção natural para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão

TAB. 4.4: Análise de incerteza para o COP global médio do 1º ensaio em laboratório com o condensador por imersão

Variável \pm Incerteza	Derivada Parcial	Incerteza (%)
$COP_{global_1} = 2,308 \pm 0,1155$	-	
$GE_1 = 77 \pm 0,77$ [Wh]	-0,002081	0,02
$GE_2 = 77 \pm 0,77$ [Wh]	-0,002081	0,02
$GE_3 = 79 \pm 0,79$ [Wh]	-0,002225	0,02
$GE_4 = 76 \pm 0,76$ [Wh]	-0,002404	0,02
$GE_5 = 79 \pm 0,79$ [Wh]	-0,001977	0,02
$GE_6 = 80 \pm 0,8$ [Wh]	-0,001928	0,02
$GE_7 = 80 \pm 0,8$ [Wh]	-0,002169	0,02
$GE_8 = 82 \pm 0,82$ [Wh]	-0,001606	0,01
$GE_9 = 81 \pm 0,81$ [Wh]	-0,002116	0,02
$GE_{10} = 83 \pm 0,83$ [Wh]	-0,002015	0,02
$GE_{11} = 83 \pm 0,83$ [Wh]	-0,001344	0,01
$GE_{12} = 84 \pm 0,84$ [Wh]	-0,001749	0,02
$GE_{13} = 85 \pm 0,85$ [Wh]	-0,001708	0,02
$GE_{14} = 85 \pm 0,85$ [Wh]	-0,001708	0,02
$GE_{15} = 86 \pm 0,86$ [Wh]	-0,001460	0,01
$Vol_{tanque} = 0,2 \pm 0,01$ [m ³]	11,54	99,73

Foi calculado o COP global médio para cada ensaio, mesmo tendo ciência de que esta grandeza sofreu uma degradação com o tempo. Para o cálculo do COP_{global} médio do 1º ensaio, obteve-se o valor de incerteza de $\pm 0,1155$.

A TAB. 4.5 apresenta o resultado da incerteza expandida resultante para todos os 5 ensaios realizados. Além disso, mostra o valor do COP global para cada um dos ensaios. Logo o COP_{global} do sistema nesta configuração foi $2,29 \pm 0,05$.

TAB. 4.5: Análise de incerteza para o COP global do sistema operando em laboratório com o condensador por imersão

Variável \pm Incerteza	Derivada Parcial	Incerteza (%)
$COP_{global} = 2,29 \pm 0,05076$	-	
$COP_{global_1} = 2,307 \pm 0,1155$	0,2	20,71
$COP_{global_2} = 2,286 \pm 0,1145$	0,2	20,36
$COP_{global_3} = 2,29 \pm 0,1143$	0,2	20,29
$COP_{global_4} = 2,296 \pm 0,1113$	0,2	19,23
$COP_{global_5} = 2,27 \pm 0,1118$	0,2	19,41

A TAB. 4.6 reúne todos os resultados apresentados nessa seção de forma condensada. Para grandezas com uma tendência bem definida de crescimento ou decaimento, os valores médios (mínimo e máximo) estão entre parênteses.

TAB. 4.6: Resultados para o sistema operando em laboratório com condensador por imersão

Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio
T_{ar}	26,8 °C	$T_{S.A.}$	7,1 °C	COP_{global}	(2,52 - 1,95) 2,29 ± 0,05
$T_{água-início}$	32,0 °C	$T_{S.R.}$	7,4 °C	COP_{ciclo}	(4,74 - 3,86) 4,26
$T_{água-fim}$	45,3 °C	T_{evap}	-1,5 °C	η_{col}	0,86
T_{pl}	9,2 °C	T_{cond}	(46,2 - 58,3 °C) 52,3 °C	η_{aletta}	95%
$\dot{W}_{compideal}$	(156 - 169 W) 168 W	<i>Tempo de ensaio</i>	4h18min	$\dot{Q}_{evapreal}$	549 W
$\dot{W}_{compreal}$	(294 - 341 W) 316 W	$\eta_{comp_{total}}$	0,53	\dot{Q}_{cond}	718 W
Grandeza					Valor médio
Quantidade de pontos medidos por ensaio					18
Título do vapor na entrada do evaporador					(0,255-0,326) 0,290
Contribuição real da taxa de calor por condensação					26%
Contribuição teórica da taxa de calor por condensação					23%
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação ambiente					50%
Contribuição teórica da taxa de calor por convecção					27%
Diferença entre a taxa de calor por condensação real e teórica					5,7%
Diferença entre o volume de condensado real e teórico					9,2%

4.3. Análise dos ensaios da BDC operando em ambiente aberto com evaporador solar e condensador coaxial

Para este tipo de configuração do sistema de aquecimento, a água foi aquecida da temperatura média de 28,7 °C até a temperatura média de 47,0 °C, sendo a temperatura ambiente média de 31,8 °C. Ao término dos ensaios, a temperatura média da água no tanque foi 45,2 °C, indicando uma queda média de apenas 1,9 °C. Essa queda é justificável pela perda de energia térmica da água pelo isolamento imperfeito do tanque, porém é uma perda menor comparada à situação do laboratório para o mesmo condensador. Isto porque a temperatura ambiente é maior, e aliado ao aquecimento externo do reservatório pela incidência de radiação solar, reduziu-se o gradiente de temperatura na qual houve a troca de

calor entre a água e o ambiente. De forma adicional, o fluxo de radiação solar médio incidente no plano do coletor (30°) foi 665 W/m^2 .

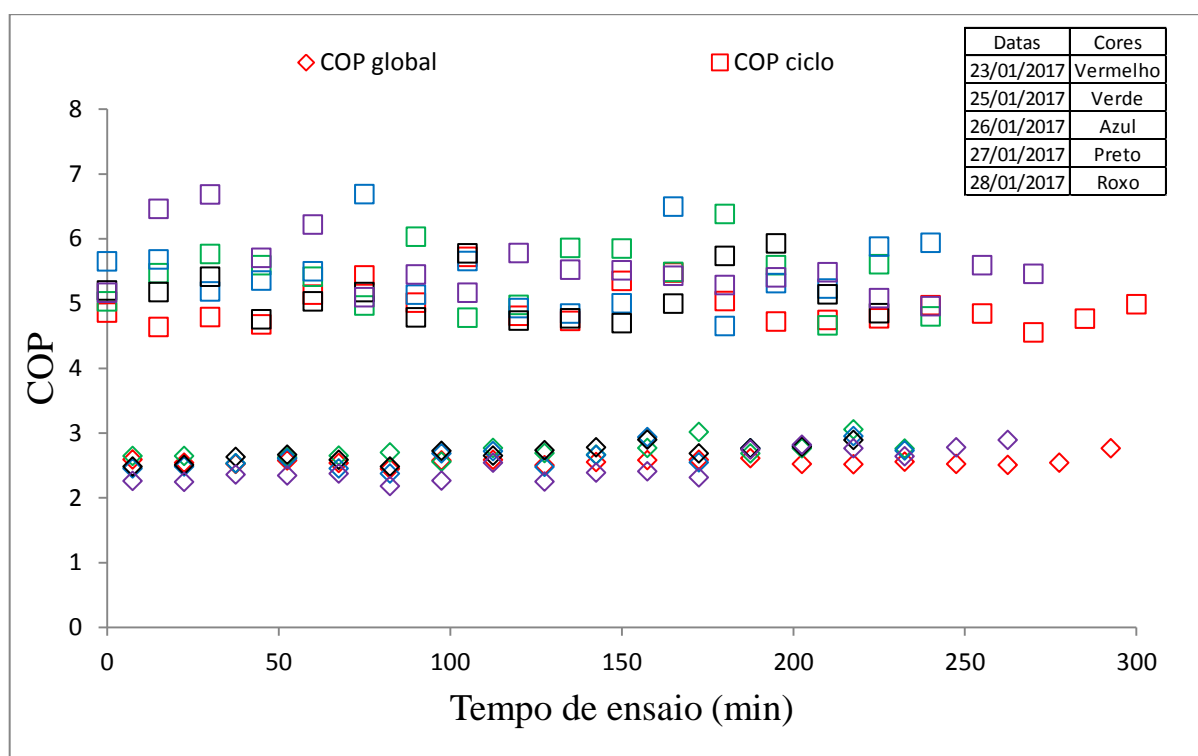
A temperatura média da placa foi $31,1 \text{ }^\circ\text{C}$, valor acima de quando os ensaios foram realizados em laboratório, expressando desta forma a forte participação da energia solar incidente. Além disso, o tempo médio de ensaio foi 4,08 horas (4h05min) e realizaram-se em média 18 medições das variáveis por ensaio.

Observou-se que a temperatura média final da água ao sair do componente ($47,0 \text{ }^\circ\text{C}$) foi relativamente superior ao que foi idealizado ($45 \text{ }^\circ\text{C}$). Isto ocorreu devido a variação do fluxo de radiação solar ao longo dos experimentos e a não alteração da vazão de água, devido a dificuldade de sua mensuração. Uma forma de controlar essa variável (temperatura final da água) seria implantando um medidor de vazão de água, de preferência com aquisição de dados, para que esta possa ser variada e assim controlar a temperatura da água na saída do condensador. Esse aquecimento extra em média sofrido pela água, certamente influenciou de forma negativa o desempenho térmico do sistema, como exposto adiante.

O coeficiente de desempenho médio do ciclo foi 5,31 e o médio global foi 2,62, ambos superiores quando comparados com os ensaios realizados em laboratório para o mesmo condensador. Observou-se, de maneira geral, que nos ensaios com maior incidência solar média, o COP global tendeu a ser maior.

Com relação à eficiência média do coletor, esta foi 0,72, baixa em relação à situação do laboratório para o mesmo condensador. Isso se deve ao fato de que o aporte térmico em ambiente aberto é muito grande e o coletor não foi capaz de absorver maior quantidade de calor, provavelmente por limitação da potência real de operação do compressor (já que este é de baixa capacidade de trabalho) ou capacidade de aquecimento limitada do condensador (que está diretamente relacionado com seu comprimento). Já a eficiência da aleta média foi 94% e se manteve bastante uniforme ao longo dos ensaios. Por fim, a contribuição da taxa de calor latente do ar foi desprezível, uma vez que a temperatura da placa se manteve acima da temperatura de orvalho. Adicionalmente, a umidade relativa do ar se manteve baixa, menor que 40%, ao longo dos ensaios, pois o ar se manteve quente e seco na maior parte do tempo.

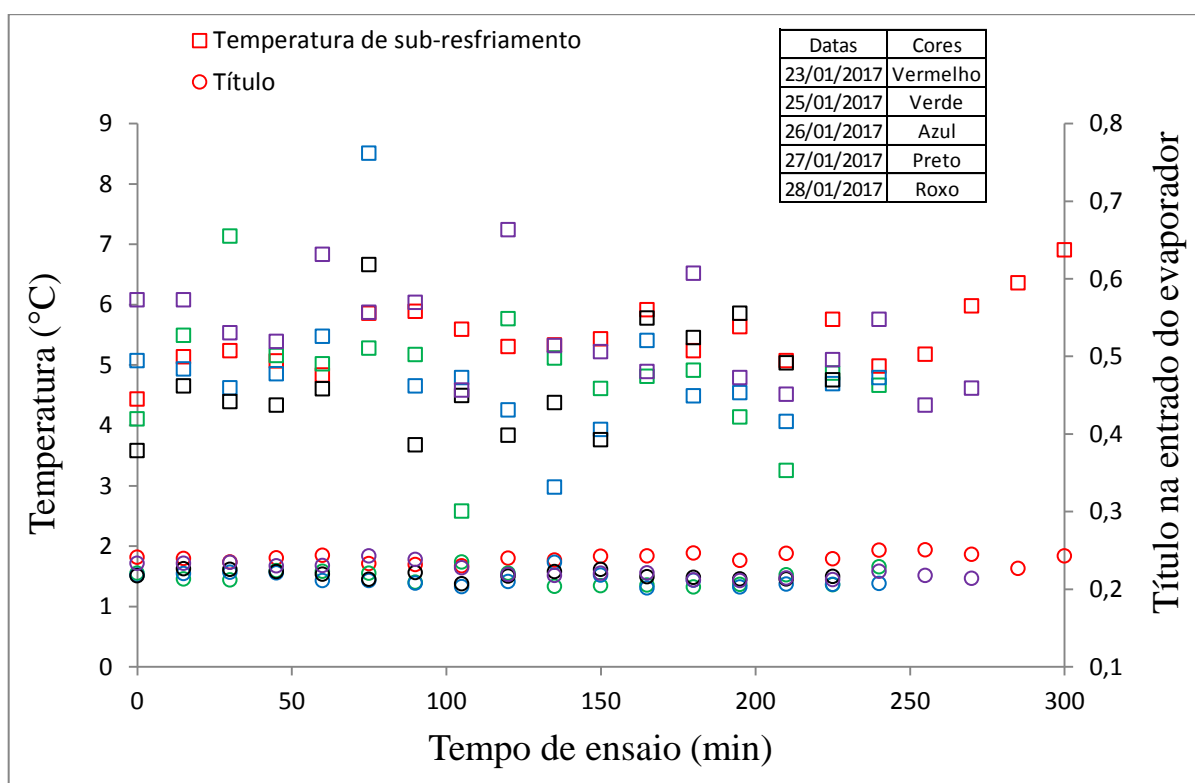
O GRA. 4.16 apresenta os perfis de comportamento dos desempenhos térmicos do sistema ao longo do tempo de ensaio e conseqüente enchimento do reservatório. O COP do ciclo e o COP global tenderam a permanecerem constantes. Já a eficiência do coletor variou significativamente ao longo dos ensaios, além disso, apresentou tendência de queda com o aumento do fluxo de radiação solar.



GRA. 4.16: Desempenho térmico para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial

A queda de eficiência do coletor com o aumento da radiação solar deve-se ao fato da limitação do sistema em aproveitar a energia disponível no ambiente, que quando aumenta, pelo aumento da radiação solar, é rejeitada pelo coletor.

A distribuição das temperaturas de superaquecimento do ciclo de compressão de vapor foi bastante heterogênea ao longo dos ensaios, sendo que o seu valor médio foi 7,8 °C. Isso é justificável pela mudança constante das condições ambientais, tais como temperatura ambiente e, principalmente, fluxo de calor por radiação solar, além da variação da temperatura da placa. Embora a temperatura de superaquecimento tenha variado bastante ao longo do tempo de enchimento do tanque, em nenhuma situação ela ficou abaixo de 0 °C. A temperatura de sub-resfriamento sofreu significativas variações, e teve um valor médio de 5,1 °C. Além disso, o título do vapor na entrada do evaporador teve uma tendência de permanecer constante com valor médio de 0,222, conforme o GRA. 4.17. Este valor é menor que na situação do mesmo condensador operando em laboratório, o que contribuiu de forma positiva para o aumento do desempenho térmico do sistema.

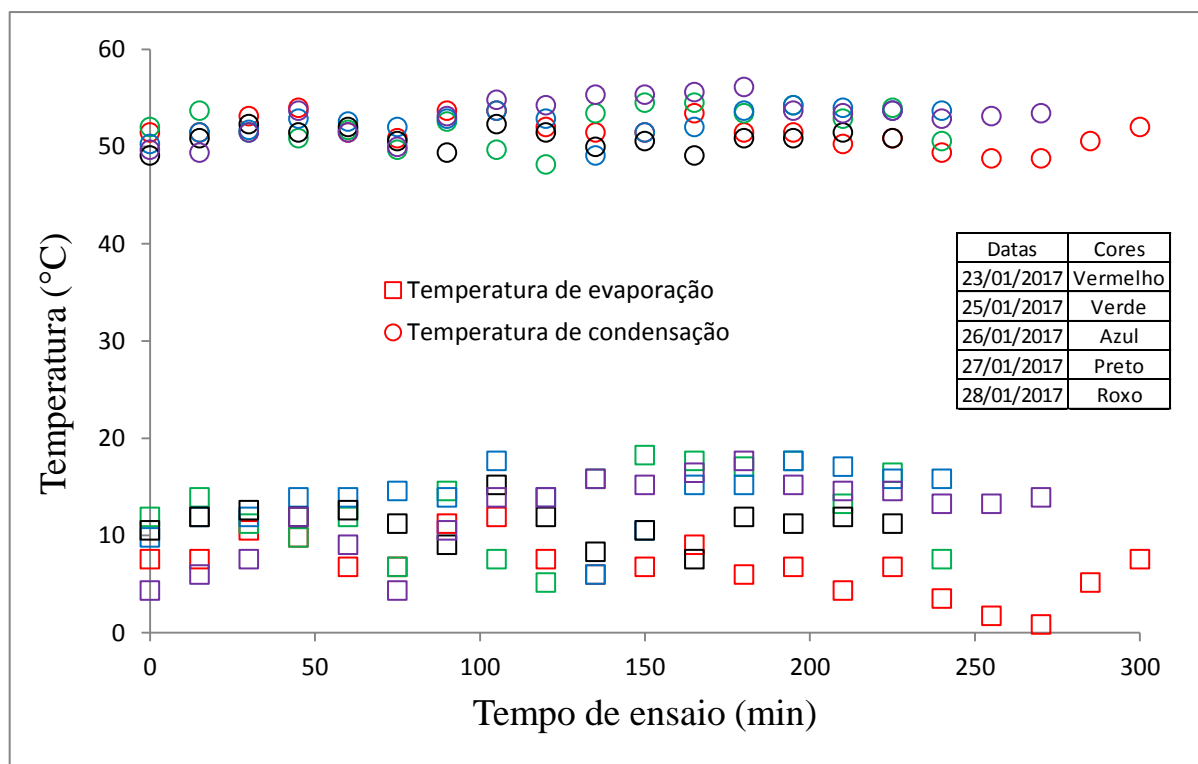


GRA. 4.17: Temperatura de sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial

O GRA. 4.18 apresenta os perfis de distribuição das temperaturas de evaporação e de condensação. Tanto as temperaturas de evaporação (média de 11,4 °C) quanto às de condensação (média de 52,0 °C) do ciclo de compressão de vapor, tenderam a permanecerem constantes.

Comparado os resultados obtidos da operação do sistema utilizando o condensador coaxial operando em ambiente aberto em relação à operação do sistema utilizando o mesmo condensador operando no laboratório, os perfis das temperaturas de evaporação e de condensação sofreram mais variações devido à mudança constante das condições ambientais, principalmente do fluxo de radiação solar. A temperatura média de evaporação foi significativamente mais alta, elevando o patamar da temperatura de evaporação, no gráfico pressão em função da entalpia, e contribuindo para o aumento do COP. Além disso, este fato contribui para a redução do trabalho específico do compressor, pois o fluido foi admitido neste componente com nível de entalpia maior. Entretanto, a temperatura de condensação foi um pouco maior, contribuindo de forma negativa para o desempenho térmico do sistema, pois o patamar da temperatura de condensação, no gráfico pressão em função da entalpia, ficou mais elevado, reduzindo o COP. Esses aspectos são explorados por Santos et al. (2016a) em sua pesquisa. Além disso, a temperatura média da água na saída do condensador foi maior. Isso se relaciona diretamente com a temperatura de

condensação, pois quanto maior a temperatura da água na saída do componente, maior será a temperatura de condensação do refrigerante. Esse fato então contribuiu de forma negativa para o COP do sistema.

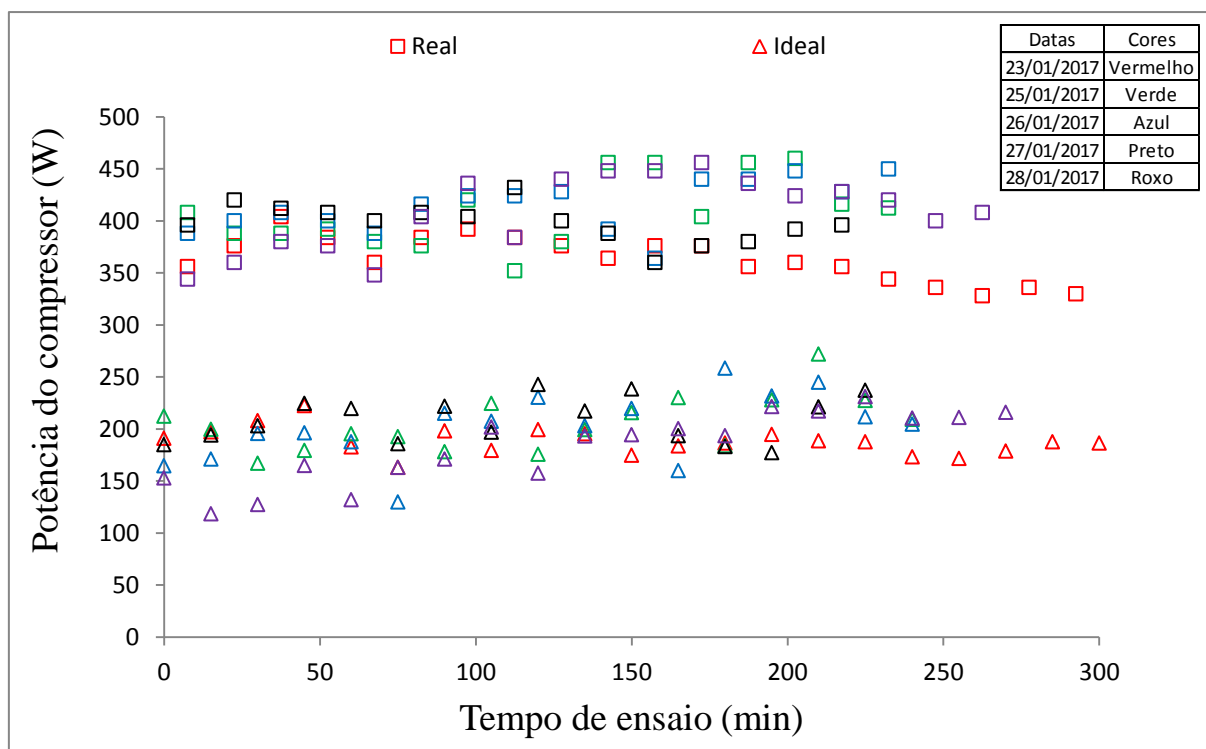


GRA. 4.18: Temperaturas de evaporação e de condensação para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial

O rendimento global médio do compressor foi 0,49 e apresentou variações ao longo dos ensaios. O trabalho ideal médio do compressor foi 198 W e o trabalho real médio foi 399 W. O GRA. 4.19 apresenta os perfis de potências real e ideal do compressor. Estes valores são superiores ao caso do mesmo condensador operando em laboratório e indica alta demanda de potência do compressor. Ressalta-se que a potência nominal deste componente é apenas 248,6 W, informada pelo fabricante em seu manual. Entretanto, este equipamento foi submetido a uma demanda de potência bem maior e que provavelmente operou próximo da potência máxima. Algumas medições registraram demandas próximas de 460 W.

A taxa de calor média aproveitada do ambiente foi 844 W e a capacidade de aquecimento média do sistema foi 1041 W. Ressalta-se que estas taxas são superiores quando comparadas ao caso do mesmo condensador operando em laboratório, assim como o trabalho do compressor, e como resultado mais direto disso, o aquecimento da água foi mais rápido. Este fato também se relaciona a ligeira queda do rendimento global médio do compressor, pois este provavelmente operou próximo da máxima potência. Tanto o trabalho ideal quanto o

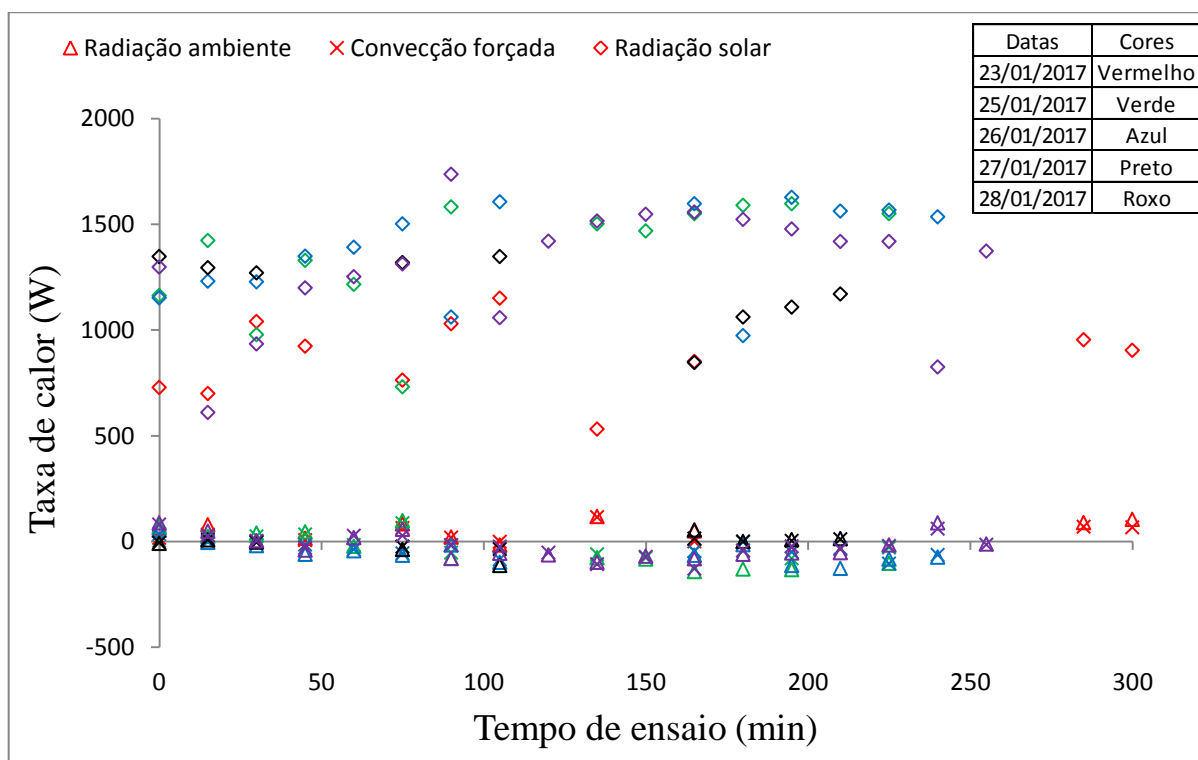
trabalho real do compressor tiveram uma tendência uniforme, porém a taxa de calor absorvida pelo evaporador e a capacidade de aquecimento sofreram significativas variações, assim como a taxa de calor ideal disponível ao coletor.



GRA. 4.19: Potência do compressor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial

A taxa de calor por radiação solar foi predominante em relação às outras e teve uma contribuição média de 101% do total disponível ao coletor, conforme o GRA. 4.20. Já as taxas teóricas de calor sensível (média de -0,4%) e de calor por radiação ambiente (média de -0,6%) complementaram o restante da participação. Ou seja, parte da radiação solar em média (1%) voltou para o ambiente na forma de radiação e calor sensível do ar, conforme indica o sinal negativo nos valores médios dessas grandezas. Conclui-se assim que, em média, 100% da energia absorvida pelo coletor foi proveniente da radiação solar, sendo então desprezível a outras taxas.

Houve grande dispersão das medições registradas para o fluxo de radiação solar incidente no plano horizontal e no plano do coletor. Isto se deve ao fato da grande presença de nuvens e, as vezes, do tempo nublado durante a realização dos testes. Em média, os ensaios começaram na parte da manhã e terminaram na parte da tarde.



GRA. 4.20: Taxas de calor sensível do ar, radiação ambiente e radiação solar para o sistema operando em ambiente aberto com condensador coaxial

A análise de incerteza do COP_{global} , realizada da mesma forma que a situação do mesmo condensador operando em laboratório, indicou que o volume do becker utilizado para a determinação da vazão de água contribuiu novamente para a maior parte da incerteza expandida. A TAB. 4.7 apresenta o resultado da incerteza expandida resultante para todos os 5 ensaios realizados. Logo o COP_{global} foi $2,62 \pm 0,06$. Por fim, a TAB. 4.8 reúne todos os resultados apresentados nessa seção de forma condensada.

TAB. 4.7: Análise de incerteza para o COP global dos ensaios em ambiente aberto com o condensador coaxial

Variável \pm Incerteza	Derivada Parcial	Incerteza (%)
$COP_{global} = 2,616 \pm 0,0606$	-	
$COP_{global_1} = 2,558 \pm 0,1315$	0,2	18,83
$COP_{global_2} = 2,722 \pm 0,1411$	0,2	21,68
$COP_{global_3} = 2,637 \pm 0,1371$	0,2	20,47
$COP_{global_4} = 2,685 \pm 0,1406$	0,2	21,53
$COP_{global_5} = 2,477 \pm 0,1267$	0,2	17,48

TAB. 4.8: Resultados para o sistema operando com condensador coaxial em ambiente aberto

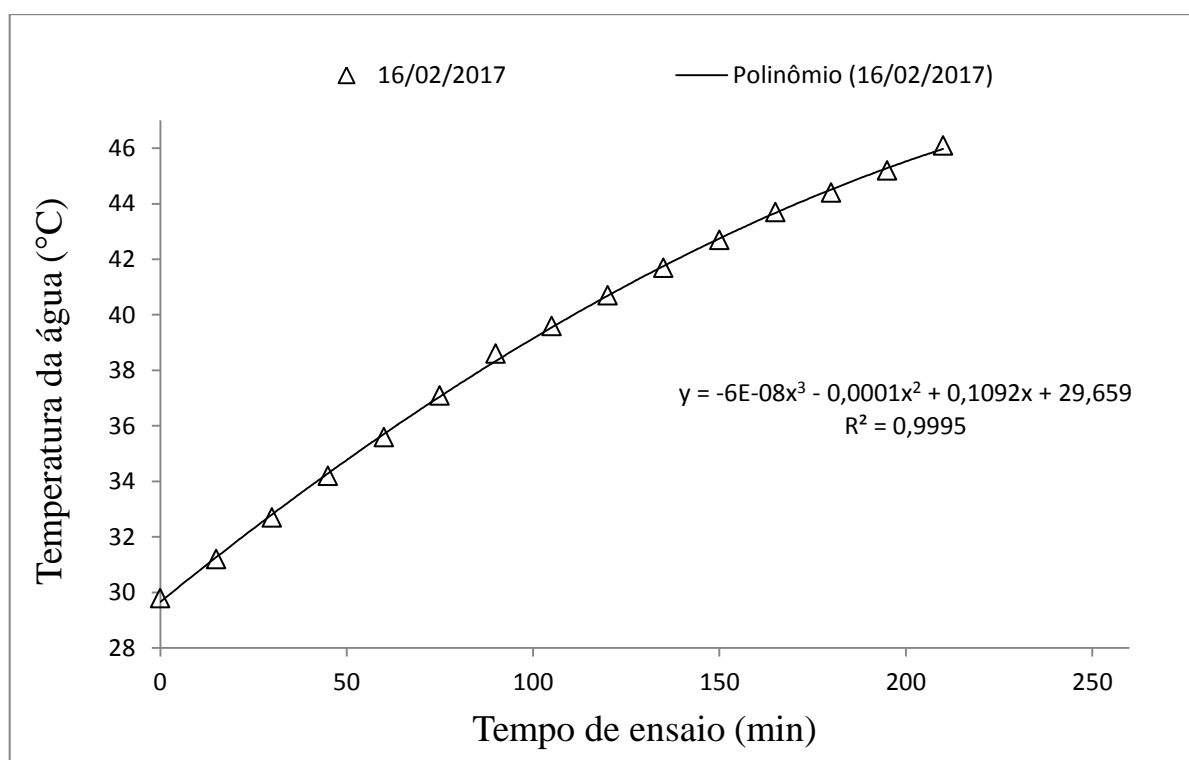
Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio
T_{ar}	31,8 °C	$T_{S.A.}$	7,8 °C	COP_{real}	2,62 ± 0,06
$T_{\text{água-tanque-fim}}$	45,2 °C	$T_{S.R.}$	5,1 °C	COP_{ideal}	5,31
$T_{\text{água-entrada}}$	28,7 °C	T_{evap}	11,4 °C	η_{col}	0,72
$T_{\text{água-saída}}$	47,0 °C	T_{cond}	52,0 °C	η_{aleta}	94%
T_{pl}	31,1 °C	$\eta_{comp_{total}}$	0,49	$\dot{Q}_{evap_{real}}$	844 W
$\dot{W}_{comp_{ideal}}$	198 W	$\dot{W}_{comp_{real}}$	399 W	\dot{Q}_{cond}	1041 W
Grandeza					Valor médio
Tempo de ensaio					4h05min
Quantidade de pontos medidos por ensaio					18
Título do vapor na entrada do evaporador					0,222
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação solar					101%
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação ambiente					-0,6%
Contribuição teórica da taxa de calor por convecção					-0,4%
Fluxo de radiação solar médio incidente no plano do coletor (30°)					665 W/m ²

4.4. Análise dos ensaios da BDC operando em ambiente aberto com evaporador solar e condensador por imersão

Para este tipo de configuração do sistema de aquecimento, a água foi aquecida da temperatura média de 29,2 °C até a temperatura média de 45,3 °C, sendo a temperatura média ambiente de 30,7 °C e a temperatura média da placa de 29,6 °C. Além disso, o tempo médio de ensaio foi 3,35 horas (3h21min) e realizaram-se em média 14 medições das variáveis por ensaio. Por fim, o fluxo de radiação solar médio incidente no plano do coletor foi de 595 W/m².

Certamente a perda de calor da água no tanque para o ambiente foi menor, quando comparada ao caso desse condensador operando em laboratório. Isso porque a temperatura ambiente foi superior e o tanque foi submetido à radiação solar durante todo o tempo de ensaio.

O aquecimento da água ao longo do tempo para o 3º ensaio nessa configuração é representado no GRA. 4.21. A taxa de aquecimento teve, em média, uma tendência assintótica no fim do período de aquecimento.

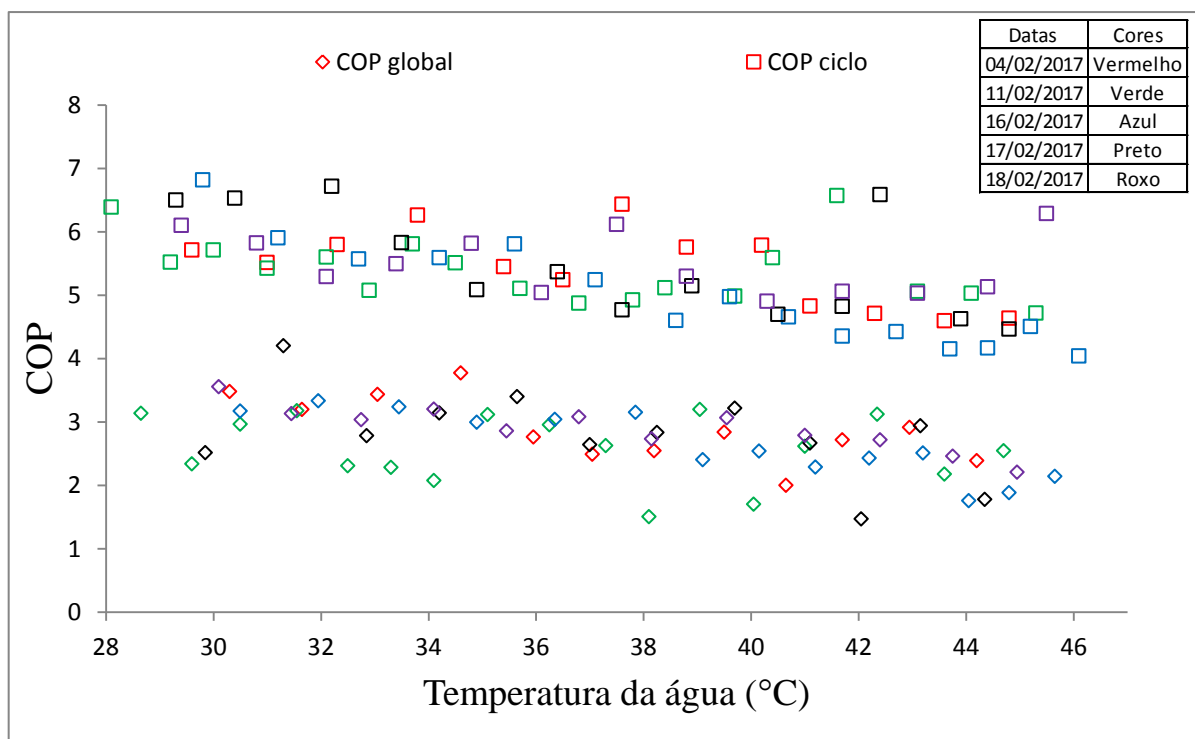


GRA. 4.21: Aquecimento da água (3º ensaio) para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão

O COP médio do ciclo foi 5,36 (variando, em média, de 6,31 a 4,83) e o COP global médio foi 2,76 (variando, em média, de 3,18 a 2,22), conforme o GRA. 4.22. A eficiência do coletor média foi 0,89. Estes valores foram maiores quando comparados às situações do mesmo condensador operando em laboratório e do condensador coaxial operando em ambiente aberto. Já a eficiência média da aleta foi 94% e se manteve uniforme ao longo dos ensaios. Os desempenhos térmicos do sistema, tanto o do ciclo quanto o global, sofreram uma degradação com o aquecimento da água. A eficiência do coletor oscilou bastante no tempo e não mostrou uma tendência fixa em relação ao fluxo de radiação solar. Observou-se, de maneira geral, que nos ensaios com maior incidência solar média, o COP global tendeu a ser maior.

A distribuição da temperatura de superaquecimento do ciclo de compressão de vapor foi bastante heterogênea ao longo dos ensaios, devido à contínua variação da temperatura ambiente, radiação solar e temperatura da placa. O seu valor médio foi 7,8 °C e em nenhuma situação ficou abaixo de 0 °C. A temperatura de sub-resfriamento tendeu a crescer ao longo do aquecimento da água, sendo que seu valor médio foi 6,0 °C, conforme o GRA. 4.23. Além disso, o título do vapor na entrada do evaporador também teve uma tendência crescente, com valor médio de 0,246 (variando, em média, de 0,204 a 0,287), sendo que este resultado também está relacionado com o aumento da temperatura de sub-

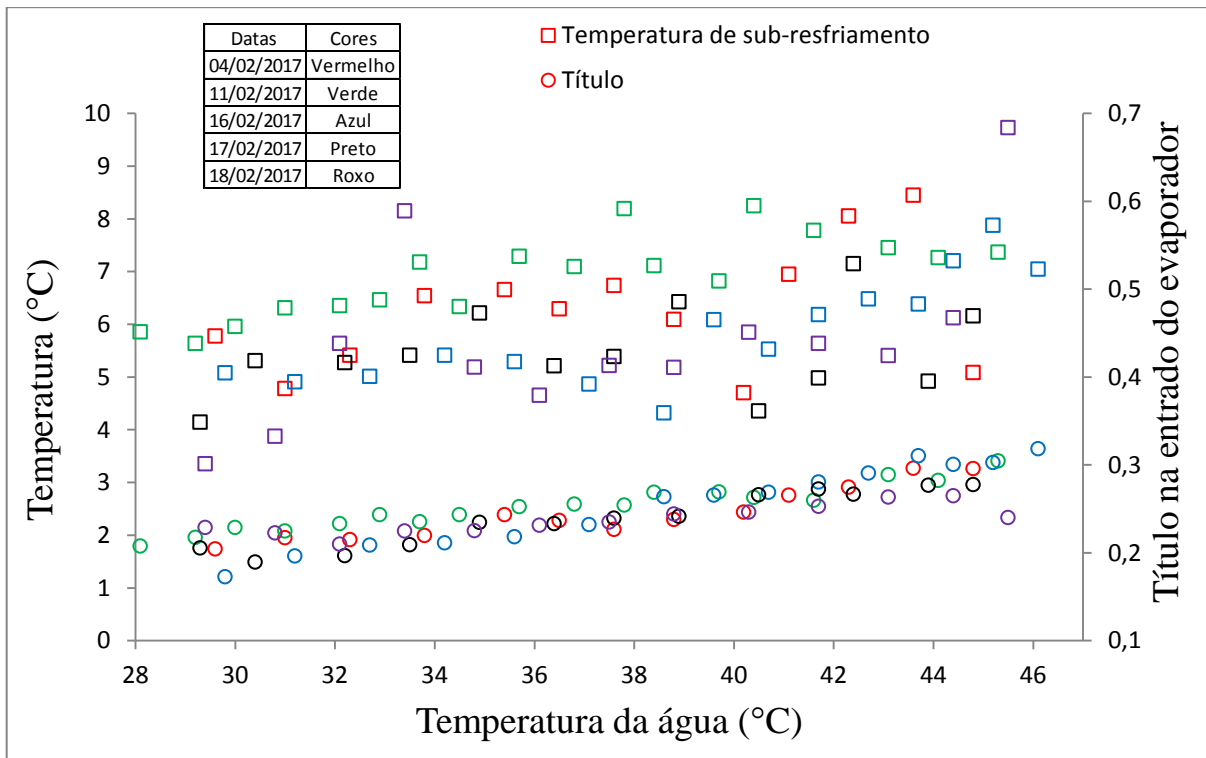
resfriamento ao decorrer dos ensaios. Ressalta-se que o aumento gradual do título contribuiu para a queda contínua do desempenho térmico do sistema, pois houve menor absorção de calor específico do ambiente pelo evaporador.



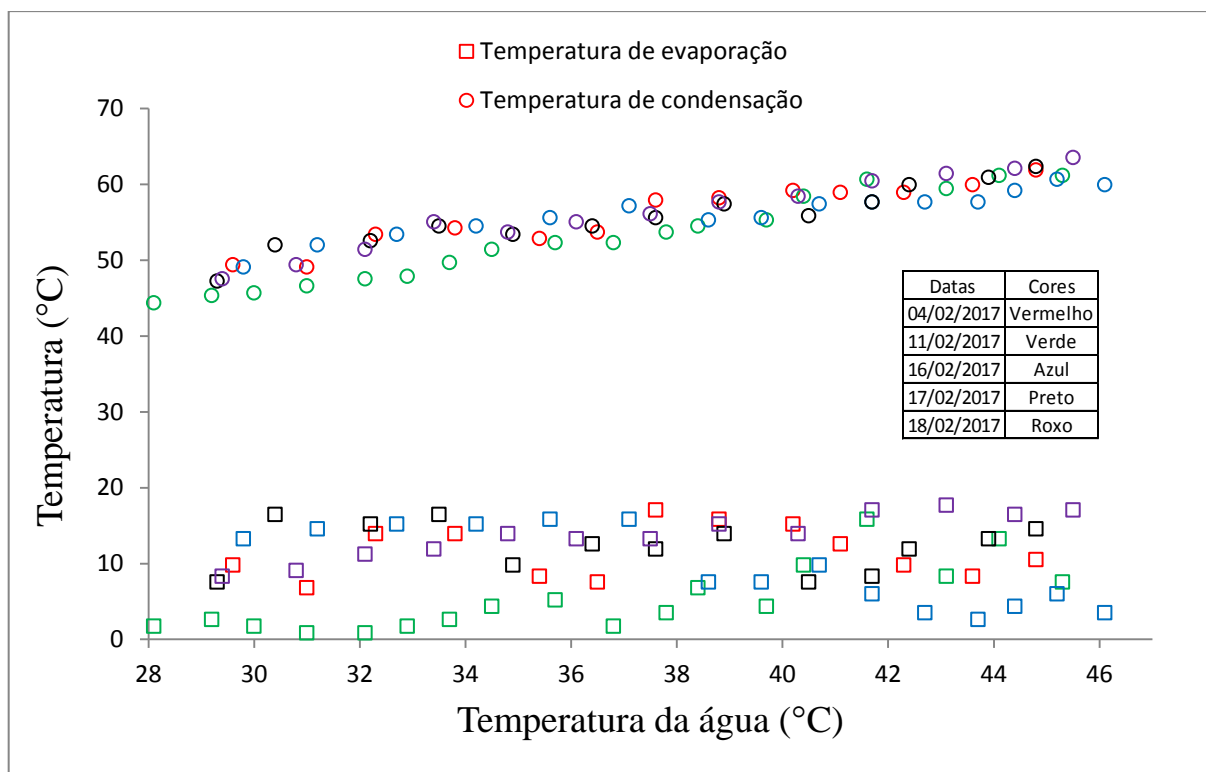
GRA. 4.22: Desempenho térmico para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão

A temperatura de evaporação (média de 10,4 °C) tendeu a permanecer constante. O patamar médio desta foi elevado em relação ao caso do mesmo condensador operando em laboratório, contribuindo para o aumento do COP do sistema ao se reduzir o trabalho do compressor. A temperatura de condensação (média de 55,4 °C) tendeu a crescer ao longo do aquecimento da água (variando, em média, de 47,5 °C a 61,8 °C), conforme o GRA. 4.24. Este fato contribui para a queda de desempenho do sistema, pois houve aumento do trabalho específico do compressor e conseqüente elevação da temperatura do vapor na descarga deste componente.

O rendimento global médio do compressor foi de 0,52, e sofreu variações ao longo dos ensaios. O trabalho ideal médio do compressor foi de 209 W e o trabalho real médio do compressor foi de 407 W. O trabalho ideal do compressor variou constantemente devido à mudança constante da radiação solar incidente, fazendo oscilar a vazão mássica de refrigerante pelo sistema.

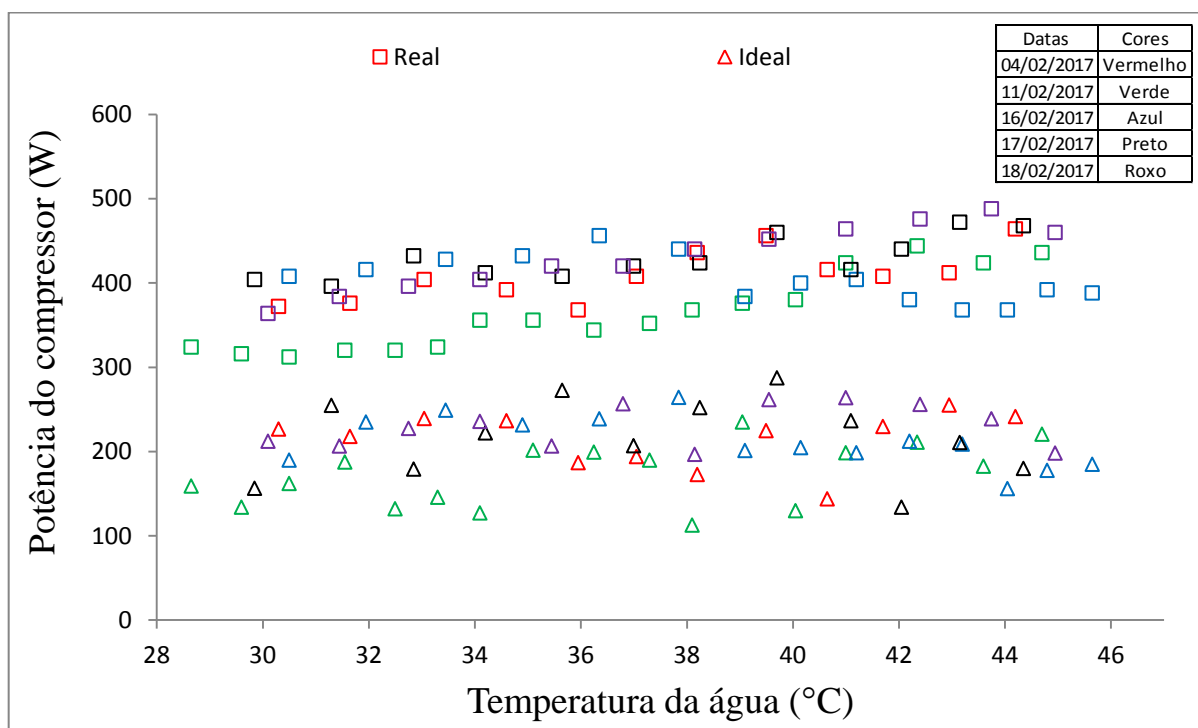


GRA. 4.23: Temperatura de sub-resfriamento e título de vapor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão



GRA. 4.24: Temperaturas de evaporação e condensação para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão

Houve contínuo aumento do trabalho real do compressor com o aquecimento da água (variando, em média, de 374 W a 443 W), conforme o GRA. 4.25. Isto contribuiu para a degradação do desempenho térmico do sistema. Houve picos na demanda de potência pelo compressor próximas de 490 W. Ressalta-se que o crescimento do trabalho real do compressor é notório devido a sua determinação direta pelo medidor de energia.



GRA. 4.25: Potência do compressor para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão

A taxa de calor média aproveitada do ambiente foi de 916 W e a capacidade de aquecimento média do sistema foi de 1125 W. Tanto a capacidade de aquecimento do sistema quanto a capacidade de absorção de energia do ambiente (seja ela real ou teórica) pelo evaporador sofreram significativas variações.

O trabalho do compressor foi um pouco maior em relação ao condensador coaxial operando em ambiente aberto, demandando novamente elevada potência do compressor. Além disso, a capacidade do coletor em absorver energia do ambiente foi significativamente maior, culminando em uma capacidade de aquecimento superior. Ressalta-se ainda com relação a esta comparação, que a eficiência do coletor foi mais alta quando o condensador por imersão operou. O balanço entre a energia consumida pelo compressor e a energia absorvida pelo evaporador, e por conseguinte entregue ao condensador, foi favorável para o condensador por imersão, proporcionando melhor desempenho térmico ao sistema.

A eficiência superior do coletor para o condensador por imersão se deve a dois motivos básicos. O primeiro devido ao fato da incidência de fluxo de radiação não ter sido tão elevada quanto no caso do condensador coaxial, logo houve menor aporte térmico ambiente disponível e maximização do aproveitamento energético. O segundo devido à capacidade de aquecimento do condensador por imersão ser superior ao condensador coaxial, permitindo a entrada de maior quantidade de energia pelo evaporador.

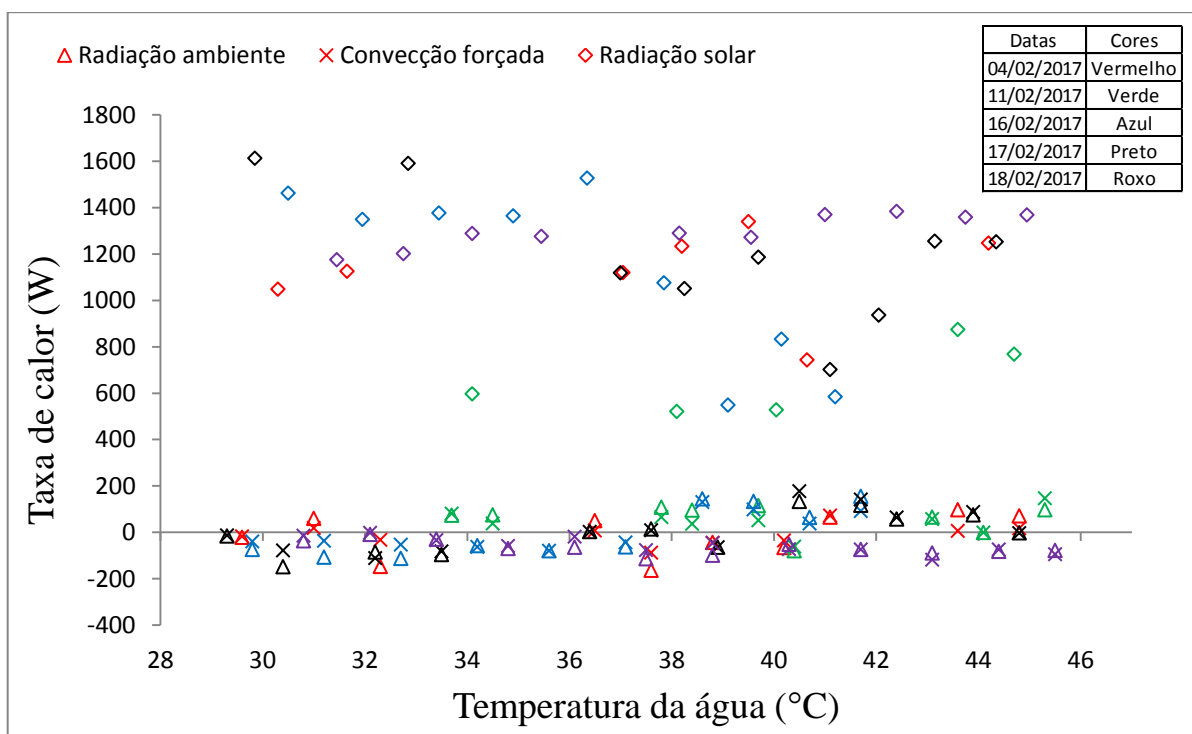
Desses fatos, conclui-se que o problema da baixa eficiência do coletor no caso do condensador coaxial operando em ambiente aberto deve-se ao fato da capacidade limitada de aquecimento deste condensador (devido ao seu comprimento curto) e não ao fato da limitação de potência do compressor, pois este conseguiu suprir uma demanda de trabalho maior para o caso do condensador por imersão.

O GRA. 4.26 apresenta a taxa de calor por radiação ambiente, por calor sensível do ar e por radiação solar em função da temperatura de aquecimento da água. A taxa de calor por radiação solar foi predominante em relação às outras e teve uma contribuição média de 99,3% do total disponível ao coletor. As taxas teóricas de calor sensível (média de 0,4%) e de calor por radiação ambiente (média de 0,3%) complementaram o restante da participação. Conclui-se assim que praticamente 100% da energia absorvida pelo coletor foi proveniente da radiação solar, podendo-se desprezar os outros dois tipos.

Houve grande dispersão das medições registradas para o fluxo de radiação solar, tanto no plano horizontal quanto no plano do coletor, devido principalmente à presença de nuvens passageiras ou ao tempo nublado durante a realização dos ensaios. Esta dispersão foi similar ao caso do condensador coaxial e poderia ser evitada caso o tempo permanecesse totalmente ensolarados.

A análise de incerteza do COP_{global} foi realizada da mesma forma que a situação do condensador por imersão operando em laboratório. A TAB. 4.11 apresenta o resultado da incerteza expandida resultante para os 5 ensaios realizados. Logo o COP_{global} do sistema nesta configuração foi de $2,76 \pm 0,06$.

A TAB. 4.10 reúne todos os resultados apresentados nessa seção de forma condensada. Para grandezas com uma tendência bem definida de crescimento ou decaimento, os valores médios (mínimo e máximo) estão entre parênteses.



GRA. 4.26: Taxa de calor por convecção forçada, por radiação ambiente e por radiação solar para o sistema operando em ambiente aberto com condensador por imersão

TAB. 4.9: Análise de incerteza para o COP global do sistema em ambiente aberto com o condensador por imersão

Variável \pm Incerteza	Derivada Parcial	Incerteza (%)
$COP_{global} = 2,763 \pm 0,06195$	-	-
$COP_{global_1} = 2,882 \pm 0,1444$	0,2	21,73
$COP_{global_2} = 2,583 \pm 0,1239$	0,2	17,42
$COP_{global_3} = 2,639 \pm 0,1322$	0,2	18,21
$COP_{global_4} = 2,802 \pm 0,1404$	0,2	20,54
$COP_{global_5} = 2,907 \pm 0,1456$	0,2	22,09

TAB. 4.10: Resultados para o sistema operando com condensador por imersão em ambiente aberto

Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio	Grandeza	Valor médio
T_{ar}	30,7 °C	$T_{S.A.}$	7,8 °C	COP_{global}	(3,18 – 2,22) 2,76 ± 0,06
$T_{\acute{a}gua-in\acute{i}cio}$	29,2 °C	$T_{S.R.}$	6,0 °C	COP_{ciclo}	(6,31 – 4,83) 5,36
$T_{\acute{a}gua-fim}$	45,3 °C	T_{evap}	10,4 °C	η_{col}	0,89
T_{pl}	29,6 °C	T_{cond}	(47,5 – 61,8 °C) 55,4 °C	η_{aleta}	94%
$\dot{W}_{compideal}$	209 W	<i>Tempo de ensaio</i>	3h21min	$\dot{Q}_{evapreal}$	916 W
$\dot{W}_{compreal}$	(374 – 443 W) 407 W	$\eta_{comptotal}$	0,52	\dot{Q}_{cond}	1125 W
Grandeza					Valor médio
Quantidade de pontos medidos por ensaio					14
Título do vapor na entrada do evaporador					(0,204 – 0,287) 0,246
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação solar					99,3%
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação ambiente					0,3%
Contribuição teórica da taxa de calor por convecção					0,4%
Fluxo de radiação solar médio incidente no plano do coletor (30°)					595 W/m ²

4.5. Análise comparativa entre os ensaios da BDC operando em laboratório

A TAB. 4.11 apresenta o comparativo para os principais resultados técnicos dos ensaios nas duas configurações do sistema operando em laboratório. Ressalta-se que as condições ambientais (temperatura do ar e umidade relativa) foram próximas. Para as grandezas com tendência bem definida de crescimento ou decaimento, os valores médios (mínimo e máximo) estão entre parênteses.

O parâmetro mais importante do sistema é o COP, e neste quesito o condensador coaxial se mostrou ligeiramente superior, tanto para o do ciclo termodinâmico, quanto para o global. Entretanto, levando em consideração as incertezas do COP global, o desempenho térmico do sistema foi muito próximo um do outro, não sendo possível definir qual realmente foi melhor. Além disso, a grande diferença entre o COP global e do ciclo para ambos os casos foi devido ao baixo rendimento do compressor.

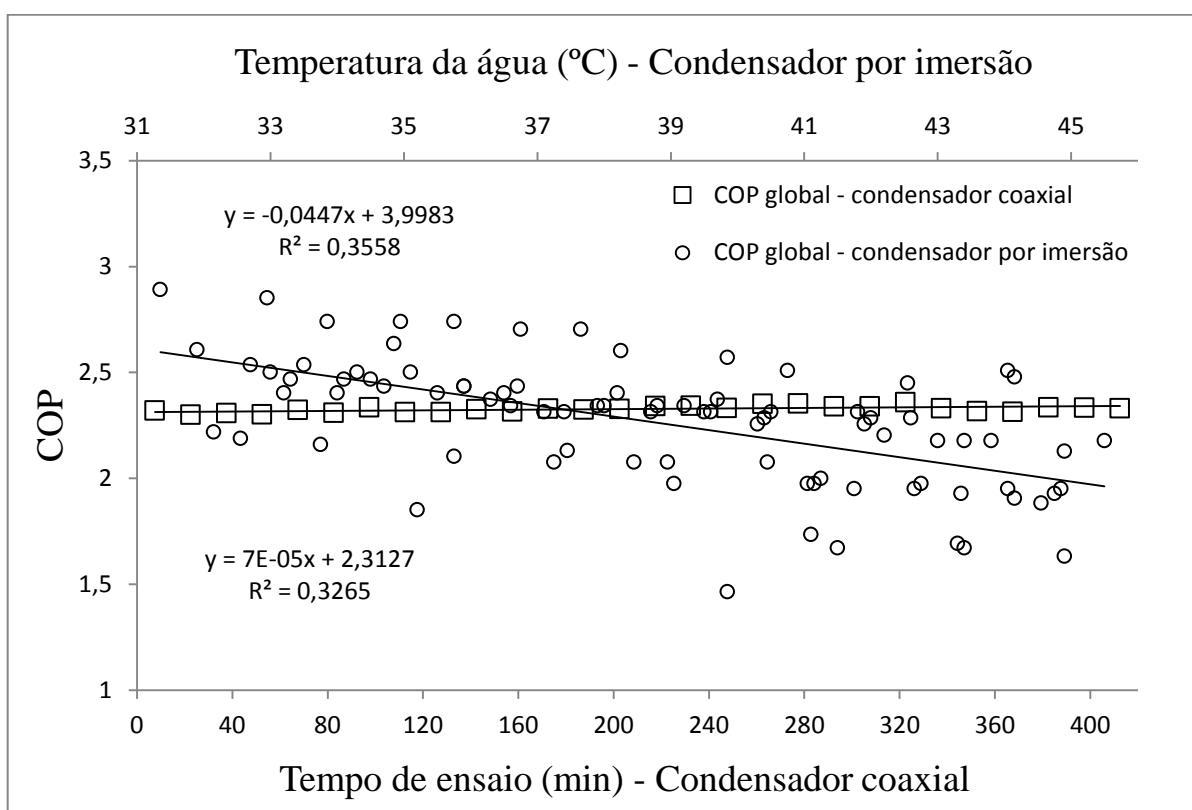
TAB. 4.11: Comparação entre os principais resultados técnicos para o sistema operando em laboratório

Grandeza	Condensador coaxial	Condensador por imersão
COP_{global}	$2,33 \pm 0,05$	(2,52 - 1,95) $2,29 \pm 0,05$
COP_{ciclo}	4,34	(4,74 - 3,86) 4,26
$\dot{W}_{comp_{real}}$	305 W	(294 - 341 W) 316 W
$\dot{W}_{comp_{ideal}}$	164 W	(156 - 169 W) 168 W
$\eta_{comp_{total}}$	0,54	0,53
$\dot{Q}_{evap_{real}}$	547 W	549 W
η_{col}	0,88	0,86
\dot{Q}_{cond}	711 W	718 W
T_{evap}	-2,1 °C	-1,5 °C
T_{cond}	48,9 °C	(46,2 - 58,3 °C) 52,3 °C
x	0,271	(0,255-0,326) 0,290

Embora as taxas de calor absorvidas pelo evaporador tenham sido próximas para as duas configurações, o coaxial exigiu, em média, menos trabalho do compressor. A capacidade de aquecimento do condensador por imersão foi discretamente maior. Ressalta-se também que o rendimento do compressor e a eficiência do coletor mantiveram-se muito próximas para as duas configurações, com ligeira vantagem ao coaxial. Devido à boa eficiência do coletor e ao fato de que a energia disponível pelo ambiente para este componente seja estável, pois não há exposição a radiação solar, ele está bem dimensionado para operar com ambos os condensadores e com o atual compressor.

O título de vapor na entrada do evaporador, as temperaturas de condensação e de evaporação, e o trabalho do compressor foram as variáveis que influenciaram no COP do sistema. Para o condensador por imersão, o título e a temperatura de condensação foram, em média, mais baixos no início do ensaio em relação ao condensador coaxial, contribuindo de forma positiva para o COP. Porém, nesta configuração, estas duas grandezas aumentaram progressivamente ao longo do tempo de ensaio, degradando o COP. Além disso, o patamar de temperatura de evaporação do condensador por imersão foi superior em relação ao coaxial, o que contribui favoravelmente ao COP. O resultado acumulado desses fatores resultou em um COP (global e do ciclo) médio superior para o caso do coaxial, considerando os valores absolutos. Entretanto as incertezas dos resultados não permitem definir qual dos dois de fato, teve o melhor desempenho.

O GRA. 4.27 apresenta o desempenho térmico global comparativo para os dois condensadores operando em laboratório. Todos os pares de pontos do COP global e temperatura da água, nos ensaios com o condensador por imersão, foram organizados e dispostos em uma única curva. Por outro lado, realizaram-se as médias simples para os COPs globais de todos os pontos (para cada instante de tempo comum) dos ensaios com o condensador coaxial.



GRA. 4.27: Comparativo do desempenho térmico global do sistema operando em laboratório

As curvas de tendências foram traçadas, sendo que a interceptação entre elas ocorreu em um ponto anterior à metade do tempo médio de ensaio ou faixa média de temperatura de aquecimento. No início, o condensador por imersão opera com melhor desempenho e logo em seguida, o condensador coaxial passa a ser mais vantajoso. Pelo fato do condensador coaxial permanecer, em média, maior parte do tempo ou maior faixa de temperatura de aquecimento à frente do condensador por imersão, o desempenho térmico resultante foi favorável ao condensador coaxial. Ressalta-se que este tipo de análise pressupõe uma aproximação das condições operacionais entre os dados dos ensaios, principalmente em relação à temperatura ambiente e do coletor, variação na temperatura da água durante o aquecimento e da umidade relativa do ar. Entretanto, devido a não coincidência das condições supracitadas para os dados das diversas variáveis analisadas, sempre foram apresentados

individualmente os resultados para os 5 ensaios realizados com cada uma das configurações abordadas neste capítulo.

Realizando-se a comparação dos resultados dos ensaios utilizando o condensador por imersão com os resultados presentes na literatura utilizando o mesmo fluido, evaporador e tipo de condensador, operando em ambiente fechado fora da exposição solar, conclui-se que foram muito próximos de Oliveira (2007) e Silva (2007) que obtiveram COP de 2,29; Seara et al. (2012) que obtiveram COP de 2,11 a 3,01; Reis (2012) que obteve COP de 2,15; e Rodriguez et al. (2014a) que obtiveram COP de 2,02. Já para o condensador coaxial, não foi encontrado nenhum trabalho na literatura com este tipo de componente operando nas condições semelhantes a esta pesquisa.

Outro ponto foco desta pesquisa foi identificar a influência da participação do calor latente do ar na composição geral do calor absorvido pelo coletor. A TAB. 4.12 apresenta os principais resultados de forma comparativa para as situações estudadas.

TAB. 4.12: Resultados da contribuição das taxas de calor para o coletor no sistema operando em laboratório

Grandeza (valor médio)	Condensador coaxial	Condensador por imersão
Contribuição real da taxa de calor por condensação	28%	26%
Contribuição teórica da taxa de calor por condensação	25%	23%
Contribuição teórica da taxa de calor por radiação ambiente	49%	50%
Contribuição teórica da taxa de calor por convecção	26%	27%
Diferença entre a taxa de calor por condensação real e teórica	-7,2%	5,7%
Diferença entre o volume de condensado real e teórico	-5,7%	9,2%

A BDC operando com ambos os condensadores apresentou resultados convergentes entre si. A porcentagem média de contribuição da taxa de calor por condensação do vapor de água presente no ar para ambos os componentes foi de 27%. Já a diferença média entre o volume de condensado teórico e experimental foi inferior a 10%, assim como a diferença média para a taxa de calor latente teórica e experimental. Estes erros médios são baixos e satisfatórios. Além disso, a participação da taxa de radiação disponível ao coletor é prevalente, representando praticamente 50% do total. Em seguida, tem-se a taxa de convecção teórica com 26,5% em média e concorrente direta da taxa de condensação, que sofre uma pequena variação entre o valor teórico e experimental.

Realizando-se a comparação dos resultados dessa pesquisa com a única referência encontrada na literatura, no que diz respeito à análise crítica do calor latente do ar, os valores estão bem alinhados, pois Scarpa e Tagliafico (2016) encontraram uma porcentagem entre 20 a 30% para a participação da taxa de calor latente do ar no total recebido pelo coletor, diferença de 10 a 20% para as taxas de condensação teórica e experimental e por fim,

diferença de 15% para a massa de condensado coletado (que é aproximadamente a mesma para o volume). Ressalta-se que a umidade relativa média foi de 55% para o ambiente (temperatura média de 25 °C) onde esses autores realizaram essa pesquisa. Esses valores são próximos da tendência geral das condições ambientais em que foram realizados os ensaios desta dissertação.

4.6. Análise comparativa entre os ensaios da BDC operando em ambiente aberto

A TAB. 4.13 apresenta o comparativo para os principais resultados técnicos dos ensaios nas duas configurações do sistema operado em ambiente aberto. Para as grandezas com tendência bem definida de crescimento ou decaimento, os valores médios (mínimo e máximo) estão entre parênteses. Ressalta-se que as condições ambientais foram próximas, exceto pela diferença do fluxo de radiação média dos ensaios, que foi 12% superior para o caso do condensador coaxial (665 W/m²) em relação ao caso do condensador por imersão (595 W/m²). Outro ponto a ser levando em consideração para ambas as configurações, é de que praticamente 100% da energia absorvida pelo coletor foi proveniente da radiação solar, sendo possível afirmar que a contribuição da taxa de calor sensível do ar e da taxa de radiação ambiente foram desprezíveis.

TAB. 4.13: Comparação entre os principais resultados técnicos para o sistema operando em ambiente aberto

Grandeza	Condensador coaxial	Condensador por imersão
COP_{global}	$2,62 \pm 0,06$	(3,18 – 2,22) $2,76 \pm 0,06$
COP_{ciclo}	5,31	(6,31 – 4,83) 5,36
$\dot{W}_{comp_{real}}$	399 W	(374 – 443 W) 407 W
$\dot{W}_{comp_{ideal}}$	198 W	209 W
$\eta_{comp_{total}}$	0,49	0,52
$\dot{Q}_{evap_{real}}$	844 W	916 W
η_{col}	0,72	0,89
\dot{Q}_{cond}	1041 W	1125 W
T_{evap}	11,4 °C	10,4 °C
T_{cond}	52,0 °C	(47,5 – 61,8 °C) 55,4 °C
$T_{\acute{a}gua-saída} / T_{\acute{a}gua-fim}$	47,0 °C	45,3 °C
x	0,222	(0,204 – 0,287) 0,246

Pela análise de incertezas é possível afirmar que o COP global médio foi um pouco maior para o caso do condensador por imersão. O COP médio do ciclo também foi um pouco maior quando o sistema operou com este componente, porém analisando apenas o valor absoluto. Uma forma global de melhorar o desempenho térmico do sistema é substituir o atual compressor por uma mais eficiente, pois a diferença entre o COP global e de ciclo se deve às perdas deste equipamento.

O trabalho do compressor, em média, foi um pouco maior para o caso do sistema operando com o condensador por imersão (2%), além da taxa de calor absorvida pelo coletor ter sido consideravelmente maior (8,5%) em comparação com o condensador coaxial. Também fica claro que a capacidade de aquecimento do condensador por imersão foi maior (8%).

Ressalta-se também que o rendimento do compressor foi superior quando este operou com o condensador por imersão, contribuindo de forma positiva para o COP do sistema.

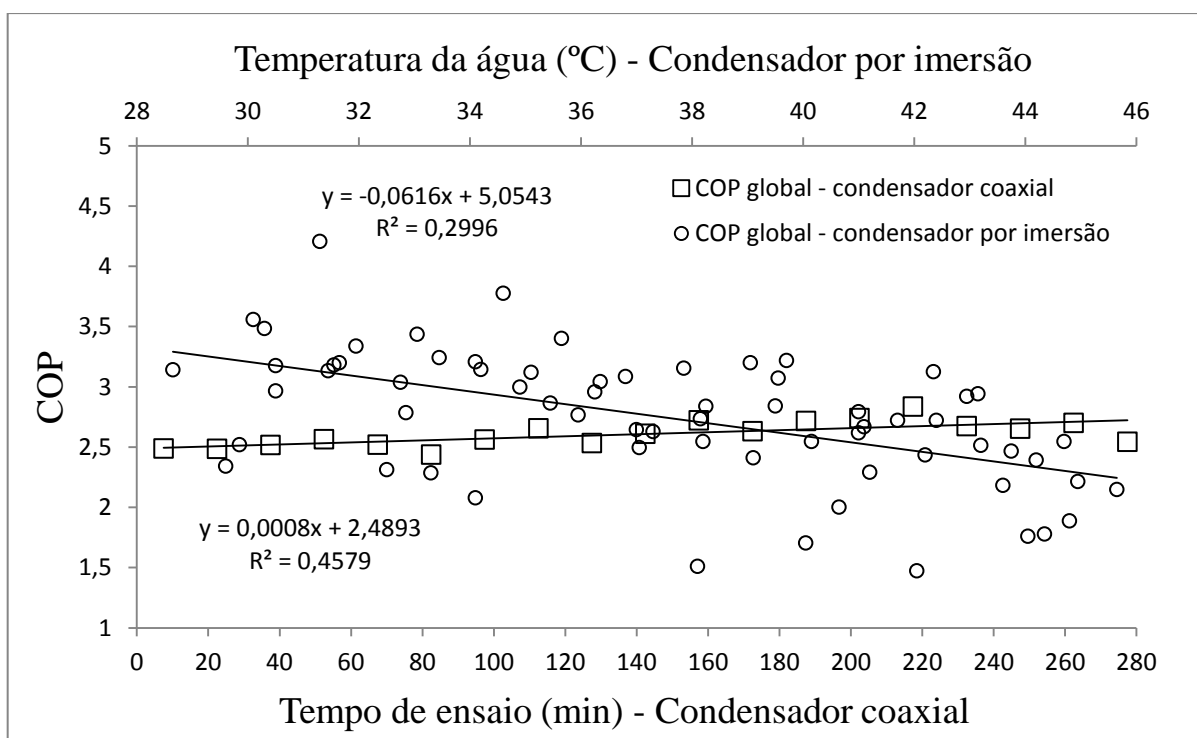
Com relação à eficiência do coletor, ela foi maior para o caso do condensador por imersão devido a dois motivos principais. O primeiro, e mais importante, refere-se à boa capacidade de aquecimento do condensador, pois este não limitou a capacidade de absorção de energia do ambiente pelo coletor, como ocorrido no caso do condensador coaxial, por este possuir comprimento pequeno e conseqüente baixa capacidade de aquecimento. O segundo refere-se ao fato da incidência de radiação solar ter sido menor (9%) quando comparado ao caso do condensador coaxial, sendo que houve menor rejeição de calor pelo evaporador.

Sendo assim, a maior capacidade de aquecimento para o sistema foi registrada para o condensador por imersão, além da maior demanda de potência do compressor. Ambos os fatos estão alinhados com a boa eficiência do coletor. Pode-se concluir que as dimensões do evaporador solar da BDC em estudo são adequadas quando o sistema opera com o condensador por imersão, embora em dias com maior incidência média de radiação solar a tendência da eficiência do coletor seja cair, por limitações, ou do compressor, ou do próprio condensador. Entretanto, o evaporador se mostrou sobre dimensionado para operar com o condensador coaxial e a eficiência do coletor também tende a ser degradada com maior incidência média de radiação solar. A hipótese de que a baixa capacidade de trabalho do compressor reduziu o desempenho do coletor, quando o sistema operou com o condensador coaxial, foi desconsiderada, pois o compressor conseguiu fornecer maior potência quando operou com o condensador por imersão em relação a quando operou com o condensador coaxial. Sendo assim, pode-se concluir também que houve melhor adequação do condensador

por imersão à BDC em relação ao condensador coaxial quando os ensaios foram realizados em ambiente aberto.

Assim como ocorrido para o caso do condensador por imersão operando no laboratório, o título e a temperatura de condensação foram, em média, mais baixas no início do ensaio em relação ao condensador coaxial, contribuindo de forma positiva para o COP. Porém, essas duas grandezas aumentaram progressivamente ao longo do tempo de ensaio, degradando o COP. Além disso, a temperatura de evaporação média no caso do condensador por imersão foi menor quando comparada ao caso do condensador coaxial, o que contribuiu negativamente para o COP. O fato da temperatura média final da água no caso do condensador coaxial ter sido um pouco maior (47,0 °C) contribuiu de forma negativa para o COP. A influência dessas variáveis no comportamento do COP (global e do ciclo) médio resultou em valores superiores para o caso do condensador por imersão. Conclusão esta assegurada pela faixa de incerteza dos resultados, a qual não deixa dúvida de quem teve o melhor desempenho térmico.

O GRA. 4.28 apresenta o desempenho térmico global comparativo para os dois condensadores operando em ambiente aberto. Os mesmos procedimentos foram realizados para o caso dos ensaios em laboratório que resultou no GRA. 4.27.



GRA. 4.28: Comparativo do desempenho térmico global do sistema operando em ambiente aberto

As curvas de tendências foram traçadas, sendo que a interceptação entre elas ocorreu em um ponto posterior à metade do tempo médio de ensaio ou faixa média de temperatura de aquecimento. No início, o condensador por imersão opera com melhor desempenho e mais adiante o condensador coaxial passa a ser mais vantajoso. Pelo fato do condensador por imersão permanecer, em média, maior parte do tempo ou maior faixa de temperatura de aquecimento à frente do condensador coaxial, o desempenho térmico resultante foi favorável ao condensador por imersão. Ressalta-se que este tipo de análise pressupõe uma aproximação das condições operacionais entre os dados dos ensaios, principalmente em relação à temperatura ambiente e do coletor, variação na temperatura da água durante o aquecimento e do fluxo de radiação solar. Entretanto, devido a não coincidência das condições supracitadas para os dados das diversas variáveis analisadas, sempre foram apresentados individualmente os resultados para os 5 ensaios realizados com cada uma das configurações abordadas neste capítulo.

Realizando-se a comparação dos resultados dos ensaios utilizando o condensador por imersão com os resultados presentes na literatura utilizando o mesmo fluido, evaporador solar e mesmo tipo de condensador operando sob influência da radiação solar, conclui-se que foram bem abaixo de Chow et al. (2010) que obtiveram COP de 5,33 a 7,50 e Deng e Yu (2016) que obtiveram COP de 6,22. Quando comparado com trabalhos utilizando o mesmo fluido, os resultados ficaram próximos de Cerit e Erbay (2013) que obtiveram COP de 2,42 a 3,30 e de Rodríguez et al. (2014b) que obtiveram COP de 2,8, entretanto, distante de Hawlader, Chou e Ullah (2001) que obtiveram COP entre 4 a 9.

Já para o condensador coaxial, comparando com a única referência encontrada para o mesmo fluido de trabalho, evaporador solar e mesmo tipo de condensador operando em ambiente aberto, conclui-se que o resultado também foi bem abaixo de Scarpa e Tagliafico (2016) que obtiveram COP de 5,8.

Com relação à utilização do condensador coaxial operando com CO₂ (neste caso trata-se de um resfriador) e com evaporador solar sob influência da radiação do sol, o resultado encontrado nesta pesquisa se aproxima de Yamaguchi et. al. (2011) que obtiveram COP entre 2,5 a 3,5, entretanto, se distancia de Oliveira (2013) e Faria (2013) que encontraram COP de 5,85.

Os resultados desta pesquisa quanto ao COP, para o sistema operando sob radiação solar, são inferiores a alguns trabalhos encontrados na literatura (quando utilizado o mesmo fluido frigorífico), devido principalmente a utilização de um compressor de baixo rendimento. Vale acrescentar que os comprimentos dos condensadores são pequenos em relação aos trabalhos pesquisados, limitando a capacidade de aquecimento do sistema. Entretanto, estão alinhados com a capacidade de trabalho do compressor. Por uma análise crítica dos trabalhos vistos na literatura,

dimensões maiores (comprimento) para os condensadores e a utilização de um compressor de maior potência e rendimento, resultariam em COPs maiores.

A eficiência do coletor nesta pesquisa foi próxima dos valores encontrados na literatura, quando comparados com os trabalhos de Kong et al. (2011) que obtiveram eficiência entre 0,88 a 0,91; Hawlader, Chou e Ullah (2001) que obtiveram eficiência entre 0,4 a 0,75 e Li et al. (2007a) que obtiveram eficiência de 1,08.

Ressalta-se que a eficiência do evaporador solar para o sistema de BDC foi, em média, alta em relação a coletores solares térmicos comerciais de sistemas de aquecimento de água. Isto se deve principalmente pelo fato de que o fluido de trabalho (refrigerante), no caso do evaporador solar, passou pelo componente com temperatura baixa e constante durante o processo de operação (entre -3 a -1 °C no laboratório e entre 10 a 12 °C no ambiente aberto). A temperatura ambiente foi maior que a temperatura do refrigerante, e esta diferença se tornou mais expressiva com a incidência de radiação solar. Assim, houve um gradiente de temperatura elevado entre o ambiente e o refrigerante, favorecendo a transmissão de calor entre eles. Com isso, a rejeição de calor pelo evaporador para o ambiente foi baixa, resultando em uma eficiência alta (entre 0,8 e 0,9, com exceção do condensador coaxial operando em ambiente aberto).

Quando se analisa o coletor solar térmico comercial de um sistema de aquecimento de água, percebe-se que o fluido de trabalho (água) opera a uma temperatura mais elevada (próxima da temperatura ambiente) em relação ao refrigerante no evaporador solar da BDC. Além disso, a água tem a sua temperatura aumentada ao longo do processo de operação do sistema e o gradiente de temperatura entre a água e o ambiente é pequeno em relação ao sistema da BDC. Isto dificulta a troca térmica e aumenta a rejeição de calor incidente (radiação solar), reduzindo a eficiência do coletor, valor abaixo de 0,8 segundo Iceri (2014) e Rosa (2012), embora alguns tipos de coletores possuam camadas de materiais (coberturas) que favorecem a acumulação de energia térmica, reduzindo a rejeição para o ambiente. Entretanto, mesmo com a minimização das perdas através da complexidade construtiva em relação ao evaporador solar, ainda sim possuem baixo rendimento.

É importante ressaltar que a fabricação e instalação de um condensador coaxial no sistema representa maior complexidade de operação, exige maior número de componentes e por fim, representa maior custo quando comparado com um condensador por imersão. O condensador coaxial exige alguns componentes a mais em relação ao condensador por imersão, tais como: tubo externo, material isolante para o tubo externo, conexões do tipo TÊ, porcas de redução e pontos de soldas adicionais nas extremidades.

Pelos resultados comparativos gerais desta pesquisa, o condensador por imersão proporcionou melhor desempenho térmico ao sistema. Além disso, possui custo de fabricação e de instalação menor. Por fim, percebe-se uma tendência maior pela escolha deste tipo de

condensador nos trabalhos presentes na literatura quando o fluido de refrigerante é do tipo sintético.

4.7. Considerações finais

Neste capítulo foram apresentados os resultados para os 4 tipos de conjuntos de ensaios realizados com a BDC. Gráficos foram confeccionados para apresentar os pontos medidos experimentalmente para todos os 5 ensaios de cada tipo de configuração. Tabelas também foram mostradas, reunindo e organizando os principais dados apresentados nas discussões.

A análise do desempenho térmico do sistema foi realizada em todos os casos, levando em consideração o comportamento das principais variáveis do sistema, tais como: trabalho do compressor, temperatura de evaporação e condensação, e título de vapor na entrada do evaporador. Constatou-se que o condensador coaxial proporciona desempenho térmico ligeiramente superior ao condensador por imersão quando operados em laboratório. Entretanto, quando operados no sol, o condensador por imersão proporcionou melhor desempenho térmico ao sistema.

A análise minuciosa das taxas de calor por radiação ambiente, radiação solar, e calor latente e sensível do ar pelo coletor foi realizada. A contribuição do calor latente do ar na taxa absorvida pelo coletor também foi estudada. Constatou-se que a radiação solar foi predominante na energia absorvida pelo coletor quando os ensaios foram realizados no sol e que a participação da taxa de calor latente do ar foi significativa no total da taxa trocada pelo coletor quando os ensaios foram realizados em laboratório.

Parâmetros relacionados com a capacidade operacional da BDC e questões de bom dimensionamento do sistema foram estudados, tais como: eficiência do coletor, rendimento do compressor e a capacidade de aquecimento do sistema. Constatou-se que o condensador coaxial está subdimensionado para o sistema quando operado ao sol e que a capacidade de aquecimento do condensador por imersão é superior ao condensador coaxial quando operados ao sol.

A análise de incerteza foi realizada para a grandeza mais importante do sistema, o COP global. Ela permitiu certificar que o condensador por imersão proporcionou desempenho térmico superior ao condensador coaxial quando operados ao sol.

Por fim, realizou-se um comparativo dos resultados obtidos nesta pesquisa com os resultados encontrados na literatura especializada. De maneira geral, o desempenho térmico do sistema ficou alinhado com alguns trabalhos e não conforme com outros, principalmente

por diferenças entre os componentes do sistema. A eficiência do coletor ficou alinhada com os resultados da literatura.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi analisado o consumo energético e a utilização de diferentes formas de se aquecer água doméstica no Brasil. O chuveiro elétrico ainda é o equipamento predominante na maioria das residências e a principal forma de aquecimento de água. Entretanto, o uso de coletor solar está em ascensão e, se aliado à bomba de calor, poderá ter aderência à realidade da sociedade brasileira no futuro.

Em grande parte das pesquisas encontradas na literatura especializada, foi adotado o condensador do tipo imerso em tanque. Em uma análise comparativa entre os trabalhos da literatura semelhantes ao desta pesquisa e que foram realizados com e sem exposição ao sol, os melhores resultados para o desempenho térmico da BDC foram obtidos quando os sistemas operavam sob radiação solar.

Das pesquisas avaliadas, poucos autores utilizaram trocador de calor do tipo coaxial e, em sua maioria, adotaram este tipo de trocador de calor como resfriador de gás em trabalhos a CO₂. A pesquisa de Scarpa e Tagliafico (2016) foi o estudo encontrado mais próximo do trabalho realizado nesta dissertação.

As principais conclusões que puderam ser feitas com a realização dessa pesquisa experimental foram:

- Para a BDC funcionando em laboratório (fora da exposição da radiação solar), o desempenho térmico com o condensador coaxial (2,33) se mostrou, em média, discretamente superior ao condensador por imersão (2,29). Entretanto, a incerteza expandida dessa grandeza ($\pm 0,05$) não permite de fato determinar qual foi, em média, melhor. Além disso, o resultado do desempenho térmico para o caso do condensador por imersão está alinhado com os da literatura referenciada;
- A capacidade de aquecimento do condensador por imersão foi ligeiramente superior ao condensador coaxial quando eles operaram em laboratório. Entretanto, sob a exposição solar, o condensador por imersão teve a capacidade de aquecimento média 8% superior ao condensador coaxial;
- O evaporador solar (coletor), quando operado em laboratório, mostrou-se bem dimensionado para ambos os condensadores, apresentando uma eficiência média de 88% quando operado junto ao condensador coaxial, e de 86% quando operado com o condensador por imersão;

- O desempenho térmico (global e do ciclo) da BDC, operando com o condensador por imersão sofreu degradação com o aumento da temperatura da água no tanque. O COP permaneceu com tendência constante para a BDC operando com o condensador coaxial, enquanto ocorria o enchimento do tanque. Estes resultados foram independentes dos locais de ensaios;
- Para os ensaios em laboratório, chegou-se a conclusão de que a participação da taxa de calor latente do ar (condensação do vapor de água do ar) na contribuição da taxa total absorvida pelo coletor foi, em média, de 27% para ambos os condensadores. Além disso, a diferença média da taxa de calor e volume de condensado teórico e experimental foram inferiores a 10%. Estes resultados estão alinhados à literatura referenciada;
- Para ambos os condensadores operando em laboratório, a participação percentual da taxa de calor teórica por radiação do ambiente absorvida pelo coletor foi, em média, 49,5%. E a participação percentual teórica da taxa de calor sensível do ar foi, em média, 26,5%;
- Para a BDC funcionando em ambiente aberto (sob exposição de radiação solar), o seu desempenho térmico foi, em média, maior quando operou com o condensador por imersão (2,76) em relação ao coaxial (2,62). A principal justificativa para isto foi devido ao fato do condensador coaxial possui capacidade de aquecimento inferior ao condensador por imersão e que está relacionado diretamente com o seu comprimento baixo;
- Quando os resultados para a BDC funcionando sob exposição de radiação solar foram comparados com a literatura, mostraram-se inferiores. A principal justificativa para isto, foi a utilização nesta pesquisa de um compressor de baixo rendimento e capacidade de trabalho, aliado a condensadores com pequenos comprimentos;
- Para ambos os condensadores operando sob radiação solar, as participações das taxas por radiação ambiente, e por calor sensível e latente do ar em relação à taxa total absorvida pelo coletor foram desprezíveis, sendo que praticamente 100% da taxa absorvida por este componente deveu-se à radiação solar;
- O evaporador solar, quando operado sob exposição à radiação solar, mostrou-se bem dimensionado para o condensador por imersão, apresentando uma eficiência média de 89%. Entretanto, se mostrou sobre dimensionado quando operado junto ao condensador coaxial, onde a eficiência média foi de 72%;
- De forma geral, a operação do sistema com o condensador por imersão foi mais vantajosa. Além disso, possui baixo custo de fabricação e instalação no sistema quando comparado com o condensador coaxial. Por estes motivos, o condensador por imersão predomina nos trabalhos presentes na literatura com a utilização de fluidos sintéticos.

Essa pesquisa permitiu analisar profundamente as diversas variáveis e parâmetros relacionados com o funcionamento do ciclo de compressão de vapor que regem em uma bomba de calor de aquecimento de água. O estudo experimental comparativo entre os dois condensadores e a profunda análise térmica do evaporador solar operando sob a condição de radiação solar e também fora dela, permitiram identificar sob quais condições ambientais os condensadores apresentam vantagens ao operar, qual foi a discretização das taxas de calor absorvida pelo coletor, e por fim, quais as deficiências técnicas do sistema e como melhorar o seu desempenho térmico. Além disso, a pesquisa se mostrou relevante ao explorar o aspecto da contribuição da taxa de calor latente do ar nesse tipo de evaporador e sistema, onde raros trabalhos na literatura foram realizados. Contribui também na área de pesquisa com o condensador do tipo coaxial operando com fluido frigorífico sintético, onde poucos trabalhos na literatura foram publicados.

5.1. Recomendações para trabalhos futuros

- A) Refazer essa pesquisa utilizando o fluido R1234yf, sucessor do R134a. Comparar os resultados e avaliar a possibilidade de substituição pelo novo fluido em equipamentos de aquecimento de água via BDC;
- B) Substituir o compressor atual por um de melhor rendimento e capacidade de trabalho, aumentando assim a capacidade de aquecimento do sistema, o desempenho térmico e a eficiência do coletor;
- C) Desenvolver um modelo matemático da BDC em regime transiente e permanente que utilize o fluido refrigerante R134a e outro modelo para o R1234yf, fazendo um estudo comparativo teórico e experimental entre eles;
- D) Modificar a inclinação do evaporador solar e posicioná-lo entre 10 a 15° a menos que a latitude da cidade e refazer os testes nos meses de verão. A incidência de radiação solar será maior no novo plano inclinado do evaporador solar, proporcionando melhoria do COP;
- E) Refazer os testes nos meses de inverno e comparar com os resultados obtidos nesta pesquisa, na qual se baseou em testes nos meses de verão, pois a inclinação atual do evaporador solar favorece o desempenho da BDC no inverno;
- F) Instalar uma válvula de expansão eletrônica em substituição a válvula termostática com o objetivo de garantir um grau de superaquecimento equilibrado, conseqüentemente maior estabilidade de temperatura de saída da água, decorrente da variação das condições ambientais e principalmente devido às variações na radiação solar;

- G) Modelar um sistema automático para o controle do grau de superaquecimento da BDC devido à variação constante da radiação solar para controle da temperatura de saída da água, garantindo conforto térmico da água para o usuário;
- H) Criar um modelo matemático para avaliar o comportamento dinâmico da temperatura de saída de água da BDC, demonstrando que o controle da variabilidade dessa temperatura através do controle na vazão da água aumenta a eficiência do sistema e o conforto do usuário;
- I) Analisar a viabilidade técnica e econômica para fabricação e implementação da bomba de calor que opere com evaporador solar em relação aos tradicionais sistemas de aquecimento solar ou como apoio a esses sistemas para o ano vigente da pesquisa (considerando a situação econômica e financeira deste investimento realizado no Brasil), utilizando os fluidos R134a e R1234yf;
- J) Realizar a pesquisa utilizando medidor de vazão mássica de fluido refrigerante e vazão volumétrica de água com suporte a aquisição de dados, podendo assim determinar a perda de calor real no condensador e reservatório térmico. Utilizar termopares com maior precisão de medição, como por exemplo, do tipo T. Utilizar manômetros digitais (maior precisão) com suporte a aquisição de dados, trabalhando com elevada frequência de medições. Utilizar monitoramento térmico do evaporador solar via câmera termográfica, proporcionando assim uma descrição térmica completa das temperaturas ao longo da placa e melhor estimativa da sua temperatura média. Com o investimento no melhoramento da instrumentação, resultados mais realísticos serão encontrados;
- K) Realizar um estudo comparativo do desempenho do sistema com a operação dos evaporadores por tubos aletados ou solar juntamente com os condensadores coaxial ou por imersão;
- L) Padronizar e realizar diferentes conjuntos de ensaios segundo normas Europeias de teste para BDC para produção de água sanitária doméstica, como os trabalhos de Vilela (2015) e Soares (2016), já que o Brasil carece de normas específicas para este tipo de sistema.

6. REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, A. e SOUZA, A. R.. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**, 1ª edição, Florianópolis: Manole, 2008;

ALVAREZ, C. E. C.. **Projeto de um controlador para o ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO₂ com evaporador solar**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2015;

ALVAREZ, C. E. C.; MACHADO, L.; MAIA, A. A. T. e KOURY, R. N. N.. *Design of a PID controller to regulate the hot water temperature of a heat pump operating with CO₂ and a solar evaporator*. *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM*. Rio de Janeiro, 2015a;

ALVAREZ, C. E. C.; MACHADO, L.; MAIA, A. A. T. e KOURY, R. N. N.. *Identification of the dynamic model of the water outlet temperature of a heat pump operating with CO₂ and a solar evaporator*. *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM*. Rio de Janeiro, 2015b;

ALVES, M. R.. **Eficiência energética de refrigerador doméstico com velocidade variável no compressor hermético**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2014;

BUKER, M. S. e RIFFAT, S. B.. *Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, p. 399-413, 2016;

CERIT, E. e ERBAY, L. B.. *Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally*. *Energy Conversion and Management*, vol. 72, p. 163-170, 2013;

CHOW, T. T.; PEI, G.; FONG, K. F.; LIN, Z.; CHAN, A. L. S. e HE, M.. *Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong*. *Applied Energy*, vol. 87, p. 643-649, 2010;

COLLIER, J. G. e THOME, J. R.. *Convective boiling and condensation*, 3th edition, New York: Oxford University Press Inc., 1996;

COOLPACK. IPU. <http://www.en.ipu.dk>, 2016;

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

DENG, W. e YU, J.. *Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater*. *Energy Conversion and Management*, vol. 120, p. 378-387, 2016;

EXCEL. Microsoft Office, <https://www.microsoft.com>, 2016;

EES. F-Chart Software, www.fchart.com, 2016;

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **BEN: Balanço Energético Nacional de 2016**. Rio de Janeiro, 2016a;

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Eficiência Energética e Geração Distribuída para os próximos 10 anos (2015-2024)**. Rio de Janeiro, 2016b;

FARIA, R. N.. **Projeto e construção de uma bomba de calor a CO₂ operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2013;

FERRAZ, F. e GOMES, M.. **Histórico da refrigeração, fluidos refrigerantes, ozônio/processo de formação/destruição, sistemas de refrigeração e componentes de um sistema de refrigeração**. Apostila da disciplina de Refrigeração do curso de Eletromecânica. Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia. Salvador, 2008;

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

FLIR Tools – FLIR, <http://www.flir.com.br>, 2017;

FONSECA JR, J. N.. **Análise do efeito do superaquecimento sobre o desempenho de compressores alternativos aplicados a bomba de calor**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2012;

GARCIA, J. J.; CRISTINO, L.; REVELLIN, R.; PORTO, M. e MACHADO, L.. **Refrigerante com baixo GWP para sistemas de condicionamento de ar automotivo: R1234yf, revisão da literatura**. Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM. Fortaleza, 2016;

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

GONÇALVES, J. E.. **Análise de viabilidade técnico-econômica de sistemas solares combinados a bombas de calor para aquecimento de água**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2016;

GONÇALVES JR., A. A.. **Metrologia**. Apostila da disciplina de Laboratório de Metrologia e Automatização. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2002;

GUIMARÃES, L. G. M.. **Determinação numérica do fator de correção F para trocadores de calor casco e tubos**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2011;

GUT, J. A. W.. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. Tese de doutorado. Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003;

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

HEPBASLI, A. e KALINCI, Y.. *A review of heat pump water heating systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, p. 1211-1229, 2009;

HERZOG, M. M.. **Modelagem de um tubo capilar de uma bomba de calor operando com dióxido de carbono (CO₂) em ciclo de compressão de vapor transcrito.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2010;

HU, B.; WANG, X.; CAO, F.; HE, Z. e XING, Z.. *Experimental analysis of an air-source transcritical CO₂ heat pump water heater using the hot gas bypass defrosting method*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, p. 528-535, 2014;

IBRAHIM, O.; FARDOUN, F.; YOUNES, R. e LOUAHLIA-GUALOUS, H.. *Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers*. *Energy*, vol. 64, p. 1102-1116, 2014;

ICERI, D. M.. **Análise da relação desempenho/custo de alguns coletores solares comerciais.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Bauru (Universidade Estadual Paulista). Bauru, 2014;

IEA - *International Energy Agency*. **Key World Energy Statistics 2016**. Paris, 2016;

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. e LAVINE, A. S.. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6th edition, Hoboken: John Wiley and Sons, 2007;

JOFFILY, L. A. L.. **Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste.** Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília. Brasília, 2007;

KONG, X. Q.; ZHANG, D.; LI, Y. e YANG, Q. M.. *Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater*. *Energy*, vol. 36, p. 6830-6838, 2011;

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

LABVIEW - Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench. **National Instruments**, www.ni.com, 2016;

LAUAR, T. A. R.. **Modelagem matemática de condensadores tubo aletado**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2011;

LI, H. e YANG, H. X.. *Potential application of solar thermal systems for hot water production in Hong Kong*. *Applied Energy*, vol. 86, p. 175–80, 2009;

LI, Y. W.; WANG, R. Z.; WU, J. Y. e XU, Y. X.. *Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, p. 2858-2868, 2007a;

LI, Y. W.; WANG, R. Z.; WU, J. Y. e XU, Y. X.. *Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater*. *Energy*, vol. 32, p. 1361-1374, 2007b;

LIMA, D. M. D.; MACHADO, L.; KOURY, R. N. N. e HERZOG, M. M.. **Análise do desempenho de uma bomba de calor a CO₂ operando no ciclo transcrito**. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM. Campina Grande, 2010;

MAIA, G. F. F.. **Modelagem matemática e estudo experimental de uma bomba de calor ar-água de baixo custo para uso residencial**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2007;

MALUF, C. A.. **Desempenho energético e caracterização dos sistemas de aquecimento de água de piscinas**. Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia de Construção Civil da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2010;

MARINHO, D. E.; FREITAS, B. A.; DIAS, D. P.; PAULA, F. L. e PEREIRA, E. M. D. ***Water heating for domestic use in small family residences: development of a compact heat pump***. *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM*, Brasília, 2007;

NUNES, R. O.; SILVA, I. C.; KOURY, R. N. N. e MACHADO, L.. **Estudo comparativo do desempenho de uma bomba de calor ar-água compacta residencial com a expansão do refrigerante em evaporador estático e em evaporador convencional**. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM. Salvador, 2008;

OLIVEIRA, R. N.. **Estudo comparativo do desempenho de uma bomba de calor compacta ar-água para uso residencial cuja expansão do fluido refrigerante é feita em um evaporador estático e um evaporador convencional**. Trabalho de Graduação. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2007;

OLIVEIRA, R. N.. **Modelo transiente para um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água**. Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2010;

OLIVEIRA, R. N.. **Modelo dinâmico e estudo experimental para um resfriador de uma bomba de calor operando com CO₂ para aquecimento de água residencial**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2013;

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

REIS, R. V. M.. **Análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio de energia para um aquecedor solar de**

água. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2012;

REIS, R. V. M.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L e KOURY, R. N. N.. *Financial viability study using a heat pump as an alternative to support solar collector for water heating in southeastern Brazil.* *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM.* Uberlândia, 2010;

REIS, R. V. M.; OLIVEIRA, R. N.; MACHADO, L e KOURY, R. N. N.. *Using a heat pump as an alternative to support solar collector of wather heating in Brazil.* *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 20, n° 3 (1250013 - 12 pages), 2012;

RODRÍGUEZ, A. M.; GIL, G. A.; IZQUIERDO, M. e HERNANDO, N. G.. *Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications.* *Energy*, vol. 45, p. 704-715, 2012;

RODRÍGUEZ, O. R. S.. **Desenvolvimento de um simulador de coletor solar para reprodução das condições de operação de uma bomba de calor para aquecimento de água residencial.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2015;

RODRÍGUEZ, O. R. S.; KOURY, R. N. N. e MAIA, A. A. T.. *Design, fabrication and experimental study of a flat plate collector simulator.* *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM.* Rio de Janeiro, 2015a;

RODRÍGUEZ, O. R. S.; KOURY, R. N. N. e MAIA, A. A. T.. *Socio-economic performance of a solar flat plate collector based in a heat pump water heating system in the brazilian southeast region.* *International Congress of Mechanical Engineering – COBEM.* Rio de Janeiro, 2015b;

RODRÍGUEZ, O. R. S.; SANTOS, R. M.; MAIA, A. A. T. e KOURY, R. N. N.. **Bomba de calor como apoio a um sistema de coletor solar para aquecimento de água residencial.** Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM. Uberlândia, 2014a;

RODRÍGUEZ, O. R. S.; SANTOS, R. M.; MAIA, A. A. T. e KOURY, R. N. N.. **Comparação experimental entre o evaporador solar e convencional de uma bomba de calor apoiando um coletor solar.** Congresso Brasileiro de Energia Solar. Recife, 2014b;

ROSA, F. N.. **Aplicabilidade de coletores solares com tubo evacuado no Brasil.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2012;

SAIKAWA, M. e, KOYAMA, S.. *Thermodynamic analysis of vapor compression heat pump cycle for tap water heating and development of CO₂ heat pump water heater for residential use.* *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, p. 1236-1243, 2016;

SANTOS, F. N. Q.; DINIZ, H. A. G.; DUARTE, W. M. e KOURY, R. N. N.. **Avaliação experimental do desempenho térmico do ciclo de compressão a vapor ao se alterar as temperaturas das fontes quente e fria.** IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM. Fortaleza, 2016a;

SANTOS, F. N. Q.; HUMIA, G. M.; PABON, J. J. G.; DINIZ, H. A. G. e MACHADO, L.. **Estudo experimental para determinação do inventário em um condensador de máquinas de refrigeração.** Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – CONEM. Fortaleza, 2016b;

SCARPA, F. e TAGLIAFICO, L. A.. *Exploitation of humid air latent heat by means of solar assisted heat pumps operating below the dew point.* *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, p. 820-828, 2016;

SEARA, J. F.; PIÑEIRO, C.; DOPAZO, J. A.; FERNANDES, F. e SOUSA, P. X. B.. *Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions.* *Energy Conversion and Management*, vol. 59, p. 1-8, 2012;

SILVA, C. H. N.. **Projeto de uma máquina frigorífica ar-água a CO₂ em ciclo subcrítico.** Trabalho de Graduação. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2016;

SILVA, I. C.. **Análise da viabilidade econômica e estudo do desempenho de uma bomba de calor ar-água para uso residencial.** Trabalho de Graduação. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2007;

SILVA, I. C.; NUNES, R. O.; KOURY, R. N. N. e MACHADO, L.. **Estudo da viabilidade econômica da fabricação de uma bomba de calor para aquecimento de água em uso residencial.** Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM. Salvador, 2008;

SILVA, I. C.; OLIVEIRA, R. N.; KOURY, R. N. N. e MACHADO, L.. **Análise da viabilidade econômica e estudo do desempenho de uma bomba de calor ar-água como apoio ao sistema de coletor solar.** 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Cusco, 2007;

SOARES, T. D. S.. **Estudo de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar para a preparação de AQS.** Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto. Porto, 2016;

SOUZA, A. T.. **Análise de desempenho térmico em trocadores de calor compactos de fluxo cruzado.** Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2011;

STARKE, A. R. **Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar.** Dissertação de mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2013;

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;

VILELA, A. F. F.. **Desenvolvimento de aplicação informática para cálculo de desempenho energético de bombas de calor assistidas por energia solar.** Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia Geográfica, Geofísica e Energia da Universidade de Lisboa. Lisboa, 2015;

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

YAMAGUCHI, S.; KATO, D.; SAITO, K. e KAWAI, S.. *Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, p.1896-1906, 2011.

7. ANEXOS

7.1. ANEXO 1 - DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR COAXIAL

Nessa seção foi disponibilizado o algoritmo de dimensionamento do condensador coaxial e os resultados obtidos.

7.1.1. Algoritmo

"Dimensionamento do condensador coaxial"

"Definições iniciais"

"Fluido refrigerante é R134a escoando pelo tubo interno e fluido secundário é a água escoando pelo espaço anular"

"Temperatura de entrada (T_{a_1}) e de saída da água (T_{a_2}) do condensador e todas as demais temperaturas por vir em °C."

$$T_{a_1} = 25$$

$$T_{a_2} = 45$$

"Temperatura de entrada (T_{f_1}) e de saída (T_{f_2}) do fluido refrigerante do condensador.

T_{f_cd} é a temperatura na qual ocorre a condensação do refrigerante"

$$T_{f_1} = 75$$

$$T_{f_cd} = 50$$

$$T_{f_2} = 45$$

"Diâmetro interno (d_{int_f}) e externo (d_{ext_f}) do tubo interno por onde escoar o fluido refrigerante. Diâmetros medidos em m e todos os demais comprimentos por vir em m."

$$d_{int_f} = (6,35 - 2 * 0,79375) / 1000 \text{ "1/32 polegada de parede do tubo"}$$

$$d_{ext_f} = 6,35 / 1000 \text{ "tubo de 1/4 polegada de diâmetro nominal"}$$

"Diâmetro interno (D_{int_a}) do tubo externo por onde escoar a água"

$$D_{int_a} = (12,7 - 2 * 0,79375) / 1000 \text{ "tubo de 1/2 polegada de diâmetro nominal"}$$

"Cálculos e dimensionamentos"

"Cálculo da carga térmica (Q_{dot_cond}) total do condensador (dissipação, condensação e subresfriamento) e todas as demais grandezas relacionadas a potência por vir em W."

"Sendo (COP) o rendimento estimado da bomba de calor e (W_{comp}) é a potência total do compressor."

$$Q_{dot_cond} = COP * W_{comp}$$

$W_{\text{comp}} = (1/3) * 745,7$ "compressor com potência de 1/3 HP"

$COP = 2,5$ "COP médio estimado com base em trabalhos anteriores"

"Cálculo da vazão de água (m_{dot}_a) a partir do princípio de que a energia cedida pela bomba de calor seja integralmente recebida pela água que será armazenada no reservatório."

"Sendo o calor específico (cp_a) e todos os demais calores específicos por vir em J/kg.°C, vazão mássica da água e todas as demais vazões por vir em kg/s, massa específica da água (ρ_a) e todas as demais massas específicas por vir em kg/m³, e (v_{dot}_a) é a vazão volumétrica de água em m³/s."

$Q_{\text{dot}}_{\text{cond}} = m_{\text{dot}}_a * cp_a * \Delta T_a$

$cp_a = cp(\text{Water}; T=T_{\text{media}_a}; x=0)$

$T_{\text{media}_a} = (T_{a_1} + T_{a_2})/2$ "temperatura média da água no condensador"

$\Delta T_a = T_{a_2} - T_{a_1}$

$m_{\text{dot}}_a = v_{\text{dot}}_a * \rho_a$

$\rho_a = \text{density}(\text{Water}; T=T_{\text{media}_a}; x=0)$

"Cálculo do tempo t em horas necessário para encher o reservatório de 200 litros."

$t = 0,200 / (v_{\text{dot}}_a * 3600)$

$v_{\text{dot}}_a_{\text{leitura}} = v_{\text{dot}}_a * 1000 * 60$ "leitura em l/min"

"Cálculo da vazão mássica do fluido refrigerante (m_{dot}_f) desprezando perdas de cargas ao longo do condensador. Sendo a entalpia do fluido refrigerante na entrada (h_{f_1}) e na saída (h_{f_2}) e todas as demais entalpias por vir em J/kg, e a pressão de saturação na condensação (P_{sat}) e todas as demais pressões por vir em kPa."

$Q_{\text{dot}}_{\text{cond}} = m_{\text{dot}}_f * (h_{f_1} - h_{f_2})$

$h_{f_2} = \text{enthalpy}(\text{R134a}; T=T_{f_2}; P=P_{\text{sat}})$

$P_{\text{sat}} = p_{\text{sat}}(\text{R134a}; T=T_{f_{\text{cd}}})$

$h_{f_1} = \text{enthalpy}(\text{R134a}; T=T_{f_1}; P=P_{\text{sat}})$

"Cálculo da carga térmica da região de dessuperaquecimento ($Q_{\text{dot}}_{\text{des}}$). Onde h_{f_v} é a entalpia do vapor saturado no ponto 1,1."

$Q_{\text{dot}}_{\text{des}} = m_{\text{dot}}_f * (h_{f_1} - h_{f_v})$

$h_{f_v} = \text{enthalpy}(\text{R134a}; P=P_{\text{sat}}; X=1)$ "vapor saturado"

"Cálculo da temperatura da água no ponto de divisa entre a região de condensação e de dessuperaquecimento ($T_{a_1_1}$)."

$Q_{\text{dot}}_{\text{des}} = m_{\text{dot}}_a * cp_{a_2} * (T_{a_2} - T_{a_1_1})$

$cp_{a_2} = cp(\text{Water}; T=T_{\text{media}_a_2}; x=0)$

$T_{\text{media}_a_2} = T_{a_2}$

"Cálculo da temperatura média logarítmica (DELTA_T_ml_des) para região de dessuperaquecimento. Sendo (a) e (b) a diferença de temperatura entre o fluido frigorífico e a água no ponto de saída da água/entrada do fluido e da região de divisa da condensação/dessuperaquecimento, respectivamente."

$$\text{DELTA_T_ml_des} = (a-b) / \ln(a/b)$$

$$a = T_f_1 - T_a_2$$

$$b = T_f_cd - T_a_1_1$$

"Cálculo do comprimento da região de dessuperaquecimento (L_des). Sendo o coeficiente convectivo global na região de dessuperaquecimento (U_des) e todos os demais coeficientes convectivos por vir em W/m².°C, o coeficiente convectivo externo da água (H_a_des) e interno do fluido frigorífico (H_f_des) nessa região. Considera-se também a resistência térmica da parede do tubo interno por onde passa o fluido frigorífico, sendo (k_cu_des) a condutividade térmica do cobre na região de dessuperaquecimento e todas as demais condutividades térmicas por vir em W/m.°C. Onde também T_f_1_1 é a temperatura no ponto de divisa do dessuperaquecimento."

$$Q_dot_des = U_des * (\text{PI} * d_ext_f * L_des) * \text{DELTA_T_ml_des}$$

$$U_des = 1 / (1/H_a_des + d_ext_f / (H_f_des * d_int_f) + (d_ext_f * \ln(d_ext_f / d_int_f)) / (2 * k_cu_des))$$

$$k_cu_des = k_('Copper'; T=T_parede_des)$$

$$T_parede_des = (H_f_des * (T_f_1 + T_f_1_1) / 2 + H_a_des * T_media_a_2) / (H_f_des + H_a_des)$$

"temperatura média da parede na região de dessuperaquecimento"

$$T_f_1_1 = T_f_cd$$

"O (H_f_des) é dado pela equação de Dittus Boeiter para o vapor, sendo a condutividade térmica do vapor (k_f_v), a viscosidade absoluta (mu_f_v) do vapor e todas as demais viscosidades por vir em kg/m.s, (Pr_f_v) o número de Prantl do vapor e G_f a vazão mássica por área do frigorífico (Area_f)."

$$H_f_des = 0,023 * \text{Re_f_v}^{0,8} * \text{Pr_f_v}^{0,3} * k_f_v / d_int_f$$

$$k_f_v = \text{conductivity}(\text{R134a}; T=(T_f_1 + T_f_1_1) / 2; P=P_sat)$$

$$\text{Pr_f_v} = \text{prandtl}(\text{R134a}; T=(T_f_1 + T_f_1_1) / 2; P=P_sat)$$

$$\text{Re_f_v} = G_f * d_int_f / \mu_f_v$$

$$\mu_f_v = \text{viscosity}(\text{R134a}; T=(T_f_1 + T_f_1_1) / 2; P=P_sat)$$

$$G_f = m_dot_f / \text{Area_f}$$

$$\text{Area_f} = \text{PI} * d_int_f^2 / 4 \text{ "área de seção transversal do tubo interno"}$$

"O (H_{a_des}) é dado considerando uma condição de temperatura constante e escoamento laminar, sendo (D_{hid_a}) o diâmetro hidráulico correspondente ao escoamento da água e G_a a vazão mássica por área da água $Area_a$."

$H_{a_des} = 4,43 * k_{a_des} / D_{hid_a}$ "válida a equação somente para Re da água nesse trecho seja menor que 2300"

$k_{a_des} = \text{conductivity}(\text{Water}; T=T_{media_a_2}; x=0)$

$D_{hid_a} = D_{int_a} - d_{ext_f}$

$Re_{a_des} = G_a * D_{hid_a} / \mu_{a_des}$

$G_a = m_{dot_a} / Area_a$

$Area_a = \pi * D_{int_a}^2 / 4 - \pi * d_{ext_f}^2 / 4$ "área de seção transversal anular entre os tubos"

$\mu_{a_des} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{media_a_2}; x=0)$

"Cálculo da carga térmica da região de subresfriamento (Q_{sr}). Onde h_{f_1} é a entalpia do líquido saturado no ponto 2,2."

$Q_{dot_sr} = m_{dot_f} * (h_{f_1} - h_{f_2})$

$h_{f_1} = \text{enthalpy}(R134a; P=P_{sat}; x=0)$ "líquido saturado"

"Cálculo da temperatura da água no ponto de divisa entre a região de condensação e de subresfriamento ($T_{a_2_2}$)."

$Q_{dot_sr} = m_{dot_a} * c_{p_a_1} * (T_{a_2_2} - T_{a_1})$

$c_{p_a_1} = \text{cp}(\text{Water}; T=T_{media_a_1}; x=0)$

$T_{media_a_1} = T_{a_1}$

"Cálculo da média logaritmica para região de subresfriamento ($DELTA_T_ml_sr$). Sendo (c) e (d) a diferença de temperatura entre o fluido frigorífico e a água ponto da região de divisa da condensação/subresfriamento e da saída do fluido frigorífico/entrada da água, respectivamente."

$DELTA_T_ml_sr = (c-d) / \ln(c/d)$

$c = T_{f_cd} - T_{a_2_2}$

$d = T_{f_2} - T_{a_1}$

"Cálculo do comprimento da região de subresfriamento (L_{sr}). Sendo o coeficiente convectivo global na região de subresfriamento (U_{sr}), o coeficiente convectivo da água (H_{a_sr}) e do fluido frigorífico (H_{f_sr}) nessa região."

$Q_{dot_sr} = U_{sr} * (\pi * d_{ext_f} * L_{sr}) * DELTA_T_ml_sr$

$U_{sr} = 1 / (1/H_{a_sr} + d_{ext_f} / (H_{f_sr} * d_{int_f}) +$

$(d_{ext_f} * \ln(d_{ext_f} / d_{int_f})) / (2 * k_{cu_sr}))$

$k_{cu_sr} = k_{('Copper'; T=T_{parede_sr})}$

$$T_{\text{parede_sr}} = (H_{\text{f_sr}} * (T_{\text{f_2}} + T_{\text{f_2_2}}) / 2 + H_{\text{a_sr}} * T_{\text{media_a_1}}) / (H_{\text{f_sr}} + H_{\text{a_sr}})$$

"temperatura média da parede na região de subresfriamento"

$$T_{\text{f_2_2}} = T_{\text{f_cd}}$$

"O ($H_{\text{f_sr}}$) é dado pela equação de Dittus Boeiter para o líquido, sendo a condutividade térmica do líquido ($k_{\text{f_1}}$), a viscosidade ($\mu_{\text{f_1}}$) do líquido e por fim ($Pr_{\text{f_1}}$) o número de Prantl do líquido."

$$H_{\text{f_sr}} = 0,023 * Re_{\text{f_1}}^{0,8} * Pr_{\text{f_1}}^{0,3} * k_{\text{f_1}} / d_{\text{int_f}}$$

$$k_{\text{f_1}} = \text{conductivity}(R134a; T=(T_{\text{f_2}} + T_{\text{f_2_2}}) / 2; P=P_{\text{sat}})$$

$$Pr_{\text{f_1}} = \text{prandtl}(R134a; T=(T_{\text{f_2}} + T_{\text{f_2_2}}) / 2; P=P_{\text{sat}})$$

$$Re_{\text{f_1}} = G_{\text{f}} * d_{\text{int_f}} / \mu_{\text{f_1}}$$

$$\mu_{\text{f_1}} = \text{viscosity}(R134a; T=(T_{\text{f_2}} + T_{\text{f_2_2}}) / 2; P=P_{\text{sat}})$$

"O ($H_{\text{a_sr}}$) é dado considerando uma condição de temperatura constante e escoamento laminar."

$H_{\text{a_sr}} = 4,43 * k_{\text{a_sr}} / D_{\text{hid_a}}$ "válida a equação somente para Re da água nesse trecho seja menor que 2300"

$$k_{\text{a_sr}} = \text{conductivity}(\text{Water}; T=T_{\text{media_a_1}}; x=0)$$

$$Re_{\text{a_sr}} = G_{\text{a}} * D_{\text{hid_a}} / \mu_{\text{a_sr}}$$

$$\mu_{\text{a_sr}} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{media_a_1}}; x=0)$$

"Cálculo do comprimento da região de condensação (L_{cd}). Sendo o coeficiente convectivo global na região de condensação (U_{cd}), o coeficiente convectivo da água ($H_{\text{a_cd}}$) e do fluido frigorífico ($H_{\text{f_cd}}$)."

$$Q_{\text{dot_cd}} = U_{\text{cd}} * (\pi * d_{\text{ext_f}} * L_{\text{cd}}) * \Delta T_{\text{ml_cd}}$$

$$U_{\text{cd}} = 1 / (1/H_{\text{a_cd}} + d_{\text{ext_f}} / (H_{\text{f_cd}} * d_{\text{int_f}}) + (d_{\text{ext_f}} * \ln(d_{\text{ext_f}} / d_{\text{int_f}})) / (2 * k_{\text{cu_cd}}))$$

$$k_{\text{cu_cd}} = k_{\text{'Copper'}}; T=T_{\text{parede_cd}}$$

$$T_{\text{parede_cd}} = (H_{\text{f_cd}} * (T_{\text{f_1_1}} + T_{\text{f_2_2}}) / 2 + H_{\text{a_cd}} * T_{\text{media_a_3}}) / (H_{\text{f_cd}} + H_{\text{a_cd}})$$

"temperatura média da parede na região de condensação"

$$Q_{\text{dot_cd}} = \dot{m}_{\text{dot_f}} * (h_{\text{f_v}} - h_{\text{f_l}})$$

"Cálculo da média logaritimica para região de condensação ($\Delta T_{\text{ml_cd}}$)."

$$\Delta T_{\text{ml_cd}} = (c-b) / \ln(c/b)$$

"O ($H_{\text{f_cd}}$) pode ser dado pela equação de Shah, sendo título (x) variando de 1 a 0 na condensação, P_{red} a relação entre a pressão real e a pressão crítica do fluido frigorífico.

Todas as propriedades do frigorífico são consideradas como líquido saturado, salvo exceção declarada."

"Foi realizado no Excel a média aritmética dos 100 valores, calculados usando correlação de Shah, para (H_{f_cd}) variando o (x) de 1 a 0. Esse procedimento considera que o título varia linearmente ao longo do condensador e garante um resultado mais preciso do que calcular apenas uma vez para $x=0,5$ e considerar esse valor para todo o condensador."

$H_{f_cd_shah_meio} = 0,023 * Re_{f_l_sat}^{0,8} * Pr_{f_l_sat}^{0,4} * (k_{f_l_sat} / d_{int_f}) * ((1-x)^{0,8} + (3,8*x^{0,76}*(1-x)^{0,04})/P_{red}^{0,38})$ "Calculado usando título do meio do intervalo ($x=0,5$)"

$x = 0,5$ "título do meio do intervalo de 1 a 0 para teste das equações de Shah e Akers (logo a seguir) para calcular (H_{f_cd})"

$Re_{f_l_sat} = G_f * d_{int_f} / \mu_{f_l_sat}$

$\mu_{f_l_sat} = \text{viscosity}(R134a; T=T_{sat}; x=0)$

$Pr_{f_l_sat} = \text{prandtl}(R134a; T=T_{sat}; x=0)$

$k_{f_l_sat} = \text{Conductivity}(R134a; T=T_{sat}; x=0)$

$T_{sat} = T_{f_cd}$ "temperatura de saturação"

$P_{red} = P_{sat} / P_{crit}$ "relação entre a pressão de saturação e a pressão crítica do refrigerante"

$P_{crit} = p_{crit}(R134a)$ "pressão crítica do refrigerante"

$H_{f_cd_shah} = 2157,86$ "resultado da média dos valores para 100 divisões obtido pelo Excel"

"O (H_{f_cd}) pode ser dado também pela equação de Akers, sendo título (x) variando de 1 a 0 na condensação."

$H_{f_cd_akers_meio} = (k_{f_l_sat} / d_{int_f}) * 5,03 * Re_e^{1/3} * Pr_{f_l_sat}^{1/3}$ "calculado usando título do meio do intervalo ($x=0,5$)"

$Re_e = d_{int_f} * G_e / \mu_{f_l_sat}$

$G_e = G_f * ((1-x) + x * (\rho_{f_l_sat} / \rho_{f_v_sat})^{1/2})$ "Re modificado, deve ser menor que 50.000"

$\rho_{f_l_sat} = \text{Density}(R134a; T=T_{sat}; x=0)$

$\rho_{f_v_sat} = \text{Density}(R134a; T=T_{sat}; x=1)$ "vapor saturado"

"Foi realizado no Excel a média aritmética dos 100 valores, calculados usando correlação de Akers, para (H_{f_cd}) variando o (x) de 1 a 0. Esse procedimento considera que o título varia linearmente ao longo do condensador e garante um resultado mais preciso do que calcular apenas uma vez para $x=0,5$ e considerar esse valor para todo o condensador."

$H_{f_cd_akers} = 2695,21$ "resultado da média dos valores para 100 divisões obtido pelo Excel."

"Definir qual método será utilizado para calcular (H_{f_cd})."

$H_{f_cd} = H_{f_cd_shah}$

"Pelos resultados percebe-se que Akers prevê um (H_{f_cd}) maior, ou seja, a troca térmica realizada pelo fluido refrigerante é superior quando comparado com Shah e resulta em um condensador de comprimento menor. Aqui foi adotado um valor mais conservador, ou seja, usando Shah, pois assim tem-se uma margem de segurança quando o comprimento do condensador for um pouco maior."

"O (H_{a_cd}) é dado considerando uma condição de temperatura constante e escoamento laminar."

$H_{a_cd} = 4,43 * k_{a_cd} / D_{hid_a}$ "válida a equação somente para Re da água nesse trecho for menor que 2300"

$k_{a_cd} = \text{conductivity}(\text{Water}; T=T_{media_a_3}; x=0)$

$T_{media_a_3} = (T_{a_2} + T_{a_1})/2$

$cp_{a_3} = \text{cp}(\text{Water}; T=T_{media_a_3}; x=0)$

$Re_{a_cd} = G_a * D_{hid_a} / \mu_{a_cd}$

$\mu_{a_cd} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{media_a_3}; x=0)$

"Comprimento total do condensador."

$L = L_{des} + L_{cd} + L_{sr}$

7.1.2. Resultados

Neste tópico estão dispostos os resultados para os cálculos dos parâmetros envolvidos no dimensionamento do condensador em questão. A FIG. 7.1 apresenta os resultados obtidos pelo algoritmo, todos os parâmetros estão com as suas devidas unidades apresentadas.

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

$a = 30$ [°C]	$\text{Area}_a = 0,00006532$ [m ²]	$\text{Area}_f = 0,00001781$ [m ²]	$b = 8,063$ [°C]
$c = 24,18$ [°C]	$\text{COP} = 2,5$	$cp_a = 4183$ [J/kg·°C]	$cp_{a,1} = 4183$ [J/kg·°C]
$cp_{a,2} = 4182$ [J/kg·°C]	$cp_{a,3} = 4183$ [J/kg·°C]	$d = 20$ [°C]	$\Delta T_{t,a} = 20$ [°C]
$\Delta T_{ml,cd} = 14,68$ [°C]	$\Delta T_{ml,des} = 16,7$ [°C]	$\Delta T_{ml,sr} = 22,02$ [°C]	$d_{ext,f} = 0,00635$ [m]
$D_{hid,a} = 0,004763$ [m]	$D_{int,a} = 0,01111$ [m]	$d_{int,f} = 0,004763$ [m]	$G_a = 113,7$ [kg/m ² ·s]
$G_e = 470,1$ [kg/m ² ·s]	$G_f = 185,2$ [kg/m ² ·s]	$H_{a,cd} = 568$ [W/m ² ·°C]	$H_{a,des} = 580,8$ [W/m ² ·°C]
$H_{a,sr} = 553,2$ [W/m ² ·°C]	$h_{f,1} = 304111$ [J/kg]	$h_{f,2} = 115751$ [J/kg]	$H_{f,cd} = 2158$ [W/m ² ·°C]
$H_{f,cd,akers} = 2695$ [W/m ² ·°C]	$H_{f,cd,akers,meio} = 2735$ [W/m ² ·°C]	$H_{f,cd,shah} = 2158$ [W/m ² ·°C]	$H_{f,cd,shah,meio} = 2288$ [W/m ² ·°C]
$H_{f,des} = 585,3$ [W/m ² ·°C]	$h_{f,l} = 123478$ [J/kg]	$H_{f,sr} = 516,8$ [W/m ² ·°C]	$h_{f,v} = 275272$ [J/kg]
$k_{a,cd} = 0,6106$ [W/m·°C]	$k_{a,des} = 0,6244$ [W/m·°C]	$k_{a,sr} = 0,5947$ [W/m·°C]	$k_{cu,cd} = 395,1$ [W/m·°C]
$k_{cu,des} = 394,7$ [W/m·°C]	$k_{cu,sr} = 395,7$ [W/m·°C]	$k_{f,l} = 0,07187$ [W/m·°C]	$k_{f,l,sat} = 0,07038$ [W/m·°C]
$k_{f,v} = 0,01791$ [W/m·°C]	$L = 5,47$ [m]	$L_{cd} = 4,073$ [m]	$L_{des} = 1,143$ [m]
$L_{sr} = 0,2547$ [m]	$\mu_{a,cd} = 0,0007196$ [kg/m·s]	$\mu_{a,des} = 0,0005963$ [kg/m·s]	$\mu_{a,sr} = 0,0008905$ [kg/m·s]
$\mu_{f,l} = 0,0001467$ [kg/m·s]	$\mu_{f,l,sat} = 0,0001416$ [kg/m·s]	$\mu_{f,v} = 0,00001365$ [kg/m·s]	$\dot{m}_a = 0,007428$ [kg/s]
$\dot{m}_f = 0,003299$ [kg/s]	$P_{f,l} = 3,153$	$P_{f,l,sat} = 3,151$	$P_{f,v} = 0,8719$
$P_{crit} = 4059$ [kPa]	$P_{red} = 0,3249$	$P_{sat} = 1319$ [kPa]	$\dot{Q}_{cd} = 500,8$ [W]
$\dot{Q}_{cond} = 621,4$ [W]	$\dot{Q}_{des} = 95,14$ [W]	$\dot{Q}_{sr} = 25,49$ [W]	$Re_{a,cd} = 752,6$
$Re_{a,des} = 908,2$	$Re_{a,sr} = 608,2$	$Re_e = 15807$	$Re_{f,l} = 6013$
$Re_{f,l,sat} = 6227$	$Re_{f,v} = 64597$	$\rho_a = 994$ [kg/m ³]	$\rho_{f,l,sat} = 1102$ [kg/m ³]
$\rho_{f,v,sat} = 66,32$ [kg/m ³]	$t = 7,434$ [hr]	$T_{a,1} = 25$ [°C]	$T_{a,1,1} = 41,94$ [°C]
$T_{a,2} = 45$ [°C]	$T_{a,2,2} = 25,82$ [°C]	$T_{f,1} = 75$ [°C]	$T_{f,1,1} = 50$ [°C]
$T_{f,2} = 45$ [°C]	$T_{f,2,2} = 50$ [°C]	$T_{f,cd} = 50$ [°C]	$T_{media,a} = 35$ [°C]
$T_{media,a,1} = 25$ [°C]	$T_{media,a,2} = 45$ [°C]	$T_{media,a,3} = 35$ [°C]	$T_{parede,cd} = 46,87$ [°C]
$T_{parede,des} = 53,78$ [°C]	$T_{parede,sr} = 35,87$ [°C]	$T_{sat} = 50$ [°C]	$U_{cd} = 420$ [W/m ² ·°C]
$U_{des} = 249,9$ [W/m ² ·°C]	$U_{sr} = 227,8$ [W/m ² ·°C]	$\dot{v}_a = 0,000007473$ [m ³ /s]	$\dot{v}_{a,leitura} = 0,4484$ [l/min]
$W_{comp} = 248,6$ [W]	$x = 0,5$		

FIG. 7.1: Resultados dos cálculos obtidos pelo algoritmo

7.2. ANEXO 2 – CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

A calibração dos termopares baseou-se na correção de zero realizada nas temperaturas lidas por esses instrumentos. Foi utilizada uma mistura de gelo fundente e água a 0 °C na qual foram imersos os termopares. Após um período de equilíbrio térmico, 30 medições com cada termopar foram realizadas e a média destas serviu para correção da leitura dos instrumentos.

A TAB. 7.1 apresenta os resultados das simulações realizadas com os termopares. A FIG. 3.1 e a TAB. 3.1 apresentam as posições e as identificações de cada um desses instrumentos.

TAB. 7.1: Correção dos termopares para 0°C

Medições	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13
1	0,87	0,77	0,68	0,85	1,05	0,94	0,93	0,45	1,14	0,51	0,61	0,98	0,50
2	0,88	0,77	0,68	0,86	1,05	0,93	0,93	0,45	1,13	0,51	0,61	0,99	0,52
3	0,87	0,77	0,68	0,86	1,05	0,93	0,93	0,45	1,13	0,50	0,61	0,98	0,51
4	0,86	0,76	0,67	0,86	1,05	0,92	0,92	0,44	1,13	0,49	0,61	0,98	0,51
5	0,86	0,77	0,66	0,84	1,04	0,93	0,92	0,44	1,13	0,51	0,60	0,98	0,50
6	0,87	0,77	0,69	0,85	1,05	0,92	0,92	0,45	1,13	0,51	0,61	0,98	0,51
7	0,88	0,77	0,67	0,85	1,04	0,93	0,93	0,45	1,13	0,51	0,62	0,99	0,51
8	0,87	0,76	0,66	0,85	1,04	0,92	0,92	0,45	1,12	0,51	0,60	0,98	0,52
9	0,88	0,77	0,67	0,86	1,03	0,93	0,94	0,45	1,13	0,50	0,60	0,97	0,51
10	0,88	0,77	0,66	0,86	1,04	0,93	0,92	0,45	1,13	0,51	0,60	0,97	0,51
11	0,87	0,77	0,66	0,85	1,04	0,93	0,92	0,44	1,14	0,51	0,60	0,98	0,50
12	0,88	0,77	0,66	0,85	1,05	0,93	0,93	0,45	1,14	0,50	0,60	0,99	0,51
13	0,88	0,78	0,68	0,86	1,05	0,94	0,93	0,45	1,13	0,51	0,61	0,98	0,52
14	0,88	0,76	0,65	0,85	1,04	0,93	0,92	0,45	1,13	0,50	0,60	0,98	0,51
15	0,88	0,77	0,67	0,86	1,04	0,93	0,93	0,46	1,13	0,51	0,60	0,98	0,51
16	0,88	0,77	0,67	0,85	1,04	0,92	0,92	0,45	1,11	0,51	0,60	0,97	0,51
17	0,87	0,76	0,66	0,85	1,05	0,93	0,92	0,44	1,13	0,51	0,61	0,98	0,50
18	0,88	0,76	0,67	0,85	1,03	0,92	0,92	0,44	1,12	0,50	0,59	0,97	0,50
19	0,87	0,76	0,66	0,85	1,04	0,93	0,92	0,43	1,12	0,51	0,60	0,98	0,50
20	0,89	0,77	0,67	0,86	1,04	0,92	0,93	0,45	1,12	0,50	0,60	0,97	0,51
21	0,88	0,76	0,67	0,84	1,05	0,93	0,91	0,43	1,13	0,51	0,60	0,98	0,50
22	0,89	0,78	0,68	0,86	1,03	0,92	0,93	0,45	1,12	0,50	0,60	0,97	0,51
23	0,88	0,76	0,67	0,86	1,04	0,92	0,91	0,44	1,13	0,50	0,60	0,98	0,51
24	0,88	0,77	0,67	0,86	1,02	0,92	0,92	0,44	1,11	0,49	0,59	0,96	0,52
25	0,88	0,77	0,67	0,86	1,04	0,93	0,92	0,45	1,12	0,51	0,60	0,98	0,52
26	0,88	0,78	0,67	0,85	1,03	0,92	0,92	0,45	1,12	0,50	0,61	0,98	0,53
27	0,88	0,76	0,67	0,85	1,02	0,91	0,92	0,43	1,12	0,50	0,60	0,96	0,51
28	0,87	0,77	0,67	0,85	1,03	0,92	0,92	0,44	1,13	0,50	0,61	0,98	0,51
29	0,87	0,77	0,67	0,86	1,04	0,93	0,91	0,45	1,12	0,51	0,61	0,99	0,51
30	0,89	0,79	0,68	0,86	1,02	0,91	0,93	0,45	1,11	0,50	0,59	0,97	0,52
Correções	0,88	0,77	0,67	0,85	1,04	0,93	0,92	0,45	1,13	0,50	0,60	0,98	0,51

7.3. ANEXO 3 – ENSAIOS REALIZADOS

As TAB. 7.2 a TAB. 7.6 apresentam os ensaios realizados em laboratório com o condensador coaxial e evaporador solar, as TAB. 7.7 a TAB. 7.11 apresentam os ensaios realizados em laboratório com o condensador por imersão e evaporador solar, as TAB. 7.12 a TAB. 7.16 apresentam os ensaios realizados em ambiente aberto com o condensador coaxial e evaporador solar e por fim, as TAB. 7.17 a TAB. 7.21 apresentam os ensaios realizados em ambiente aberto com o condensador por imersão e evaporador solar.

TAB. 7.2: Ensaio 01 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Evaporador solar										Condensador coaxial				No Sol - Dia ensolarado			
		Evaporador convencional					x					Condensador submerso		x		No laboratório		No Sol - Dia nublado	
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Tambiente (°C)	Torvalho (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	Ttanque (°C)	Tplaca (°C)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	Vazão água (l/min)	
																			Dia: 12/01/2017 Obs: Choveu durante o ensaio
1	16:30	156518	27,8	17,0	6,1	7,9	72,2	42,6	27,7	45,0	42,1	9,9	3,6	2,7	14,5	12,8	186	0,6040	
2	16:45	156595	27,8	16,4	6,5	4,6	72,3	42,5	27,7	44,9	41,9	9,8	3,5	2,7	14,4	12,7	186	0,6040	
3	17:00	156672	27,8	16,4	6,2	2,4	72,4	42,3	27,8	45,0	42,2	9,8	3,5	2,7	14,4	12,8	186	0,6040	
4	17:15	156748	27,8	15,6	5,7	2,0	72,1	42,1	27,7	44,9	42,2	9,4	3,5	2,7	14,4	12,7	186	0,6040	
5	17:30	156825	27,7	15,6	5,3	2,9	71,9	42,0	27,6	44,9	42,2	9,5	3,5	2,7	14,4	12,7	186	0,6040	
6	17:45	156901	27,7	15,6	5,6	2,1	71,9	42,0	27,7	44,9	42,2	9,4	3,5	2,7	14,4	12,7	158	0,6040	
7	18:00	156978	27,6	15,6	5,5	2,4	72,0	41,9	27,7	44,8	41,9	9,4	3,5	2,7	14,4	12,7	158	0,6040	
8	18:15	157054	27,7	15,9	6,4	2,9	72,2	42,3	27,8	44,9	41,6	9,6	3,5	2,7	14,4	12,7	158	0,6040	
9	18:30	157130	27,7	16,2	6,5	7,9	72,5	42,6	27,7	45,1	41,4	9,5	3,5	2,7	14,5	12,8	158	0,6040	
10	18:45	157209	27,6	16,8	6,2	8,2	72,2	42,6	27,7	45,0	41,1	8,9	3,7	2,8	14,5	12,8	202	0,6040	
11	19:00	157286	27,6	16,8	5,5	5,8	72,1	42,5	27,7	45,1	43,3	8,5	3,7	2,9	14,6	13,0	202	0,6040	
12	19:15	157364	27,6	16,8	6,4	2,8	72,4	42,2	27,6	45,1	43,3	8,2	3,5	2,7	14,4	12,8	202	0,6040	
13	19:30	157441	27,6	16,8	6,5	8,5	72,2	42,5	27,6	45,0	43,3	8,0	3,5	2,7	14,5	12,8	202	0,6040	
14	19:45	157518	27,5	17,4	5,9	6,4	72,0	42,5	27,5	45,2	43,2	8,4	3,8	2,9	14,7	12,9	202	0,6040	
15	20:00	157596	27,3	18,5	6,2	4,3	71,9	42,2	27,3	45,0	43,1	9,3	3,7	2,9	14,6	12,9	202	0,6040	
16	20:15	157674	26,9	18,2	7,0	4,1	71,7	42,1	27,0	44,5	43,0	8,5	3,5	2,7	14,4	12,7	202	0,6040	
17	20:30	157751	26,6	18,9	6,8	8,9	71,0	42,0	26,7	44,3	42,9	8,3	3,6	2,8	14,3	12,7	202	0,6040	
18	20:45	157829	26,3	18,9	6,2	7,3	70,9	41,9	26,5	44,4	42,8	8,3	3,7	2,9	14,5	12,7	268	0,6040	
19	21:00	157906	26,2	19,0	6,2	4,5	71,0	41,9	26,6	44,7	43,4	9,2	3,6	2,8	14,4	12,7	268	0,6040	
20	21:15	157984	25,9	18,5	7,1	8,5	71,2	42,0	26,6	44,4	44,3	8,5	3,5	2,7	14,3	12,7	268	0,6040	
21	21:30	158061	25,6	18,1	5,8	6,4	70,7	41,6	26,5	44,1	45,0	7,9	3,7	2,8	14,4	12,7	268	0,6040	
22	21:45	158138	25,6	18,4	6,7	3,0	70,7	41,2	26,2	43,9	44,9	8,4	3,6	2,7	14,2	12,5	280	0,6040	
23	22:00	158214	25,3	18,4	6,2	7,7	70,6	41,6	26,5	44,2	44,9	8,1	3,7	2,9	14,3	12,7	280	0,6040	

TAB. 7.3: Ensaio 02 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a														No Sol - Dia ensolarado		No laboratório	
		x	Evaporador solar							Condensador coaxial							x	No Sol - Dia ensolarado	No laboratório
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattmetro (Wh)	Tambiente (°C)	Torvalho (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	Ttanque (°C)	Tplaca (°C)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	Vazão água (l/min)	
																			Evaporador convencional
Ensaio número: 02																			
Dia: 13/01/2017																			
Obs: Sem chuva durante o ensaio																			
1	16:15	158955	26,8	20,5	6,0	3,6	72,4	42,5	26,6	45,5	43,9	9,8	3,7	2,8	14,6	13,0	274	0,5505	
2	16:30	159031	26,8	20,3	5,9	3,7	72,3	42,3	26,5	45,4	43,6	9,6	3,5	2,7	14,5	12,9	274	0,5505	
3	16:45	159108	27,0	20,2	6,0	5,9	72,2	42,4	26,5	45,3	43,0	9,6	3,7	2,9	14,7	13,0	274	0,5505	
4	17:00	159185	26,7	20,4	5,4	8,1	72,1	42,3	26,5	45,3	42,9	9,4	3,5	2,7	14,5	12,9	274	0,5505	
5	17:15	159263	26,6	20,5	4,8	6,2	71,8	42,2	26,5	45,4	42,9	9,2	3,5	2,7	14,5	12,8	274	0,5505	
6	17:30	159340	26,7	20,2	4,6	4,7	71,9	42,1	26,4	45,4	42,9	10,1	3,5	2,7	14,5	12,8	276	0,5505	
7	17:45	159417	26,8	20,2	5,9	3,3	72,2	42,2	26,4	45,5	42,8	9,5	3,5	2,7	14,6	12,9	276	0,5505	
8	18:00	159494	26,8	20,3	5,9	8,5	72,2	42,5	26,5	45,4	42,5	9,2	3,7	2,8	14,7	13,0	276	0,5505	
9	18:15	159572	27,0	20,2	5,3	7,2	72,0	42,5	26,5	45,6	42,1	9,1	3,6	2,8	14,5	12,9	276	0,5505	
10	18:30	159649	27,0	20,1	4,7	5,0	71,9	42,4	26,5	45,7	41,8	9,7	3,5	2,7	14,5	12,9	269	0,5505	
11	18:45	159726	26,4	20,3	5,5	2,5	72,1	42,1	26,4	45,4	41,5	9,0	3,6	2,7	14,5	12,8	269	0,5505	
12	19:00	159803	26,5	20,6	5,5	8,0	72,0	42,4	26,5	45,4	41,2	8,8	3,6	2,9	14,7	13,0	269	0,5505	
13	19:15	159880	26,6	20,8	4,9	5,4	71,8	42,4	26,5	45,5	43,6	8,9	3,5	2,7	14,5	12,9	269	0,5505	
14	19:30	159958	26,8	20,6	5,9	2,7	72,1	42,3	26,5	45,6	43,5	9,1	3,5	2,7	14,6	13,0	259	0,5505	
15	19:45	160035	26,7	20,5	5,4	7,3	71,9	42,4	26,3	45,4	43,5	8,7	3,5	2,7	14,6	13,0	259	0,5505	
16	20:00	160112	26,7	20,2	5,0	3,4	71,8	42,1	26,2	45,4	43,4	9,5	3,5	2,7	14,5	12,8	259	0,5505	
17	20:15	160189	26,6	20,0	5,9	8,3	71,9	42,4	26,2	45,2	43,4	8,7	3,7	2,9	14,6	13,0	259	0,5505	
18	20:30	160266	26,7	20,1	4,9	4,8	71,7	42,2	26,2	45,4	43,3	9,4	3,6	2,7	14,5	12,8	262	0,5505	
19	20:45	160343	26,8	19,9	6,4	5,3	72,1	42,4	26,1	45,1	43,2	8,9	3,5	2,7	14,5	12,9	262	0,5505	
20	21:00	160420	26,5	20,7	5,1	6,0	71,7	42,2	26,1	45,3	43,1	8,7	3,7	2,8	14,6	12,9	262	0,5505	
21	21:15	160497	26,4	20,3	6,2	3,0	72,0	42,2	26,1	45,2	43,1	8,9	3,7	2,7	14,4	12,8	262	0,5505	
22	21:30	160575	26,2	19,9	5,3	6,6	71,7	42,3	26,0	45,2	43,8	8,4	3,7	2,8	14,6	12,9	265	0,5505	
23	21:45	160652	26,4	19,7	6,2	2,9	72,0	42,1	26,0	45,2	45,4	8,4	3,5	2,7	14,4	12,8	265	0,5505	
24	22:00	160729	26,3	19,8	5,0	5,2	71,7	41,9	25,8	44,8	45,4	8,8	3,7	2,8	14,5	12,9	265	0,5505	
25	22:15	160806	26,4	19,7	6,0	8,6	71,9	42,0	25,9	44,7	45,0	7,6	3,5	2,7	14,5	12,9	265	0,5505	
26	22:18	160822	26,3	19,8	5,0	5,8	71,6	41,9	25,9	44,9	45,2	7,7	3,7	2,9	14,6	12,9	265	0,5505	

TAB. 7.4: Ensaio 03 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado			No Sol - Dia nublado															
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No laboratório			No laboratório															
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Evaporador convencional		Condensador submerso		T ₆ (°C)	T ₅ (°C)	T ₄ (°C)	T ₃ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	T _{ambiente} (°C)	T _{torvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	Vazão água (l/min)		
			T _{ambiente} (°C)	T _{torvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)																							T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
Ensaio número: 03		Obs: Choveu durante o ensaio																												
1	13:30	163296	24,3	21,0	5,8	7,6	71,6	42,2	25,0	45,7	40,9	9,0	3,3	2,6	14,5	12,9	268	0,4712												
2	13:45	163371	24,3	20,3	5,0	5,2	71,5	42,2	25,1	45,8	42,1	9,0	3,5	2,7	14,5	12,8	268	0,4712												
3	14:00	163447	24,8	20,1	5,9	2,1	71,8	41,9	25,0	45,7	41,3	8,9	3,3	2,6	14,5	12,8	268	0,4712												
4	14:15	163523	24,8	19,8	5,4	7,3	71,6	42,0	24,9	45,5	41,3	8,6	3,5	2,7	14,6	12,9	268	0,4712												
5	14:30	163598	24,9	19,6	4,7	3,6	71,4	41,8	24,9	45,6	41,0	9,4	3,4	2,7	14,4	12,8	268	0,4712												
6	14:45	163673	25,0	19,4	5,4	7,5	71,8	42,0	24,9	45,5	40,5	8,5	3,4	2,7	14,5	12,9	277	0,4712												
7	15:00	163749	25,0	20,1	4,9	3,2	71,5	41,8	24,8	45,7	40,1	9,1	3,3	2,6	14,4	12,8	277	0,4712												
8	15:15	163824	24,6	20,6	5,4	7,5	71,7	42,1	24,8	45,6	39,8	8,7	3,5	2,8	14,6	13,0	277	0,4712												
9	15:30	163900	25,6	19,7	5,4	1,7	71,9	41,8	24,9	45,8	39,5	8,9	3,3	2,5	14,2	12,8	277	0,4712												
10	15:45	163976	24,7	19,4	4,6	5,0	71,4	42,4	24,9	46,0	39,3	9,3	3,5	2,7	14,6	12,8	272	0,4712												
11	16:00	164052	24,2	20,3	5,3	2,3	71,6	42,1	24,8	45,8	39,0	8,9	3,3	2,6	14,3	12,8	272	0,4712												
12	16:15	164128	24,4	19,8	4,5	5,1	71,7	42,2	25,0	46,0	38,8	8,9	3,5	2,7	14,5	12,9	272	0,4712												
13	16:30	164204	24,7	19,8	5,6	5,1	72,3	42,5	25,0	45,9	38,6	8,9	3,5	2,7	14,5	13,0	272	0,4712												
14	16:45	164280	25,0	19,7	4,5	3,1	72,2	42,2	25,1	46,3	38,5	9,3	3,5	2,7	14,5	13,0	257	0,4712												
15	17:00	164357	25,1	19,5	4,9	6,7	72,4	42,6	25,1	46,2	38,4	8,8	3,6	2,8	14,6	13,1	257	0,4712												
16	17:15	164433	25,2	19,3	4,8	2,1	72,6	42,3	25,1	46,3	42,6	9,0	3,3	2,6	14,4	12,9	257	0,4712												
17	17:30	164509	25,2	19,3	4,2	5,6	72,6	42,6	25,1	46,2	42,6	9,0	3,5	2,7	14,4	12,8	257	0,4712												
18	17:45	164585	25,3	18,8	5,4	4,1	73,0	42,7	25,1	46,2	42,6	8,9	3,3	2,6	14,4	12,9	247	0,4712												
19	18:00	164662	25,4	18,6	3,7	3,3	72,8	42,5	25,1	46,4	42,5	9,5	3,5	2,7	14,4	12,9	247	0,4712												
20	18:15	164738	25,5	18,6	4,3	6,3	72,7	42,6	25,1	46,2	42,5	8,6	3,5	2,7	14,5	13,0	247	0,4712												
21	18:30	164814	25,6	18,5	5,2	3,3	72,9	42,5	25,1	46,0	42,5	8,7	3,4	2,7	14,4	12,9	247	0,4712												
22	18:45	164889	24,3	19,2	3,5	3,6	72,5	42,3	25,1	46,2	42,4	9,6	3,4	2,7	14,4	12,8	222	0,4712												
23	19:00	164965	24,8	18,4	4,0	5,5	72,4	42,3	25,0	45,9	42,3	8,4	3,5	2,7	14,4	12,8	222	0,4712												
24	19:15	165040	25,0	18,3	4,7	7,3	72,6	42,3	25,0	45,8	42,2	8,5	3,5	2,7	14,5	13,0	222	0,4712												
25	19:30	165116	25,2	18,5	5,3	3,5	72,7	42,4	24,9	45,9	43,3	8,6	3,5	2,7	14,5	13,0	222	0,4712												
26	19:45	165191	25,2	18,7	3,9	2,9	72,6	42,0	24,8	45,9	44,5	9,2	3,5	2,7	14,3	12,7	265	0,4712												
27	20:00	165267	25,2	18,7	3,8	4,5	72,5	42,3	24,9	46,2	45,6	9,4	3,4	2,6	14,4	12,8	241	0,4712												
28	20:15	165343	25,2	18,9	4,2	5,8	72,6	42,3	24,8	46,0	45,6	8,6	3,6	2,8	14,5	13,0	241	0,4712												
29	20:30	165419	24,4	19,9	4,9	7,7	72,8	42,4	24,8	46,0	45,5	8,7	3,3	2,5	14,3	12,8	241	0,4712												
30	20:33	165435	24,4	19,9	4,0	4,7	72,5	42,3	24,8	46,2	45,6	9,4	3,5	2,7	14,5	12,9	241	0,4712												

TAB. 7.5: Ensaio 04 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado		No Sol - Dia nublado				
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No laboratório		No laboratório				
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Tambiente (°C)	Torvalho (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	Ttanque (°C)	Tplaca (°C)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	Vazão água (l/min)
Ensaio número: 04																		
		Evaporador convencional					Obs: Sem chuva durante o ensaio					x						
1	13:45	166295	26,0	17,1	4,6	2,5	72,4	42,0	25,2	45,5	43,2	8,4	3,3	2,6	14,3	12,7	193	0,4918
2	14:00	166370	26,2	17,3	3,6	5,8	72,3	42,1	25,2	45,6	43,7	8,3	3,4	2,6	14,4	12,8	193	0,4918
3	14:15	166445	26,2	17,3	4,8	3,0	72,5	42,2	25,2	45,6	44,0	8,5	3,3	2,5	14,4	12,8	193	0,4918
4	14:30	166520	25,2	17,9	3,7	5,3	72,3	42,2	25,2	45,8	43,6	8,4	3,5	2,7	14,5	12,8	193	0,4918
5	14:45	166596	25,6	17,9	4,9	3,2	72,7	42,2	25,1	45,8	43,6	8,6	3,3	2,5	14,4	12,8	193	0,4918
6	15:00	166671	25,9	17,9	3,7	5,4	72,4	42,3	25,1	45,9	43,5	8,8	3,5	2,7	14,5	12,8	191	0,4918
7	15:15	166747	26,1	17,3	4,9	3,9	72,6	42,3	25,1	45,8	43,2	8,5	3,4	2,7	14,6	13,0	191	0,4918
8	15:30	166822	26,2	17,6	3,4	4,9	72,5	42,2	25,1	45,9	42,9	8,9	3,4	2,6	14,4	12,8	191	0,4918
9	15:45	166898	26,4	17,5	4,9	7,6	72,7	42,5	25,1	45,9	42,6	8,6	3,5	2,8	14,6	13,0	191	0,4918
10	16:00	166974	26,6	17,8	3,8	4,0	72,6	42,3	25,1	46,1	42,3	9,0	3,3	2,5	14,5	12,9	202	0,4918
11	16:15	167050	26,5	17,8	4,3	6,5	72,5	42,5	25,2	46,1	42,1	8,7	3,5	2,7	14,7	13,0	202	0,4918
12	16:30	167126	25,4	18,9	5,2	3,5	72,9	42,6	25,2	46,1	41,8	8,7	3,3	2,6	14,5	12,9	202	0,4918
13	16:45	167202	25,8	18,4	3,9	5,3	72,5	42,5	25,2	46,2	41,6	8,9	3,4	2,7	14,5	12,9	202	0,4918
14	17:00	167278	26,2	17,8	4,8	7,5	72,8	42,7	25,2	46,1	41,4	8,5	3,4	2,7	14,5	13,0	179	0,4918
15	17:15	167354	26,5	18,0	4,2	3,1	72,8	42,3	25,2	46,3	44,1	8,6	3,4	2,6	14,5	12,9	179	0,4918
16	17:30	167429	26,5	16,8	4,2	6,5	72,8	42,6	25,2	46,2	44,1	8,3	3,5	2,7	14,6	13,0	179	0,4918
17	17:45	167505	26,6	16,6	4,8	2,7	73,0	42,5	25,2	46,2	44,0	8,4	3,4	2,6	14,5	12,9	179	0,4918
18	18:00	167581	26,7	16,0	3,8	5,3	72,6	42,4	25,2	46,3	44,0	8,3	3,4	2,6	14,5	12,9	153	0,4918
19	18:15	167656	26,7	18,0	4,4	7,0	72,7	42,6	25,2	46,0	43,9	8,0	3,4	2,7	14,7	13,1	153	0,4918
20	18:30	167731	25,6	17,7	3,9	1,6	72,7	42,1	25,2	46,1	43,9	8,1	3,3	2,6	14,5	12,9	153	0,4918
21	18:45	167807	26,0	16,1	3,8	5,7	72,6	42,4	25,1	46,0	43,8	7,8	3,5	2,7	14,6	13,0	153	0,4918
22	19:00	167882	26,2	15,6	4,7	2,2	72,8	42,4	25,1	45,9	43,7	7,9	3,4	2,7	14,6	13,0	140	0,4918
23	19:15	167957	26,2	15,8	3,3	3,0	72,4	42,1	25,1	46,0	43,6	8,4	3,3	2,6	14,4	12,8	140	0,4918
24	19:30	168032	26,2	15,3	3,6	5,3	72,3	42,3	25,1	45,9	44,2	7,7	3,5	2,7	14,6	13,0	140	0,4918
25	19:45	168107	26,5	16,1	4,5	6,7	72,6	42,4	25,0	45,8	44,0	7,7	3,4	2,7	14,5	13,0	140	0,4918
26	20:00	168182	26,6	16,9	3,8	2,0	72,5	42,0	25,0	46,1	43,9	7,9	3,3	2,5	14,4	12,9	150	0,4918
27	20:15	168257	24,9	18,1	3,4	4,2	72,3	42,3	25,0	46,1	44,1	8,5	3,3	2,6	14,5	12,9	150	0,4918
28	20:30	168332	25,2	17,0	4,1	6,6	72,5	42,3	24,9	45,8	45,3	7,8	3,5	2,7	14,6	13,0	150	0,4918
29	20:35	168357	25,2	16,6	3,6	4,8	72,4	42,2	24,9	46,0	45,6	8,1	3,5	2,7	14,6	13,0	150	0,4918

TAB. 7.6: Ensaio 05 – Condensador coaxial e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a																
		Evaporador solar								Condensador coaxial								
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Evaporador convencional				Condensador submerso				No Sol - Dia ensolarado				No Sol - Dia nublado			
			T _{ambiente} (°C)	T _{torvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	Vazão água (l/min)
Ensaio número: 05																		
Dia: 19/01/2017																		
Obs: Sem chuva durante o ensaio																		
1	16:00	171196	26,4	19,3	5,1	3,3	71,6	42,0	25,8	45,3	41,3	9,4	3,6	2,7	14,5	12,9	175	0,5158
2	16:15	171271	26,6	19,3	5,7	5,0	71,9	42,4	25,8	45,3	41,9	9,3	3,3	2,6	14,4	12,8	175	0,5158
3	16:30	171347	26,6	18,9	4,9	7,0	71,8	42,3	25,8	45,3	41,8	9,2	3,5	2,7	14,4	12,8	175	0,5158
4	16:45	171423	26,7	18,4	4,4	4,9	71,7	42,2	25,9	45,5	42,2	10,0	3,4	2,6	14,4	12,8	175	0,5158
5	17:00	171499	26,8	19,7	5,5	4,0	72,2	42,2	25,9	45,4	41,8	9,3	3,5	2,6	14,4	12,8	175	0,5158
6	17:15	171575	26,2	20,3	5,1	7,8	72,0	42,4	25,9	45,4	41,8	9,2	3,5	2,7	14,4	12,9	204	0,5158
7	17:30	171651	26,4	18,5	4,3	5,3	71,9	42,2	25,9	45,6	41,9	9,8	3,4	2,6	14,4	12,8	204	0,5158
8	17:45	171726	26,2	18,3	5,4	2,4	72,4	42,2	25,9	45,5	41,8	9,2	3,4	2,6	14,4	12,8	204	0,5158
9	18:00	171802	26,8	18,0	4,9	7,2	72,1	42,4	25,9	45,4	41,4	9,0	3,5	2,7	14,4	12,8	204	0,5158
10	18:15	171878	26,8	18,0	4,2	5,2	71,9	42,2	25,9	45,5	41,1	9,6	3,4	2,6	14,3	12,8	196	0,5158
11	18:30	171954	26,7	18,8	5,5	4,1	72,4	42,3	25,9	45,4	40,8	9,0	3,5	2,7	14,4	12,8	196	0,5158
12	18:45	172030	26,2	17,9	4,5	6,7	72,1	42,3	25,9	45,4	40,5	8,9	3,5	2,7	14,3	12,8	196	0,5158
13	19:00	172105	26,8	17,7	4,9	3,2	72,1	42,0	25,8	45,5	40,2	9,1	3,4	2,7	14,3	12,8	196	0,5158
14	19:15	172181	26,7	18,0	4,9	7,7	72,1	42,3	25,8	45,3	40,0	8,8	3,5	2,7	14,4	12,9	197	0,5158
15	19:30	172257	26,8	18,0	4,3	4,9	71,9	42,2	25,8	45,5	43,1	10,0	3,5	2,7	14,3	12,8	197	0,5158
16	19:45	172333	26,9	17,9	5,6	5,6	72,3	42,4	25,8	45,4	43,0	9,1	3,5	2,7	14,3	12,9	197	0,5158
17	20:00	172408	27,0	17,9	4,3	5,7	72,0	42,3	25,8	45,5	42,9	9,3	3,5	2,7	14,3	12,8	197	0,5158
18	20:15	172485	27,0	17,9	5,7	2,7	72,5	42,4	25,8	45,6	42,9	9,2	3,5	2,7	14,4	12,9	201	0,5158
19	20:30	172561	27,0	17,9	4,8	6,3	72,0	42,4	25,8	45,5	42,8	8,9	3,5	2,7	14,3	12,8	201	0,5158
20	20:45	172636	26,0	18,7	5,4	2,1	72,4	42,3	25,8	45,6	42,7	9,1	3,3	2,6	14,2	12,8	201	0,5158
21	21:00	172712	26,4	18,8	4,9	6,8	72,2	42,5	25,7	45,5	42,7	8,9	3,5	2,7	14,4	12,8	201	0,5158
22	21:15	172789	26,4	18,8	4,9	2,9	72,2	42,1	25,7	45,6	43,3	9,3	3,4	2,6	14,2	12,8	199	0,5158
23	21:30	172864	26,0	18,3	5,1	7,8	72,1	42,4	25,7	45,4	43,3	8,9	3,3	2,6	14,3	12,8	199	0,5158
24	21:45	172940	25,8	18,1	4,4	4,3	72,1	42,2	25,8	45,6	43,1	9,5	3,3	2,5	14,2	12,8	199	0,5158
25	22:00	173016	26,1	17,7	5,2	7,9	72,2	42,5	25,7	45,4	43,4	8,8	3,5	2,7	14,4	12,9	199	0,5158
26	22:15	173092	26,2	17,6	4,9	3,4	72,2	42,0	25,6	45,6	43,5	9,1	3,3	2,5	14,3	12,8	209	0,5158
27	22:27	173153	26,4	17,5	5,7	2,8	72,3	42,2	25,6	45,4	45,3	9,0	3,3	2,6	14,2	12,8	209	0,5158

TAB. 7.7: Ensaio 01 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a													No Sol - Dia ensolarado	
		Evaporador solar						Condensador coaxial						No laboratório		
Ensaio número: 01		Dia: 07/01/2017						Obs: Não choveu durante o ensaio						No Sol - Dia nublado		
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	
																T _{ambiente} (°C)
1	12:00	152702	28,4	16,6	5,9	6,7	68,3	40,8	32,8	9,7	3,6	2,7	13,9	12,4	231	
2	12:15	152779	28,4	16,9	6,4	7,7	69,3	41,6	33,6	9,8	3,7	2,9	14,2	12,6	231	
3	12:30	152856	28,3	16,8	6,6	3,8	70,3	42,2	34,4	9,8	3,5	2,7	14,3	12,8	231	
4	12:45	152935	28,3	16,5	6,6	3,8	71,2	42,8	35,3	9,8	3,7	2,8	14,7	12,9	231	
5	13:00	153011	28,2	16,4	6,8	7,5	72,2	43,5	36,2	9,9	3,5	2,7	14,8	13,4	231	
6	13:15	153090	28,2	16,3	6,2	7,0	72,6	44,0	37,0	9,6	3,7	2,9	15,0	13,6	190	
7	13:30	153170	28,2	16,3	6,8	3,9	73,6	44,6	37,8	10,1	3,7	2,8	15,4	13,8	190	
8	13:45	153250	28,2	16,3	6,5	6,9	74,7	45,3	38,7	9,8	3,7	2,7	15,6	14,1	190	
9	14:00	153332	28,1	16,3	6,9	8,3	75,9	46,0	39,4	9,9	3,6	2,8	15,9	14,4	190	
10	14:15	153413	28,2	16	7,2	4,6	76,8	46,6	40,3	10,0	3,6	2,8	16,1	14,6	170	
11	14:30	153496	28,1	16	7,0	3,6	77,4	47,1	41,2	10,0	3,6	2,7	16,2	14,7	170	
12	14:45	153579	28,1	15,8	6,9	4,2	78,0	47,6	41,8	10,2	3,6	2,8	16,5	14,9	170	
13	15:00	153663	28,1	15,7	7,0	3,6	78,6	48,3	42,6	10,1	3,7	2,9	17,0	15,2	170	
14	15:15	153748	28,2	15,8	6,9	4,0	79,2	48,9	43,4	10,2	3,7	2,8	17,1	15,4	166	
15	15:30	153833	28,2	15,9	7,8	6,3	80,2	49,6	44,2	10,4	3,6	2,8	17,4	15,7	166	
16	15:45	153919	28,3	15,9	6,6	8,3	80,8	50,1	44,9	10,3	3,9	3,1	18,0	16,2	166	

TAB. 7.8: Ensaio 02 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a														No Sol - Dia ensolarado	
		Evaporador solar				Condensador coaxial				Condensador submerso				No laboratório			
Ensaio número: 02		Dia: 14/01/2017				Obs: Choveu durante o ensaio											
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Tambiente (°C)	Ttorvalho (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	Ttanque (°C)	Tplaca (°C)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)	Taxa condensado (ml/hr)		
																T5 (°C)	T6 (°C)
1	13:15	161343	25,2	21,7	4,5	5,9	67,5	40,0	32,6	9,5	3,3	2,6	13,6	12,1	306		
2	13:30	161417	25,6	21,4	4,4	3,9	68,4	40,6	33,4	9,5	3,5	2,7	13,9	12,3	306		
3	13:45	161493	26,1	21,2	5,9	2,8	69,2	41,4	34,3	8,1	3,5	2,7	14,1	12,6	306		
4	14:00	161569	26,3	20,8	5,4	8,0	69,5	42,1	35,1	7,7	3,4	2,7	14,4	12,8	306		
5	14:15	161646	26,6	20,4	4,9	4,5	70,1	42,6	35,9	9,4	3,6	2,8	14,6	13,1	306		
6	14:30	161724	26,7	20,7	6,5	4,0	71,0	43,5	36,7	8,2	3,5	2,7	14,9	13,4	283		
7	14:45	161804	24,1	22,6	5,5	6,9	71,7	44,0	37,5	7,7	3,7	2,9	15,3	13,8	283		
8	15:00	161883	24,5	21,8	6,5	3,0	72,9	44,6	38,3	8,3	3,6	2,7	15,3	13,9	283		
9	15:15	161963	26,1	20,9	5,6	7,1	73,4	45,3	39,1	7,8	3,7	2,8	15,6	14,2	283		
10	15:30	162043	26,8	19,9	6,7	3,5	74,5	46,0	39,9	8,2	3,5	2,7	15,9	14,4	267		
11	15:45	162125	27,0	20,1	5,2	5,6	75,0	46,4	40,7	10,0	3,6	2,8	16,1	14,6	267		
12	16:00	162207	26,9	20,9	5,8	7,6	75,9	47,0	41,4	8,2	3,7	2,9	16,5	15,0	267		
13	16:15	162290	26,1	21,6	6,8	9,7	76,6	47,6	42,1	8,4	3,9	3,0	16,9	15,2	267		
14	16:30	162375	25,9	21,4	7,2	4,1	77,4	48,1	43,0	9,1	3,7	2,9	17,0	15,3	291		
15	16:45	162460	26,0	21,2	6,3	7,3	77,7	48,9	43,8	8,8	3,9	3,0	17,4	15,8	291		
16	17:00	162545	27,0	20,7	7,2	10,0	78,7	49,6	44,5	8,8	3,9	3,1	17,8	16,0	291		
17	17:15	162632	26,4	21,4	7,3	4,2	79,7	49,9	45,3	9,3	3,9	3,0	17,9	16,2	291		

TAB. 7.9: Ensaio 03 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório

Plano de ensaio na BDC a R134a															
Tipo de Ensaio		x	Evaporador solar				Condensador coaxial				No Sol - Dia ensolarado				
			Evaporador convencional				Condensador submerso				No laboratório				
Ensaio número: 03		Obs: Não choveu durante o ensaio													
		Dia: 18/01/2017													
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Taxa condensado (ml/hr)
1	09:00	168935	24,8	17,9	2,9	4,0	67,4	38,8	31,5	8,5	3,3	2,6	13,2	11,7	203
2	09:15	169006	25,2	17,6	3,9	6,6	68,6	39,7	32,3	7,9	3,7	2,7	13,6	12,1	203
3	09:30	169079	25,4	17,7	4,7	3,3	69,6	40,2	33,1	8,3	3,3	2,5	13,7	12,1	203
4	09:45	169152	25,6	19,4	3,9	3,7	70,1	40,6	33,9	8,6	3,3	2,5	13,9	12,4	203
5	10:00	169226	25,2	19,0	4,1	6,0	70,7	41,4	34,7	8,4	3,4	2,7	14,1	12,6	203
6	10:15	169300	25,5	18,3	4,6	7,5	71,6	42,1	35,5	8,4	3,5	2,7	14,4	12,9	193
7	10:30	169376	25,8	17,5	5,0	7,6	72,4	42,8	36,3	8,4	3,5	2,7	14,7	13,2	193
8	10:45	169452	26,2	17,0	4,9	1,8	73,2	43,0	37,1	8,5	3,3	2,5	14,7	13,3	193
9	11:00	169528	26,2	16,6	3,9	4,3	73,7	43,6	37,8	9,0	3,3	2,5	14,9	13,4	193
10	11:15	169605	26,4	16,5	4,1	5,8	74,3	44,4	38,6	8,7	3,4	2,7	15,1	13,7	161
11	11:30	169683	26,8	16,5	4,5	6,7	74,9	45,1	39,3	8,8	3,5	2,7	15,4	14,1	161
12	11:45	169761	26,7	16,6	4,4	7,0	75,8	45,6	40,1	8,4	3,5	2,7	15,7	14,3	161
13	12:00	169839	26,0	17,4	4,5	7,0	76,5	46,2	40,8	8,5	3,6	2,8	16,1	14,6	161
14	12:15	169919	25,4	16,7	4,7	7,7	77,3	46,8	41,4	8,5	3,6	2,8	16,4	14,9	151
15	12:30	169999	25,8	17,2	5,0	8,3	77,9	47,4	42,2	8,8	3,6	2,8	16,7	15,0	151
16	12:45	170080	26,2	17,1	5,7	8,5	78,8	48,1	43,0	8,9	3,6	2,9	16,9	15,1	151
17	13:00	170162	26,8	16,7	5,8	3,8	79,5	48,6	43,6	9,0	3,4	2,7	17,0	15,3	151
18	13:15	170245	26,8	15,6	4,9	4,3	80,0	48,7	44,5	9,0	3,4	2,6	17,1	15,5	190
19	13:30	170328	26,8	16,7	4,5	6,1	80,5	49,6	45,2	10,1	3,5	2,7	17,5	15,8	190

TAB. 7.10: Ensaio 04 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a											No Sol - Dia ensolarado			
		Evaporador solar			Condensador coaxial			Condensador submerso					No laboratório			
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Taxa condensado (ml/hr)	
																Dia: 20/01/2017
Ensaio número: 04																
1	17:45	174055	26,9	14,6	3,3	3,7	67,8	38,6	30,9	8,8	3,5	2,7	13,2	11,7	149	
2	18:00	174127	26,9	14,6	4,3	7,6	68,6	39,6	31,8	8,4	3,5	2,7	13,3	11,9	149	
3	18:15	174200	26,9	14,9	3,0	4,6	69,1	40,0	32,5	9,2	3,5	2,7	13,7	12,2	149	
4	18:30	174273	26,9	14,6	4,4	7,6	69,8	40,8	33,4	8,5	3,4	2,6	13,9	12,3	149	
5	18:45	174348	26,9	14,6	3,6	3,7	70,4	41,0	34,1	8,7	3,5	2,7	14,1	12,6	149	
6	19:00	174423	26,8	14,5	3,9	6,7	71,0	41,9	34,9	8,5	3,4	2,6	14,3	12,9	156	
7	19:15	174498	26,8	14,6	4,7	3,6	72,0	42,4	35,5	8,7	3,5	2,7	14,5	13,1	156	
8	19:30	174574	26,7	14,5	3,6	5,0	72,2	43,0	36,3	9,7	3,5	2,8	14,7	13,3	156	
9	19:45	174651	26,6	14,6	4,1	7,0	73,0	43,7	37,2	8,6	3,5	2,8	14,9	13,5	156	
10	20:00	174728	26,6	14,7	5,2	7,3	73,9	44,4	38,1	8,7	3,3	2,7	15,1	13,8	152	
11	20:15	174806	26,5	14,2	4,9	2,0	74,8	44,7	38,8	8,8	3,3	2,7	15,4	14,0	152	
12	20:30	174885	26,6	14,6	3,7	4,3	75,0	45,3	39,6	9,4	3,4	2,7	15,7	14,4	152	
13	20:45	174964	26,5	14,1	4,2	6,3	75,7	46,1	40,1	8,7	3,5	2,8	15,8	14,4	152	
14	21:00	175044	26,4	14,1	5,1	8,4	76,7	46,7	40,9	8,4	3,5	2,9	16,1	14,7	150	
15	21:15	175125	26,3	14,0	5,4	4,3	77,6	47,1	41,6	8,2	3,6	2,8	16,3	14,9	150	
16	21:30	175206	26,3	14,0	3,9	4,8	78,0	47,5	42,4	8,9	3,5	2,7	16,7	15,0	150	
17	21:45	175288	26,3	14,0	4,4	6,4	78,8	48,3	43,1	8,8	3,5	2,8	16,8	15,3	150	
18	22:00	175371	26,3	14,0	4,7	7,7	79,5	48,9	43,7	7,9	3,4	2,8	16,9	15,5	184	
19	22:15	175454	26,3	14,0	5,3	8,7	80,2	49,6	44,4	8,0	3,5	2,7	17,4	15,8	184	
20	22:30	175538	26,1	14,2	6,0	9,4	80,9	50,2	45,1	8,0	3,3	2,7	17,4	16,0	184	
21	22:45	175623	26,1	13,9	6,1	5,1	81,7	50,5	45,9	8,2	3,7	2,9	18,1	16,5	184	

TAB. 7.11: Ensaio 05 – Condensador por imersão e evaporador solar em laboratório

Plano de ensaio na BDC a R134a																	
Tipo de Ensaio		Evaporador solar						Condensador coaxial						No Sol - Dia ensolarado			
		Evaporador convencional			x			Condensador submerso			x			No laboratório			
Ensaio número: 05		Dia: 24/01/2017						Obs: Não choveu durante o ensaio						No Sol - Dia nublado			
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Taxa condensado (ml/hr)		
1	16:30	185635	27,7	17,5	5,8	6,1	67,4	39,7	32,2	9,9	3,5	2,7	13,5	12,0	205		
2	16:45	185709	27,6	18,3	6,3	1,8	68,4	40,2	32,9	9,9	3,4	2,6	13,7	12,1	205		
3	17:00	185784	27,5	19,5	5,6	4,1	69,0	40,8	33,7	10,5	3,5	2,7	14,0	12,4	205		
4	17:15	185859	27,4	18,4	5,9	6,5	69,7	41,5	34,5	9,7	3,6	2,7	14,3	12,7	205		
5	17:30	185935	27,4	17,7	6,2	7,0	70,5	42,1	35,4	9,7	3,6	2,7	14,5	13,0	205		
6	17:45	186012	27,4	18,6	6,4	1,8	71,2	42,7	36,1	9,8	3,4	2,7	14,7	13,2	219		
7	18:00	186089	27,4	18,0	6,6	2,7	72,1	43,4	36,9	9,9	3,5	2,7	14,9	13,4	219		
8	18:15	186167	27,3	17,7	6,6	5,4	72,7	44,1	37,6	9,8	3,6	2,8	15,2	13,7	219		
9	18:30	186246	27,3	17,4	6,3	7,4	73,3	44,6	38,4	9,8	3,6	2,8	15,4	13,9	219		
10	18:45	186325	27,3	17,4	6,1	6,0	73,8	45,3	39,2	10,0	3,6	2,7	15,6	14,1	209		
11	19:00	186405	27,3	17,1	6,1	4,7	74,6	45,8	40,0	10,5	3,5	2,7	15,9	14,3	209		
12	19:15	186486	27,3	17,1	6,5	2,0	75,6	46,3	40,8	10,0	3,5	2,7	16,1	14,5	209		
13	19:30	186568	27,3	17,1	6,5	8,1	76,6	47,2	41,5	10,1	3,6	2,8	16,4	14,7	209		
14	19:45	186650	27,2	17,3	6,1	6,1	77,0	47,7	42,3	10,2	3,6	2,8	16,7	15,0	198		
15	20:00	186733	27,2	17,3	6,7	2,5	77,8	48,1	43,0	10,3	3,5	2,7	16,8	15,2	198		
16	20:15	186817	27,2	17,6	6,5	7,9	78,4	48,9	43,7	10,2	3,7	2,9	17,1	15,5	198		
17	20:30	186901	27,1	17,5	6,7	2,8	79,4	49,2	44,6	10,4	3,5	2,7	17,3	15,7	198		
18	20:45	186986	27,1	17,5	6,6	7,8	80,0	50,1	45,2	10,4	3,7	2,9	17,6	16,0	227		

TAB. 7.12: Ensaio 01 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a																													
		Evaporador solar			Evaporador convencional			x			Condensador coaxial			No Sol - Dia ensolarado																	
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)			Tambiente (°C)			Tonhalho (°C)			T1, T2, T3, T4, T5, T6 (°C)			Tpiaca (°C)			Var (m/s)			P1, P2, P3, P4 (bar)			Vazão água (l/min)			Radiação solar (30°) (W/m²)			Radiação solar normal (W/m²)		
		Dia: 23/01/2017			Obs: Tempo nublado			x			x			x			x			x			x			x			x		
1	11:15	179404	28,3	16,2	16,2	15,0	73,8	47,0	27,6	46,7	43,5	25,0	0,29	4,8	3,8	15,5	13,7	0,7031	460,1	516,6											
2	11:30	179493	28,5	16,5	15,6	12,3	73,3	46,3	27,5	46,3	43,9	24,4	0,48	4,8	3,8	15,5	13,7	0,7031	441,8	507,8											
3	11:45	179587	29,4	16,2	18,3	15,7	75,1	47,9	28,0	48,5	43,9	29,2	0,13	5,4	4,2	16,4	14,3	0,7031	656,2	742,4											
4	12:00	179688	30,1	16,1	18,8	15,4	76,0	48,9	28,0	49,4	45,0	29,3	0,53	5,3	4,1	16,6	14,6	0,7031	582,8	663,4											
5	12:15	179784	29,4	15,7	15,3	16,1	73,3	46,6	27,6	46,9	45,1	24,1	0,05	4,8	3,7	15,6	13,7	0,7031	397,4	468,7											
6	12:30	179874	28,8	16,0	14,9	17,8	73,1	45,0	27,5	45,7	44,9	24,4	1,05	4,9	3,7	15,4	13,5	0,7031	482,0	568,3											
7	12:45	179970	30,1	15,7	18,7	16,3	73,9	47,8	27,7	48,1	44,4	29,0	1,30	5,5	4,3	16,5	14,5	0,7031	649,8	755,6											
8	13:00	180068	30,4	16,0	19,3	22,5	75,2	48,1	28,0	49,1	44,0	31,2	0,06	5,7	4,4	16,6	14,5	0,7031	726,0	858,2											
9	13:15	180164	30,3	15,9	16,0	13,6	73,4	46,7	27,6	47,3	43,7	24,5	0,81	4,9	3,8	15,8	13,9	0,7031	343,7	425,2											
10	13:30	180258	30,3	15,9	15,6	12,1	72,9	46,1	27,6	46,6	43,3	24,1	1,45	4,6	3,6	15,5	13,7	0,7031	336,0	418,5											
11	13:45	180349	29,9	16,0	14,7	17,0	72,9	46,0	27,5	46,7	46,2	24,6	0,42	4,8	3,7	15,6	13,7	0,7031	386,8	485,7											
12	14:00	180443	30,4	15,2	16,6	19,3	74,2	47,5	27,6	48,3	46,0	27,9	0,01	5,2	4,0	16,3	14,4	0,7031	537,0	671,5											
13	14:15	180537	30,7	15,5	14,3	15,1	73,3	46,2	27,6	46,9	46,2	23,7	0,37	4,6	3,6	15,5	13,7	0,7031	319,1	414,1											
14	14:30	180626	30,2	15,1	15,3	12,1	72,8	45,8	27,8	46,7	46,2	23,1	0,35	4,7	3,7	15,5	13,7	0,7031	305,0	389,8											
15	14:45	180716	30,1	15,0	13,1	11,7	72,6	45,2	27,6	46,0	45,8	22,5	0,35	4,3	3,4	15,1	13,3	0,7031	295,8	378,0											
16	15:00	180805	29,9	14,1	14,1	11,7	71,9	45,1	27,6	46,0	45,7	22,9	0,56	4,4	3,7	15,3	13,5	0,7031	261,2	334,4											
17	15:15	180891	29,6	15,4	11,4	12,4	71,3	44,4	27,4	45,1	45,4	19,9	0,12	4,2	3,3	14,8	13,0	0,7031	204,8	269,5											
18	15:30	180975	28,9	15,7	10,3	10,1	70,6	43,6	27,2	44,3	46,0	18,1	0,46	4,0	3,1	14,6	12,8	0,7031	148,4	195,8											
19	15:45	181057	28,2	15,1	10,2	6,9	70,7	42,8	27,1	43,8	45,7	16,7	0,26	3,9	3,0	14,6	12,8	0,7031	127,9	167,0											
20	16:00	181141	29,4	15,1	14,9	11,5	72,6	44,2	27,5	45,9	47,8	24,7	1,10	4,5	3,5	15,3	13,4	0,7031	601,7	787,3											
21	16:02	181152	30,2	15,1	13,5	14,5	73,4	45,1	27,5	46,6	47,8	24,8	0,87	4,7	3,8	15,8	13,9	0,7031	570,7	746,8											

TAB. 7.13: Ensaio 02 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado					No Sol - Dia nublado				
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No laboratório					No laboratório				
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Tambiente (°C)	Ttorvalho (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	Ttanque (°C)	Tplaca (°C)	Var. (m/s)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)	Vazão água (l/min)	Radiação solar (30°) (W/m²)	Radiação solar normal (W/m²)	
																					Dia: 25/01/2017
1	10:30	181533	33,8	19,7	20,5	17,5	73,7	47,9	28,9	47,0	47,0	30,3	0,04	5,6	4,4	15,9	13,9	0,8531	733,8	727,6	
2	10:45	181635	34,6	19,3	22,0	22,7	75,5	48,2	29,0	47,5	47,5	33,4	1,06	6,0	4,7	16,2	14,5	0,8531	898,1	964,4	
3	11:00	181732	31,0	18,6	17,3	20,1	72,2	44,3	28,4	44,7	46,8	29,0	0,86	5,4	4,3	15,5	13,7	0,8531	617,4	647,9	
4	11:15	181829	32,2	17,5	17,2	18,9	72,0	45,7	28,3	45,3	46,2	29,9	1,07	5,3	4,1	15,4	13,5	0,8531	838,9	866,3	
5	11:30	181927	31,3	17,2	18,6	18,7	72,5	46,7	28,8	46,7	46,1	32,4	1,09	5,6	4,4	15,8	13,8	0,8531	767,6	870,0	
6	11:45	182022	30,9	16,4	16,1	13,2	71,2	44,4	28,1	44,3	45,5	25,8	1,30	4,7	3,7	14,9	13,1	0,8531	461,5	516,6	
7	12:00	182116	31,6	17,1	21,6	24,5	74,1	47,4	28,9	47,1	44,5	35,5	0,96	6,1	4,8	16,2	14,1	0,8531	998,3	1117,8	
8	12:15	182221	32,4	16,2	17,3	13,1	71,6	47,1	28,2	46,4	44,2	26,0	0,26	4,9	3,8	14,9	13,1	0,8531	268,3	324,1	
9	12:30	182309	30,3	16,2	13,6	10,0	68,7	42,4	27,7	42,5	46,0	21,5	1,40	4,4	3,5	14,6	12,6	0,8531	153,3	189,9	
10	12:45	182404	32,4	17,0	23,5	24,7	75,1	48,3	28,6	48,4	45,6	36,1	1,24	6,5	5,0	16,6	14,4	0,8531	947,5	1100,1	
11	13:00	182518	33,9	14,8	25,4	30,3	80,0	49,9	28,9	50,3	46,0	37,9	1,54	6,9	5,4	17,1	14,8	0,8531	927,0	1036,7	
12	13:15	182632	33,9	14,4	25,0	27,8	79,9	49,7	29,1	50,5	46,4	40,5	0,42	6,7	5,3	17,1	14,8	0,8531	977,8	1053,6	
13	13:30	182733	33,4	14,4	23,9	28,3	75,7	48,5	28,9	48,8	45,9	39,5	0,42	6,6	5,2	16,7	14,4	0,8531	1003,2	1136,3	
14	13:45	182847	34,3	14,7	25,4	28,5	79,7	50,1	29,2	50,8	47,4	40,5	0,92	6,7	5,3	17,0	14,7	0,8531	1007,4	1142,2	
15	14:00	182962	34,9	15,2	23,0	20,7	79,3	49,6	28,9	50,4	47,6	34,7	0,14	5,7	4,6	16,2	14,2	0,8531	307,8	407,5	
16	14:15	183066	34,4	14,8	24,2	25,7	77,3	49,1	28,8	50,4	47,1	39,2	0,34	6,5	5,1	16,8	14,6	0,8531	978,5	1178,3	
17	14:23	183121	33,8	14,3	16,7	12,1	71,2	45,9	28,5	45,5	47,5	26,2	1,54	4,9	3,8	15,1	13,4	0,8531	167,4	223,8	

TAB. 7.14: Ensaio 03 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado				No Sol - Dia nublado					
		Evaporador solar					Condensador coaxial					x				x					
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	V _{ar} (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Vazão água (l/min)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)	
																					Obs: Com nuvens
Ensaio número: 03																					
		Evaporador solar					Condensador coaxial					x				No Sol - Dia ensolarado					
		Evaporador convencional					Condensador submerso					x				No laboratório					
		Dia: 26/01/2017																			
1	10:30	183545	30,4	17,4	17,5	20,9	73,4	45,2	28,3	43,6	44,2	27,7	0,92	5,3	4,1	15,2	13,3	0,8780	727,4	760,8	
2	10:45	183642	31,0	18,0	18,8	22,6	74,4	46,5	29,1	45,1	44,1	31,2	0,40	5,6	4,4	15,6	13,7	0,8780	776,8	831,6	
3	11:00	183742	31,3	17,5	19,3	20,8	75,8	47,1	29,5	46,2	44,4	32,2	0,22	5,7	4,4	15,7	13,8	0,8780	774,7	831,6	
4	11:15	183844	31,9	18,4	20,6	22,1	75,7	48,0	30,1	47,4	45,4	34,8	0,27	6,0	4,7	16,2	14,2	0,8780	850,9	927,5	
5	11:30	183944	31,6	17,8	20,9	21,2	74,0	47,1	29,5	46,5	44,7	33,7	1,36	6,0	4,7	16,1	14,1	0,8780	878,4	979,1	
6	11:45	184041	30,9	17,2	16,4	25,2	72,3	43,5	29,0	43,3	44,3	34,1	1,33	6,2	4,8	15,9	13,9	0,8780	947,5	1073,6	
7	12:00	184145	32,7	16,8	22,8	21,5	76,5	48,2	29,6	47,8	43,6	33,5	2,05	5,9	4,7	16,2	14,2	0,8780	669,6	777,0	
8	12:15	184251	33,3	17,0	24,3	26,7	77,6	48,9	29,3	48,6	43,3	38,0	1,41	6,7	5,3	16,8	14,5	0,8780	1013,1	1170,9	
9	12:30	184357	33,0	16,4	23,0	19,8	76,4	48,6	29,6	48,3	46,1	33,5	0,72	6,0	4,7	16,3	14,2	0,8780	274,6	361,0	
10	12:45	184464	32,8	17,4	16,1	10,7	69,1	46,1	28,8	45,0	46,4	25,5	0,35	4,6	3,6	14,7	12,9	0,8780	193,5	237,1	
11	13:00	184562	33,0	16,3	20,4	15,6	72,2	47,5	28,8	46,9	45,8	27,6	1,22	5,4	4,2	15,6	13,7	0,8780	180,8	236,3	
12	13:15	184653	32,4	17,4	21,7	25,8	73,2	46,6	29,0	46,1	45,2	35,5	1,08	6,1	4,9	16,2	13,9	0,8780	1007,4	1147,3	
13	13:30	184763	34,0	15,4	23,5	19,6	78,2	49,2	29,3	49,1	46,1	34,7	0,22	6,2	4,9	16,6	14,5	0,8780	614,6	656,0	
14	13:45	184873	34,8	15,1	25,4	27,0	79,9	49,7	29,6	49,9	46,3	40,1	0,60	6,7	5,3	16,9	14,7	0,8780	1027,2	1168,0	
15	14:00	184985	34,5	14,9	25,1	26,5	80,0	49,9	30,0	51,1	46,0	40,4	0,30	6,6	5,2	16,8	14,6	0,8780	986,3	1138,5	
16	14:15	185092	34,0	15,0	24,0	26,1	76,3	49,0	29,7	50,2	46,6	38,0	2,28	6,4	5,0	16,7	14,5	0,8780	988,4	1159,9	
17	14:17	185107	34,1	14,5	23,7	26,9	76,8	48,9	29,5	49,5	46,5	37,6	1,43	6,4	5,0	16,7	14,5	0,8780	968,6	1120,8	

TAB. 7.15: Ensaio 04 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado				No Sol - Dia nublado				
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No laboratório				No Sol - Dia nublado				
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{onvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	Var. (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Vazão água (l/min)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)
1	10:45	187529	30,1	16,1	18,0	17,1	72,1	45,5	29,4	44,6	41,7	30,5	0,85	5,4	4,2	15,1	12,9	0,9137	850,2	910,5
2	11:00	187628	31,1	15,5	17,5	18,7	73,6	46,2	29,7	45,6	43,5	30,7	1,72	5,5	4,4	15,4	13,5	0,9137	817,0	873,7
3	11:15	187733	32,3	15,7	19,8	22,8	75,9	47,9	29,9	47,3	44,5	32,4	1,18	5,6	4,5	15,8	14,0	0,9137	801,5	858,9
4	11:30	187836	32,3	13,9	19,2	17,3	75,5	47,1	29,7	46,6	44,9	33,3	0,93	5,6	4,4	15,6	13,7	0,9137	473,5	560,9
5	11:45	187938	32,5	13,2	20,1	19,5	75,6	47,4	29,6	47,1	44,6	32,9	1,84	5,7	4,5	15,9	13,9	0,9137	570,2	648,7
6	12:00	188038	32,1	12,8	16,7	17,4	73,3	43,9	29,0	44,2	44,2	33,9	0,90	5,5	4,3	15,4	13,4	0,9137	832,5	933,4
7	12:15	188140	32,3	12,5	17,6	14,2	72,9	45,7	28,5	45,3	43,8	28,3	2,33	5,1	4,0	15,1	13,0	0,9137	285,2	336,6
8	12:30	188241	33,1	12,6	22,4	24,7	75,3	47,8	29,5	47,5	43,2	38,4	0,40	6,3	4,9	16,2	14,0	0,9137	850,2	967,3
9	12:45	188349	33,3	12,8	20,7	17,6	75,8	47,6	28,9	47,1	45,9	32,7	2,14	5,6	4,4	15,6	13,7	0,9137	522,9	612,5
10	13:00	188449	33,1	12,6	17,3	14,6	73,6	45,6	28,6	45,0	45,7	29,4	1,75	5,0	3,9	15,0	13,2	0,9137	417,1	502,6
11	13:15	188546	33,0	12,5	18,4	15,0	73,9	46,8	28,6	46,3	45,4	31,6	1,36	5,3	4,2	15,3	13,4	0,9137	495,4	594,1
12	13:30	188636	31,9	13,1	15,4	14,0	71,7	43,3	28,5	43,8	45,1	29,2	0,30	4,9	3,8	14,8	12,9	0,9137	534,2	634,7
13	13:45	188730	32,6	13,2	18,2	21,0	72,7	45,4	28,6	45,2	44,9	32,6	0,91	5,6	4,4	15,5	13,5	0,9137	669,6	773,3
14	14:00	188825	32,8	13,4	18,0	22,0	72,8	45,0	28,5	45,1	45,0	32,3	0,54	5,7	4,3	15,4	13,5	0,9137	699,2	810,2
15	14:15	188923	33,4	13,4	19,7	18,1	73,5	46,4	28,5	46,5	45,3	32,7	1,17	5,6	4,4	15,6	13,7	0,9137	738,7	864,8
16	14:25	188989	33,4	13,4	18,9	16,3	74,0	46,1	28,6	46,8	45,3	31,8	0,25	5,4	4,3	15,4	13,5	0,9137	511,6	624,3

TAB. 7.16: Ensaio 05 – Condensador coaxial e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado					No Sol - Dia nublado				
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No laboratório					No laboratório				
Ensaio número: 05		Evaporador convencional					Condensador submerso					No laboratório					No laboratório				
Dia: 28/01/2017		Obs: Com nuvens										No laboratório					No laboratório				
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	Torvalho (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	V _{ar} (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Vazão água (l/min)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)	
																					Evaporador solar
1	10:45	189271	27,3	15,0	13,1	9,2	66,9	43,6	27,6	43,2	40,9	22,6	1,30	4,4	3,4	14,9	13,1	0,7317	819,1	828,7	
2	11:00	189357	27,1	14,8	12,7	18,1	67,5	43,3	28,1	43,2	41,0	24,5	0,73	4,7	3,6	14,8	13,0	0,7317	385,4	437,7	
3	11:15	189447	27,8	14,4	15,8	19,1	67,8	45,9	28,5	45,3	42,3	27,6	1,65	5,0	3,8	15,5	13,7	0,7317	589,2	677,4	
4	11:30	189542	29,3	12,2	19,6	18,6	71,4	48,3	29,6	48,2	43,5	31,3	1,11	5,6	4,4	16,5	14,5	0,7317	756,4	844,1	
5	11:45	189636	28,8	13,4	14,8	19,8	70,4	44,6	28,5	44,7	42,5	27,8	2,39	5,2	4,0	15,6	13,7	0,7317	790,2	874,4	
6	12:00	189723	28,0	14,6	12,2	10,9	68,9	44,1	28,2	44,6	42,3	25,0	0,58	4,3	3,4	14,9	13,2	0,7317	828,3	933,4	
7	12:15	189824	30,4	13,2	16,8	18,5	73,1	47,1	28,7	47,1	41,9	34,3	0,22	5,4	4,2	16,2	14,3	0,7317	1095,6	1229,2	
8	12:30	189933	31,8	13,0	22,4	21,7	77,1	50,2	29,7	50,3	41,7	34,5	0,57	6,1	4,7	17,0	14,9	0,7317	667,5	770,4	
9	12:45	190029	30,6	12,5	19,6	20,2	72,6	47,0	29,0	47,0	41,4	33,7	1,29	5,9	4,7	16,8	14,7	0,7317	896,0	1018,2	
10	13:00	190139	32,1	12,8	23,6	24,6	77,3	50,0	29,3	50,4	45,7	36,9	1,84	6,4	5,0	17,2	15,0	0,7317	956,0	1074,3	
11	13:15	190251	32,3	12,5	23,3	25,0	77,8	50,1	29,4	50,6	46,1	35,7	1,72	6,3	4,9	17,1	15,0	0,7317	976,4	1096,4	
12	13:30	190363	32,9	13,0	24,0	25,5	78,6	50,7	29,7	51,2	46,4	36,9	2,95	6,5	5,1	17,4	15,1	0,7317	982,8	1092,7	
13	13:45	190477	33,5	13,0	23,9	24,3	78,5	49,6	29,6	49,8	46,7	36,4	1,10	6,7	5,3	17,6	15,3	0,7317	960,9	1087,6	
14	14:00	190586	33,4	12,9	23,2	23,7	76,8	48,9	29,5	49,7	46,5	36,0	0,53	6,2	4,9	16,6	14,5	0,8571	932,7	1053,6	
15	14:15	190692	33,3	12,8	22,7	23,1	75,8	48,9	29,4	49,5	47,2	35,8	1,05	6,1	4,8	16,5	14,4	0,8571	895,3	1038,2	
16	14:30	190799	33,4	12,9	22,6	20,8	76,3	48,6	29,4	49,2	46,9	34,2	2,13	6,1	4,8	16,5	14,5	0,8571	895,3	1033,7	
17	14:45	190904	33,5	13,0	19,1	15,6	72,7	47,1	29,0	46,6	47,1	29,1	1,01	5,8	4,6	16,3	14,2	0,8571	520,8	608,1	
18	15:00	191004	33,3	12,8	22,1	23,2	75,3	48,8	29,4	49,3	46,7	33,9	2,07	5,9	4,6	16,2	14,3	0,8571	866,4	1043,3	
19	15:05	191038	33,6	13,1	22,6	22,5	75,5	48,8	29,3	49,2	46,6	33,3	1,52	6,1	4,7	16,4	14,4	0,8571	591,3	737,9	

TAB. 7.17: Ensaio 01 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto

Plano de ensaio na BDC a R134a																	
Tipo de Ensaio		Evaporador solar					Condensador coaxial					No Sol - Dia ensolarado					
		x	Evaporador convencional				x	Condensador submerso				No laboratório					
Ensaio número: 01		Obs: Com nuvens															
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	V _{ar} (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)
1	10:30	191424	28,7	19,3	17,6	17,0	68,9	43,6	29,6	29,8	1,19	5,3	4,1	14,8	13,0	679,5	719,5
2	10:45	191517	28,7	18,8	16,5	15,5	69,3	44,3	31,0	25,6	0,36	5,0	3,7	14,7	12,9	369,8	439,2
3	11:00	191611	29,5	19,2	21,5	21,7	72,7	48,0	32,3	36,6	0,25	6,1	4,7	16,2	14,4	965,8	1064,7
4	11:15	191712	30,1	17,9	20,4	23,7	72,9	47,7	33,8	34,8	0,36	6,1	4,7	16,5	14,7	841,0	923,8
5	11:30	191810	29,1	18,1	14,8	15,6	70,7	46,2	35,4	23,2	0,28	4,9	3,9	15,8	14,2	319,1	373,5
6	11:45	191902	28,6	18,0	17,4	16,0	72,6	47,4	36,5	26,0	0,16	4,9	3,8	16,0	14,5	412,9	484,2
7	12:00	192004	29,8	19,1	23,8	26,9	75,6	51,2	37,6	37,7	0,76	6,5	5,2	18,0	16,0	999,0	1151,0
8	12:15	192113	30,5	19,1	23,3	24,6	77,0	52,1	38,8	32,7	1,64	6,3	5,0	18,2	16,1	390,3	473,8
9	12:30	192227	31,8	19,0	25,2	28,4	80,4	54,5	40,2	35,0	0,75	6,3	4,9	18,5	16,5	281,7	369,1
10	12:45	192331	30,3	19,6	18,9	17,4	77,4	52,0	41,1	26,9	1,75	6,0	4,5	18,4	16,4	312,0	378,0
11	13:00	192433	30,0	18,8	16,0	14,9	77,3	50,9	42,3	24,3	1,56	5,2	4,1	18,4	16,4	258,4	314,5
12	13:15	192536	29,7	17,7	13,3	14,1	78,1	51,5	43,6	24,7	0,05	4,8	3,9	18,6	16,8	292,3	349,2
13	13:30	192652	31,3	18,2	20,7	17,9	80,0	56,8	44,8	27,7	0,26	5,3	4,2	19,4	17,6	149,8	182,5

TAB. 7.18: Ensaio 02 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto

Plano de ensaio na BDC a R134a																	
Tipo de Ensaio		Evaporador solar						Condensador coaxial						No Sol - Dia ensolarado			
		Evaporador convencional						Condensador submerso						No laboratório			
Ensaio número: 02		Obs.: Com muitas nuvens															
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	V _{ar} (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)
1	10:45	192933	25,6	16,6	10,8	10,8	60,2	38,5	28,1	20,3	0,77	4,0	3,1	12,9	11,4	270,4	315,3
2	11:00	193014	25,6	16,4	10,7	7,6	62,0	39,7	29,2	19,3	0,71	4,1	3,2	13,3	11,7	163,2	229,7
3	11:15	193093	24,7	17,0	8,9	9,2	62,8	39,7	30,0	17,5	0,64	3,9	3,1	13,4	11,8	132,2	169,9
4	11:30	193171	24,4	16,3	10,3	9,2	65,2	40,3	31,0	17,9	0,19	3,9	3,0	13,7	12,1	205,5	244,4
5	11:45	193251	24,4	16,5	10,1	10,4	65,3	41,2	32,1	17,4	0,66	3,9	3,0	13,9	12,4	132,9	167,7
6	12:00	193331	24,3	16,8	8,7	7,0	65,8	41,4	32,9	16,9	0,42	4,0	3,1	14,2	12,5	124,4	155,9
7	12:15	193412	24,5	17,5	11,4	13,6	67,7	42,5	33,7	20,4	1,54	4,3	3,2	14,8	13,1	300,0	386,8
8	12:30	193501	26,3	18,1	13,4	14,2	69,6	45,1	34,5	22,3	0,61	4,4	3,4	15,2	13,7	350,1	439,2
9	12:45	193590	26,4	18,2	11,8	11,3	69,8	45,0	35,7	21,3	0,17	4,4	3,5	15,5	14,0	276,7	357,3
10	13:00	193676	25,5	17,4	11,6	10,0	71,3	45,2	36,8	18,5	0,74	4,0	3,1	15,5	14,0	153,3	209,0
11	13:15	193764	25,6	18,1	12,2	10,0	70,9	45,5	37,8	19,7	0,73	4,2	3,3	15,9	14,5	223,8	278,4
12	13:30	193856	26,6	18,5	12,3	13,1	72,1	47,4	38,4	21,5	0,42	4,6	3,7	16,7	14,8	279,6	363,2
13	13:45	193950	27,0	18,5	13,7	11,6	72,2	48,5	39,7	20,9	0,53	4,4	3,4	16,8	15,0	187,9	272,5
14	14:00	194045	27,3	18,5	16,9	18,2	74,6	50,2	40,4	31,3	1,14	4,6	4,1	18,2	16,2	1104,8	1286,0
15	14:15	194151	29,1	19,1	21,0	26,0	76,1	52,9	41,6	34,5	0,78	6,4	5,0	19,1	17,1	1098,4	1310,3
16	14:30	194262	29,4	17,5	15,2	16,9	77,1	52,0	43,1	26,0	1,26	5,1	3,9	18,6	16,6	419,2	533,6
17	14:45	194368	29,4	18,2	18,8	18,9	78,3	53,9	44,1	29,4	1,69	5,7	4,6	19,5	17,3	564,5	704,7
18	15:00	194477	29,7	18,0	15,1	15,3	78,5	53,8	45,3	24,5	2,49	4,9	3,8	19,1	17,3	241,5	316,0

TAB. 7.19: Ensaio 03 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado					
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No Sol - Dia ensolarado					
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{orvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	V _{ar} (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)
Ensaio número: 03																	
Dia: 16/02/2017																	
Obs.: Com nuvens																	
1	13:30	197697	33,5	13,5	22,7	24,3	69,5	44,0	29,8	37,0	0,75	6,0	4,6	14,9	12,9	1012,4	1091,3
2	13:45	197799	33,9	13,8	23,1	22,7	72,3	47,1	31,2	38,9	0,45	6,2	4,8	15,7	13,9	977,8	1085,4
3	14:00	197903	33,8	13,8	22,9	23,1	74,7	48,4	32,7	39,1	0,66	6,2	4,9	16,2	14,4	894,6	973,2
4	14:15	198010	33,9	13,4	23,4	23,7	75,9	49,1	34,2	36,7	1,85	6,3	4,9	16,8	14,8	960,2	1069,1
5	14:30	198118	33,9	13,4	23,9	23,7	74,8	50,3	35,6	37,7	1,71	6,3	5,0	17,2	15,1	994,7	1129,6
6	14:45	198232	34,5	13,8	24,4	23,9	78,4	52,3	37,1	37,5	1,05	6,3	5,0	17,7	15,7	849,5	985,0
7	15:00	198342	33,9	13,3	17,9	12,8	74,3	51,0	38,6	26,6	1,38	4,9	3,8	16,7	15,0	171,7	231,9
8	15:15	198438	32,6	13,2	15,6	16,5	75,7	49,5	39,6	25,8	1,06	4,8	3,8	16,9	15,1	313,4	433,3
9	15:30	198538	33,1	12,6	18,3	17,0	78,5	51,9	40,7	29,9	0,82	5,3	4,1	17,8	15,8	662,8	815,4
10	15:45	198639	33,1	11,6	15,9	13,0	78,5	51,5	41,7	25,2	0,80	4,6	3,6	17,6	15,9	627,4	796,2
11	16:00	198734	32,6	12,7	13,8	13,1	78,8	51,2	42,7	22,1	1,05	4,3	3,3	17,6	15,9	97,1	117,6
12	16:15	198826	32,4	12,0	10,7	9,7	78,4	51,3	43,7	19,8	0,30	4,1	3,2	17,5	15,9	62,3	94,0
13	16:30	198918	32,6	13,2	13,3	10,9	79,8	52,0	44,4	21,5	1,52	4,3	3,4	18,3	16,5	68,7	85,1
14	16:45	199016	32,1	13,8	14,0	13,5	79,4	52,8	45,2	22,6	1,04	4,7	3,6	19,1	17,1	68,7	96,9
15	17:00	199113	31,1	12,9	11,5	8,4	79,1	52,9	46,1	19,2	0,38	4,1	3,3	18,6	16,8	46,1	65,2

TAB. 7.20: Ensaio 04 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto

Tipo de Ensaio		Plano de ensaio na BDC a R134a										No Sol - Dia ensolarado					
		Evaporador solar					Condensador coaxial					No Sol - Dia ensolarado					
Ensaio número: 04		Evaporador convencional					Condensador submerso					No laboratório					
Dia: 17/02/2017		Obs: Com nuvens										No Sol - Dia nublado					
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	T _{ambiente} (°C)	T _{torvalho} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{tanque} (°C)	T _{placa} (°C)	V _{ar} (m/s)	P ₁ (bar)	P ₂ (bar)	P ₃ (bar)	P ₄ (bar)	Radiação solar (30°) (W/m ²)	Radiação solar normal (W/m ²)
1	12:30	194716	30,4	15,6	16,8	12,1	60,2	43,1	29,3	31,2	1,25	4,9	3,8	14,1	12,3	1094,9	1162,8
2	12:45	194817	32,7	14,3	23,6	25,3	71,3	46,7	30,4	39,7	0,77	6,3	5,1	15,7	13,9	1042,7	1151,0
3	13:00	194916	31,8	13,5	23,3	24,0	70,0	47,3	32,2	36,0	2,29	6,1	4,9	15,9	14,1	999,7	1069,9
4	13:15	195024	33,2	13,8	23,7	24,6	74,7	49,1	33,5	37,8	1,40	6,4	5,1	16,6	14,8	888,2	992,4
5	13:30	195127	32,1	13,3	17,5	16,8	73,6	47,2	34,9	31,5	0,22	5,3	4,1	15,9	14,4	634,3	715,1
6	13:45	195229	32,3	13,0	20,4	20,5	74,6	49,3	36,4	32,1	0,94	5,6	4,5	16,5	14,8	733,8	822,8
7	14:00	195334	32,5	13,6	20,6	17,0	76,0	50,2	37,6	31,8	1,01	5,6	4,4	16,9	15,1	567,3	659,7
8	14:15	195440	32,9	14,0	21,3	20,1	76,5	51,0	38,9	36,0	1,70	5,9	4,7	17,7	15,8	990,5	1107,5
9	14:30	195555	32,8	13,4	18,2	13,1	74,1	51,5	40,5	25,9	2,21	4,8	3,8	17,0	15,2	135,7	177,3
10	14:45	195659	32,4	13,1	18,8	13,7	73,8	52,7	41,7	26,4	1,96	4,9	3,9	17,5	15,9	158,3	205,3
11	15:00	195769	32,7	13,8	19,8	26,9	77,1	52,8	42,4	29,8	1,83	5,5	4,4	18,5	16,8	167,4	238,5
12	15:15	195887	33,6	13,5	22,6	18,3	79,6	56,0	43,9	29,8	1,94	5,7	4,6	19,3	17,2	476,3	551,3
13	15:30	196004	33,8	13,8	22,7	19,9	82,8	56,2	44,8	33,9	2,37	6,0	4,8	19,9	17,8	837,0	981,4

TAB. 7.21: Ensaio 05 – Condensador por imersão e evaporador solar em local aberto

Plano de ensaio na BDC a R134a																	
Tipo de Ensaio		Evaporador solar					Condensador coaxial					x					
		Evaporador convencional					Condensador submerso					No Sol - Dia ensolarado					
Ensaio número: 05		Dia: 18/02/2017					Obs.: Poucas nuvens					No Sol - Dia nublado					
Medições (15 min)	Horas (hh:mm)	Wattímetro (Wh)	Tambiente (°C)	Tonvalho (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	Ttanque (°C)	Tplaca (°C)	Var (m/s)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)	Radiação solar (30°) (W/m²)	Radiação solar normal (W/m²)
1	10:00	196308	29,3	17,4	14,6	14,8	64,1	44,2	29,4	28,7	0,28	5,0	3,9	14,2	12,4	588,5	595,6
2	10:15	196399	30,4	17,4	17,2	18,7	69,5	45,5	30,8	32,2	0,50	5,2	4,0	14,7	13,0	724,6	726,1
3	10:30	196495	30,9	17,2	19,5	16,8	71,3	45,8	32,1	31,3	0,21	5,5	4,3	15,4	13,7	793,0	779,2
4	10:45	196594	31,0	17,0	18,6	19,3	72,5	46,9	33,4	32,5	1,84	5,6	4,4	15,8	14,9	790,9	786,6
5	11:00	196695	31,6	17,2	20,6	23,2	74,2	48,5	34,8	35,0	1,32	5,9	4,7	16,4	14,5	855,8	875,9
6	11:15	196800	31,8	16,9	22,1	20,3	76,6	50,4	36,1	34,9	0,35	5,8	4,6	16,9	14,9	824,1	878,8
7	11:30	196905	31,1	16,2	22,2	25,6	76,0	50,9	37,5	36,6	1,01	5,9	4,6	17,3	15,3	848,7	906,1
8	11:45	197015	32,3	16,5	22,9	23,7	78,5	52,5	38,8	37,0	0,64	6,1	4,9	18,0	15,9	809,2	906,8
9	12:00	197128	32,0	14,1	22,7	20,5	78,8	52,6	40,3	34,6	2,45	6,0	4,7	18,2	16,2	802,2	870,0
10	12:15	197244	32,6	14,2	24,6	24,4	81,1	54,8	41,7	36,2	1,65	6,5	5,2	19,2	17,0	900,2	988,0
11	12:30	197363	32,5	14,1	24,6	25,0	82,0	56,0	43,1	36,9	2,36	6,6	5,3	19,7	17,4	785,3	861,9
12	12:45	197485	32,6	13,2	24,4	25,6	82,7	56,0	44,4	36,6	1,45	6,3	5,1	19,9	17,7	928,4	1024,9
13	13:00	197600	33,0	13,7	25,1	26,4	79,1	53,8	45,5	36,8	2,15	6,5	5,2	20,4	18,3	843,1	919,4