



**OSCAR LUIZ DE MENESES FERREIRA TOCAFUNDO**

**ANÁLISE ECONÔMICA DA BOMBA DE CALOR DE  
EXPANSÃO DIRETA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR  
EM DIFERENTES REGIMES DE OPERAÇÃO**

**Lavras-MG**

**2023**

**OSCAR LUIZ DE MENESES FERREIRA TOCAFUNDO**

**ANÁLISE ECONÔMICA DA BOMBA DE CALOR DE EXPANSÃO  
DIRETA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR EM DIFERENTES  
REGIMES DE OPERAÇÃO**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez

Orientador

**Lavras-MG**

**2023**

**OSCAR LUIZ DE MENESES FERREIRA TOCAFUNDO**

**ANÁLISE ECONÔMICA DA BOMBA DE CALOR DE EXPANSÃO  
DIRETA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR EM DIFERENTES  
REGIMES DE OPERAÇÃO**

**ECONOMIC ANALYSIS OF THE DIRECT EXPANSION HEAT PUMP  
ASSISTED BY SOLAR ENERGY IN DIFFERENT OPERATING  
SCHEMES**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADO em 05 de Dezembro de 2023.  
Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez – UFLA  
Dra. Bruna Oliveira Passos e Silva Siqueira – UFLA  
Dr. Dimas Jose Rua Orozco - UFLA

Prof. Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez

Orientador

**Lavras - MG**

**2023**

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus por ter me abençoado com saúde, força, sabedoria e persistência durante todos estes anos.

A minha família por sempre me apoiar nesta jornada, com destaque aos meus pais Elaine e Jorge que me deram amor, carinho, suporte e incentivo durante toda minha vida.

Aos meus amigos de curso, Antônio, Alan, Bernardo, Guilherme, Hugo, Marcos, Paulo, Felipe, Samuel e Vinícius, por compartilharem comigo conhecimentos, alegrias, tristezas e momentos inesquecíveis durante toda a graduação. Com destaque a meu amigo e parceiro de pesquisa Arthur, por todo apoio, esforço e paciência durante todo o processo de pesquisa.

Ao professor Carlos, por compartilhar seus conhecimentos, pela amizade e paciência durante sua orientação.

## RESUMO

Diante da crescente demanda por energia elétrica, a gestão eficiente dos recursos energéticos torna-se imperativa, visando a redução do consumo sem prejudicar a qualidade de vida da população. No contexto brasileiro, os chuveiros elétricos despontam como dispositivos de alto consumo em residências. Nesse cenário, a bomba de calor emerge como uma promissora alternativa, apresentando maior eficiência no aquecimento de água para banho. Este estudo desenvolveu um protótipo de bomba de calor com assistência solar, submetendo-o a diferentes regimes experimentais que variaram a abertura da válvula de expansão, a vazão de água no condensador e a irradiação solar. O objetivo foi avaliar a eficiência do sistema em diversas condições operacionais e realizar uma análise econômica comparativa com um chuveiro elétrico convencional. Os testes identificaram pontos ótimos de desempenho, destacando um Coeficiente de Performance (COP) de 2,14 e consumo de 0,0048 kWh por litro de água aquecida a 50,73°C em condições específicas. A análise abordou variáveis como consumo do compressor, pressões de condensação e evaporação, temperaturas e superaquecimento, considerando componentes como possível superdimensionamento da válvula de expansão e inefetividade do evaporador. A instrumentação utilizada foi bem calibrada, proporcionando tempo de resposta e precisão adequados. Observou-se que o COP é diretamente influenciado pela radiação solar e pela vazão de água no condensador, impactando a temperatura final da água destinada ao banho. A análise de viabilidade econômica adotou métodos como *Payback time*, Taxa Interna de Retorno (TIR) e Valor Presente Líquido (VPL), confrontando custos associados à construção e operação da bomba de calor com um chuveiro elétrico convencional em uma residência com 3 pessoas. Os resultados foram favoráveis, com Payback em aproximadamente 25 meses, retorno econômico a partir do 29º mês (VPL) e TIR superando a taxa Selic no mesmo período.

**Palavras Chave:** Sustentabilidade energética, Análise de custo-benefício, Eficiência energética, Coeficiente de Performance (COP), Inovação Sustentável.

## ABSTRACT

Amidst the increasing demand for electric energy, efficient management of energy resources becomes imperative, aiming at reducing consumption without compromising the quality of life of the population. In the Brazilian context, electric showers stand out as high-consumption devices in households. In this scenario, the heat pump emerges as a promising alternative, demonstrating higher efficiency in water heating for bathing. This study developed a prototype of a heat pump with solar assistance, subjecting it to different experimental regimes that varied the expansion valve opening, water flow in the condenser, and solar irradiation. The objective was to evaluate the system's efficiency under various operational conditions and conduct a comparative economic analysis with a conventional electric shower. The tests identified optimal performance points, highlighting a Coefficient of Performance (COP) of 2.14 and consumption of 0.0048 kWh per liter of water heated to 50.73°C under specific conditions. The analysis addressed variables such as compressor consumption, condensation and evaporation pressures, temperatures, and superheating, considering components such as possible oversizing of the expansion valve and ineffectiveness of the evaporator. The instrumentation used was satisfactory, with calibrated sensors providing adequate response time and precision. It was observed that the COP is directly influenced by solar radiation and water flow in the condenser, impacting the final temperature of the water intended for bathing. The economic viability analysis adopted methods such as Payback time, Internal Rate of Return (IRR), and Net Present Value (NPV), comparing costs associated with the construction and operation of the heat pump with a conventional electric shower in a household with 3 people. The results were favorable, with Payback in approximately 25 months, economic return from the 29th month (NPV), and IRR surpassing the Selic rate in the same period.

**Keywords:** Energy sustainability, Cost-benefit analysis, Energy efficiency, Coefficient of Performance (COP), Sustainable Innovation.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Consumo residencial final de energia por fonte .....	14
Figura 1.2 Temperaturas e precipitações médias em Lavras-MG.....	16
Figura 1.3 Horas médias de sol em Lavras-MG.....	16
Figura 2.1 Esquema de aquecimento de ambiente no inverno com uma bomba de calor	19
Figura 2.2 Componentes de uma bomba de calor .....	20
Figura 2.3 Evaporador utilizado no protótipo .....	21
Figura 2.4 Compressor utilizado no protótipo embraco FFI 12HBX.....	22
Figura 2.5 Condensador utilizado no protótipo.....	23
Figura 2.6 Válvula de expansão utilizada no protótipo .....	23
Figura 2.7 Ciclo de compressão a vapor.....	25
Figura 3.1 – Protótipo de bomba de calor DX-SAHP em funcionamento .....	34
Figura 3.2 Tubo de cobre com pouco contato com a chapa metálica.....	35
Figura 3.3 Evaporador/Coletor solar com fitas de cobre.....	36
Figura 3.4 Evaporador/Coletor solar .....	36
Figura 3.5 – Compressor hermético Embraco FFI 12HBX .....	37
Figura 3.6 – Condensador de tubos concêntricos.....	39
Figura 3.7 – Torneira de alimentação do condensador.....	39
Figura 3.8 Válvula de expansão Swagelok .....	40
Figura 3.9 – Válvula para carregamento e manômetro .....	41
Figura 3.10 – Sensor de temperatura DS18B20.....	42
Figura 3.11 – Transdutor de pressão. ....	44
Figura 3.12 - Sensor de fluxo de água .....	45
Figura 3.13 – Sensor de corrente elétrica. ....	46
Figura 3.14 – Arduino.....	47
Figura 3.15 – Anemômetro FA013. ....	48
Figura 3.16 – Hukseflux SR05-D2A2-BL.....	48
Figura 3.17 Bomba de calor posicionada na sombra.....	50
Figura 3.18 Bomba de calor posicionada no sol. ....	51
Figura 4.1 . Radiação Solar para Distintas Aberturas de Válvula.....	56
Figura 4.2 Vazão de água para cada teste.....	57
Figura 4.3 Temperatura de condensação para cada teste.....	59

Figura 4.4 Temperatura de condensação para cada teste.....	60
Figura 4.5 Pressão de condensação para cada teste.....	61
Figura 4.6 Pressão de evaporação para cada teste.....	62
Figura 4.7 Superaquecimento para cada teste.....	63
Figura 4.8 Consumo do compressor para cada teste. ....	65
Figura 4.9 Temperatura de saída da água para cada teste.....	67
Figura 4.10 Coeficiente de performance para cada teste. ....	68
Figura 4-11 Preço do kWh no estado de Minas Gerais. ....	70



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Performance da ISAHP de 09:00 – 15 h em diferentes padrões climáticos	29
Tabela 2 – Parâmetros do evaporador solar utilizado.....	37
Tabela 3 – Características compressor FFI 12HBX.....	38
Tabela 4 – Características condensador.....	40
Tabela 5 – Características do sensor DS18B20.....	43
Tabela 6 – Equações de calibração dos sensores de temperatura.....	43
Tabela 7 – Equações de calibração dos transdutores de pressão.....	44
Tabela 8 – Equações de calibração do sensor de corrente.....	46
Tabela 9 – Equações de calibração do anemômetro.....	47
Tabela 10 - Características dos sensores.....	49
Tabela 11 – Dados do ambiente.....	55
Tabela 12 – Custo total para a produção de um protótipo DX-SAHP.....	70

## Sumário

1.	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	Objetivos.....	17
1.2	Estrutura do trabalho .....	17
2.	REFERÊNCIAL TEÓRICO .....	18
2.1	Bomba de Calor .....	18
2.2	Evaporador.....	20
2.3	Compressor.....	21
2.4	Condensador .....	22
2.5	Válvula de expansão .....	23
2.6	Fluido refrigerante.....	24
2.7	Ciclo termodinâmico .....	25
2.8	Bombas De Calor Assistida Por Energia Solar.....	26
2.9	Viabilidade econômica.....	26
2.10	Estado da arte .....	27
3.	MATERIAIS E MÉTODOS .....	34
3.1	Visão geral do protótipo .....	34
3.1.1	Evaporador .....	35
3.1.2	Compressor .....	37
3.1.3	Condensador.....	38
3.1.4	Válvula de expansão .....	40
3.1.5	Fluido refrigerante .....	41
3.2	Instrumentação.....	42
3.2.1	Sensores de temperatura .....	42
3.2.2	Sensores de pressão .....	43
3.2.3	Sensor de vazão .....	45
3.2.4	Sensor de corrente elétrica .....	45

3.2.5	Arduino .....	46
3.2.6	Sensor de velocidade do vento .....	47
3.2.7	Sensor de radiação solar.....	48
3.3	Construção do protótipo .....	48
3.4	Regimes de operação.....	49
3.4.1	Teste com baixa radiação solar .....	50
3.4.2	Teste com alta radiação solar .....	51
3.5	Cálculo do coeficiente de performance (COP).....	52
3.6	Métodos Utilizados para a Análise Econômica do Projeto .....	53
4.	RESULTADOS .....	55
4.1	Experimentos .....	55
4.1.1	Radiação Solar.....	56
4.1.2	Vazão de água no condensador .....	57
4.1.3	Velocidade do vento .....	58
4.1.4	Temperatura de condensação .....	58
4.1.5	Temperatura De Evaporação.....	59
4.1.6	Pressão De Condensação .....	61
4.1.7	Pressão De Evaporação.....	62
4.1.8	Superaquecimento .....	63
4.1.9	Consumo do compressor.....	64
4.1.10	Temperatura de saída da água .....	66
4.1.11	Coeficiente de Performance (COP) .....	67
4.2	Análise econômica .....	69
4.2.1	Precificação .....	69
4.2.2	Escolha de configuração de funcionamento da bomba de calor .....	71
4.2.3	Análise de viabilidade econômica .....	73
4.2.4	Período de recuperação de investimento ( <i>Payback time</i> ) .....	74

4.2.5	Taxa Interna de Retorno (TIR).....	75
4.2.6	Valor Presente Líquido (VPL) .....	76
5.	Conclusão.....	78
5.1	Trabalhos futuros .....	79

## 1. INTRODUÇÃO

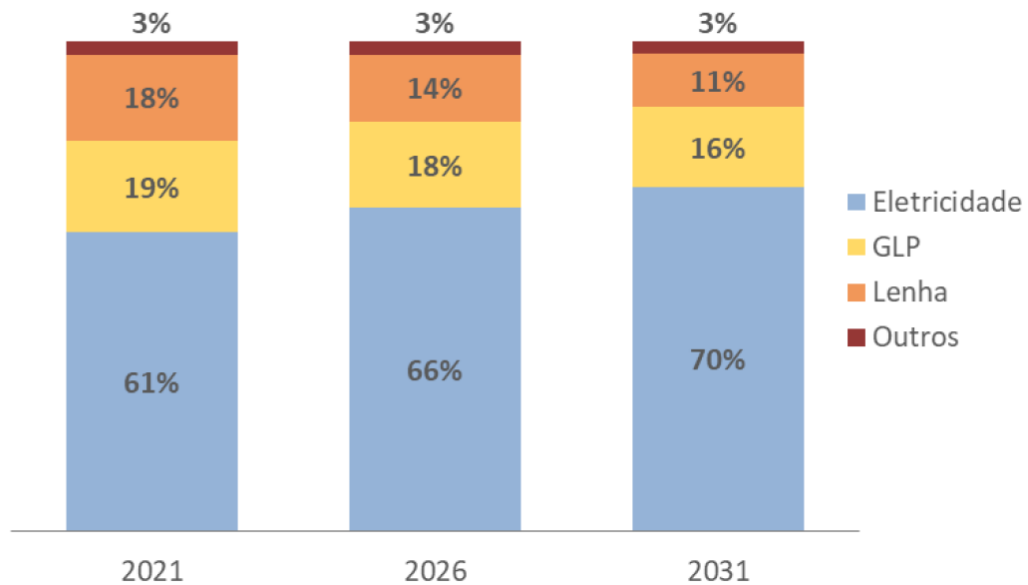
Algumas das maiores características da espécie humana é evoluir e se adaptar ao meio em que ela está exposta, domesticando animais, plantando sua própria comida, criando meios de transporte e até mesmo automatizando suas linhas de produções. Uma maneira de medir a evolução da humanidade é pelo seu consumo de energia no decorrer dos anos, que aumentou cerca de 15 vezes desde a Pré-história até a era industrial (TESSMER, 2002) e continuando a crescer até a atualidade.

Apesar do aumento do consumo de energia ser um fator importante para nossa evolução e qualidade de vida, atualmente ele se torna um desafio a ser contornado. A energia elétrica é uma das formas de energia mais essenciais para o uso cotidiano de um cidadão comum, e no Brasil, no período de 2000 a 2019, teve um incremento de 69,7% na sua demanda (ABRAHÃO; SOUZA, 2021). Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) em seu Balanço Energético Nacional de 2022, a principal fonte interna de energia elétrica é a hidráulica representando cerca de 56,8% da produção do país, a segunda maior fonte se advém de gás natural representado cerca de 12,8% da oferta interna de energia (EPE, 2021).

A dependência do setor nacional de produção de energia em relação aos recursos hídricos é afetada por um componente significativo de imprevisibilidade. Esse tipo de geração de energia está intrinsecamente ligado à ocorrência de chuvas nas bacias hidrográficas que abastecem os reservatórios. Além disso, o consumo de energia varia sazonalmente, o que causa flutuações na demanda energética, principalmente devido às condições climáticas. É comum recorrer ao uso de dispositivos, como sistemas de ar-condicionado para períodos mais quentes e aquecedores e chuveiros elétricos para períodos mais frios, a fim de enfrentar as grandes variações de temperatura (ABRAHÃO; SOUZA, 2021). Para atender a essa variação na demanda, são utilizadas usinas termoeletricas, as quais, por sua vez, emitem milhões de toneladas de dióxido de carbono na atmosfera.

No Plano Decenal de Expansão de energia da Empresa de Pesquisa Energética é projetado um aumento de 3,3% a.a. no consumo de eletricidade nas residências brasileiras no período de 2021 a 2031 (EPE, 2022) como pode ser visto na Figura 1.1, onde o percentual de consumo de eletricidade aumenta quando comparada com as outras fontes energéticas.

Figura 1.1 Consumo residencial final de energia por fonte



Fonte: (EPE, 2021)

Grande parte da energia elétrica consumida nas residências brasileiras tem a finalidade de aquecimento de água para banho, sendo o chuveiro elétrico o segundo maior consumidor de energia nas residências representando cerca de 20% do total consumido, chegando a consumir em média 2,4 kWh/dia. (GHISI; GOSCH; LAMBERTS, 2007)

Em virtude das particularidades do consumo de energia elétrica residencial no Brasil, torna-se justificável a realização de estudos voltados para alternativas de aquecimento de água, que possam contribuir para a resolução de um problema de extrema relevância para o país. Dentre as soluções mais promissoras para tal problema, destaca-se a adoção da bomba de calor como substituta do chuveiro elétrico.

Considerando a necessidade de dispositivos de aquecimento de água mais eficientes, que empregam fontes de energia renovável, surge a importância do estudo das bombas de calor. Esses sistemas apresentam uma elevada eficiência e têm a capacidade de utilizar energia solar, o que as torna uma excelente alternativa ao chuveiro elétrico.

Como o próprio nome sugere, a bomba de calor tem a função bombear a energia térmica (calor), de uma fonte com baixa temperatura para uma fonte com temperatura mais elevada. O ponto de temperatura alta é representado pela água quente e o ponto baixo pelo ar ambiente. Podemos utilizar o ambiente em que vivemos como um grande reservatório de energia, mas para atingirmos qualquer condição acima ou abaixo da temperatura ambiente é necessário fornecer trabalho. O propósito da bomba de calor é aproveitar essa energia disponível no

ambiente, por meio de um ciclo de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor, para transferir essa energia para a água. Esse processo geralmente envolve o uso de um gás refrigerante, uma vez que esse gás apresenta pontos de fusão e condensação mais próximos da temperatura ambiente, em comparação com a água.

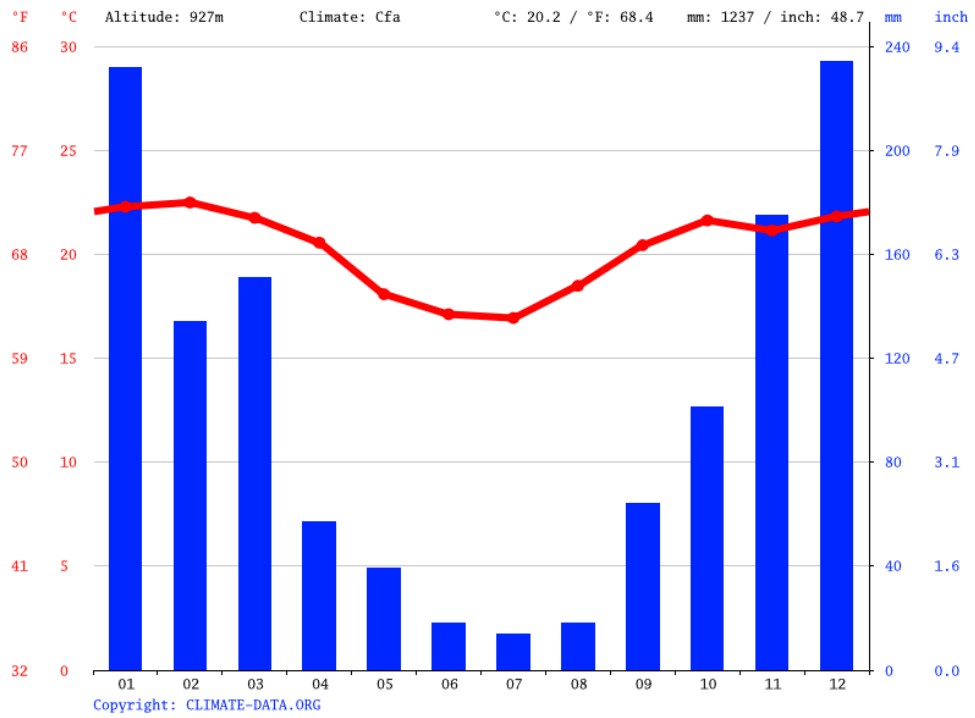
A bomba de calor, assim como todos os sistemas que operam por um ciclo de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor, possui um coeficiente de performance (COP), esse coeficiente é definido como a razão entre a quantidade de energia térmica transferida pela bomba de calor e a quantidade de energia elétrica consumida por ela durante o mesmo período de tempo. A média do COP de uma bomba de calor com assistência solar pode chegar a 4,5 (KONG et al., 2018a), o que indica que por cada unidade de potência gasta no sistema terá 4,5 unidades de calor como resultado do processo, enquanto na melhor suposição a eficiência de um chuveiro elétrico é de 98% ou seja um COP próximo a 1.

Procurando melhorar a eficiência de uma bomba de calor, diversos pesquisadores têm utilizado um evaporador solar para aproveitar a energia fornecida pelo sol. Contudo, diversos parâmetros podem afetar a performance de uma bomba de calor, como as condições de projeto, escolhas de componentes e principalmente variações climáticas, visto que se trata de um equipamento sensível a elas (ALVAREZ, 2015).

Diante disso, torna-se evidente a necessidade de realizar um estudo prévio sobre o funcionamento das bombas de calor assistidas por energia solar, visando sua implementação em larga escala. Atualmente, existem diversos estudos disponíveis que abordam esse tipo de equipamento, permitindo a observação de seu comportamento em diferentes regimes de operação. Contudo, devido à variação climática entre diferentes localidades e às flutuações sazonais que não seguem um padrão facilmente previsível, é indispensável conduzir uma análise específica para a implementação desse dispositivo no local de interesse.

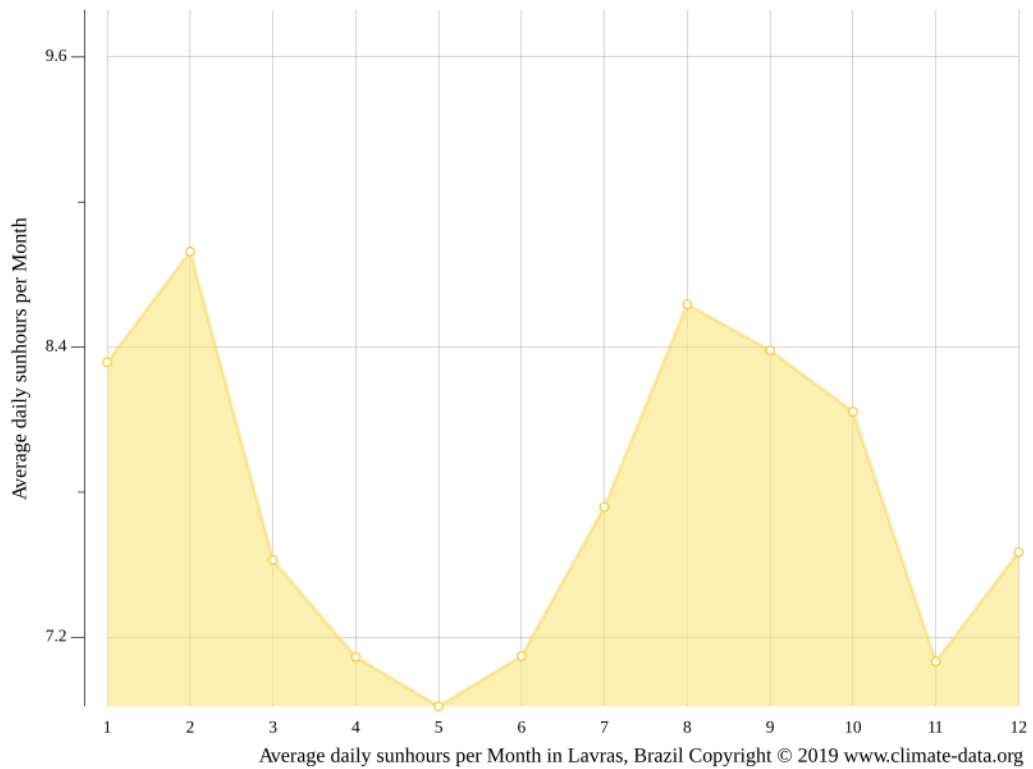
Os sistemas de bomba de calor são sistemas que são sensíveis as temperaturas de operação em que estão inseridos, por operar em conjunto com o ambiente, o projeto e o bom funcionamento de uma bomba de calor deve ser considerado o clima em que será utilizado, sendo necessário adequar o sistema para um ponto ótimo de funcionamento, assim projetando seus principais equipamentos e componentes para atingir a melhor eficiência do sistema. É possível utilizar um modelo matemático para prever a performance e como a bomba de calor irá funcionar para cada variação climática, podemos ver pelas figuras a seguir os dados das variações climáticas em Lavras-MG ao decorrer do ano (Figura 1.2), assim como quantas horas de sol (Figura 1.3) (CLIMATE, 2019).

Figura 1.2 Temperaturas e precipitações médias em Lavras-MG



Fonte: (CLIMATE-DATA, 2019)

Figura 1.3 Horas médias de sol em Lavras-MG



Fonte: (CLIMATE-DATA, 2019)



Lavras, com uma temperatura média de 20,2 °C e uma média anual de precipitação de 1237 mm, apresenta uma média de 7,84 horas de sol por mês (CLIMATE, 2019). Após a realização de testes em diferentes regimes de operação da bomba de calor, será possível estimar o coeficiente de performance (COP) médio do equipamento para cada mês do ano, levando em consideração as informações climáticas médias. Esse procedimento permitirá prever o consumo energético do equipamento, possibilitando a avaliação de sua viabilidade econômica como substituto de um chuveiro elétrico convencional.

## **1.1 Objetivos**

Os objetivos principais deste trabalho são a construção de um protótipo de bomba de calor com assistência solar para aquecimento de água para banho, testá-la em diferentes regimes de operação e realizar uma análise de viabilidade econômica.

Além destes objetivos também serão abrangidos os seguintes tópicos:

- Realizar a construção do evaporador e condensador;
- Instalar e calibrar os instrumentos do protótipo;
- Coletar e validar dados que serão utilizados para avaliar a eficiência da bomba de calor frente a diferentes regimes de operação;
- Comparar os resultados obtidos da bomba de calor com a de um chuveiro elétrico convencional.

## **1.2 Estrutura do trabalho**

No capítulo 1 deste trabalho é apresentada a introdução, contendo um resumo geral e contextualização dos problemas levantados e possíveis soluções. No capítulo 2, são apresentados os tópicos de referencial teórico que conta com as informações básicas necessárias para entender o que é uma bomba de calor seguido de um estado da arte onde é apresentado pesquisas recentes sobre o assunto. Na sequência, no capítulo 3, tem-se a metodologia, na qual é apresentado aquilo que será realizado na pesquisa mostrando também como será o procedimento para realização dessa pesquisa. Após isso, no capítulo 4, tem-se a discussão de resultados, nesta parte é apresentado todas as discussões referentes à pesquisa. Ao final, o capítulo 5 em que são feitas as conclusões do presente trabalho.

## **2. REFERÊNCIAL TEÓRICO**

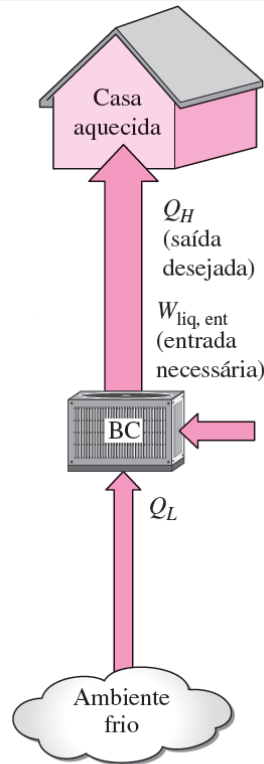
Neste capítulo é apresentado primeiramente uma revisão bibliográfica sobre bombas de calor assistidas ou não por energia solar, analisando o ciclo termodinâmico e suas principais propriedades, além de revisar como é feita uma análise de viabilidade econômica. Em seguida, é realizada uma pesquisa do estado da arte com trabalhos relevantes recentes do assunto para identificar os principais componentes e as principais propriedades analisadas nesses trabalhos.

### **2.1 Bomba de Calor**

A bomba de calor é um dispositivo que opera a partir de um ciclo termodinâmico similar à de um refrigerador, que é comumente utilizado em ambientes domésticos para a preservação de alimentos, mantendo a temperatura baixa e, assim, prolongando o tempo de armazenamento. Porém, é crucial ressaltar a distinção fundamental entre esses dois equipamentos: enquanto o objetivo de um refrigerador consiste em manter um espaço a baixas temperaturas, retirando calor desse ambiente, por outro lado o objetivo de uma bomba de calor é manter um espaço aquecido a uma temperatura alta (ÇENGEL; BOLES, 2011). Na Figura 2.1, observa-se uma aplicação comum de uma bomba de calor, onde esse equipamento retira calor de um ambiente frio e fornece calor para uma residência, mantendo o ambiente interno aquecido.

Uma bomba de calor é um sistema de compressão de vapor com objetivo de manter um ambiente em certa temperatura, fornecer calor para processos industriais, como também pode ser utilizado para aquecimento de ar, água ou outro fluido.

Figura 2.1 Esquema de aquecimento de ambiente no inverno com uma bomba de calor



(b) Bomba de calor

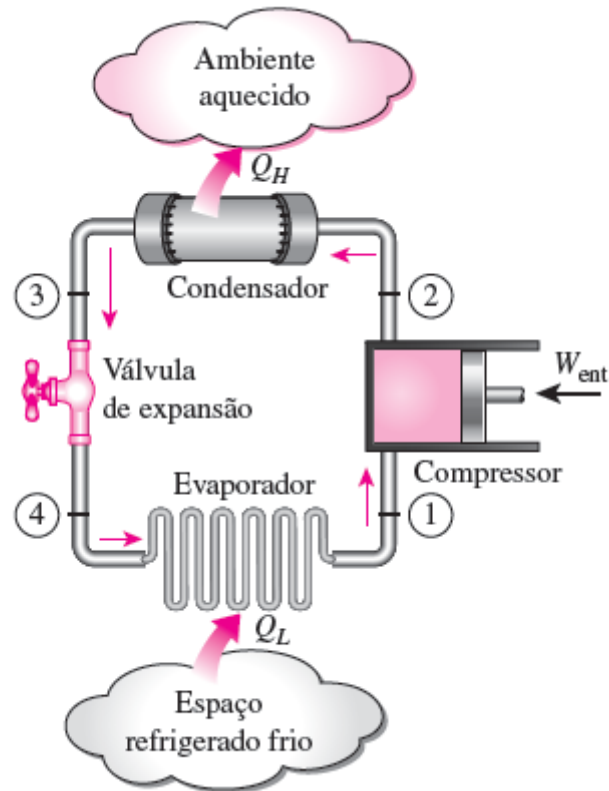
Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2013)

O desempenho de uma bomba de calor pode ser medido pelo coeficiente de performance (COP), que pode ser definido pela Equação 2.1, onde  $Q_h$  é a magnitude do calor rejeitado para o espaço aquecido e  $W_{liq,ent}$  é o trabalho consumido. As bombas de calor convencionais, ou seja sem assistência solar, possuem um COP médio entre 2 e 3 (ÇENGEL; BOLES, 2011).

$$COP_{BC} = \frac{\text{Efeito desejado}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{Q_h}{W_{liq,ent}} \quad (2.1)$$

Uma bomba de calor é constituída por cinco componentes essenciais: evaporador, compressor, condensador, válvula de expansão e um fluido de trabalho. A operação e as características destes componentes serão delineadas nas seções subsequentes.

Figura 2.2 Componentes de uma bomba de calor



Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2013)

## 2.2 Evaporador

O evaporador é o componente onde ocorre a troca de calor entre os fluidos, visando o aquecimento do fluido refrigerante. Em sistemas de bomba de calor de expansão direta com auxílio solar, o evaporador, geralmente, assume a forma de uma placa metálica exposta à incidência da radiação solar, associada a uma serpentina acoplada a esta placa. No interior da serpentina, o fluido refrigerante realiza a troca de calor com o ambiente. Na entrada da serpentina, o fluido refrigerante se encontra em estado líquido-vapor saturado, o qual se aquece progressivamente até atingir o estado de vapor superaquecido na saída da serpentina.

Para otimizar o desempenho do evaporador, é de interesse que tanto a placa metálica quanto a serpentina sejam confeccionadas a partir de materiais com alta condutividade térmica. Comumente, o cobre é empregado para atender a esse requisito. A Figura 2.3 demonstra o evaporador solar utilizado no protótipo.

Figura 2.3 Evaporador utilizado no protótipo



Fonte: Autor (2023)

### 2.3 Compressor

O compressor, um dos elementos fundamentais na bomba de calor, assume a responsabilidade pela compressão do fluido refrigerante, resultando em um aumento da sua temperatura e propiciando sua circulação pelo sistema. Compressores podem ser categorizados em três tipos distintos: herméticos, semi-herméticos e abertos.

Compressores abertos se caracterizam pelo posicionamento externo do motor de acionamento, cujo eixo atravessa a carcaça. Nesse caso, é necessário um selo de vedação no eixo para prevenir vazamentos de fluido refrigerante e impedir a entrada de ar no sistema, este é o único compressor adequado para trabalhar com amônia.

Por outro lado, compressores semi-herméticos e herméticos abrigam tanto o compressor quanto o motor de acionamento internamente na carcaça. A principal diferenciação entre esses dois reside na possibilidade de desmontagem do cabeçote no primeiro, permitindo o acesso às válvulas e aos pistões. Já no caso dos compressores herméticos, apenas as aberturas para entrada e saída do fluido, juntamente com as conexões elétricas, estão presentes. (ÇENGEL; BOLES, 2011)

Segundo Faria (2013), a maioria das aplicações de baixa pressão como bombas de calor utilizam compressores herméticos, tendo em vista a baixa possibilidade de vazamentos e necessidade praticamente inexistente de manutenção de seus componentes. Isso resulta em uma redução significativa nos custos de manutenção quando se opera um sistema com compressor hermético. A Figura 2.4 exibe o compressor usado no protótipo.

Figura 2.4 Compressor utilizado no protótipo embraco FFI 12HBX



Fonte: Autor (2023)

## 2.4 Condensador

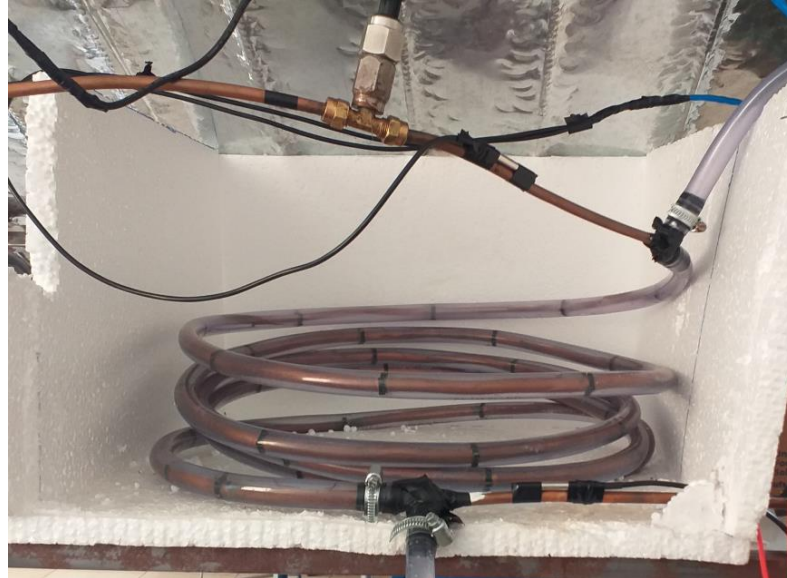
O condensador desempenha um papel crítico na bomba de calor, sendo o componente onde ocorre a transferência de calor entre o fluido refrigerante e a água destinada ao processo de aquecimento. No interior do condensador, o fluido refrigerante ingressa na forma de vapor superaquecido e, à medida que interage termicamente com a água, gradualmente transforma-se em líquido comprimido.

Dois tipos predominantes de condensadores podem ser encontrados em sistemas de bomba de calor, dependendo da aplicação específica e do fluido utilizado para efetuar a transferência de calor. Para o aquecimento de espaços, é comum empregar condensadores dotados de superfícies aletadas, destinadas a promover a troca de calor com o ambiente circundante. Já no aquecimento de água, os condensadores de casco e tubos são mais frequentemente utilizados, permitindo que o fluido refrigerante condense enquanto transfere calor para a água.

O trocador de calor do tipo concêntrico adota um arranjo em contracorrente, no qual os dois fluidos fluem em direções paralelas, porém opostas. A Figura 2.5 é uma exemplificação de um condensador de tubos concêntricos. A eficiência de transferência de calor de um trocador de calor em contracorrente supera a de um trocador de calor de fluxo paralelo, devido à constante diferença de temperatura entre a entrada e a saída, garantindo assim a transferência

de calor de um fluido de alta temperatura para um de baixa temperatura Bastos e Torres (2016)  
COMBARIZA BASTOS; GONZÁLEZ TORRES (2017)

Figura 2.5 Condensador utilizado no protótipo



Fonte: Autor (2023)

## 2.5 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão nas bombas de calor é utilizado para controlar a vazão de fluido refrigerante para manter as condições ideais de superaquecimento na saída do evaporador devido a variação da carga térmica do sistema. Normalmente são utilizados tubos capilares, válvulas de expansão eletrônica, válvulas de expansão termostáticas ou válvulas de agulha ALVAREZ, (2015)

Figura 2.6 Válvula de expansão utilizada no protótipo



Fonte: Autor (2023)

Diversos trabalhos desenvolvidos utilizam válvulas eletrônicas ou válvulas de agulha, a primeira é precisa e apresenta bons resultados, porém é mais difícil para adquirir uma válvula desse tipo. A segunda por sua vez é uma alternativa simples e precisa com carga térmica constante, precisando de ajustes quando ocorrem variações na carga térmica do evaporador FARIA, (2013).

## **2.6 Fluido refrigerante**

Comumente, máquinas térmicas e outros dispositivos cíclicos utilizam um fluido no qual ocorre a transferência de calor durante a realização de um ciclo. Esse fluido é denominado "fluido de trabalho"(ÇENGEL; BOLES, 2011). No caso das bombas de calor esse fluido de trabalho é o fluido refrigerante. Os critérios de seleção deste fluido serão brevemente descritos a seguir.

Ao projetar um sistema de refrigeração, existe uma variedade de refrigerantes entre os quais se pode optar, tais como clorofluorcarbonetos (CFCs), amônia, hidrocarbonetos (propano, etano, etileno, entre outros), dióxido de carbono, ar (nos sistemas de ar condicionado ou a bordo de aeronaves) e até mesmo a água (em aplicações acima do ponto de congelamento). A seleção ideal dentre essas opções está intrinsecamente relacionada à aplicação específica do projeto em questão.(ÇENGEL; BOLES, 2011)

A seleção do fluido refrigerante baseia-se, em geral, em três principais critérios: desempenho, segurança e impactos ambientais. O critério de desempenho abrange a capacidade do fluido em proporcionar eficácia na refrigeração ou no aquecimento, juntamente com sua viabilidade econômica. Quanto à segurança, diz respeito à mitigação de riscos, incluindo a toxicidade e a inflamabilidade do fluido. Devido à preocupação crescente com os efeitos ambientais, é imperativo considerar o potencial impacto na camada de ozônio e nas mudanças climáticas. Portanto, o último critério é optar por fluidos que não prejudiquem a camada de ozônio nem contribuam para o aquecimento global.(SHAPIRO et al., 2018)

Para selecionar o fluido refrigerante adequado é preciso avaliar dois parâmetros, a temperatura interna do ambiente a ser refrigerado ou aquecido, e a temperatura externa a este ambiente. Estes dois parâmetros são os que determinam as pressões operacionais no evaporador e no condensador, sendo assim a seleção do refrigerante é parcialmente uma adequação da sua relação pressão-temperatura na faixa de aplicação desejada. Outras importantes considerações incluem a estabilidade química do refrigerante, corrosividade, custo e disponibilidade no mercado. (SHAPIRO et al., 2018)



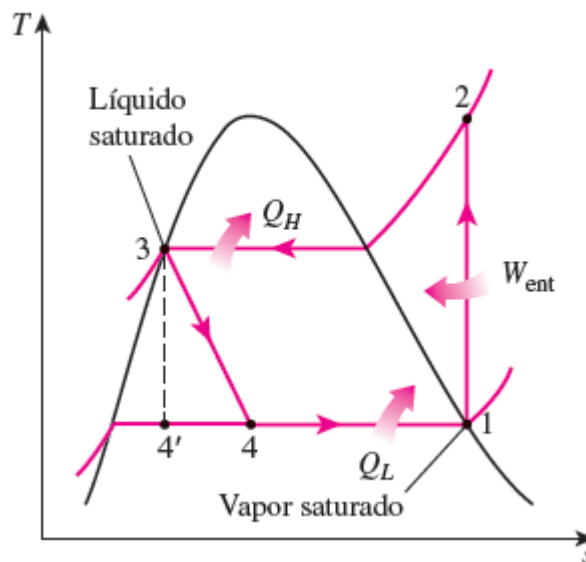
Para obter uma transferência de calor a uma taxa razoável, uma diferença de temperatura entre 5 °C e 10 °C deve ser mantida entre o refrigerante e o meio com o qual ele troca calor (ÇENGEL; BOLES, 2011).

## 2.7 Ciclo termodinâmico

Um ciclo de compressão a vapor ideal pode ser analisado ignorando as irreversibilidades do evaporador e do compressor, desconsiderando perdas de pressão e que o refrigerante se mantém a pressão constante. Feitas essas considerações pode ser visto na Figura 2.8.1 um diagrama T-s do ciclo ideal de compressão a vapor.

O ciclo funciona primeiramente com o processo 1-2, no qual ocorre uma compressão isentrópica, seguido do processo 2-3, ocorrendo saída de calor do refrigerante enquanto passa pelo condensador à pressão constante. No processo 3-4 ocorre uma expansão até um ponto de mistura líquido-vapor e por fim o processo 4-1 no qual o fluido recebe calor a pressão constante passando pelo evaporador até completar o ciclo (MORAN; SHAPIRO, 2006).

Figura 2.7 Ciclo de compressão a vapor.



Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2013)

Já um ciclo de compressão a vapor real é preciso considerar as irreversibilidades dos processos, as principais causas são as quedas de pressão devido ao atrito do fluido e as trocas de calor com o ambiente. No ciclo ideal o refrigerante está como vapor saturado na entrada do compressor, o processo de compressão é considerado isentrópico e o refrigerante sai do compressor como vapor superaquecido, após isso o fluido vai para o condensador como vapor

superaquecido, saindo como líquido saturado posteriormente passando pela válvula de expansão, saindo como mistura líquido-vapor saturado e retornando para o evaporador.

Na realidade não é tão fácil garantir o estado de vapor saturado na entrada do compressor, por isso os sistemas são projetados para ter um superaquecimento nesse ponto para garantir que o refrigerante esteja completamente no estado de vapor e não danifique o compressor. No processo real de condensação ocorre uma pequena queda de pressão impossibilitando a obtenção de um líquido saturado ao final, para contornar essa situação nos ciclos reais o refrigerante é sub-resfriado antes de entrar na válvula para garantir que ele esteja totalmente condensado. (ÇENGEL; BOLES, 2011)

## **2.8 Bombas De Calor Assistida Por Energia Solar**

Um sistema de bomba de calor assistida por energia solar é constituído por uma unidade que opera com um ciclo de compressão de vapor, combinada a um coletor solar, e este sistema exhibe um coeficiente de desempenho (COP) notavelmente elevado (KUANG; WANG, 2006). Os sistemas de bomba de calor assistidos por energia solar podem ser categorizados em duas principais classes: os sistemas convencionais SAHP (Solar Assisted Heat Pump) e os sistemas SAHP de expansão direta, também conhecidos como DX-SAHP (Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump). O sistema DX-SAHP, em sua essência, é composto por um trocador de calor, desempenhando o papel de condensador, uma válvula de expansão, um compressor, e um coletor solar, o qual desempenha a função de evaporador no sistema de bomba de calor. No coletor-evaporador solar, o refrigerante é vaporizado diretamente, e a transição de fase do líquido para o estado de vapor é induzida pela entrada de energia solar (ALVAREZ, 2015).

Nos últimos anos, tem-se observado um crescente interesse em sistemas de bomba de calor auxiliados pela radiação solar, devido à sua notável capacidade de converter energia primária em energia térmica com eficiência, resultando em valores mais elevados do coeficiente de desempenho (COP). Além disso, os sistemas DX-SAHP tiram proveito da energia disponível no ambiente para aprimorar seu desempenho, minimizando o consumo de eletricidade e reduzindo as emissões de poluentes.

## **2.9 Viabilidade econômica**

Para a construção de um projeto é de suma importância avaliar os custos para se produzir e mantê-lo. Também é importante comparar o projeto com outras soluções que atendem a mesma demanda. Atualmente existem diversas maneiras de se avaliar um investimento, uma

delas é o Valor Presente Líquido (VPL) que representa o valor presente de todos os fluxos de caixa futuros gerados por um projeto ou investimento, descontados a uma taxa de desconto apropriada. Em outras palavras, o VPL mostra o valor atual de todos os ganhos e gastos esperados ao longo da vida útil de um projeto. A equação do VPL é descrita da seguinte maneira:

$$V_{PL} = \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+r)^n} \quad (2.2)$$

Onde:

- VPL é o Valor Presente Líquido;
- $FC_t$  representa o fluxo de caixa no período  $t$ ;
- $r$  é a taxa de desconto, que reflete o custo de oportunidade do capital ou a taxa mínima de retorno aceitável para o investimento;
- $n$  é o número total de períodos de tempo, geralmente medido em anos.

Como dito anteriormente o custo de construção e implantação de uma bomba de calor é bem maior que de um chuveiro elétrico convencional, porém devido ao grande aproveitamento de energia que uma bomba de calor propõem, aos baixos custos de manutenção e a economia de energia elétrica que a substituição por esse equipamento deve ser estudada e avaliada se é economicamente viável. Outro aspecto de uma bomba de calor é a sua longevidade e confiabilidade, apresentando consumos baixos de energia, por volta de 0.019 kWh/l por litro de água quente e funcionando por mais de 20000 horas. (HUANG; LEE, 2004)

## 2.10 Estado da arte

Neste presente capítulo, serão abordadas as principais pesquisas relevantes aos temas abordados neste estudo, com destaque para as pesquisas relacionadas a bombas de calor com assistência solar realizadas ao longo dos últimos vinte anos. Foram selecionados artigos científicos a partir das palavras chaves "bombas de calor" e "bombas de calor com assistência solar", sendo selecionados de revistas científicas renomadas no assunto como "Applied Energy", "Solar Energy", "Applied Thermal Engineering", entre outras. Este exame tem como objetivo a identificação das metodologias empregadas, dos componentes utilizados e dos resultados alcançados, visando a uma análise comparativa posterior.

No estudo realizado por XU; ZHANG; DENG, (2006) relata um estudo de simulação sobre o desempenho operacional de um aquecedor de água integrado com bomba de calor com fonte de calor solar-ar (SAS-HPWH) na cidade de Nanjing, China. Este estudo foi realizado devido a resultados de outros estudos prévios que demonstram que bombas de calor DX-SAHP funcionam satisfatoriamente em dias ensolarados e com um COP razoável no inverno, mas quando a irradiação solar cai para  $250 \text{ W/m}^2$  não se obtém o calor necessário para aquecer a água. Além disso, o autor cita que as variações nas condições climáticas indicaram que não é apropriado utilizar energia solar como única fonte de energia para a bomba de calor, incorporando assim um novo sistema que utiliza a energia solar como fonte primária de energia e o ar como fonte secundária.

Foi considerado um coletor/evaporado com área superficial de  $2,2 \text{ m}^2$ , tubos com aletas espirais de cobre-alumínio ( $9,5 \times 5 \text{ mm}$ ), refrigerante R22, um compressor do tipo rotativo, com capacidade nominal de  $400 \text{ W}$ , um trocador de calor tubo a tubo foi usado no como condensador e um tanque de  $150 \text{ L}$  conectado ao condensador para armazenagem de água quente com uma vazão de  $0,125 \text{ L/s}$ .

Com base nos resultados das simulações, os autores conseguiram coletar dados referentes a diversas estações do ano e variadas condições climáticas, sendo que em dias ensolarados da primavera e outono o COP médio foi de  $4,32$  e um consumo médio de  $1,45 \text{ kWh}$ . Para os dias ensolarados de verão o COP médio foi de  $4,69$  e o consumo médio de  $0,75 \text{ kWh}$ . Os autores separam a simulação do inverno em duas, sendo dias ensolarados de inverno com COP médio de  $3,83$  e consumo médio de  $2,22 \text{ kWh}$  e em dias chuvosos de inverno ou dias nublados, onde o COP médio é de  $2,51$  e consumo médio de  $2,51 \text{ kWh}$ . O COP médio mensal em um ano ficou na faixa de  $3,98$ - $4,32$  o consumo médio mensal de energia por litro de água quente  $0,007$ - $0,015 \text{ kWh}$ .

Outro fator importante destacado pelos autores é a proporção de energia absorvida pelo sol e pelo ar. Os resultados para os dias ensolarados da primavera e outono foi de  $0,91$ , onde  $91\%$  da energia é provida pela radiação solar e os  $9\%$  restante provido pelo ar. Para os dias ensolarados de verão essa proporção foi de  $0,79$ . Os dias ensolarados de inverno tem uma proporção de  $0,69$ , já os dias nublados ou chuvosos do inverno esta proporção cai drasticamente para  $0,15$  demonstrando que para esse clima a maior parte da energia absorvida para evaporação do fluido vem do ar ambiente.

A pesquisa realizada por CHYNG; LEE; HUANG, (2003a) se baseia em simular um modelo matemático de uma bomba de calor e comparar os resultados obtidos

experimentalmente, avaliando a performance mensal da bomba de calor. A bomba de calor simulada possui um coletor/evaporador de 1,86m<sup>2</sup> de área total pintado de cor preta, tubos de cobre de 6mm de diâmetro, um compressor hermético do tipo alternativo R134a de 250 W, um trocador de calor termossifão e uma válvula de expansão (Model AEL-1, Egelhof, Germany).

A simulação feita permitiu aos autores avaliarem resultados diários e resultados em longo prazo da performance da bomba de calor. Foram separados quatro climas tipos, nomeados como dia limpo, dia parcialmente nublado, dia nublado e dia chuvoso. Os resultados podem ser observados pela seguinte tabela:

Tabela 1 - Performance da ISAHP de 09:00 – 15 h em diferentes padrões climáticos

Padrão	$H_t, MJ/m^2$	COP (total)	$W_{comp}, kJ$	$T_{w,av}, ^\circ C$
Climático				
Dia limpo	17,9	2,00	10581	68,1
Dia parcialmente nublado	12,8	2,00	10099	66,1
Dia nublado	9,2	2,01	9724	64,5
Dia chuvoso	3,2	2,03	8870	61,0

Fonte: Adaptado de CHYNG; LEE; HUANG, (2003b)

É evidenciado que o coeficiente de desempenho diário (COP) oscila entre aproximadamente 1,7 e 2,5 ao longo do ano para o Sistema de Bomba de Calor Assistida por Energia Solar (ISAHP), sendo influenciado pela estação do ano e pelas condições climáticas. O COP do ISAHP supera o valor de 2,0 durante a maior parte do ano, e o período diário de operação varia entre 4 e 8 horas, dependendo das circunstâncias. Para uma temperatura final da água de 57,2°C o sistema opera por mais tempo no inverno, operando entre 6 a 8 horas, já para o verão o sistema opera entre 4 e 7 horas.

GUO; WU; WANG, (2011) introduziram uma nova metodologia para a previsão do consumo de energia de um sistema de aquecimento de água por meio de uma bomba de calor com fonte de ar de uso doméstico, utilizando um sistema de caixa cinza para fazer as simulações. Apesar desta pesquisa não contemplar o mesmo tipo de bomba de calor que será avaliado neste trabalho, os autores deste artigo fazem uma comparação entre valores medidos e os valores simulados da água aquecida e do consumo de eletricidade pela ASHPWH para duas famílias típicas de Xangai, China sendo uma com 4 membros e outra com 2 membros.

A primeira família havia 4 membros, sendo dois adultos, um idoso e uma criança, durante o dia, o idoso cuidava da criança em casa, enquanto os dois adultos saíam de casa pela manhã e voltavam à noite. Portanto a água quente era utilizada principalmente pelo idoso e pela criança durante o dia. A segunda família era composta por 2 adultos que geralmente saem de casa pela manhã e voltam à noite, por isso consumiam pouquíssima água quente durante o dia.

No caso da primeira família, o menor consumo médio mensal de energia térmica registrado foi de 70 kWh por mês, em contraste com o valor mais elevado observado em janeiro, que alcançou 392 kWh por mês, representando um aumento de aproximadamente 5,6 vezes. Quanto a outra família, o consumo médio mensal de energia térmica mais baixo foi de 45 kWh por mês, em contraposição ao valor mais alto registrado em janeiro, que atingiu 116 kWh por mês, denotando um incremento de 2,6 vezes. A partir do modelo desenvolvido os autores puderam calcular o quanto de energia elétrica será economizada ao se utilizar uma bomba de calor, para a primeira família de 1682 kWh e 148 US\$ para o a família de 4 membros, 422 kWh e 37 US\$ para a família de 2 membros. A emissão de carbono da usina na China foi de 1,3 kg/kWh, de modo que a emissão anual de carbono poderia ser reduzida em 2,187 e 0,549 toneladas para as duas famílias típicas.

HUANG; LEE, (2004) realizaram um teste de confiabilidade de longo prazo de uma bomba de calor que funcionou por mais de 20000 horas durante 5 anos, sendo 13000 horas ininterruptas. Durante o período dos testes a bomba de calor não apresentou nenhuma falha mecânica, os autores afirmam que o aparelho será altamente confiável se o sistema for bem projetado com dimensionamento adequado para cada componente. A bomba de calor apresentou um consumo de energia elétrica entre 0,01 a 0,03 kWh/L, com a média de 0,019 kWh/L para água quente a 57°C.

LI et al., (2007) realizaram um estudo onde são construídas duas bombas de calor DX-SHAPWH, sendo a segunda feita a partir de análises da performance da primeira bomba de calor na primavera, seguindo as sugestões de melhoria feitas a partir da análise. A primeira bomba de calor a ser construída pelos autores possui um coletor/evaporador com área de 4,2 m<sup>2</sup>, sendo constituído por 4 placas de alumínio e tubos de cobre, estes coletores foram posicionados com angulatura de 31,22° que é referente a latitude de Xangai, onde a bomba de calor foi testada, foi utilizado um compressor hermético tipo rotativo de 750 W de potência que trabalha com o fluido R-22, para o condensador foi utilizado uma serpentina feitas de tubos de cobre (Ø 9,90 x 7,5 mm) com comprimento de 60 metros que foi submersa em um tanque de água de 150 litros de capacidade, além disso foi utilizada uma válvula de expansão termostática.

Posteriormente foi feita duas análises, análise de primeira lei (ou seja, análise de energia) e análise de segunda lei (ou seja, análise de exergia) a fim de determinar a eficiência de cada componente da bomba de calor.

Após a análise dos resultados, o COP médio da bomba de calor foi de 5,21 e a eficiência exergética  $\eta_{ex}$  foi de 85%, com o consumo de energia entre 0,98 – 1,06 kWh. Os autores demonstram que o  $\eta_{ex}$  do sistema aumenta com o aumento da temperatura da água quente. Isto deve-se ao facto de a energia térmica de menor qualidade, energia está circulando a bomba de calor, ser transferida para a energia de maior qualidade, água quente. Contudo a taxa de perda de exergia de cada componente principal diminui gradualmente, sendo a maior perda de exergia ocorre no compressor, seguido pelo coletor/evaporador, condensador e válvula de expansão, respectivamente.

Os autores chegaram as seguintes conclusões a máxima dissipação de exergia é observada no compressor, indicando, em primeiro lugar, que a escolha do compressor não atende às otimizações ideais, devido às restrições impostas pelas especificações dos equipamentos disponíveis no mercado. Em segundo lugar, considerando que o consumo energético do compressor é profundamente influenciado pelas condições de pressão nas entradas e saídas, é possível reduzir a dissipação de exergia deste componente ao aproximar as temperaturas de condensação e evaporação. Portanto, é observado que o aumento da radiação solar, o incremento da temperatura ambiente e a redução do valor de ajuste da água quente são fatores vantajosos para aprimorar o desempenho do compressor. Assim, sugere-se que o período de funcionamento seja ajustado para um horário próximo ao meio-dia, e que o valor de ajuste terminal da temperatura da água quente não exceda 60 graus Celsius. Para uma baixa perda de exergia e bom funcionamento do evaporador/coletor solar é recomendado que trabalhe em baixas temperaturas, buscando sempre uma temperatura de evaporação mais alta.

A minimização das perdas de exergia pode ser obtida por meio do controle automatizado do fluxo de refrigerante no coletor/evaporador, com base na utilização da "temperatura sol-ar" como parâmetro de monitoramento durante a operação, visando à redução da diferença entre a Temperatura de evaporação ótima e a Temperatura de evaporação. Os autores afirmam que devido às limitações de mercado nem sempre é possível encontrar os materiais e equipamentos ideais para o projeto, principalmente para o compressor e o evaporador/coletor, com isso estes autores apontam uma solução para o sistema se adaptar melhor as variações climáticas utilizando um compressor de frequência variável e uma válvula de expansão eletrônica.

Na pesquisa realizada por KONG et al., (2018) os autores analisam um sistema de bomba de calor por expansão direta utilizando o fluido refrigerante R134-a, um coletor/evaporador solar de 2,1 m<sup>2</sup> de área superficial, um compressor hermético do tipo rotativo de frequência variável, um tanque de armazenamento de água quente de 0,2 m<sup>3</sup> cercado por um condensador de microcanal e uma válvula de expansão eletrônica. Os experimentos foram feitos para testar o desempenho do sistema sob condições climáticas típicas de verão em Qingdao, China. São examinados os impactos de diversos parâmetros, abrangendo a intensidade de radiação solar no intervalo de 258 a 634 W/m<sup>2</sup>, a temperatura ambiente variando entre 28 e 34 °C, a velocidade do compressor situada entre 250 e 600 rpm, e a temperatura final da água oscilando de 50 a 60,3 °C, sobre o desempenho do sistema.

Os autores avaliam o sistema para as variações da intensidade de irradiação solar, a qual variou de 258 a 634 W/m<sup>2</sup>, a velocidade n do compressor foi definida como 3600 rpm, a temperatura ambiente média do ambiente foi de 33 ±1 °C e a velocidade média do vento foi de 1,5 ±0,3 m/s. A intensidade da radiação solar tem influência importante no desempenho térmico do sistema DX-SAHP, quando a irradiação solar aumentou o COP aumentou 28,3% enquanto o tempo de aquecimento da água decaiu em 18,2%. Isto acontece pois com uma maior irradiação solar uma maior temperatura de evaporação do refrigerante é obtida, causando um aumento no COP. O ganho térmico também foi afetado, tendo um aumento de 25% decorrente do menor tempo de aquecimento. A pressão de evaporação também é afetada, sofrendo aumento como o esperado, aumentando a vazão mássica de refrigerante melhorando assim a performance do sistema.

Para a variação da temperatura do ambiente, com uma irradiação solar constante de 630±30 W/m<sup>2</sup>, rotação do compressor em 3600 rpm e velocidade do vento de 1,5 ±0,3 m/s, a temperatura ambiente variando de 28 a 34 °C o COP aumenta em 6,6% e o tempo de aquecimento da água decaiu em 2,8%, o ganho térmico aumenta em 4,8% e o consumo do compressor diminui em 1,5%. Com o aumento da temperatura a pressão de evaporação aumenta e diminui a perda de calor do coletor/evaporador solar, o que resulta em COP m mais elevado.

As variações na velocidade operacional do compressor também exercem influência sobre o desempenho do sistema. Os parâmetros ambientais considerados foram os seguintes: 630 ± 30 W/m<sup>2</sup> para a intensidade de irradiação solar, 33 ± 1 °C para a temperatura ambiente e 1,5 ± 0,3 m/s para a velocidade do vento. Quando a velocidade do compressor variou de 2500 a 6000 rpm, observou-se uma diminuição de 36,1% no COP e uma redução de 40,7% no tempo de aquecimento da água. Simultaneamente, houve um aumento de 76,2% no ganho térmico e



um aumento de 176% no consumo do compressor. Portanto, pode-se inferir que uma menor velocidade de operação do compressor tem um impacto positivo sobre o desempenho do sistema, desde que se atenda ao requisito de tempo de aquecimento estabelecido.

A análise da temperatura final da água, a velocidade do compressor foi mantida constante a 300 rpm. Em um ambiente com intensidade de irradiação solar de  $650 \pm 20 \text{ W/m}^2$ , temperatura do ar ambiente de  $33 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  e velocidade do vento de  $1,6 \pm 0,2 \text{ m/s}$ , as variações no desempenho do sistema em relação a diferentes temperaturas finais da água de 50, 51 e 60,3  $^\circ\text{C}$ , juntamente com as correspondentes temperaturas iniciais da água de 33,1, 33,2 e 33,4  $^\circ\text{C}$ , respectivamente. É possível observar que, quando as condições ambientais são praticamente idênticas, o COP diminui e o tempo de aquecimento da água aumenta à medida que a temperatura final da água se eleva. Ao aumentar temperatura final da água de 50  $^\circ\text{C}$  para 60,3  $^\circ\text{C}$ , COP sofre uma redução de 20,8%, enquanto tempo de aquecimento aumenta em 46,7%. Além disso, também há um aumento mais significativo no consumo do compressor de 36,9% e um aumento menos acentuado em de 8,5% no ganho térmico. Evidencia-se, portanto, que a variação relativa do ganho térmico é menor do que a o consumo do compressor resultando em um COP mais baixo. Sendo assim mais vantajoso escolher uma temperatura final da água mais baixa, respeitando as premissas do projeto.

O COP médio encontrado pelos autores foi de 3.6–5.7, para quando a água se aquece de 32 a 60 $^\circ\text{C}$ , com uma irradiação média de  $659 \text{ W/m}^2$ , uma temperatura ambiente de 33,7 $^\circ\text{C}$ , a velocidade do compressor em 2500 rpm e velocidade do vento média em 1,3 m/s.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção do presente estudo, serão discutidos os principais componentes que constituem o protótipo da bomba de calor objeto de análise, bem como será fornecida uma descrição dos instrumentos de medição empregados no processo de coleta de dados. Subsequentemente, será descrita uma metodologia que será adotada para a realização de ensaios práticos com a bomba de calor, considerando diversos regimes operacionais. Posteriormente, uma metodologia descreverá a apuração do Coeficiente de Performance (COP) com base nos conjuntos de dados obtidos, proporcionando uma avaliação quantitativa da eficiência da bomba de calor. Por fim, serão apresentados indicadores métricos destinados à análise da viabilidade da bomba de calor quando submetida a variados cenários operacionais que retratam o que será requisitado de um equipamento deste porte, comparando os resultados com um chuveiro elétrico convencional.

#### 3.1 Visão geral do protótipo

O protótipo é composto com bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar usada para o aquecimento de água para banho. As características e materiais presentes na bomba de calor serão descritas em seção específica, na Figura 3.1 estão representados os componentes da bomba de calor em funcionamento.

Figura 3.1 – Protótipo de bomba de calor DX-SAHP em funcionamento



Fonte: Do Autor (2023)

### 3.1.1 Evaporador

O coletor solar evaporador foi projetado com o propósito de efetuar a captação direta da irradiação solar, convertendo, assim, a energia solar incidente em calor, o qual é utilizado para promover a evaporação do fluido de trabalho. Este dispositivo foi construído utilizando uma chapa de aço galvanizado com ondulações que alojam uma serpentina de cobre, por onde passa o fluido refrigerante. A conformação das ondulações foi feita para ampliar a área de superfície de contato entre a chapa de metal e o tubo de cobre, facilitando, portanto, a condução de calor entre esses elementos. Ademais, com a finalidade de aprimorar a capacidade de absorção de calor do evaporador solar, ele foi revestido com tinta preta. Essa configuração permite que o evaporador seja capaz de absorver calor tanto por meio da irradiação solar direta quanto através da troca de calor por convecção com o ar ambiente. Durante os testes prévios foi verificada uma baixa eficiência do evaporador, isso devido ao pouco contato do tubo de cobre com a chapa de aço galvanizado, como podemos ver na Figura 3.2. Para tentar mitigar esta falha na fabricação do evaporador foi utilizada uma fita de cobre que envolve os tubos de cobre com a chapa metálica, aumentando assim sua área de contato e favorecendo a troca de calor por condução, como pode ser visto na Figura 3.3, posteriormente o evaporador foi pintado novamente de cor preto fosco. A representação visual do evaporador utilizado no protótipo pode ser observada na Figura 3.4.

Figura 3.2 Tubo de cobre com pouco contato com a chapa metálica



Fonte: Do Autor (2023)

Figura 3.3 Evaporador/Coletor solar com fitas de cobre



Fonte: Do Autor (2023)

Figura 3.4 Evaporador/Coletor solar



Fonte: Do Autor (2023)

A Tabela 2 demonstra os parâmetros de projeto do evaporador solar.

Tabela 2 – Parâmetros do evaporador solar utilizado	
Tipo	Evaporador solar de expansão direta
Material da chapa	Aço galvanizado
Espessura da chapa	0,5 mm
Área Superficial	2,39 m <sup>2</sup>
Inclinação da chapa	21°
Material do tubo	Cobre
Diâmetro do tubo	5/16"
Comprimento do tubo	18,45 m
Fluído de operação	R-134a

Fonte: Do Autor (2023)

### 3.1.2 Compressor

A bomba de calor objeto de investigação é equipada com um compressor hermeticamente selado, fabricado pela Embraco e identificado como modelo FFI 12HBX, como ilustrado na Figura 3.5. A utilização de um compressor hermético minimiza a probabilidade de mau funcionamento da bomba de calor devido a vazamentos de fluido refrigerante para o ambiente.

Figura 3.5 – Compressor hermético Embraco FFI 12HBX



Fonte: Do Autor (2023)

Para evitar vibrações o compressor foi preso em uma bancada por parafusos, os tubos de cobre e a válvula utilizada para carregar o sistema com refrigerante foram conectadas ao componente por meio de solda. As principais características do compressor utilizado estão descritas na Tabela 3.

Tabela 3 – Características compressor FFI 12HBX

Tipo	Hermético recíproco
Fluido de operação	R-134a
Voltagem	115-127 V
Frequência nominal	60 Hz
Potência	750 W
Faixa de temperatura de evaporação	-35° C a 10° C
Torque de partida	Alto

Fonte: Do autor (2023).

### 3.1.3 Condensador

Optou-se por empregar um condensador de tubos concêntricos dispostos em contracorrente para a bomba de calor com expansão solar analisada. Nessa configuração, a tubulação de cobre assume a forma de uma espiral disposta internamente a uma mangueira com maior diâmetro. Com o intuito de evitar o contato direto entre os elementos e manter uma posição centralizada, pequenos dispositivos espaçadores, confeccionados por impressão 3D, foram inseridos entre a mangueira e o tubo de cobre.

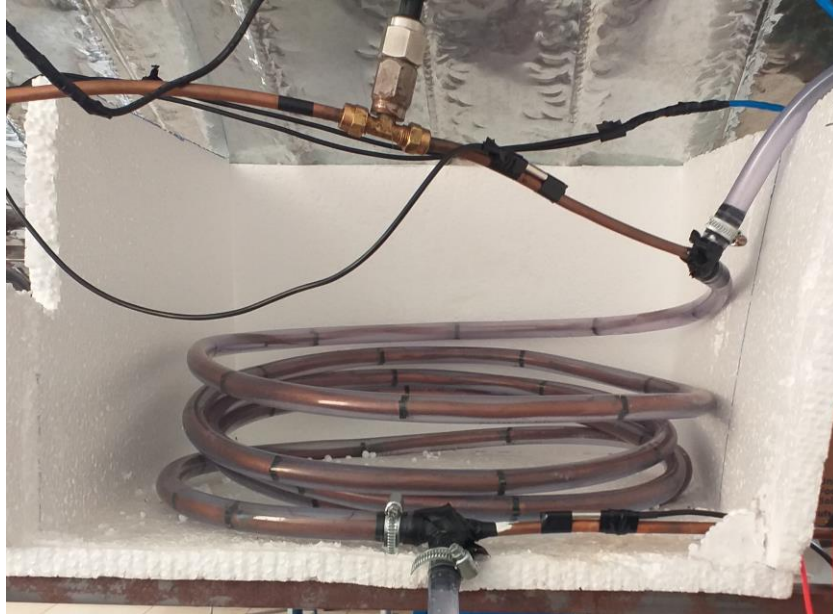
Dentro da espiral de cobre corre o fluido refrigerante com pressão e temperatura elevada, em direção oposta a esse fluxo do R134-a passa a água pela mangueira, garantindo uma maior efetividade na troca de calor entre os fluidos, visto que entre a entrada e a saída sempre existe uma diferença de temperatura que garantirá a troca de calor de um fluido de alta temperatura para outro de baixa temperatura.

A Figura 3.6 exemplifica como foi confeccionado, na figura é possível ver a espiral de cobre por onde passa o fluido refrigerante R134-a, a mangueira por onde passa a água que será utilizada para o banho, os espaçadores para garantir a concentricidade dos tubos e as conexões entre as mangueiras de onde é alimentado o condensador por uma torneira presente no laboratório. Para evitar a troca de calor do condensador com o ambiente foi confeccionada uma caixa de isopor como isolante térmico. A Figura 3.7 exemplifica a torneira utilizada para a alimentação de água no condensador, esta mesma torneira estava disponível dentro do



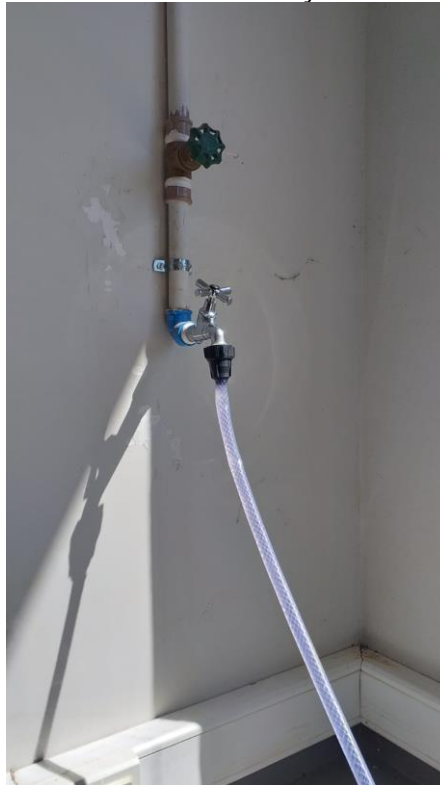
laboratório e foi utilizada uma mangueira comum de jardim e para conectar com a mangueira de 5/16'' foi utilizada uma junta simples com abraçadeiras.

Figura 3.6 – Condensador de tubos concêntricos



Fonte: Do Autor (2023)

Figura 3.7 – Torneira de alimentação do condensador



Fonte: Do Autor (2023)

Os materiais e dimensões do condensador estão descritos na Tabela 4.

Tabela 4 – Características condensador	
Tipo	Tubos concêntricos com fluidos em contracorrente
Material do tubo externo (mangueira)	PVC Policloreto de Vinila
Fluido primário	R-134a
Fluido secundário	Água
Temperatura de entrada da água	24° C
Diâmetro externo do tubo de cobre	5/16"
Diâmetro externo da mangueira	5/8"
Comprimento do condensador	6,1 metros
Espaçadores	Filamento PLA

Fonte: Do autor (2023).

### 3.1.4 Válvula de expansão

Para o projeto em questão, optou-se pela seleção de um dispositivo de expansão específico, sendo este uma válvula de expansão de agulha e passagem reta. O modelo escolhido é o Swagelok SS – 4GUF8 de 3/8", confeccionado em aço inoxidável, com capacidade nominal de 6000 psi e um orifício de 5 mm. A Figura 3.8 é uma representação visual da válvula utilizada no protótipo em análise.

Figura 3.8 Válvula de expansão Swagelok



Fonte: Do Autor (2023)



### 3.1.5 Fluido refrigerante

O fluido refrigerante utilizado no protótipo foi o R134-a, a escolha deste fluido foi devido a facilidade de ser encontrado no mercado, por ele ser recomendado para utilização em refrigeração doméstica e por ele não agredir a camada de ozônio, além disso esse é o fluido recomendado para o compressor que está sendo utilizado.

O R134a é um refrigerante pertencente à classe dos Hidrofluorcarbonos (HFCs), notório por sua não agressão em relação à camada de ozônio. Este composto exibe características que incluem baixa toxicidade, ausência de inflamabilidade na presença do ar atmosférico em temperaturas inferiores a 100°C e pressão atmosférica, bem como propriedades não corrosivas e compatibilidade com a maioria dos materiais.

O carregamento do fluido refrigerante foi feito utilizando de uma balança para medir a quantidade de fluido adicionado ao sistema e uma conexão no compressor com um manômetro embutido, como exemplificado na Figura 3.9.

Figura 3.9 – Válvula para carregamento e manômetro



Fonte: Do Autor (2023)

## 3.2 Instrumentação

Para avaliar o protótipo é necessário coletar dados para verificar sua performance frente os diferentes regimes de operação, para isso foram utilizados sensores de temperatura, sensores de pressão, sensor de vazão utilizado na água a ser aquecida, sensor de corrente elétrica, sensor de velocidade do vento e um sensor de irradiação solar. As características e funcionamento de cada sensor utilizado serão descritos a seguir.

### 3.2.1 Sensores de temperatura

Para medir temperatura foram utilizados os sensores DS18B20, sendo utilizados 5 sensores deste modelo. Estes sensores foram instalados na seguinte configuração, 2 sensores no evaporador, um na entrada e outro na saída, 2 sensores no condensador, um na entrada e outro na saída e 1 sensores usados para medir a temperatura da água do condensador, sendo este posicionado em um balde onde a água quente é despejada. É importante ressaltar que para a obter a temperatura ambiente e da temperatura inicial da água foi usado o sensor 5, onde estes parâmetros foram medidos e anotados antes de iniciar os experimentos.

O sensor DS18B20 varia de tensão em concordância com a temperatura, que por sua vez é digitalizada e transmitida para o micro controlador pelo fio de envio de dados presente no sensor. Na Figura 3.10 demonstra como este sensor foi posicionado no protótipo.

Figura 3.10 – Sensor de temperatura DS18B20.



Fonte: Do Autor (2023)

A Tabela 5 foi elaborada a partir dos dados disponíveis pelo fabricante do equipamento, nela podemos ver importantes informações do sensor. Para a coleta de dados foi necessário um código de leitura do micro controlador Arduino.

Tabela 5 – Características do sensor DS18B20

Modelo	DS18B20
Tensão de alimentação	3,0 VDC a 5,5 VDC
Precisão	$\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Faixa de medição	$-55 \text{ }^\circ\text{C}$ a $125^\circ\text{C}$
Interface	1 fio

Fonte: Do autor (2023).

Para garantir a confiabilidade dos dados e evitar leituras discrepantes entre os sensores foi feita uma calibração. Para isso os sensores foram enumerados e inseridos juntamente de um termopar de referência em um recipiente com água a diferentes temperaturas. Os dados de medição coletados durante esse procedimento foram organizados e usados para calcular funções lineares. Essas funções foram posteriormente aplicadas para ajustar as leituras dos instrumentos, melhorando a precisão das medidas de temperatura obtidas. O termopar de referência desempenhou um papel fundamental como um ponto de comparação confiável, permitindo aferir e calibrar os dados com base em um padrão estabelecido. Seguindo a etapa de calibração obteve-se as curvas respectivas a cada sensor que podem ser vistas na Tabela 6.

Tabela 6 – Equações de calibração dos sensores de temperatura

Sensor	Local	Equação
Sensor 1	Saída evaporador	$y = 0,9915 \cdot x + 0,1739$
Sensor 2	Entrada condensador	$y = 0,9948 \cdot x + 0,0028$
Sensor 3	Saída condensador	$y = 0,9945 \cdot x + 0,0770$
Sensor 4	Entrada evaporador	$y = 0,9916 \cdot x + 0,1886$
Sensor 5	Saída de água	$y = 0,9941 \cdot x + 0,1917$

Fonte: Do autor (2023).

### 3.2.2 Sensores de pressão

As pressões de evaporação e de condensação são medidas bastante importantes para avaliar o funcionamento de uma bomba de calor, estas pressões variam de acordo com a temperatura ambiente. Para medir esta variável foram utilizados dois transdutores de pressão, uma para a chamada pressão de baixa (pressão de evaporação) com alcance de leitura de 100 psi e para a pressão de alta (pressão de condensação) de 500 psi.

O Sensor de 100 psi foi posicionado depois da saída do evaporador e o sensor de 500 psi foi posicionado entre a saída do compressor e a entrada do condensador. Similar ao sensor de temperatura foi necessário calibrar estes sensores. A Figura 3.11 demonstra como este sensor foi posicionado na bomba de calor.

Figura 3.11 – Transdutor de pressão.



Fonte: Do Autor (2023)

O núcleo de um transdutor de pressão é o elemento sensor. Esse sensor é projetado para responder a mudanças na pressão física aplicada a ele, retornando um valor de tensão elétrica, a qual é lida pelo micro controlador convertendo essa tensão elétrica em um valor de pressão. Por esse motivo é importante realizar a calibração destes sensores, para essa etapa foram coletados os dados de tensão retornados por ambos os sensores em diferentes pressões da bomba de calor em equilíbrio, ou seja, com o compressor desligado.

Os valores coletados pelos sensores foram comparados com um manômetro já calibrado e com isso foi gerada uma curva de relação entre tensão elétrica e pressão. Após isso, determina-se a tendência linear da curva obtendo uma equação para cada sensor relacionando a tensão dos terminais com a pressão medida. As curvas resultantes da calibração estão descritas na Tabela 7, onde y representa o valor real da pressão para a tensão x medida.

Tabela 7 – Equações de calibração dos transdutores de pressão

Sensor	Equação
Transdutor 100 psi	$y = 23,5 \cdot x - 11,93$
Transdutor 500 psi	$y = 117,43 \cdot x - 61,04$

Fonte: Do autor (2023).

### 3.2.3 Sensor de vazão

Um importante parâmetro para o cálculo do COP é o fluxo de água que passa pelo condensador, para medir este fluxo foi utilizado um sensor de fluxo de água do modelo YF-S401, exemplificado na Figura 3.12 que funciona com base no efeito Hall para obter essa medida.

Para empregar esse sensor de maneira eficaz, foi necessária sua calibração, a qual foi feita medindo o tempo para encher um recipiente de volume conhecido a uma vazão constante, foram feitas diversas coletas de dados para diferentes vazões e seus valores foram comparados com os valores apresentados pelo sensor. Concluiu-se que o valor aferido pelo sensor necessitava ser ajustado mediante a aplicação de um fator de correção de 85, proporcionando, assim, uma medida de vazão concordante com a realidade.

Figura 3.12 - Sensor de fluxo de água



Fonte: Do autor (2023).

### 3.2.4 Sensor de corrente elétrica

Um importante passo para o cálculo do coeficiente de performance é saber quanto de energia elétrica o compressor consumiu, para isso foi instalado um sensor de corrente elétrica o sensor utiliza durante seu funcionamento, como a tensão fornecida é constante o cálculo da potência instantânea se dá pela multiplicação a corrente elétrica registrada pelo valor constante da tensão de alimentação.

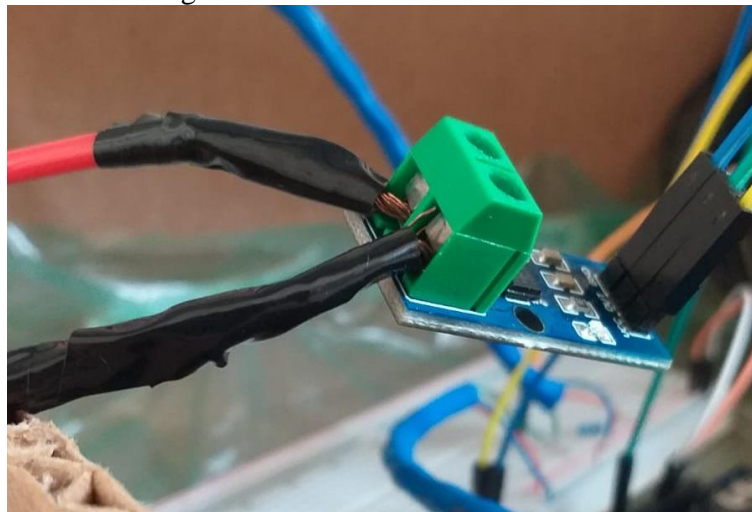
O sensor escolhido foi o Acs712 de 20 amperes para Arduino (Figura 3.13), o sensor em questão foi submetido a um processo de calibração, empregando-se um alicate amperímetro como padrão de referência. O sistema foi ativado e as leituras, registradas em milivolts pelo sensor, foram cotejadas com as medições obtidas pelo amperímetro, em diferentes cenários operacionais. A partir dos registros assim obtidos, procedeu-se à elaboração de uma curva característica, a qual estabelece a relação entre a tensão de saída do módulo de corrente do sensor e a corrente real consumida pelo compressor. A equação que representa a calibração do sensor de corrente está apresentada na Tabela 8.

Tabela 8 – Equações de calibração do sensor de corrente

Sensor	Equação
Sensor Acs712	$y = 0,9478 \cdot x - 0,455$

Fonte: Do autor (2023).

Figura 3.13 – Sensor de corrente elétrica.



Fonte: Do Autor (2023)

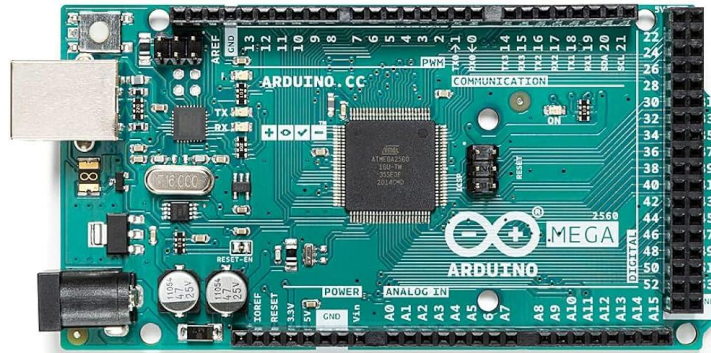
### 3.2.5 Arduino

O microcontrolador utilizado no protótipo para a coleta de dados foi um Arduino devido a este equipamento ser uma plataforma de desenvolvimento de código aberto que permite a criação de projetos interativos e dispositivos eletrônicos de forma acessível. Ele consiste em hardware, que inclui uma placa com um microcontrolador, e um ambiente de desenvolvimento integrado (IDE) que é usado para escrever e carregar programas para a placa.



O Arduino atua como dispositivo para aquisição e registro de dados, bem como fornecendo a alimentação de energia necessária aos sensores a ele conectados. O modelo utilizado nos testes foi um Arduino Mega 2560. Neste microcontrolador existem portas para leitura analógica e digital, os sensores que utilizam as portas digitais são os de temperatura e de vazão, já o sensor de corrente elétrica, radiação solar, velocidade do vento e pressão utiliza da porta analógica. A Figura 3.14 ilustra a representação de um microcontrolador Arduino para fins de referência.

Figura 3.14 – Arduino



Fonte: Do Autor (2023)

### 3.2.6 Sensor de velocidade do vento

Para medir a velocidade do vento, o qual influencia na troca de calor por convecção no evaporador, foi utilizado um anemômetro FA013 (Figura 3.15). Para a calibração deste sensor foi necessária a utilização de um anemômetro de fio quente modelo AK833, previamente calibrado. Os dois sensores foram submetidos a aplicação de velocidades constante de vento, por meio de um ventilador. A correlação entre os valores obtidos pelo sensor referência e os registrados pelo anemômetro experimental proporcionou a elaboração de uma curva de calibração satisfatória, conforme a Tabela 9.

Tabela 9 – Equações de calibração do anemômetro

Sensor	Equação
Anemômetro FA013	$y = 0,060 \cdot x - 1,812$

Fonte: Do autor (2023).

Figura 3.15 –Anemômetro FA013.



Fonte: Do Autor (2023)

### 3.2.7 Sensor de radiação solar

Para medir a radiação solar incidente no coletor solar foi utilizado um piranômetro Hukseflux SR05-D2A2-BL, o mesmo foi posicionado em cima do evaporador mantendo a mesma inclinação que a placa metálica. A Figura 3.16 exemplifica o piranômetro utilizado. Foi necessária a utilização de uma fonte externa de 24V DC para alimentar este sensor, visto que o Arduino não conseguia alimentar a tensão deste sensor sozinho.

Figura 3.16 – Hukseflux SR05-D2A2-BL.



Fonte: Do Autor (2023)

## 3.3 Construção do protótipo

O protótipo foi construído no Departamento de Engenharia da Universidade Federal de Lavras conforme projeto feito previamente em SolidWorks versão estudantil, tendo referência



o trabalho desenvolvido por (PEDROSA, 2021). Todos os sensores foram calibrados e posicionados em lugares estratégicos para uma boa captação dos dados.

### 3.4 Regimes de operação

Nesta seção, serão delineados os diferentes regimes de operação aos quais o protótipo da bomba de calor será submetido. A variabilidade desses regimes é de extrema importância, uma vez que, como anteriormente destacado, o desempenho desse dispositivo é sensível às condições ambientais em que é empregado. Os distintos regimes de operação têm como objetivo avaliar o comportamento e o desempenho da bomba de calor diante de variações que seriam enfrentadas caso fosse instalada em uma residência na cidade de Lavras-MG. Dessa forma, os testes foram conduzidos com variações na exposição solar, na abertura da válvula de expansão e na vazão de água do condensador, sempre mantendo a temperatura final da água próxima de 48°C.

Para modificar a exposição solar, foram realizados dois testes. No primeiro, a bomba de calor foi posicionada em um local sombreado, com baixa radiação solar, enquanto no segundo teste, a bomba de calor foi posicionada ao sol, onde a radiação solar era consideravelmente abundante. Os detalhes destes dois testes serão descritos a seguir.

É fundamental compreender as características dos sensores empregados em um protótipo. Para uma utilização adequada, é necessário ter conhecimento da tensão de alimentação, precisão e faixa de medição de cada sensor. Com esse propósito, foi desenvolvida a Tabela 10, que compila as informações essenciais de cada sensor empregado na instrumentação deste estudo.

Tabela 10 - Características dos sensores

Sensor	Faixa de operação	Precisão	Tensão de alimentação
Transdutor de pressão 1	0 a 100 psi	0,5 %	5 V
Transdutor de pressão 2	0 a 500 psi	0,5 %	5 V
Sensor de temperatura DS18B20	-55 °C a 125 °C	0,5 °C	3 V a 5 V
Medidor de fluxo YF-S401	0 a 6 L/min	-	5 V a 12 V
Sensor Acs712	0 a 20A	1,5%	5 V
Anemômetro FA013	0,5 m/s a 60 m/s	0,5 m/s	12 V a 30 V
Hukseflux SR05-D2A2-BL	0 a 2000 W/m <sup>2</sup>	2,4 %	12 V a 30 V

Fonte: Do autor (2023).

É importante destacar que, para o anemômetro e o sensor de radiação solar, foi necessário empregar uma fonte de tensão auxiliar de 24V, uma vez que a alimentação padrão do Arduino Mega é de 5V.

### 3.4.1 Teste com baixa radiação solar

Para testar a bomba de calor em uma situação com baixa radiação solar, o sistema foi posicionado na sombra onde o sol não incidia diretamente no evaporador solar, como exemplificada na Figura 3.17.

Figura 3.17 Bomba de calor posicionada na sombra.



Fonte: Autor (2023)

A fonte de alimentação de água do condensador foi ativada, permitindo o fluxo de água no condensador. Simultaneamente, o compressor foi conectado a uma tomada de energia com 127V e 60Hz de frequência, e na mesma tomada foi ligada à fonte de energia de 24V que alimenta o piranômetro. O sistema de coleta de dados, composto por um computador, Arduino Mega e os sensores, foi acionado para registrar as informações. Os testes prosseguiram após o compressor ser ligado e o sistema operar por no mínimo 10 minutos, buscando atingir estabilidade em todos os componentes.

Posteriormente, a válvula de expansão foi ajustada em 1/8 de volta, e a torneira que alimenta o condensador foi aberta de modo a permitir uma vazão de 0,7 L/min. O teste teve

duração de aproximadamente 5 minutos, e os dados capturados pelo Arduino foram armazenados para análise subsequente.

Após esse teste, a válvula de expansão foi aberta para 1/4 de volta, mantendo a vazão de água em 0,7 L/min. O recipiente de água utilizado no teste anterior foi esvaziado, e o sensor de temperatura T5 foi reposicionado dentro do recipiente. O teste teve duração de 5 minutos, e os dados coletados pelo Arduino foram armazenados para análise posterior.

É crucial salientar a metodologia empregada na coleta de dados do ambiente. Para a temperatura ambiente, o sensor de temperatura T5 foi posicionado próximo à bomba de calor, e após sua estabilização, o valor foi registrado e armazenado. Para a coleta da temperatura inicial da água da torneira de alimentação, a torneira foi aberta antes do funcionamento do sistema de bomba de calor, e o mesmo sensor utilizado para a temperatura ambiente foi posicionado dentro do recipiente onde a água estava sendo depositada. Seu valor foi registrado e armazenado.

### 3.4.2 Teste com alta radiação solar

Este ensaio assemelhou-se ao realizado com o sistema sombreado, entretanto, para esta condição, a bomba de calor foi posicionada sob a luz solar direta, permitindo que o sol incidisse integralmente sobre o evaporador solar, conforme ilustrado na Figura 3.18. Após o sistema alcançar uma certa estabilidade, a vazão de água foi mantida em 1 L/min, e foram conduzidos quatro testes variando a abertura da válvula de expansão, com aberturas de 1/8, 1/4, 1/2 e 1 volta. Após a estabilização do sistema configurado com a vazão de água estipulada e a abertura de válvula na posição correta, foram feitos testes com duração de 5 minutos e os dados coletados entre cada teste foram armazenados para uma análise posterior.

Figura 3.18 Bomba de calor posicionada no sol.



Fonte: Autor (2023)

### 3.5 Cálculo do coeficiente de performance (COP)

A avaliação do coeficiente de performance é uma etapa essencial para a avaliação econômica do projeto, visto que este coeficiente indica uma relação direta entre energia colocada no sistema pela energia fornecida do sistema, ou seja, o quanto de energia foi preciso inserir para obter o resultado desejado. A partir dos dados coletados pelos testes realizados na secção anterior e pela manipulação da equação 2.2.1 é possível calcular o COP, a metodologia empregada para este cálculo será apresentada nesta secção.

Reescrevendo a equação 2.2.1 é possível chegar em uma equação onde pode-se usar os dados coletados mais diretamente, conforme demonstrado a seguir:

$$COP_{BC} = \frac{Q_h}{\dot{W}_{liq,ent}} = \frac{\dot{m}_{agua}(h_{sai} - h_{entra})}{\dot{W}_{compr}}$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{m}_{agua}(h_{sai} - h_{entra})}{\dot{W}_{compr}} = \frac{\dot{m}_{agua}CP_{agua}(T_{sai} - T_{entra})}{(I * V)/1000}$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{m}_{agua}CP_{agua}(T_{sai} - T_{entra})}{(I * V)/1000} \quad (3.4)$$

- $\dot{m}_{agua}$ : Vazão mássica da água
- $h_{sai}$ : Entalpia da água que sai
- $h_{entra}$ : Entalpia da água que entra
- $\dot{W}_{compr}$ : Potência consumida pelo compressor
- $CP_{agua}$ : Calor específico da água
- $T_{sai}$ : Temperatura da água que sai
- $T_{entra}$ : Temperatura da água que entra
- $I$ : Corrente elétrica do compressor
- $V$ : Tensão fornecida pela rede

Os dados coletados são numerosos e necessitavam de receber tratamento para deixá-los mais adequados para a avaliação e cálculo. Organizar os dados coletados de sensores é uma etapa crucial para facilitar a análise e a interpretação dos resultados. Para realizar essa organização, os dados armazenados pelo microcontrolador foram transferidos para o Microsoft Excel. Nesse processo, cada conjunto de dados de sensores foi alocado em colunas separadas, e uma colunas adicionais foram adicionadas para registrar a data e a hora de cada leitura, e para

o cálculo do consumo do compressor exemplificado pela Equação 3.5. Além disso, os dados foram submetidos a procedimentos de limpeza e tratamento, a fim de garantir a integridade e a qualidade dos dados a serem utilizados na análise subsequente.

$$\text{Consumo do compressor} = \frac{(I * V)}{1000} \quad (3.5)$$

- *I*: Corrente elétrica do compressor
- *V*: Tensão fornecida pela rede

### 3.6 Métodos Utilizados para a Análise Econômica do Projeto

Para realizar a análise econômica do projeto é necessária a identificação dos fatores que abrangem os custos associados à concepção, construção e operação de uma bomba de calor, bem como a comparação desses custos com os de um chuveiro elétrico convencional. Os custos inerentes à criação e implementação de uma bomba de calor incluem tanto despesas diretas, como aquisição de materiais para fabricação e aquisição de equipamentos prontos, quanto os gastos relacionados à montagem e calibração dos instrumentos, fundamentais para o funcionamento ideal da bomba de calor. Ademais, também se levam em conta os custos de operação, que englobam os custos necessários para manter o equipamento em operação e para a devida manutenção ao longo de sua vida útil. A fim de disponibilizar uma visão detalhada dos custos associados a cada componente, elaborou-se uma tabela compreendendo informações precisas e descritivas sobre cada equipamento.

Os valores do preço médio do kWh de energia elétrica no estado de Minas Gerais disponibilizados pela CEMIG, empresa responsável pela distribuição no estado de Minas Gerais.

Uma das metodologias empregadas na análise de viabilidade econômica foi a de “*Payback Period*” ou Período de Recuperação, a qual se calcula o tempo necessário para recuperar o investimento inicial do projeto, por meio dos fluxos de caixa gerados no projeto. Esta métrica leva em consideração a diferença de investimentos (custo da bomba de calor subtraída do custo do chuveiro elétrico), assim como os fluxos de caixa positivos (energia elétrica economizada em reais) e os negativos (custos operacionais) ao longo do tempo.

$$\text{Diferença de investimentos} = t * (\text{economia} - \text{custo}) \quad (3.1)$$

$$t = \frac{\text{Diferença de investimentos}}{(\text{economia} - \text{custo})}$$

$$\text{economia} = \text{consumo}_{DX-SAHP} - \text{consumo}_{\text{chuveiro}}$$

$$t = \frac{\text{Diferença de investimentos}}{((\text{Custo da Chuveiro}_{/mês} - \text{Custo da BC}_{/mês}) - \text{custo})} \quad (3.2)$$

A equação 3.1 demonstra o tempo em meses necessários “t” para que a economia gerada pela bomba de calor se iguale ao investimento inicial.

O Valor Presente Líquido (VPL) é uma ferramenta fundamental para avaliar se o investimento é viável. Este método ajuda a determinar se um projeto é viável do ponto de vista financeiro, levando em consideração o valor do dinheiro ao longo do tempo. O VPL leva em conta o valor do investimento inicial e o fluxo de caixa, que se dá pelo custo inicial e as economias anuais, além da taxa de juros, que para este trabalho foi utilizada a taxa Selic. Seu cálculo pode ser feito a partir de uma adaptação da equação 2.1, adicionando o investimento inicial da bomba de calor.

$$V_{PL} = \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+r)^n} \quad (2.2)$$

$$V_{PL} = -\text{Investimento inicial} + \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+r)^n} \quad (3.3)$$

A equação 3.3 tem o objetivo de avaliar a viabilidade do projeto, para isso o primeiro termo da somatória “Investimento inicial” é considerado negativo pois este termo representa o que é preciso para se construir o projeto, a análise do VPL se dá pelas seguintes condições:

- Se o VPL for positivo, o projeto é considerado viável e deve ser aceito, pois o valor presente dos fluxos de caixa futuros é maior que o investimento inicial.
- Se o VPL for zero, o projeto não gera nem perde valor. Nesse caso, a decisão de aceitar ou rejeitar o projeto pode depender de outros fatores.
- Se o VPL for negativo, o projeto é considerado inviável, pois o valor presente dos fluxos de caixa futuros é menor que o investimento inicial.

Outra métrica utilizada para avaliar economicamente um projeto é a Taxa Interna de Retorno (TIR). Ela representa a taxa de retorno que um projeto deve gerar para que o Valor Presente Líquido (VPL) seja igual a zero. A TIR é a taxa de desconto que faz com que o custo

presente dos fluxos de caixa futuros seja igual ao investimento inicial. É uma medida de rentabilidade que indica o retorno esperado de um projeto. A taxa TIR por ser calculada a partir da Equação 3.4.

$$\sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} - \text{Diferença de investimento} = 0 \quad (3.4)$$

Onde: FC<sub>i</sub> = fluxos de caixa do período, t = período de cada investimento e n = período final do investimento

#### 4. RESULTADOS

Nesta seção, serão expostos os resultados obtidos a partir dos testes experimentais. Em seguida, serão realizadas as considerações e cálculos para a análise econômica do projeto, acompanhadas de uma discussão acerca dos resultados.

##### 4.1 Experimentos

Nesta seção, serão apresentados e discutidos os resultados de cada variável obtida nos testes conduzidos, seguindo a metodologia delineada no Capítulo 3. Três experimentos distintos foram realizados, distribuídos ao longo de dois dias distintos, visando assegurar variabilidade nas condições climáticas. Previamente à execução dos testes, alguns parâmetros foram pré-definidos, incluindo a vazão de água no condensador, e dados ambientais relevantes ao local em que a bomba de calor foi instalada foram coletados; esses dados encontram-se sumarizados na Tabela 11.

Tabela 11 – Dados do ambiente.

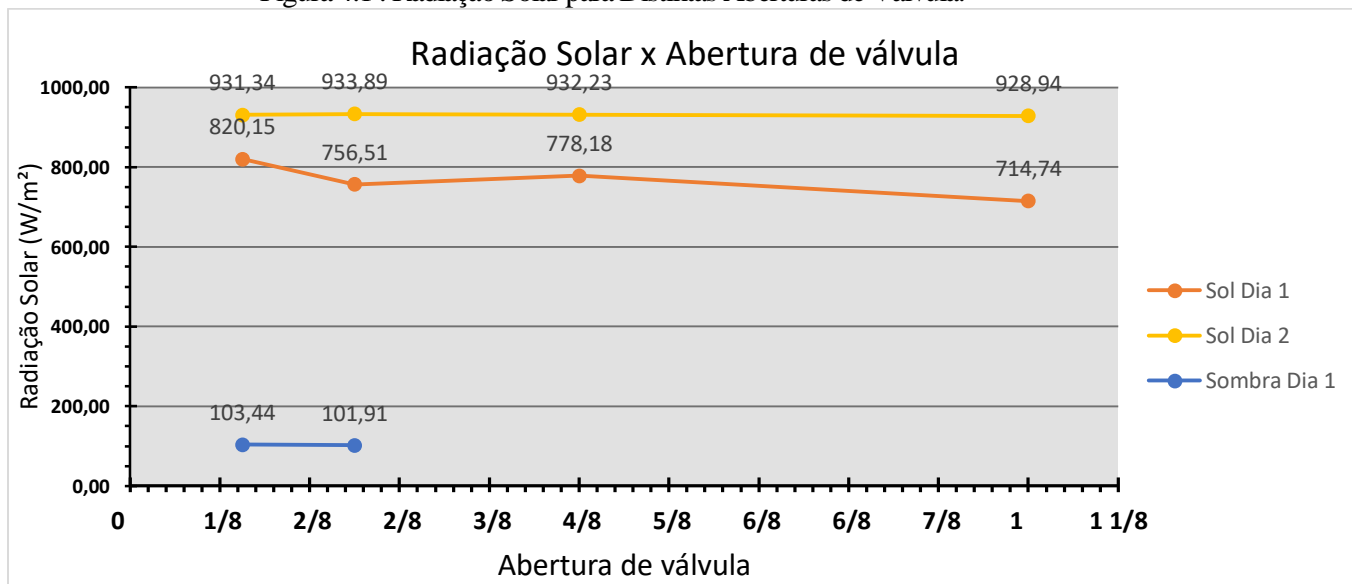
Experimento	Variável	Valor medido
Sol Dia 1	Vazão	1 L/min
Sol Dia 1	Temperatura de entrada da água	27,9 °C
Sol Dia 1	Temperatura ambiente	33,0 °C
Sombra Dia 1	Vazão	0,7 L/min
Sombra Dia 1	Temperatura de entrada da água	27,9 °C
Sombra Dia 1	Temperatura ambiente	30,0 °C
Sol Dia 2	Vazão	0,6 L/min
Sol Dia 2	Temperatura de entrada da água	28,1 °C
Sol Dia 2	Temperatura ambiente	33,0 °C

Fonte: Do autor (2023).

#### 4.1.1 Radiação Solar

A radiação solar é uma das principais fontes de calor para a bomba de calor com assistência solar, como este parâmetro varia durante o dia é interessante observar como isto pode afetar o sistema construído neste trabalho. Ao analisar a Figura 4.1, observa-se que a radiação solar permaneceu constante ao longo dos testes, apresentando uma pequena variação no experimento denominado "Sol Dia 1". No entanto, é importante ressaltar que essa alteração é um efeito esperado, uma vez que os testes foram conduzidos após as 15 horas, momento em que a radiação solar começa a decair. Não foram observadas variações significativas na exposição à radiação solar entre cada teste. Os valores médios obtidos para cada teste foram aproximadamente 750 W/m<sup>2</sup>, 950 W/m<sup>2</sup> e 100 W/m<sup>2</sup>, correspondentes aos experimentos denominados Sol Dia 1, Sol Dia 2 e Sombra Dia 1, respectivamente.

Figura 4.1 . Radiação Solar para Distintas Aberturas de Válvula.



Fonte: Autor (2023)

Como a bomba de calor é sensivelmente influenciada pelo ambiente no qual está operando, é de se esperar que se obtenham diferentes resultados para cada um dos testes realizados, especialmente ao comparar as variações na temperatura final da água. Essa discrepância é predominantemente atribuída ao efeito da radiação solar, a qual eleva a temperatura do fluido refrigerante, resultando em um aumento na taxa de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a água, portanto é de se esperar uma maior temperatura final da água para uma maior exposição à radiação solar.

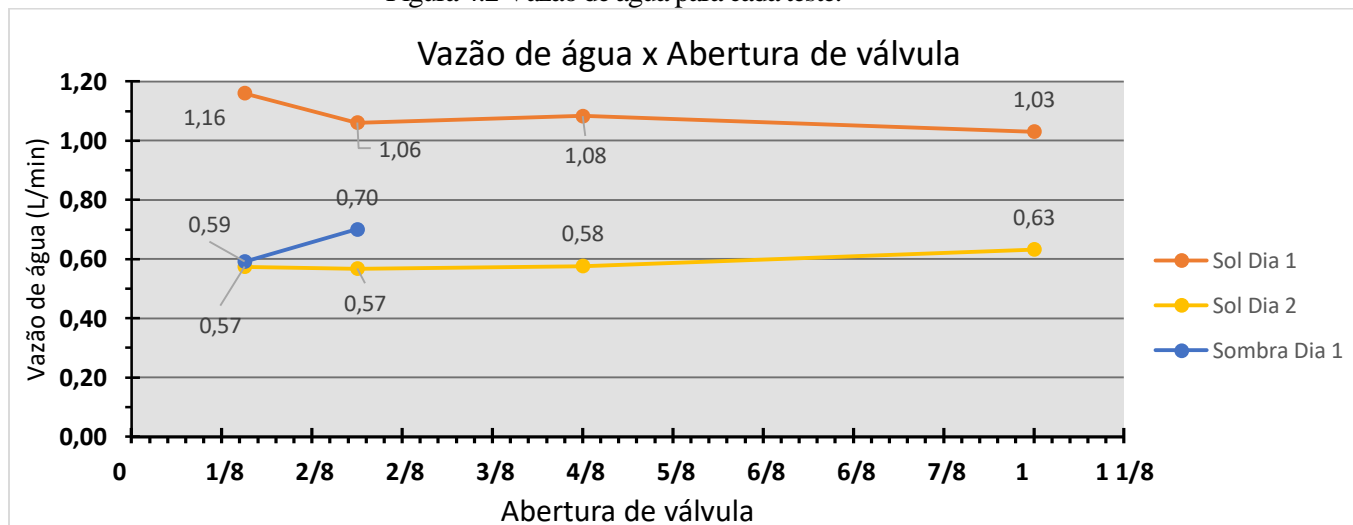


#### 4.1.2 Vazão de água no condensador

A vazão da água no condensador desempenha um papel crucial no desempenho da bomba de calor. Variações na vazão da água afetam diretamente a capacidade do condensador em dissipar calor. Quando a vazão é aumentada, a capacidade de remoção de calor do condensador melhora, resultando em uma maior eficiência do sistema. Por outro lado, uma diminuição na vazão reduz a capacidade de troca de calor, afetando negativamente o desempenho global da bomba de calor.

Na Figura 4.2, é possível observar o comportamento da vazão de água em cada teste. Nota-se que o fornecimento de água não é uniforme, apresentando algumas variações durante o funcionamento da bomba de calor. Essa irregularidade decorre da complexidade do controle da válvula de torneira de abastecimento, como exemplificado na Figura 3.7, a manipulação manual é desafiadora devido a imprecisão da válvula de abertura da torneira. Adicionalmente, destaca-se que, para o teste realizado à sombra com a vazão de água pré-definida de 0,7 L/min e abertura de válvula de 1/8, a média da vazão real no condensador foi de 0,6 L/min, demonstrando variação em relação ao valor desejado. Essa variabilidade também foi expressiva no teste com a vazão pré-definida de 1 L/min e abertura de válvula de 1/8, representado pela linha "Sol Dia 1", que obteve uma média de 1,16 L/min. Portanto, conclui-se que o fornecimento de água não é consistente, apresentando variações tanto acima quanto abaixo do valor desejado.

Figura 4.2 Vazão de água para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

A vazão da água no condensador é um parâmetro significativo a ser considerado para otimizar a eficiência operacional da bomba de calor, sendo, portanto, esperada que para vazões de água menores a temperatura final da água seja mais elevada e para vazões de água maiores

a temperatura final da água seja menor. O esperado do comportamento do Coeficiente é ser diretamente proporcional ao da vazão de água, onde para vazões menores de água o COP também será menor e para maiores vazões o COP será maior.

#### **4.1.3 Velocidade do vento**

Os experimentos foram realizados em um dia sem brisa significativa. O sensor de velocidade do vento não registrou nenhuma presença de vento durante os períodos de teste. Portanto, os testes não foram afetados por uma presença expressiva de vento.

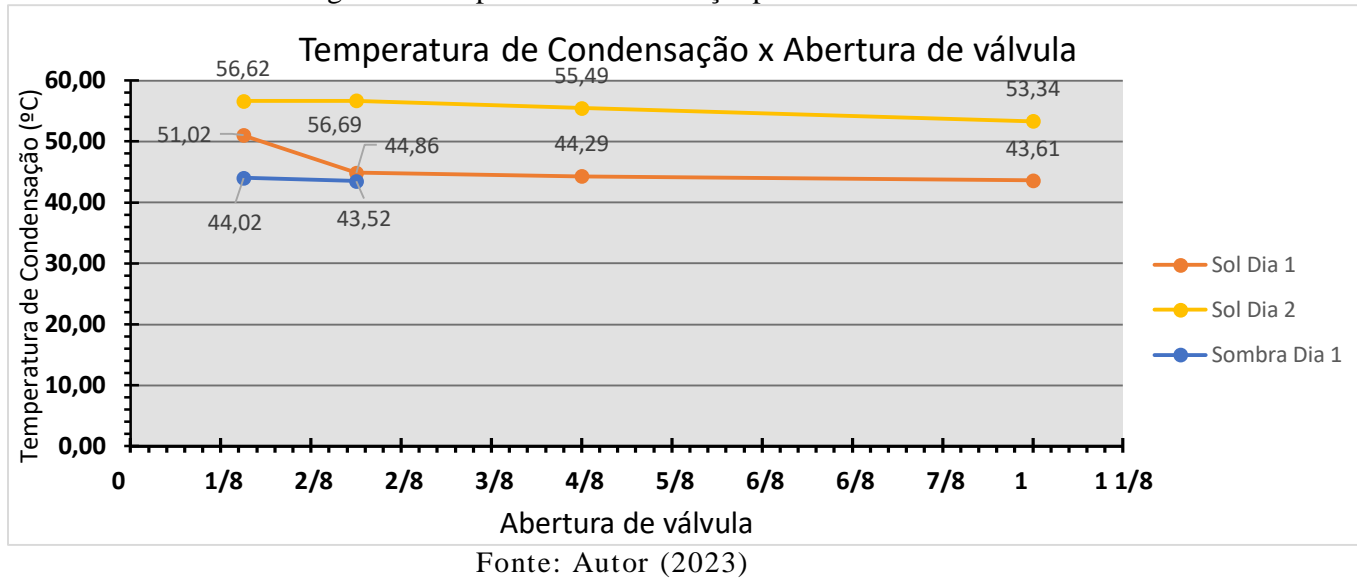
Conforme delineado no capítulo 2.10, a bomba de calor assistida por energia solar incorpora uma fração de sua energia por meio da troca de calor por convecção com o ar circundante. Entretanto, os testes conduzidos não revelaram uma variabilidade satisfatória para documentar o impacto desse parâmetro na bomba de calor objeto desta investigação. Assim sendo, há um interesse manifesto em conduzir experimentos adicionais em dias caracterizados por uma velocidade do vento mais significativa.

#### **4.1.4 Temperatura de condensação**

A temperatura de condensação desempenha um papel crucial na da bomba de calor. Essa variável afeta diretamente a eficiência do ciclo de refrigeração, influenciando fatores como a pressão no condensador e a temperatura final da água aquecida.

Na Figura 4.3, é possível analisar o perfil da temperatura de condensação da bomba de calor em cada um dos testes conduzidos. É evidente que a temperatura de condensação é mais elevada nos testes realizados sob a exposição solar, o que pode ser atribuído às condições de temperatura ambiente mais elevadas e à maior incidência de radiação solar sobre o sistema. A maior radiação nos testes designados como "Sol Dia 2" contribuiu para uma temperatura de condensação ainda mais elevada nesses experimentos. Também é possível observar que o número de voltas na abertura da válvula tem pouco ou quase nenhum efeito na temperatura de condensação. Os valores médios obtidos para cada um dos testes foram de aproximadamente 46,05 °C, 56,29 °C e 43,85 °C correspondentes aos experimentos denominados Sol Dia 1, Sol Dia 2 e Sombra Dia 1, respectivamente.

Figura 4.3 Temperatura de condensação para cada teste.



Como comentado anteriormente, para uma radiação solar mais elevada as temperaturas do sistema também foram mais elevadas. É importante destacar que a temperatura de condensação tem um valor ideal, esse valor possibilita uma troca de calor eficaz para o aquecimento da água, assegurando que, na saída do condensador, o fluido refrigerante esteja no estado de líquido comprimido. Para temperaturas de condensação muito elevadas o fluido refrigerante na saída do condensador pode não conseguir trocar calor suficientemente com a água, resultando em um estado de vapor superaquecido ou em mistura, prejudicando o desempenho do sistema.

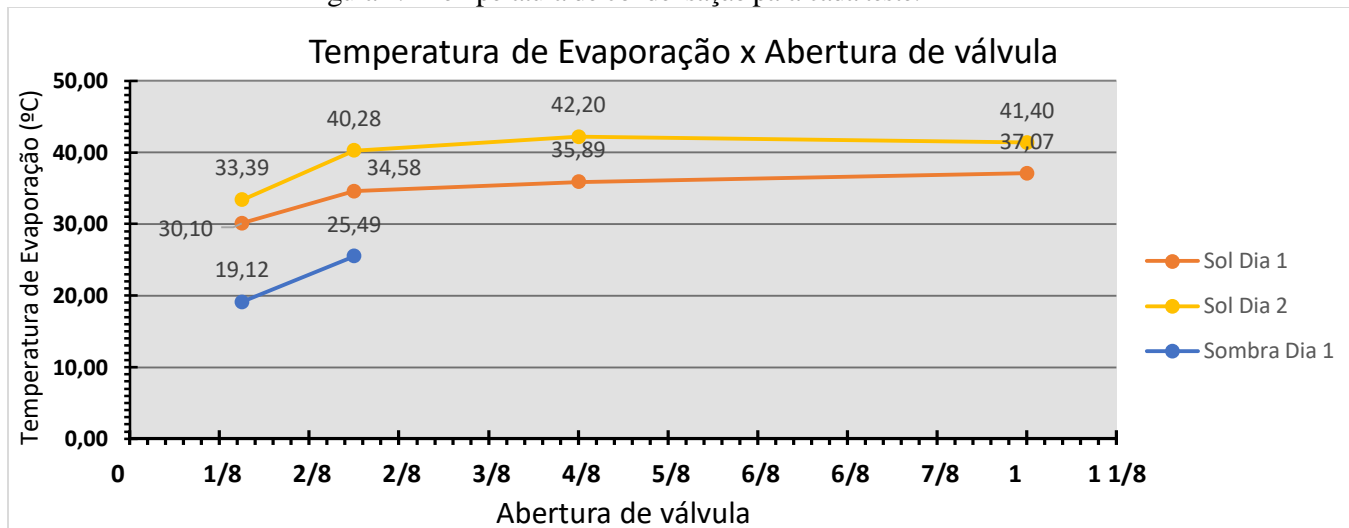
#### 4.1.5 Temperatura De Evaporação

A temperatura de evaporação exerce um papel crucial no desempenho da bomba de calor. Conforme previamente abordado, a eficiência do sistema está diretamente ligada a esse parâmetro. Em condições ideais, a temperatura de evaporação deve ser controlada para permitir uma absorção adequada de calor do ambiente. Temperaturas de evaporação muito baixas podem resultar em uma absorção insuficiente de calor, comprometendo a eficiência do processo. Por outro lado, temperaturas excessivamente altas podem levar a um aumento no consumo de energia, afetando negativamente o desempenho global da bomba de calor. Portanto, é crucial manter a temperatura de evaporação dentro de faixas adequadas para garantir um funcionamento eficiente e econômico do sistema.

A Figura 4.4 ilustra o comportamento da temperatura de evaporação da bomba de calor. Observa-se que, nos experimentos conduzidos sob maior incidência de radiação solar, houve

um aumento correspondente na temperatura de evaporação, conforme previsto. Foi constatado que para uma abertura de válvula de expansão de mais de 1/4, a temperatura de evaporação apresentou variações menos significativas, indicando a possibilidade de um superdimensionamento da válvula de expansão como causa desse comportamento. A temperatura de condensação para a abertura de válvula de expansão em 1/8 de volta teve valores médios de aproximadamente 30 °C, 33°C e 19 °C correspondentes aos experimentos denominados Sol Dia 1, Sol Dia 2 e Sombra Dia 1, respectivamente. Para maiores aberturas de válvula do dispositivo de expansão os valores médios foram 41°C, 35,8°C e 25,5°C para os experimentos Sol Dia 1, Sol Dia 2 e Sombra Dia 1, respectivamente.

Figura 4.4 Temperatura de condensação para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

Conforme mencionado anteriormente, é plausível antecipar um aumento no consumo de energia elétrica do compressor em situações de temperaturas de evaporação mais elevadas. Dessa forma, é esperado um consumo maior do compressor nos testes realizados em condições de "Sol Dia 2" e "Sol Dia 1", os quais apresentaram temperaturas de evaporação superiores em comparação ao experimento conduzido na sombra em "Sombra Dia 1".

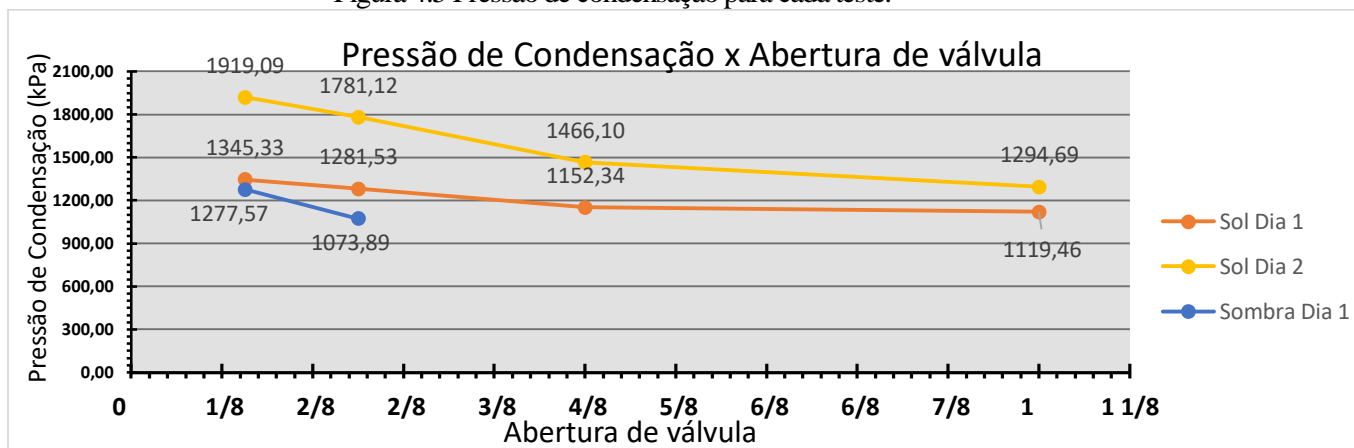
Outro parâmetro que influenciou na variação de temperatura evaporação foi a vazão de água no condensador. A vazão de água adequada é essencial para otimizar o resfriamento do sistema. Conforme observado nos testes, uma vazão mais elevada, como no caso "Sol dia 1", resultou em uma temperatura de evaporação inferior em comparação com o caso "Sol dia 2". Isso ocorreu devido ao aumento do resfriamento do fluido refrigerante no condensador, resultando em temperaturas mais baixas quando o fluido entra no evaporador.

#### 4.1.6 Pressão De Condensação

A pressão de condensação está diretamente relacionada a temperatura de condensação, quando a temperatura de condensação aumenta a pressão de condensação também aumenta. Assim como a temperatura de condensação, existe uma pressão de condensação ideal para o sistema, garantindo uma eficiente troca de calor com a água. Pressões excessivamente altas resultar em problemas, como um aumento na carga de trabalho do compressor e um aumento no consumo de energia.

A análise da Figura 4.5 permite examinar o comportamento da pressão de condensação em resposta à variação da abertura da válvula. Observa-se claramente que, para todos os casos considerados, a pressão de condensação diminui à medida que a abertura da válvula de expansão aumenta, decaindo de valores de 1919,09 kPa para 1294,69 kPa para o experimento Sol Dia 2, de 1345,33 kPa para 1119,46 kPa para experimento Sol Dia 1 e de 1277,57 kPa para 1073,89 kPa para o experimento Sombra Dia 1. Esse fenômeno ocorre porque, quando a válvula de expansão está mais aberta, permite um maior fluxo de refrigerante para o evaporador, resultando em uma redução na pressão de condensação.

Figura 4.5 Pressão de condensação para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

Em geral, uma válvula de expansão mais aberta leva a uma maior taxa de expansão do refrigerante no evaporador, o que pode resultar em uma diminuição da pressão do lado da condensação. Por outro lado, uma válvula de expansão mais fechada pode limitar o fluxo de refrigerante para o evaporador, aumentando assim a pressão de condensação. Assim como a temperatura de condensação, é esperado que para pressões mais elevadas, a temperatura final da água também seja mais alta. Em outras palavras, aberturas menores da válvula de expansão

estão associadas a maiores pressões e temperaturas de condensação, refletindo-se de maneira análoga na temperatura final da água.

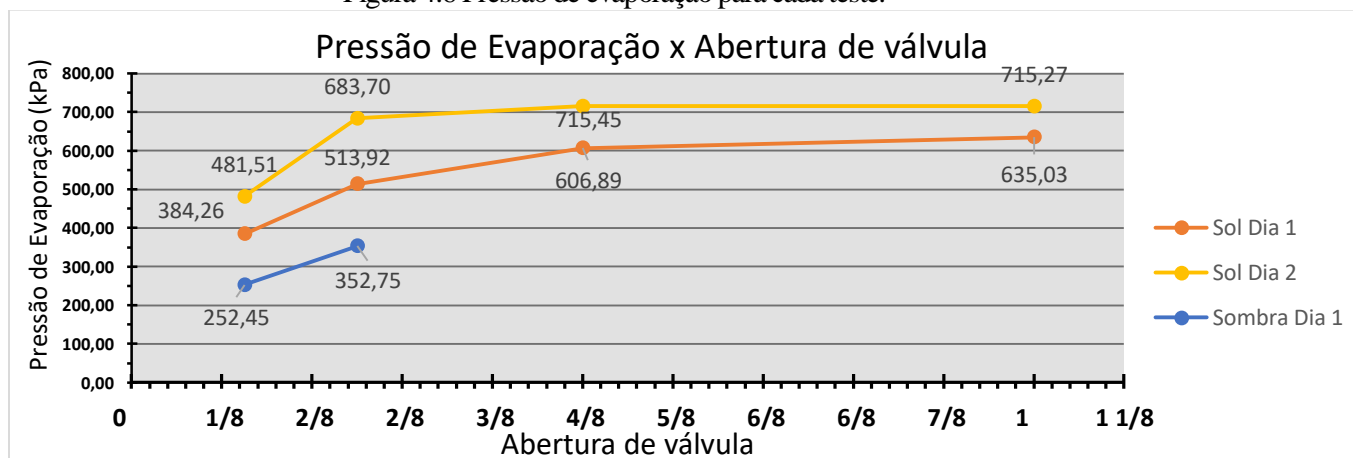
#### 4.1.7 Pressão De Evaporação

A eficiência da bomba de calor é diretamente influenciada pela pressão do evaporador, desempenhando um papel crucial no funcionamento do sistema. A pressão do evaporador está relacionada ao processo de evaporação do refrigerante, uma etapa fundamental na transferência de calor durante o ciclo da bomba de calor, onde ocorre efetivamente a troca de calor com o ambiente.

Uma pressão de evaporação não adequada pode comprometer a eficiência global do sistema de bomba de calor, o COP é influenciado pela pressão de evaporação, onde em pressões mais altas podem contribuir para um COP mais eficiente, desde que mantenham um equilíbrio adequado com outros parâmetros do sistema. Pressões excessivamente altas ou baixas podem resultar em um consumo de energia mais elevado para alcançar os objetivos desejados.

A Figura 4.6 ilustra a variação da pressão de evaporação em relação à abertura da válvula de expansão. Conforme discutido anteriormente, antecipa-se que uma temperatura mais elevada resulte em uma pressão mais alta, uma vez que a temperatura de evaporação aumenta à medida que a válvula de expansão é aberta, aumentando de 384,26 kPa para 635,03 kPa para o teste Sol Dia1, 481,51 kPa para 715,27 kPa para o experimento Sol Dia 2 e de 252,45 para 352,75 kPa para o teste Sombra Dia 1. Observa-se que as pressões seguem o mesmo padrão observado para a temperatura de evaporação e, de maneira análoga, são mais elevadas nos casos em que a radiação solar é mais intensa.

Figura 4.6 Pressão de evaporação para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

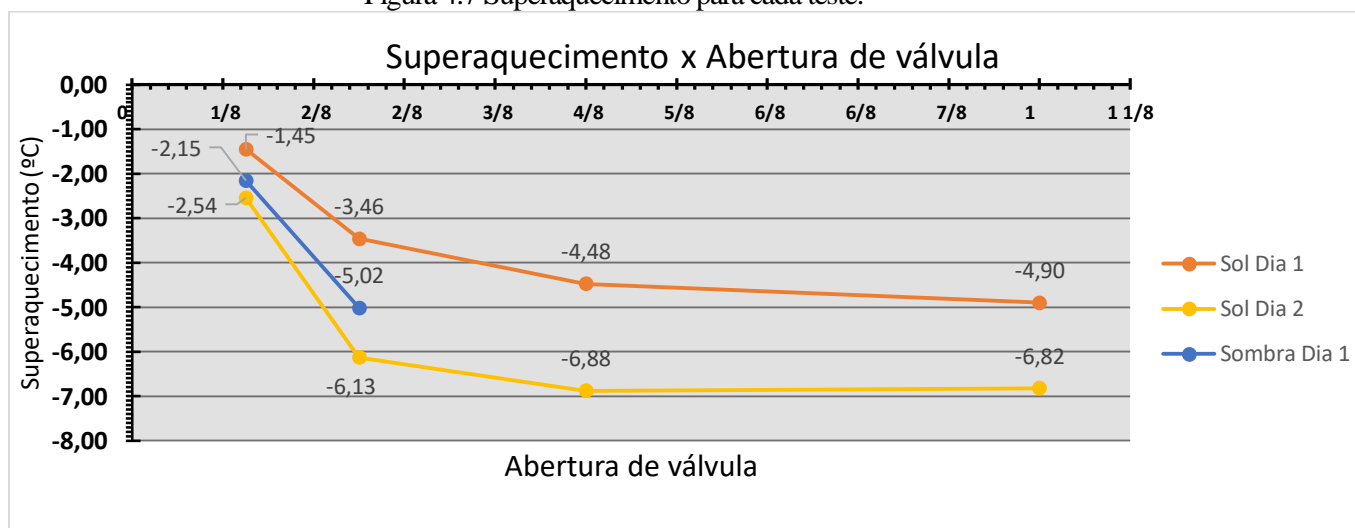
Analogamente ao observado na temperatura de evaporação, notou-se uma estabilidade na pressão de evaporação para aberturas superiores a 1/4 de volta da válvula de expansão. Essa constância sugere a possibilidade de superdimensionamento do dispositivo de expansão utilizado neste estudo para o sistema em que foi implementado.

#### 4.1.8 Superaquecimento

O superaquecimento do fluido refrigerante é uma medida para garantir uma boa efetividade e melhor funcionamento do compressor, o superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador e conseqüentemente na entrada do compressor garante que o fluido esteja no estado de vapor superaquecido e sem a presença de líquido, que pode ser danoso ao compressor. Porém um grau de superaquecimento muito alto afeta negativamente na eficiência da bomba de calor, pois o refrigerante superaquecido pode não absorver o calor com tanta eficiência quanto deveria no evaporador, o ideal seria que o fluido no evaporador se superaquecesse apenas no final, onde é a entrada do compressor.

Ao analisar a Figura 4.7, observa-se que, em todos os testes conduzidos, o valor do superaquecimento é negativo, chegando a valores como  $-6,82\text{ }^{\circ}\text{C}$  para o experimento Sol Dia 2 com abertura de válvula de expansão em 1 volta, indicando que o evaporador perde temperatura quando passa pelo evaporador solar. É digno de nota que o valor da diferença entre a temperatura de entrada e saída do evaporador diminui à medida que a abertura da válvula aumenta.

Figura 4.7 Superaquecimento para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

Esta perda de temperatura pode ser atribuída a uma possível perda de pressão no evaporador solar, devido a perdas de cargas geradas durante o fluxo do fluido refrigerante no evaporador. O fluido refrigerante ao passar pelo coletor solar evapora chegando no estado de vapor superaquecido devido ao ganho de calor pela irradiação solar e troca de calor com a chapa metálica, mas à perda de pressão causada resulta em uma temperatura de evaporação menor, culminando para uma temperatura de saída do evaporador menor que a temperatura de entrada.

Conforme antecipado, é observado que para aberturas menores da válvula a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador diminui. Isso ocorre porque a válvula regula a vazão do fluido refrigerante no sistema, resultando em mais líquido do que vapor saturado na mistura, aumentando assim a perda de carga e conseqüentemente tendo uma pressão menor na saída do evaporador e também uma menor temperatura. Para avaliar esta hipótese será necessário instalar uma nova tomada de pressão na entrada do evaporador.

Outro aspecto destacado foi a complexidade no controle do superaquecimento para este sistema, sendo desafiador atingir o superaquecimento de 7°C projetado por (PEDROSA, 2021). Apesar das tentativas de variação da exposição do evaporador à radiação solar, da variação da abertura da válvula de expansão e da vazão de água do condensador, não foi possível alcançar o valor de projeto mencionado. Como anteriormente mencionado, essa limitação pode ser atribuída à ineficiência na troca de calor entre o tubo de cobre e a chapa metálica do evaporador, além do possível superdimensionamento da válvula de expansão.

Ademais, como evidenciado, as temperaturas de saída do evaporador e entrada do compressor estão acima das recomendações do fabricante do compressor, que estabelece uma temperatura de evaporação de 10°C, conforme especificado na Tabela 3. Em todos os casos estudados, a temperatura de entrada no compressor superou os 10°C, o que pode resultar na ineficiência desse componente, comprometendo sua durabilidade e causando desgaste prematuro em suas peças. Durante os experimentos, foi observado que a carcaça do compressor estava significativamente aquecida. Mesmo ao variar todos os parâmetros que poderiam reduzir a temperatura do fluido refrigerante na entrada do compressor, como a vazão de água no condensador, a abertura da válvula de expansão e a exposição à radiação solar, não foi possível atingir o valor desejado de 10°C, permanecendo consideravelmente acima desse limiar.

#### **4.1.9 Consumo do compressor**

O consumo do compressor é um fator de extrema importância para a efetividade do sistema de bomba de calor, principalmente para o cálculo do Coeficiente de Performance (COP)

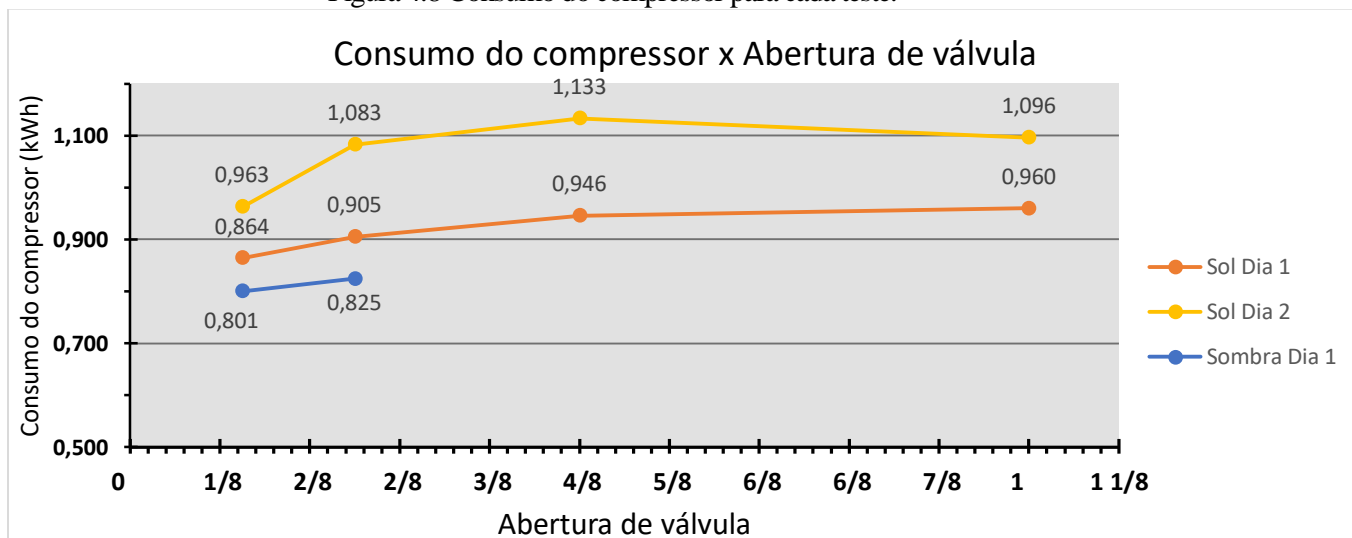


onde este termo significa a energia elétrica imputada no sistema. O compressor é responsável por pressurizar e circular o refrigerante no sistema, contribuindo diretamente para o processo de transferência de calor. O consumo excessivo do compressor pode indicar ineficiências no sistema, resultando em menor desempenho e efetividade global da bomba de calor.

O alto consumo do compressor pode resultar em diversos impactos negativos no sistema, um compressor que consome mais energia do que o necessário geralmente indica uma baixa eficiência energética. Isso significa que uma parte significativa da energia fornecida não está sendo convertida de maneira eficaz no processo de transferência de calor. O aumento do consumo do compressor muitas vezes está associado ao aumento da temperatura no sistema. Isso pode levar a um superaquecimento do compressor, afetando negativamente o desempenho global e a durabilidade dos componentes. Este fenômeno pode ocasionar também em custos operacionais mais altos, o que pode comprometer a viabilidade econômica da bomba de calor.

Ao examinar a Figura 4.8, é possível constatar que o consumo do compressor é substancialmente influenciado pela abertura da válvula de expansão, com uma menor influência por parte da vazão de água. Além disso, a radiação solar e seu efeito nas temperaturas de condensação e evaporação também exercem influência sobre o consumo do compressor. Uma abertura mais ampla da válvula de expansão impõe ao sistema um maior fluxo mássico de refrigerante, resultando em uma carga térmica maior no evaporador. Isso, por sua vez, exige que o compressor trabalhe mais para manter a temperatura e a pressão adequadas. O consumo médio do compressor para os experimentos Sol Dia 1, Sol Dia 2 e Sombra Dia 2 foram respectivamente 0,919 kWh, 1,069 kWh e 0,805 kWh.

Figura 4.8 Consumo do compressor para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

Como mencionado anteriormente, notou-se que o consumo de energia foi mais significativo em situações em que a temperatura de entrada no compressor foi mais elevada. Além disso, destaca-se que o consumo do compressor foi mais elevado devido à sua operação em temperaturas superiores às recomendadas pelo fabricante. Observa-se que, nos testes em que a radiação solar é mais intensa, e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação é mais elevada, o consumo do compressor também é mais pronunciado.

O consumo do compressor é igualmente afetado pela temperatura final da água e pela vazão de água no condensador. Para vazões menores, espera-se uma transferência de calor mais significativa e, conseqüentemente, uma temperatura final da água mais elevada, resultando em um maior consumo do compressor. Este comportamento é evidenciado na Figura 4.8, onde, no teste "Sol Dia 2", a vazão de água é menor, e o consumo do compressor é maior em comparação com o teste "Sol Dia 1". Essa correlação entre a temperatura final da água e consumo do compressor também foi observada por KONG et al., (2018), que relataram um aumento de 36,9% no consumo do compressor para temperaturas finais da água mais elevadas.

#### **4.1.10 Temperatura de saída da água**

A temperatura final da água representa um dos parâmetros cruciais deste estudo. O projeto conduzido por (PEDROSA, 2021) estabeleceu que a temperatura final da água deve alcançar, no mínimo, 48°C. Conseqüentemente, para a aplicação da água no contexto de banho, foi determinado que a temperatura desejada é de 48°C ou superior.

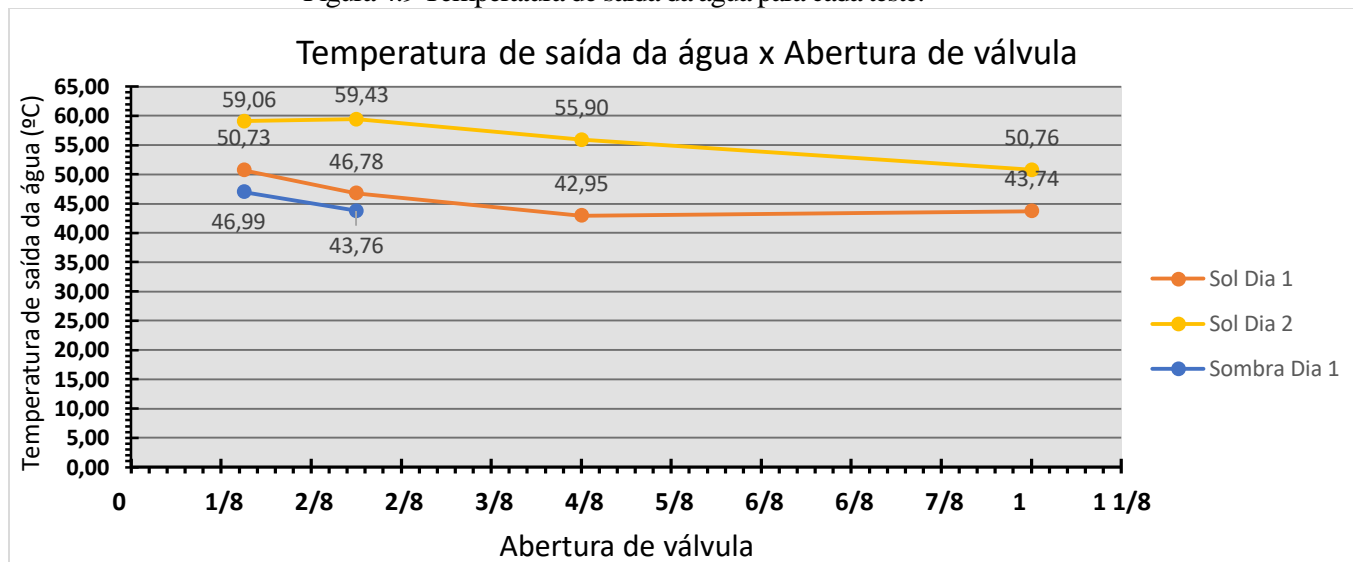
Ao examinar a Figura 4.9, é possível analisar o comportamento da temperatura de saída da água em relação à abertura do dispositivo de expansão. Destaca-se que nem todos os testes alcançaram a temperatura final desejada de 48°C. Adicionalmente, observa-se como a abertura da válvula influencia a temperatura final da água, sendo que para aberturas mais amplas, há uma tendência de redução na temperatura da água. A influência da vazão de água no condensador na temperatura final da água também é evidente, pois maiores vazões resultam em temperaturas da água mais baixas, devido ao tempo reduzido para a troca de calor com o fluido refrigerante. Este padrão pode ser identificado nas curvas para "Sol Dia 1" com vazão de água média de 1L/min e "Sol Dia 2" com vazão de água média de 0,7L/min. No teste realizado na sombra, os resultados para a temperatura final da água foram insatisfatórios, pois em todas as aberturas da válvula, a temperatura final ficou significativamente abaixo da meta de 48°C. Dado que a temperatura final da água permaneceu consideravelmente abaixo da expectativa, mesmo para uma abertura de 1/4 de volta da válvula de expansão, e como o comportamento previsto

era de temperaturas finais da água ainda menores ao abrir mais a válvula de expansão, não foram conduzidos testes adicionais para aberturas adicionais da válvula de expansão.

Os experimentos Sol Dia 1, Sol Dia 2 e Sombra Dia 1 obtiveram, respectivamente, os valores médios para temperatura final da água em seu melhor caso de 50,73°C, 59,06°C e 46,99°C.

No entanto o aumento da temperatura final da água pode afetar negativamente o Coeficiente de Performance do sistema. Portanto, é mais viável não ultrapassar muito o valor final estipulado para a água. Isto foi observado por KONG et al., (2018) que ao aumentar temperatura final da água de 50 °C para 60,3 °C, COP sofre uma redução de 20,8%.

Figura 4.9 Temperatura de saída da água para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

Conforme antecipado, a temperatura final da água foi mais elevada nas condições com maior radiação solar, menor vazão de água no condensador e menor abertura da válvula do dispositivo de expansão, conforme evidenciado pela curva "Sol Dia 2". Uma das causas desse fenômeno decorre da temperatura de condensação mais elevada, indicando que o fluido refrigerante está mais quente ao realizar a troca de calor com a água no evaporador. Em virtude da menor vazão de água, há um período mais prolongado para a troca de calor com o fluido presente no condensador, resultando no aumento da temperatura final da água.

#### 4.1.11 Coeficiente de Performance (COP)

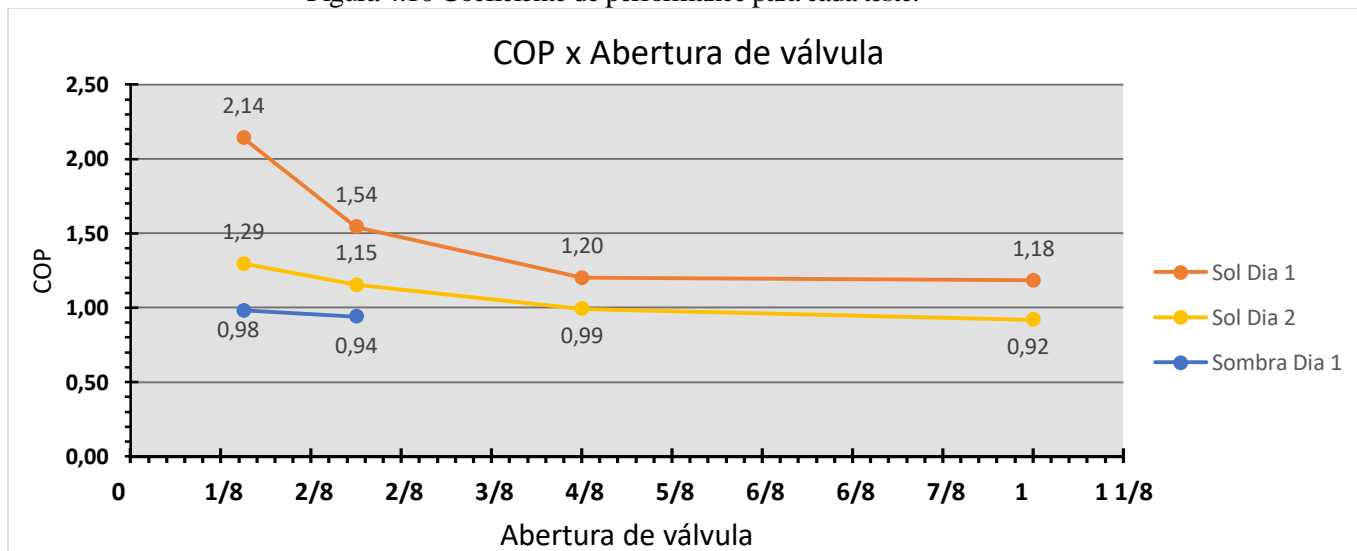
O Coeficiente de performance é o indicador de eficiência da bomba de calor, que expressa a relação de quanto calor foi absorvida pela água e a quantidade de energia elétrica consumida para realizar essa operação, conforme é demonstrada na Equação 3.4. Os principais

parâmetros que interferem mais substancialmente na variação do COP são a vazão de água no condensador, temperatura final e inicial da água e o consumo do compressor.

Ao analisar a Figura 4.10, é possível perceber a influência da abertura do dispositivo de expansão e da vazão de água sobre o Coeficiente de Performance (COP). É observável que, para todos os experimentos, uma maior abertura de válvula implicou em uma queda no COP. Isso se deve ao fato, como foi observado anteriormente, o consumo do compressor aumenta para maiores aberturas e a temperatura final da água é menor. Também é interessante observar como a vazão de água influencia no comportamento do COP, podemos observar que, para menores vazões, o valor final do COP é afetado negativamente.

Foi constatado que, mesmo em uma situação de maior exposição à radiação solar e conseqüentemente uma temperatura final da água mais elevada, porém com uma menor vazão de água, como no experimento "Sol Dia 2", o Coeficiente de Performance (COP) não alcançou valores superiores aos do experimento "Sol Dia 1", que foi submetido a uma menor radiação solar, apresentando uma temperatura final da água inferior, mas com uma maior vazão de água. Este fenômeno pode ser atribuído ao impacto significativo da vazão de água no condensador sobre o coeficiente de performance, conforme discutido na seção 4.1.10, onde se destacou que temperaturas mais elevadas da água afetam negativamente o desempenho do sistema.

Figura 4.10 Coeficiente de performance para cada teste.



Fonte: Autor (2023)

É relevante ressaltar que, conforme evidenciado na seção 4.1.9, o aumento da abertura da válvula no dispositivo de expansão resultava em um aumento no consumo do compressor. Dado que o Coeficiente de Performance (COP) é negativamente impactado pelo consumo de

energia elétrica do compressor, foi observada uma diminuição no desempenho do sistema para aberturas de válvula de expansão mais amplas. Este comportamento era antecipado, uma vez que o COP avalia a quantidade de energia incorporada ao sistema em comparação com a quantidade de energia elétrica consumida pelo compressor.

Manter a temperatura final da água representa um parâmetro crucial para aprimorar a eficiência do sistema de bomba de calor. Ao analisar a Figura 4.9 e compará-la com os valores observados na Figura 4.10, verifica-se que a temperatura final da água no experimento "Sol Dia 2" foi superior. No entanto, o Coeficiente de Performance (COP) deste mesmo experimento é inferior ao do experimento "Sol Dia 1". Essa discrepância é atribuída ao fato de que a temperatura final da água mais elevada do que o desejado indica uma troca de calor mais intensa do que o necessário, resultando em uma perda de eficiência no sistema. Portanto, para otimizar o desempenho, é recomendável manter a temperatura final da água próxima à desejada.

A configuração que apresentou o maior Coeficiente de Performance (COP) entre as analisadas neste estudo foi aquela com uma abertura de válvula de expansão de 1/8, uma vazão média de 1,16 L/min, radiação solar média de 820,15 W/m<sup>2</sup>, consumo do compressor de 0,864 kW e temperatura final da água de 50,73 °C. Para esta disposição, o COP calculado foi de 2,14, um valor inferior quando comparado a outros estudos semelhantes, como o COP de 3,6–5,7 no trabalho conduzido por Kong et al. (2018) e o COP de 5,21 no estudo de Li et al. (2007). A discrepância no COP do sistema de bomba de calor analisado pode ser atribuída à baixa eficácia na troca de calor entre o fluido refrigerante e o evaporador solar.

## **4.2 Análise econômica**

Neste capítulo, procede à análise econômica detalhada com o intuito de avaliar a viabilidade da implementação de uma bomba de calor para o aquecimento de água em residências. Serão abordados os custos energéticos, além da comparação do consumo médio de um chuveiro elétrico convencional com o da bomba de calor. Uma das configurações previamente apresentadas nos tópicos anteriores será selecionada como referência para a análise de viabilidade econômica.

### **4.2.1 Precificação**

Atualizando os dados apresentados no estudo de com os valores atuais dos componentes e as adaptações necessárias não previstas no projeto original da bomba de calor, obtemos a Tabela 12, que apresenta o custo total para a produção do protótipo. Ressalta-se que os instrumentos utilizados para a aquisição de dados não foram incluídos nos custos, uma vez que,

para o funcionamento da bomba de calor, tais instrumentos não são essenciais e teriam um impacto significativo no custo final do protótipo.

Tabela 12 – Custo total para a produção de um protótipo DX-SAHP

<b>Componente</b>	<b>Observações</b>	<b>Custo</b>
<b>Estrutura da Bancada</b>		R\$ 400,00
<b>Evaporador</b>	-	R\$ 300,00
<b>Condensador</b>		R\$ 200,00
<b>Compressor</b>	Embraco FFI12HBX	R\$ 691,00
<b>Válvula de expansão</b>	Tipo Agulha	R\$ 399,00
<b>Conexões</b>		R\$ 150,00
<b>Fita de cobre</b>		R\$ 150,00
<b>Total</b>		R\$ 2290,00

Fonte: Adaptado de Pedrosa (2021)

O custo da energia elétrica no estado de Minas Gerais está prontamente disponível no site da concessionária responsável pela distribuição de energia elétrica na região de Lavras-MG, a CEMIG. A Figura 4.11 apresenta a tarifa do quilowatt-hora (kWh).

Figura 4-11 Preço do kWh no estado de Minas Gerais.

<b>B1-Residencial</b>	<b>Bandeira</b>	<b>Bandeira</b>	<b>Bandeira</b>	<b>Bandeira</b>
<b>Normal</b>	<b>Verde</b>	<b>Amarela</b>	<b>Vermelha1</b>	<b>Vermelha2</b>
	<b>Consumo</b>	<b>Consumo</b>	<b>Consumo</b>	<b>Consumo</b>
	<b>R\$/kWh</b>	<b>R\$/kWh</b>	<b>R\$/kWh</b>	<b>R\$/kWh</b>
<b>Residencial</b>	0,74906	0,778950	0,84060	0,847010
<b>Normal</b>				

Fonte: Adaptado de CEMIG

O custo atual de aquisição de um chuveiro elétrico convencional é aproximadamente R\$106,90, apresentando uma potência de 7500W. A determinação do custo mensal desse dispositivo requer inicialmente a identificação do seu consumo elétrico mensal, o qual deve ser multiplicado pelo preço unitário do quilowatt-hora (kWh). No contexto deste estudo, optou-se por considerar a tarifa associada à bandeira verde.

Adotando uma família composta por 3 pessoas, em que cada membro realiza um banho diário com uma duração de 15 minutos e que eles usem o chuveiro na potência máxima, o consumo mensal do chuveiro elétrico pode ser calculado utilizando a Equação 4.1.

$$\text{Consumo mensal}_{\text{chuveiro}} = 3 * 0,75 \text{ kW} * \left(\frac{15 \text{ min}}{60 \text{ min}}\right) 30 \text{ dias} \quad (4.1)$$

$$\text{Consumo mensal}_{\text{chuveiro}} = 168,75 \text{ kWh/mês} \quad (4.1)$$

O consumo mensal de um chuveiro elétrico para uma família composta por três pessoas é aproximadamente 168,75 kWh/mês. Para calcular o custo mensal do chuveiro elétrico para uma residência com três pessoas, é necessário multiplicar esse valor pelo preço do kWh, conforme exemplificado pela Equação 4.2.

$$\text{Custo mensal}_{\text{chuveiro}} = \text{Consumo mensal}_{\text{chuveiro}} * \text{Preço}_{\text{kWh}} \quad (4.2)$$

$$\text{Custo mensal}_{\text{chuveiro}} = 168,75 \text{ kWh} * 0,74906 \text{ R\$/kWh} \quad (4.2)$$

$$\text{Custo mensal}_{\text{chuveiro}} = \text{R\$}126,40 \quad (4.2)$$

Conforme evidenciado, o custo mensal de um chuveiro convencional para uma família de três pessoas é aproximadamente R\$126,40 por mês.

Para calcular o Valor Presente Líquido (VPL), é essencial conhecer a taxa de juros ou rendimento que o investidor aplicaria em alternativa à aquisição de uma bomba de calor. A taxa Selic desempenha o papel de reguladora das taxas de juros e da inflação no país, justificando, portanto, seu uso como parâmetro para os cálculos desta análise de viabilidade econômica. Na data de 21/11/2023, a taxa Selic estava fixada em 12,25% ao ano ou seja 0,97% ao mês, sendo esse o valor empregado como referência neste estudo.

#### 4.2.2 Escolha de configuração de funcionamento da bomba de calor

Para prosseguir com a análise econômica, é preciso selecionar, dentre os experimentos realizados, aquele que servirá como base nos cálculos. A escolha deve recair sobre um experimento em que a temperatura final da água seja igual ou superior à temperatura desejada de 48°C, e que, dentro dessa primeira restrição, apresente o maior Coeficiente de Performance (COP). Vale ressaltar que um COP mais elevado denota um desempenho superior do sistema, sendo essa a configuração mais desejável a priori.

Ao examinar os gráficos e as discussões apresentadas na seção 4.1, destaca-se um ponto singular entre os demais. A configuração caracterizada realizada com alta radiação solar, denominada “Sol Dia 1” abertura da válvula de expansão de 1/8 de volta e vazão média de 1,16 L/min revelou um Coeficiente de Performance (COP) médio de 2,14 e uma temperatura final da água de 50,73 °C, emergindo assim como a configuração mais eficiente dentre as testadas neste estudo.

Considerando que a média de água utilizada em um banho de 15 minutos é de 45 litros (Sabesp, 2023) e supondo uma residência habitada por três pessoas que tomam um banho por dia, o consumo diário de água destinado ao banho é de 135 litros. Com a vazão de 1,16 L/min escolhida na configuração anteriormente descrita, seria necessário um tempo de operação da bomba de calor de 116,38 minutos diários para atender a essa demanda de água quente.

Para se otimizar o funcionamento e efetividade da bomba de calor é interessante em que este tempo de funcionamento ocorra durante o período de maior exposição solar, que se dá por volta de meio dia. Também é interessante que haja um local apropriado para armazenagem da água aquecida, parte que não foi feita neste trabalho. O consumo médio do compressor para esta configuração escolhida foi de 0,864 kW. O tempo de uso mensal da bomba de calor é calculado pela Equação 4.1 e para calcular o consumo mensal da bomba de calor basta multiplicar o consumo médio do compressor pelo tempo em que ele deverá ficar ligado, conforme demonstrado na Equação 4.2:

$$\textit{Tempo de uso mensal da bomba de calor} = \frac{116,38 \textit{ minutos} * 30 \textit{ dias}}{60 \textit{ minutos}}$$

$$\textit{Tempo de uso mensal da bomba de calor} = 58,19 \textit{ horas/mês} \quad (4.1)$$

$$\textit{Consumo mensal da bomba de calor} = 0,864 \textit{ kW} * 58,19 \textit{ horas/mês}$$

$$\textit{Consumo mensal da bomba de calor} = 50,27 \textit{ kWh/mês} \quad (4.2)$$

É relevante também determinar a quantidade de energia elétrica requerida para aquecer 1 litro de água por meio da bomba de calor. Considerando a vazão de 1,16 L/min e o consumo de água de 45 litros em 15 minutos, é possível calcular a quantidade de kWh necessária para o aquecimento de 1 litro de água, conforme ilustrado na Equação 4.4. Para realizar esse cálculo, é essencial determinar quantos litros de água são consumidos durante 1 hora de banho, conforme indicado na Equação 4.3.

$$\textit{Consumo água em 1 hora de banho} = \frac{\textit{Consumo de água}}{\textit{Tempo de banho em horas}} \quad (4.3)$$



$$\text{Consumo água em 1 hora de banho} = \frac{45 L}{15 \text{ min}/60 \text{ min}} \quad (4.3)$$

$$\text{Consumo água em 1 hora de banho} = 180 L$$

$$\text{Consumo B.C por litro de água quente} = \frac{\text{Consumo compressor em horas}}{\text{Consumo água em 1 hora de banho}} \quad (4.4)$$

$$\text{Consumo B.C por litro de água quente} = \frac{0,864 \text{ kW} * 1 \text{ h}}{180 L} \quad (4.4)$$

$$\text{Consumo B.C por litro de água quente} = 0,0048 \text{ kWh/L} \quad (4.4)$$

Isto indica que a bomba de calor consome em média 0,0048 kWh/L de água aquecida a 50,73°C para o regime escolhido como base. Comparando este resultado com outros trabalhos realizados com equipamentos similares, a bomba de calor do trabalho realizado por (HUANG; LEE, 2004) apresentou um consumo de energia elétrica entre 0,01 a 0,03 kWh/L para aquecer a água a 57°C. O consumo médio mensal de energia por litro de água quente para o trabalho de (XU; ZHANG; DENG, 2006) foi de 0,007–0,015 kWh. Ao comparar estes dados com os obtidos neste trabalho é possível observar que o consumo médio de energia elétrica para aquecer 1 litro de água está dentro do comum e esperado para a bomba de calor.

### 4.2.3 Análise de viabilidade econômica

Para realizar os cálculos do Valor Presente Líquido (VPL), *Payback* time e Taxa Interna de Retorno (TIR), é imperativo determinar a diferença nos investimentos entre a bomba de calor e um chuveiro elétrico. Além disso, foi gerado um fluxo de caixa no software Microsoft Excel. Essa avaliação é realizada mediante a subtração do custo da bomba de calor pelo custo do chuveiro elétrico, conforme ilustrado pela Equação 4.5.

$$\text{Diferença}_{\text{de investimentos}} = \text{Investimento}_{\text{Bomba de Calor}} - \text{Investimento}_{\text{Chuveiro}} \quad (4.5)$$

$$\text{Diferença}_{\text{de investimentos}} = \text{R\$}2290,00 - \text{R\$}106,90$$

$$\text{Diferença}_{\text{de investimentos}} = \text{R\$}2183,10 \quad (4.5)$$

Para realizar os cálculos mencionados anteriormente, é igualmente crucial determinar o custo mensal de cada sistema, obtido multiplicando o consumo mensal de cada sistema pelo preço do quilowatt-hora (kWh). Essa avaliação é apresentada pelas Equações 4.4 e foi apresentada anteriormente pela Equação 4.6.

$$\text{Custo da } BC_{/m\text{ês}} = \text{Consumo da bomba de calor} * \text{Preço kWh} \quad (4.6)$$

$$\text{Custo da } BC_{/m\text{ês}} = 50,27 \text{ kWh}/m\text{ês} * 0,74906 \text{ R\$/mês}$$

$$\text{Custo da } BC_{/m\text{ês}} = \text{R\$}37,66 \quad (4.6)$$

A economia mensal pode ser determinada pela diferença entre o custo mensal de um chuveiro elétrico e o custo mensal de uma bomba de calor, resultando em uma economia de R\$88,75 por mês.

#### 4.2.4 Período de recuperação de investimento (*Payback time*)

O cálculo do período de recuperação do investimento (*payback time*) foi realizado conforme a Equação 3.2, conforme apresentado no capítulo 3. Como previamente destacado, o custo de manutenção de sistemas de bomba de calor é bem baixo durante os anos de funcionamento e conforme o trabalho realizado por (HUANG; LEE, 2004) um teste de confiabilidade de longo prazo de uma bomba de calor que funcionou por mais de 20000 horas durante 5 anos, sendo 13000 horas ininterruptas. Durante o período dos testes a bomba de calor não apresentou nenhuma falha mecânica. Portanto, o custo de manutenção para a bomba de calor não foi considerado.

$$t = \frac{\text{Diferença de investimentos}}{\left( (\text{Custo da Chuveiro}_{/m\text{ês}} - \text{Custo da } BC_{/m\text{ês}}) - \text{custo} \right)} \quad (3.2)$$

$$t = \frac{\text{R\$ } 2183,10}{\left( (168,75_{\text{R\$/mês}} - 37,66_{\text{R\$/mês}}) - 0,00_{\text{R\$/mês}} \right)}$$

$$t = 24,60 \text{ meses}$$

Ao analisar o resultado do período de recuperação do investimento (*payback time*), é possível perceber que este tempo é um tempo razoável para o projeto, se pagando por volta de 2 anos após o investimento. Isto se deve ao fato de que os custos e consumos dos dois dispositivos são bastante diferentes, sendo o do chuveiro elétrico cerca de 3 vezes maior que da bomba de calor objeto deste estudo.

Do ponto de vista do investidor, o período de retorno é favorável, indicando que o retorno do investimento não é significativamente prolongado. Ao calcular o custo do investimento dividido pelo período de retorno, não se observa uma quantia substancial a ser aportada.

#### 4.2.5 Taxa Interna de Retorno (TIR)

Outra ferramenta empregada para a avaliação econômica de um projeto é a Taxa Interna de Retorno (TIR), conforme discutido no capítulo 3. O fluxo de caixa gerado foi de 25 meses, mesma quantidade de meses calculada para o *Payback time*, sendo o mês 0 o valor negativo da diferença de investimentos. A Equação 3.4 ilustra o cálculo realizado com base nos parâmetros deste projeto.

$$\sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} - \text{Diferença de investimento} = 0(3.4)$$

$$\sum_{t=0}^{25} \frac{88,75}{(1 + TIR)^{25}} - 2183,10 = 0(3.4)$$

$$TIR = 0,12\%(3.4)$$

Ao realizar a análise da Taxa Interna de Retorno (TIR), observa-se que a mesma apresenta um valor de 0,12% ao mês. Este indicador sugere que, para o período de 25 meses estipulado para o *Payback*, o investimento não se mostra economicamente viável, uma vez que a TIR é inferior à taxa Selic de 0,97% ao mês. Isso implica que o retorno do investimento não compensa o custo do capital investido durante esse período.

Entretanto, ao estender o horizonte de tempo para 29 meses, verifica-se que o valor da TIR supera o da taxa Selic, conforme demonstrado pela Equação 3.4.

$$\sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} - \text{Diferença de investimento} = 0(3.4)$$

$$\sum_{t=0}^{29} \frac{88,75}{(1 + TIR)^{29}} - 2183,10 = 0(3.4)$$

$$TIR = 1,13\%(3.4)$$

Ao examinar a Taxa Interna de Retorno (TIR) para um período de 29 meses, identificamos um valor de 1,13% ao mês. Essa métrica sugere ao investidor que, a partir dessa data, o projeto torna-se economicamente mais atrativo do que investir a diferença entre os dois sistemas de aquecimento de água em uma alternativa com rendimento baseado na taxa Selic. Isso implica que, a partir desse momento, a adoção de uma bomba de calor para aquecimento de água torna-se mais vantajosa do que a utilização de um chuveiro elétrico. Isso se deve ao fato de que o protótipo já se amortizou, gerando, a partir dessa data, lucros devido às economias proporcionadas pela bomba de calor.

Neste contexto, a interpretação aponta para uma possível modificação na viabilidade econômica do projeto ao longo de um período mais extenso, destacando a importância da análise em distintos cenários temporais para uma avaliação mais abrangente e informada.

#### 4.2.6 Valor Presente Líquido (VPL)

Mediante a aplicação da Equação 3.3, conforme apresentada no Capítulo 3, procedeu-se ao cálculo do Valor Presente Líquido (VPL) com a finalidade de examinar a viabilidade econômica do projeto implementado. O intervalo de tempo empregado para os cálculos coincidiu com o identificado pelo *Payback* time para esta primeira análise.

$$V_{PL} = -Investimento\ inicial + \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+r)^n} \quad (3.3)$$

$$V_{PL} = -2183,10 + \sum_{t=25}^n \frac{88,75}{(1+0,0097)^{25}} \quad (3.3)$$

$$V_{PL} = -221,31 \quad (3.3)$$

A análise do valor obtido pelo cálculo do VPL conduz à conclusão de que, segundo este método, o projeto de bomba de calor para aquecimento de água não é economicamente viável. Conforme discutido anteriormente, um VPL negativo sugere que, para os parâmetros utilizados nos cálculos, a viabilidade não é alcançada. Tal constatação é decorrente da economia entre os dois sistemas ser pequena, do longo período de retorno do investimento e da elevada taxa empregada, visto que o atual cenário econômico do Brasil encontra em processo de recuperação econômica devido aos impactos da pandemia do Covid-19.

No entanto, similar ao feito com o TIR ao se analisar o VPL em um período de 29 meses o valor presente deixa de ser negativo, conforme demonstrado na Equação 3.3:

$$V_{PL} = -Investimento\ inicial + \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+r)^n} \quad (3.3)$$

$$V_{PL} = -2183,10 + \sum_{t=29}^n \frac{88,75}{(1+0,0097)^{29}} \quad (3.3)$$

$$V_{PL} = 50,93 \quad (3.3)$$

Neste contexto, verifica-se que o Valor Presente Líquido (VPL) torna-se positivo, indicando que, para um período de 29 meses, o investimento adquire viabilidade econômica.

Essa tendência sugere que, à medida que o período de investimento é ampliado, o projeto se torna economicamente mais favorável. Como já evidenciado anteriormente, os exemplares de bomba de calor podem operar por mais de 10 anos, demonstrando a durabilidade significativa desse equipamento e um período sólido de retorno sobre o investimento.

## 5. Conclusão

Neste estudo, desenvolveu-se um protótipo de bomba de calor com assistência solar, projetado para aquecer água destinada ao banho, a construção do protótipo assim como a fabricação ou escolha de seus equipamentos e instrumentação foram detalhadas neste trabalho. A coleta de dados experimentais foi conduzida em diversos regimes de operação dessa bomba de calor, com o intuito de realizar uma análise detalhada, culminando na avaliação da viabilidade econômica do projeto.

Os diversos regimes operacionais aplicados à bomba de calor desempenharam um papel fundamental na avaliação do comportamento da mencionada bomba de calor e de seus componentes. Dentre os testes realizados, identificaram-se pontos ótimos de desempenho do sistema, destacando-se uma elevada eficiência, representada por um Coeficiente de Performance (COP) de 2,14. Essa eficiência foi alcançada em condições específicas, com uma abertura de válvula de expansão de 1/8 de volta, vazão de água no condensador de 1,16 L/min e radiação solar média de 820 W/m<sup>2</sup>, resultando em uma temperatura média final da água de 50,73°C. O consumo médio de energia elétrica por litro de água aquecida a 50,73°C foi de 0,0048 kWh/L.

No texto, foram discutidos os comportamentos das variáveis, tais como o consumo do compressor, as pressões de condensação e evaporação, as temperaturas de condensação e evaporação, o superaquecimento, COP e a temperatura final da água, bem como suas respectivas causas. Adicionalmente, são tecidas considerações sobre os componentes integrantes da bomba de calor em estudo, destacando-se questões como o potencial superdimensionamento da válvula de expansão e a possível inefetividade do evaporador, decorrente de considerações relacionadas ao seu processo de fabricação.

A instrumentação empregada para a coleta de dados revelou-se satisfatória, com sensores devidamente calibrados, apresentando tempo de resposta e precisão adequados para os experimentos realizados. Observou-se que o Coeficiente de Performance (COP) do sistema é diretamente influenciado pela radiação solar incidente no evaporador. Configurações com baixa radiação solar, em média 100 W/m<sup>2</sup>, exibiram significativa redução no COP em comparação com aquelas sujeitas a uma incidência solar mais intensa, média de 850 W/m<sup>2</sup>. Outro fator relevante para a eficiência da bomba de calor foi o fluxo de água no condensador, evidenciando que, em condições de menor fluxo, o COP é inferior, enquanto em maiores vazões de água, o COP aumenta.

Tanto a radiação solar quanto o fluxo de água exercem considerável impacto na temperatura final da água destinada ao banho. Em situações de maior radiação solar, a temperatura da água é positivamente afetada, apresentando valores superiores em comparação a cenários com menor incidência solar. Inversamente, no condensador, configurações com menor vazão de água resultam em temperaturas finais mais elevadas quando contrastadas com aquelas em que a vazão é mais elevada.

A avaliação da viabilidade econômica neste estudo baseou-se em três métodos distintos: período de recuperação (*Payback time*), Taxa Interna de Retorno (TIR) e Valor Presente Líquido (VPL). Os custos associados à construção da bomba de calor, bem como seus consumos mensais e custos mensais, foram minuciosamente calculados. O investimento na bomba de calor construída totalizou R\$2290,00, com um consumo mensal de energia elétrica de 50,27 kWh/mês e um custo mensal de R\$37,56.

Os resultados da avaliação de viabilidade econômica demonstraram-se favoráveis, com um período de recuperação (*Payback*) de aproximadamente 25 meses. O Valor Presente Líquido (VPL) indicou retorno econômico a partir do 29º mês de investimento, e a Taxa Interna de Retorno (TIR) superou o valor da taxa Selic também no 29º mês. Isso evidencia para o investidor que o projeto se amortiza no 25º mês após a substituição do chuveiro elétrico por uma bomba de calor, e a partir do 29º mês, a bomba de calor inicia a geração de lucro para o investidor, decorrente da economia mensal de R\$88,75 proporcionada pela bomba de calor.

## 5.1 Trabalhos futuros

O protótipo construído apresentou bons resultados, porém existem melhorias e outras pesquisas que podem usar este protótipo como objeto de estudo

- Estudo do coeficiente de performance em diferentes estações do ano;
- Desenvolvimento de um sistema de controle para a abertura da válvula de expansão do protótipo;
- Desenvolvimento de um sistema de controle para a abertura da válvula de alimentação do condensador do protótipo;
- Estudo do efeito da variação da inclinação do evaporador solar, visando otimizar a incidência solar na placa;
- Projeto de melhoria no evaporador solar;
- Projeto de tanque de armazenamento de água quente.

## REFERÊNCIAS

ABRAHÃO, K. C. DE F. J.; SOUZA, R. G. V. DE. **Estimativa da evolução do uso final de energia elétrica no setor residencial do Brasil por região geográfica**. *Ambiente Construído*, v. 21, p. 383–408, 2021.

ALVAREZ, C. E. C. **PROJETO DE UM CONTROLADOR PARA O AJUSTE DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA DE UMA BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub> COM EVAPORADOR SOLAR**. Belo Horizonte - MG. Universidade Federal de Minas Gerais, 2015.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. [s.l: s.n.].

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

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

CLIMATE, D. **Clima Lavras**. 2019. Disponível em: <https://pt.climate-data.org/america-do-sul/brasil/minas-gerais/lavras-24957/>.

COMBARIZA BASTOS, H. M.; GONZÁLEZ TORRES, P. J. **Modelamiento, simulación y diseño de una bomba de calor con asistencia solar y refrigerante 134A para ACS**. 2017.

DE FARIA, R. N. **Projeto e construção de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão**. 2013.

EPE. **Balço energético nacional 2022**: EPE, Rio de Janeiro, Brasil 2021. 2021.

EPE. **Plano decenal de expansão de energia**: EPE, Rio de Janeiro, Brasil 2022. 2022.

GHISI, E.; GOSCH, S.; LAMBERTS, R. **Electricity end-uses in the residential sector of Brazil**. *Energy Policy*, v. 35, n. 8, p. 4107–4120, 2007.

GUO, J. J.; WU, J. Y.; WANG, R. Z. **A new approach to energy consumption prediction of domestic heat pump water heater based on grey system theory**. *Energy and Buildings*, v. 43, n. 6, p. 1273–1279, 2011.

HUANG, B. J.; LEE, C. P. **Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater**. *Renewable Energy*, v. 29, n. 4, p. 633–639, 2004.

KONG, X. et al. **Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions**. *Solar Energy*, v. 170, p. 352–357, 2018a.

KONG, X. et al. **Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer**. *International Journal of Refrigeration*, v. 91, p. 12–19, 2018b.



KUANG, Y. H.; WANG, R. Z. **Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system**. Solar Energy, v. 80, n. 7, p. 795–803, 2006.

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

PEDROSA, L. H. C. **Modelagem matemática para o projeto de uma bomba de calor com assistência solar para o aquecimento de água**. Lavras - MG. Universidade Federal de Lavras, 15 jan. 2021.

SHAPIRO, H. N. et al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 9. ed. 2018, EUA. TESSMER, H. **Uma síntese histórica da evolução do consumo de energia pelo homem**. Revista Liberato, v. 3, n. 3, 2002.

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

**DICAS e testes**. 2015, Disponível em: <https://www.sabesp.com.br/site/interna/Default.aspx?secaoId=184#:~:text=Banho%20de%20ducha%20por%2015,de%20%C3%A1gua%20com%20250%20ml>. Acesso em: 19 nov. 2023.

**TARIFAS e Serviços**. 2023, Disponível em: <https://www.cemig.com.br/atendimento/valores-de-tarifas-e-servicos/>. Acesso em: 19 nov. 2023