

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO SUL
Campus Ibirubá**

Iágor Tatsch Moreira

**INSTALAÇÃO E ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR EM UM
CONCENTRADOR SOLAR LINEAR FRESNEL**

**Ibirubá
2025**

Iágor Tatsch Moreira

**INSTALAÇÃO E ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR EM UM
CONCENTRADOR SOLAR LINEAR FRESNEL**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Ciências térmicas
Orientador: Prof. Dr. Tiago Junior de Bortoli

Ibirubá
2025

Moreira, Íágor T.

**INSTALAÇÃO E ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR EM UM
CONCENTRADOR SOLAR LINEAR FRESNEL / Íágor Tatsch Moreira;
Orientador Tiago Junior de Bortoli**

**Monografia (Graduação) – Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Rio Grande do sul, Campus Ibirubá, Curso Engenharia
Mecânica, Ibirubá, 2025.**

Instalação e análise de um trocador de calor em um concentrador solar linear Fresnel

Iágor Tatsch Moreira

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Ibirubá, 9 de julho de 2025.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Tiago Junior de Bortoli
IFRS campus Ibirubá

Prof. Dr. Daniel Vieira Pinto
IFRS campus Ibirubá

Prof. Me. Émerson dos Santos Passari
IFRS campus Ibirubá

AGRADECIMENTO

Primeiramente, agradeço a Deus pela força, sabedoria e oportunidade de viver este momento tão significativo: a conclusão desta importante etapa da minha jornada acadêmica.

À minha família, meu profundo reconhecimento pelo apoio incondicional, incentivo constante e compreensão em todos os momentos, especialmente durante os desafios deste trabalho. Sua presença foi fundamental para que eu chegasse até aqui. Aos professores que contribuíram para a minha formação ao longo do curso, transmitindo conhecimento e inspirando meu crescimento profissional e pessoal, expresso minha sincera gratidão.

Ao meu orientador, professor Tiago Junior de Bortoli, direciono meus especiais agradecimentos pela orientação valiosa, paciência, disponibilidade e dedicação ao longo de todo o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Por fim, mas não menos importante, agradeço aos técnicos de laboratório pelo suporte imprescindível, pela assistência, que foram cruciais para a execução da parte prática desta pesquisa.

RESUMO

Este trabalho realizou a instalação e análise da eficiência térmica de um trocador de calor instalado no absorvedor de um concentrador solar linear Fresnel, localizado no Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia – *Campus Ibirubá*. O trocador de calor instalado possui quatro tubos de alumínio de diâmetro interno 9,53 mm e comprimento 1 m, por onde circula água como fluido de trabalho. Para realizar o cálculo da eficiência térmica são realizadas medições da temperatura de entrada do fluido no trocador de calor, da temperatura de saída e da vazão, em duas situações: circuito fechado, com recirculação de água e circuito aberto, sem recirculação de água, ambos sob diferentes condições de irradiação. O trocador também foi avaliado em duas situações de revestimento superficial: com e sem pintura de cor preta na parte externa dos tubos. Os testes realizados em circuito fechado e sem o revestimento superficial apresentaram uma eficiência média de absorção de calor de 17,80%. Ainda sem revestimento e com o circuito sem recirculação de água, a eficiência média encontrada foi de 19,66%. Com a aplicação da pintura externa de cor preta e com recirculação de água, a eficiência subiu para aproximadamente 25,30%, em média. Por fim, sem recirculação de água e com pintura a eficiência média foi de 33,40%. Foi possível observar que a inclusão da pintura aumentou a diferença de temperatura entre a saída e entrada do fluido de aproximadamente 1,82°C para 2,48°C, em média, melhorando significativamente a absorção de calor. A realização deste trabalho permitiu concluir que é viável a instalação de um trocador de calor no absorvedor de um concentrador solar linear do tipo Fresnel. Embora o aproveitamento térmico tenha seja baixo, a solução representa uma alternativa promissora para o uso da radiação solar no aquecimento térmico.

Palavras chave: Concentrador solar linear Fresnel. Trocador de calor. Irradiação solar. Eficiência térmica

ABSTRACT

This study involved the installation and analysis of the thermal efficiency of a heat exchanger installed in the absorber of a Fresnel linear solar concentrator, located at the Federal Institute of Education, Science and Technology – Ibirubá *Campus*. The installed heat exchanger has four aluminum tubes with an internal diameter of 9.53 mm and a length of 1 m, through which water circulates as the working fluid. To calculate the thermal efficiency, measurements are taken of the inlet temperature of the fluid in the heat exchanger, the outlet temperature and the flow rate, in two situations: closed circuit, with water recirculation and open circuit, without water recirculation, both under different irradiation conditions. The exchanger was also evaluated in two situations of surface coating: with and without black paint on the outside of the tubes. The tests performed in a closed circuit and without the surface coating showed an average heat absorption efficiency of 17.80%. Still without coating and with the circuit without water recirculation, the average efficiency found was 19.66%. With the application of black external paint and water recirculation, the efficiency increased to approximately 25.30%, on average. Finally, without water recirculation and with paint, the average efficiency was 33.40%. It was possible to observe that the inclusion of paint increased the temperature difference between the fluid outlet and inlet from approximately 1.82°C to 2.48°C, on average, significantly improving heat absorption. This work allowed us to conclude that it is feasible to install a heat exchanger in the absorber of a Fresnel-type linear solar concentrator. Although the thermal utilization is low, the solution represents a promising alternative for the use of solar radiation in thermal heating.

Keywords: Linear Fresnel Concentrator, Heat Exchanger, Solar Irradiance, Thermal Efficiency.

Lista de imagens

Figura 1: Espectro eletromagnético.....	14
Figura 2: Interação da radiação um meio semitransparente.....	18
Figura 3: Resistência térmica em um tubo.	19
Figura 4: Escoamento interno de um fluido em um tubo.	20
Figura 5: Transferência de calor em uma parede de um tubo.....	24
Figura 6: Temperaturas em escoamento paralelo.....	26
Figura 7: Temperaturas escoamento contracorrente.....	27
Figura 8: Concentrador solar linear Fresnel.	30
Figura 9: Geometria de espelhos do receptor.	31
Figura 10: Geometria de absorvedores.	31
Figura 11: Estrutura principal do concentrador.....	34
Figura 12: Sistema de 4 barras e atuador linear.....	35
Figura 13: Absorvedor com os tubos de transferência de calor montados.....	36
Figura 14: Dimensões dos tubos do trocador de calor e absorvedor.	37
Figura 15: Circuito do trocador de calor montado no absorvedor.....	37
Figura 16: Sensor de temperatura DS18B20.....	39
Figura 17: Sensores de temperatura instalados.	39
Figura 18: Área total exposta a irradiação.....	41
Figura 19: Fluxograma do processo para realização dos teste	42
Figura 20: Absorvedor sem revestimento.....	43
Figura 21: Tubos do trocador pintados na cor preta.....	50

Lista de símbolos

\dot{Q}_{cond}	Taxa de transferência de calor por condução (W)
k	Condutividade térmica (W/m·K)
A	Área (m ²)
\dot{Q}_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção (W)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² K)
T_s	Temperatura da saída (K ou °C)
T_e	Temperatura de entrada (K ou °C)
\dot{Q}_{emit}	Taxa de transferência de calor emitida (W)
ε	Emissividade
σ	Constante de Stefan-Boltzmann W/m ² K ⁴
α	Absortividade
ρ	Refletividade
τ	Transmissibilidade
ΔT	Diferença de temperatura (K ou °C)
R_{total}	Resistência térmica total (K/W)
Re	Número de Reynolds
V	Velocidade (m/s)
D	Diâmetro (m)
μ	Viscosidade dinâmica (N·s/m ²)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
cp	Calor específico a pressão constante (J/(kg·K))
T_h	Temperatura do fluido quente (K ou °C)
T_c	Temperatura do fluido frio (K ou °C)
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Gr	Número de Grashof
g	Aceleração gravitacional (m/s ²)
β	Coefficiente de expansão térmica (1/K)
T_s	Temperatura da superfície (K ou °C)
T_{∞}	Temperatura do ambiente (K ou °C)
Ra	Número de Rayleigh
R_i	Resistência interna (K/W)
R_{parede}	Resistência da parede (K/W)
R_o	Resistência externa (K/W)
D_i	Diâmetro interno (m)
D_o	Diâmetro externo (m)
L	Comprimento (m)
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperaturas (K)
ΔT_1	Diferença de temperatura na entrada (K ou °C)
ΔT_2	Diferença de temperatura na saída (K ou °C)
\dot{Q}_{in}	Taxa de transferência de calor incidente (W)
\dot{Q}_{abs}	Taxa de transferência de calor absorvida (W)
n_i	Eficiência térmica (%)

Lista de Gráficos

Gráfico 1: Radiação solar incidente no dia 20/03/2025 conforme a estação A853. .44	44
Gráfico 2: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 1).....44	44
Gráfico 3: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 2).....45	45
Gráfico 4: Radiação solar incidente no dia 14/04/2025 conforme a estação A853. .46	46
Gráfico 5 : Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 14/04/2025 (Teste 1).....47	47
Gráfico 6: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 14/04/2025 (Teste 2).....47	47
Gráfico 7: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 25/04/2025 (Teste 1).....48	48
Gráfico 8 : Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 25/04/2025 (Teste 2).....49	49
Gráfico 9: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 15/05/2025 (Teste 1).....51	51
Gráfico 10: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 15/05/2025 (Teste 2).....51	51
Gráficos 11: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 11/06/2025 (Teste 1).....52	52
Gráficos 12: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 11/06/2025 (Teste 2).....53	53
Gráfico 13: Calor absorvido e eficiência em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 1).54	54
Gráfico 14 : Calor absorvido e eficiência em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 2).55	55
Gráfico 15: Calor absorvido e eficiência em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 25/04/2025 (Teste 1).56	56
Gráfico 16: Calor absorvido e eficiência em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 15/05/2025 (Teste 2).57	57

Gráficos 17: Calor absorvido e eficiência em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 11/06/2025 (Teste 1).	58
Gráficos 18: Variação da eficiência térmica com modelos de circuito e revestimento	60

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1 JUSTIFICATIVA.....	13
1.2 OBJETIVOS.....	13
1.2.1 Objetivos específicos	13
2. REFERENCIAL TEÓRICO.....	14
2.1 ENERGIA HELIOTÉRMICA	14
2.2 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	15
2.2.1 Condução.....	15
2.2.2 Convecção	16
2.2.3 Radiação	16
2.2.4 Absortividade, Reflexibilidade e Transmissibilidade.....	17
2.3 RESISTÊNCIAS TÉRMICAS	18
2.3.1 Escoamentos internos em tubos	20
2.3.2 Escoamento turbulento	21
2.3.3 Escoamento laminar.....	22
2.3.4 Escoamentos externos por diferença de temperatura (convecção natural)	22
2.4 TROCADORES DE CALOR.....	23
2.4.1 Coeficiente global de transferência de calor	23
2.4.2 Análise de trocadores de calor: método da diferença de temperatura logarítmica média (MLDT)	25
2.4.3 Trocador de calor com escoamento paralelo	26
2.4.4 Trocador de calor com escoamento contracorrente	27
2.4.5 Método efetividade NTU.....	28
2.5 CONCENTRADOR LINEAR FRESNEL	29

2.5.1 Receptor.....	30
2.5.2 Absorvedor.....	31
2.5.3 Perdas térmicas	32
2.6 SISTEMAS DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	32
2.6.1 Microcontrolador.....	32
2.6.2 Sensor de temperatura ds18b20	33
2.6.3 Sensor de Vazão	33
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	34
3.1 ESTRUTURA PRINCIPAL DO CONCENTRADOR.....	34
3.2 RECEPTOR	35
3.3 ABSORVEDOR.....	35
3.4 TROCADOR DE CALOR.....	36
3.5 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E CONTROLE DA BOMBA D' ÁGUA...38	
3.6 MONTAGEM DO TROCADOR DE CALOR NO ABSORVEDOR.....	38
3.7 ANÁLISE TÉRMICA.....	40
3.7.1 Análise da eficiência térmica do trocador.....	40
3.7.2 Considerações sobre área dos tubos.....	41
3.7.3 Regulagem dos espelhos.....	41
3.7.4 Fluxograma de execução do algoritmo	41
4 RESULTADOS.....	43
4.1 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR SEM PINTURA...43	
4.1.2 Ensaio em sistema de circuito fechado com recirculação contínua de fluido .43	
4.1.3 Ensaio com circuito aberto sem recirculação do fluido (sem pintura).....	48
4.2 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR COM PINTURA NA COR PRETA	49
4.2.1 Ensaio em sistema de circuito fechado com recirculação contínua de fluido .50	

4.2.2 Ensaio com circuito aberto sem recirculação do fluido (com pintura).....	52
4.3 CALOR ABSORVIDO PELO FLUIDO DE TRABALHO E EFICIÊNCIA DO CONCENTRADOR.....	53
4.3.1 Calor absorvido em circuito fechado com recirculação de fluido sem pintura ..	53
4.3.2 Calor absorvido em circuito aberto sem recirculação de fluido sem pintura.....	55
4.3.3 Calor absorvido em circuito fechado com pintura.....	56
4.3.4 Calor absorvido com pintura e circuito aberto	57
4.5 SÍNTESE DOS RESULTADOS	58
4.6 ANÁLISE SIMPLIFICADA DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO.....	60
5 CONCLUSÕES	63
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	64
6 REFERÊNCIAS	65
7 APÊNDICE	68
8 ANEXOS	70

1. INTRODUÇÃO

A atual preocupação com o uso consciente dos recursos naturais e o alto custo dos combustíveis fósseis tem gerado interesse em desenvolver e estudar tecnologias que utilizem fontes renováveis para a produção de energia. Dessa forma, ganha destaque a energia solar, que pode ser utilizada para a geração de eletricidade ou para a geração de calor para aquecimento, tanto em ambientes domésticos como em ambientes industriais (ALMEIDA, 2013).

Concentradores solares são dispositivos utilizados para captar e concentrar a luz do sol em uma área menor, aumentando a intensidade da radiação solar sobre um receptor e, assim, facilitando a conversão de energia solar em calor ou eletricidade. Um dos tipos de concentradores solares é o concentrador solar linear do tipo Fresnel, que utiliza espelhos planos ou levemente curvados, dispostos em faixas paralelas, para refletir e focar a luz solar em uma linha ou área focal. Esse tipo de concentrador é conhecido por sua estrutura compacta, sendo bastante utilizado em usinas solares térmicas (ALMEIDA, 2013). Os espelhos planos segmentados, dispostos paralelamente um em relação ao outro, formam o que denominamos de receptor, cuja função, é captar a luz solar e redirecioná-la para um absorvedor, local onde a energia é aproveitada (ZHANG et al., 2024).

A energia útil no absorvedor de um concentrador solar do tipo Fresnel é determinada pela irradiação solar incidente, que é absorvida ao longo da superfície do absorvedor. Essa absorção depende da absorvidade do material, ou seja, da sua capacidade de reter a radiação solar. Um trocador de calor instalado no absorvedor recebe a irradiação solar e realiza a transferência de calor para um fluido de trabalho (MARANHÃO, 2016).

O presente trabalho realiza a instalação e a análise da eficiência térmica de um trocador de calor instalado em um concentrador solar linear do tipo Fresnel, previamente montado no Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul – *Campus* Ibirubá. O trocador de calor instalado no absorvedor do concentrador solar é do tipo tubular, de múltiplos passes. Por meio do trocador de calor circula a água, que foi utilizada como fluido de trabalho. Variáveis como vazão e temperatura são monitoradas para medição da eficiência de absorção de calor do sistema instalado.

1.1 JUSTIFICATIVA

O uso de fontes renováveis de energia é essencial para reduzir a dependência de combustíveis fósseis e minimizar impactos ambientais. Nesse contexto, os concentradores solares do tipo Fresnel se destacam por sua eficiência na captação e conversão da energia solar em calor para aplicações térmicas. A eficiência térmica desses sistemas depende da otimização da transferência de calor entre o absorvedor e o fluido de trabalho. A realização deste trabalho é útil pois permite avaliar, de forma prática e aplicada, a eficiência térmica de um concentrador solar linear Fresnel. Esse tipo de sistema representa uma alternativa viável para geração de calor a partir da energia solar, especialmente em regiões com boa incidência solar. O estudo visa fornecer dados para aprimoramento do sistema e contribuir para o desenvolvimento de tecnologias sustentáveis.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é analisar a eficiência térmica de um concentrador solar linear do tipo Fresnel, por meio da instalação e instrumentação de um trocador de calor de múltiplos passes no absorvedor do concentrador, localizado no Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia – *Campus Ibirubá*.

1.2.1 Objetivos específicos

- Instalar um trocador de calor tubular de múltiplos passes no concentrador solar.
- Monitorar vazão e temperatura do fluido de trabalho em diferentes condições de operação.
- Avaliar a eficiência térmica do concentrador solar Fresnel por meio dos cálculos de transferência de calor.
- Comparar resultados experimentais com dados teóricos e fornecer resultados de absorção de calor do sistema.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

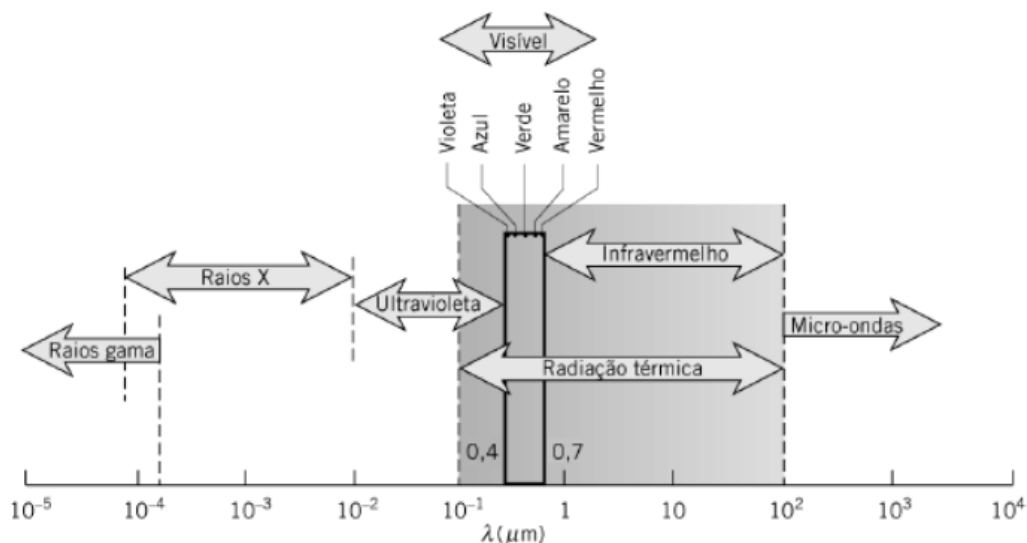
2.1 ENERGIA HELIOTÉRMICA

O Sol, uma imensa esfera de gases a temperaturas extremas, possui um diâmetro aproximado de $1,39 \times 10^9$ m e encontra-se a cerca de $1,5 \times 10^{11}$ km da terra. Sua temperatura de corpo negro estima-se em 5777 K, enquanto sua temperatura na região central se encontra entre $1,5 \times 10^7$ K e $1,6 \times 10^7$ K. A energia produzida em seu interior é irradiada ao espaço de forma contínua (JUNIOR, 2016).

A energia solar se relaciona com os vários processos, químicos, físicos e biológicos, sendo assim, associada à vida na terra. Suas variações geram impactos na atmosfera e no clima do planeta. A radiação solar, assim como o fluxo de energia proveniente do sol são transmitidos por radiação eletromagnética. A radiação eletromagnética está relacionada com as cargas elétricas que irradiam energia e as medidas de radiação são denominadas como irradiância (GOMEZ, 2012).

A irradiação solar é composta por uma sobreposição de comprimentos de onda que variam entre 0,24 e 4 μm . Quanto menor o comprimento de onda, maior a energia transportada. Essa grandeza, medida em watts por metro quadrado (W/m^2), representa a potência da radiação solar incidente em uma determinada área. A intensidade da radiação solar na atmosfera varia entre 1350 e 1450 W/m^2 (CUNHA, 2021). A Figura 1 apresenta os comprimentos de onda do espectro eletromagnético.

Figura 1: Espectro eletromagnético.



Fonte: INCROPERA *et al* (2014).

A irradiação solar, ao atingir a terra, tem parte de sua intensidade refletida ou absorvida pela atmosfera. A parcela que efetivamente chega à superfície terrestre divide-se em três componentes principais: a radiação direta, que provém diretamente do sol; a radiação difusa, originada pela dispersão da luz ao atravessar nuvens na atmosfera; e a radiação refletida, resultante do rebatimento da luz pela superfície do solo. (ALMEIDA, 2013).

No contexto dos concentradores solares, o funcionamento eficiente desses sistemas depende prioritariamente da radiação direta normal (DNI), ou seja, da componente que chega diretamente do Sol sem dispersão. Por essa razão, é essencial que esses dispositivos sejam instalados em regiões onde a radiação direta seja mais abundante, garantindo assim maior eficiência na captação e conversão da energia solar (ALMEIDA, 2013).

2.2 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor pode ocorrer de três maneiras distintas: condução, convecção e radiação. Cada um desses modos está associado a diferentes mecanismos físicos e condições específicas de ocorrência.

2.2.1 Condução

A condução térmica ocorre quando partículas com maior energia cinética transferem parte dessa energia para partículas vizinhas, menos energéticas. Esse processo pode acontecer em sólidos, líquidos e gases.

De acordo com Çengel *et al*, (2012), em líquidos e gases, a condução ocorre por meio das colisões e difusão das moléculas com seu movimento aleatório, em contrapartida, nos sólidos, esse processo acontece pela combinação das vibrações das moléculas na rede cristalina do material, com essa energia transportada por elétrons livres.

A lei de Fourier da condução considera que o fluxo de calor por condução através de uma parede plana é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura

e à área da seção transversal, sendo inversamente proporcional à espessura da parede. Essa análise abaixo é apresentada na Equação (1):

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (1)$$

onde k (W/m.K) é a condutividade do material, dT/dx é o gradiente térmico no material, e A é área (em m²) (ÇENGEL *et al*, 2012).

2.2.2 Convecção

Conforme Çengel *et al* (2012), a convecção é um processo de transferência de calor que ocorre entre uma superfície sólida e um fluido em movimento. Esse fenômeno é resultado da combinação entre a condução térmica e o movimento do fluido. A taxa de transferência de calor por convecção está ligada diretamente, com velocidade do fluido, ou seja, quanto maior a velocidade, maior será a transferência de calor. A Equação 2 apresenta a equação para o cálculo da taxa de transferência de calor por convecção (\dot{Q}_{conv}) onde h é o coeficiente convectivo em W/(m²·K), A_s é a área (em m²), T_s é a temperatura de saída (em K ou °C) e T_e é a temperatura de entrada (em K ou °C) do fluido.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s (T_s - T_e) \quad (W) \quad (2)$$

O processo de troca de calor por convecção envolve dois componentes principais: transferência de calor por condução local entre as moléculas do fluido, que ocorre devido ao contato direto e o movimento convectivo (ou macroscópico), onde as partículas do fluido transportam energia térmica enquanto se deslocam (ÇENGEL *et al*, 2012).

2.2.3 Radiação

A radiação é o modelo de transferência de energia que utiliza ondas eletromagnéticas. Diferente da condução e da convecção ela não precisa de meio material para se propagar, sendo a forma de transferência de energia entre o sol e a terra (INCROPERA *et al*, 2014).

Para compreender a radiação, é necessário analisar o conceito de corpo negro. O corpo negro é um objeto hipotético que absorve toda a radiação eletromagnética que nele incide: nenhuma luz o atravessa e nem é refletida, dessa maneira um corpo negro perfeito a emissividade é unitária, mas para superfícies reais é sempre menor que a unidade. Sendo assim, define-se aqui um parâmetro importante da radiação térmica, que é emissividade. (ÇENGEL *et al*, 2012).

A emissividade está relacionada à capacidade de emissão de energia, por irradiação térmica, pela superfície de um determinado material. A emissividade é uma característica intrínseca de cada objeto e depende da direção de radiação, do comprimento de onda analisado e de suas características superficiais. Ela é registrada como um valor que varia entre 0 e 1. A constante de Stefan-Boltzmann é uma constante física fundamental que aparece na lei de Stefan-Boltzmann, a qual descreve a potência total irradiada por um corpo negro ideal em função de sua temperatura. A lei diz que a energia emitida por unidade de área de um corpo negro é proporcional à quarta potência de sua temperatura absoluta (ÇENGEL *et al*, 2012). A Equação 3 é utilizada para calcular a taxa de transferência de calor por radiação de um objeto, ϵ a emissividade do material, T_s^4 (K) a temperatura da superfície do material, e σ a constante de Stefan Boltzmann representada por $\sigma 5.6697 \times 10^{-8}$ (W/m²K⁴).

$$\dot{Q}_{emit} = \epsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (W) \quad (3)$$

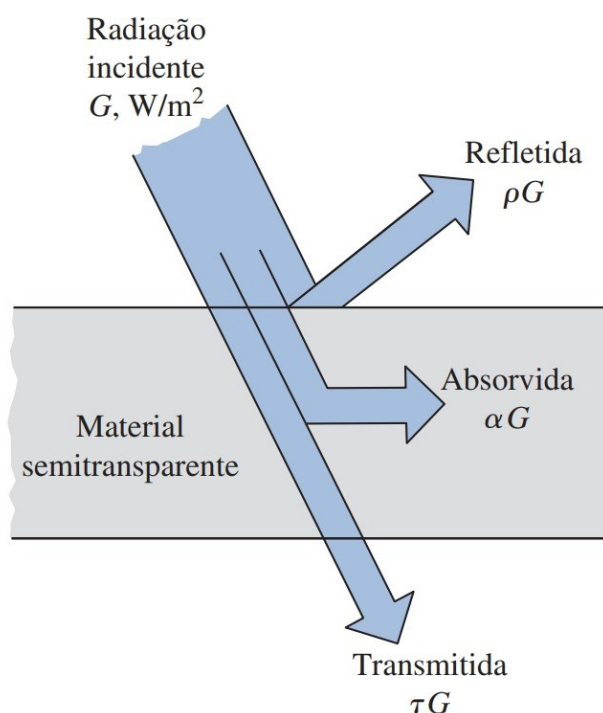
Todos os objetos estão constantemente expostos à radiação proveniente de todas as direções. Ao incidir sobre uma superfície, a radiação pode se dividir em três componentes: uma fração que é absorvida, outra que é refletida e, quando aplicável, uma parte que é transmitida. Esses fenômenos dão origem aos conceitos de absorvidade, reflexibilidade e transmissibilidade.

2.2.4 Absortividade, Reflexibilidade e Transmissibilidade

A absorvidade (α) de um corpo corresponde à fração da energia incidente em sua superfície que é por ele absorvida. No caso de um corpo negro, a absorvidade é 1 para todos os comprimentos de onda.

A refletividade (ρ), representa a fração da energia incidente que é refletida pela superfície do corpo. Para um corpo negro, a refletividade é 0 ou seja toda energia é absorvida. A transmissibilidade (τ), por fim, refere-se à fração da energia incidente que atravessa o material. A radiação que não é transmitida é, portanto, parcial ou totalmente absorvida e/ou refletida nas interfaces do material (PERIN, 2009). Essas propriedades são ilustradas na Figura 2.

Figura 2: Interação da radiação um meio semitransparente.



Fonte: ÇENGEL *et al* (2012)

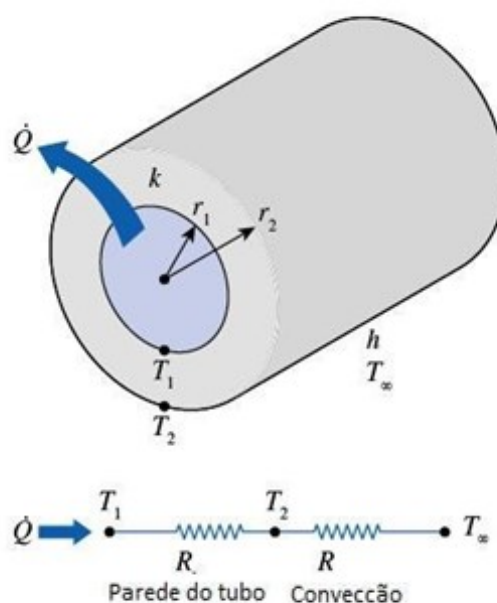
2.3 RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

As resistências térmicas são conceitos utilizados afim de na analisar a transferência de calor, com objetivo de modelar a oposição ao fluxo térmico em diferentes meios e condições. Resistências térmicas são utilizadas como uma analogia entre a difusão de calor e cargas elétricas. Por exemplo, a resistência elétrica está associada à condução de eletricidade enquanto a resistência térmica está associada à condução de calor (ÇENGEL *et al*, 2012).

Representações na forma de circuitos fornecem uma ferramenta útil para conceituação de problemas de transferência de calor. A taxa de transferência de calor

pode ser determinada pela consideração em separado de cada elemento da rede (INCROPERA et al, 2014). A Figura 3 exemplifica a resistência térmica em um tubo, em que duas resistências térmicas estão em série no sistema.

Figura 3: Resistência térmica em um tubo.



FONTE: ADAPTADO ÇENGEL *et al* (2012).

Na Figura 3 existem duas resistências térmicas associadas, sendo elas a $R_{\text{convecção}}$ que é a resistência de convecção externa a tubo e $R_{\text{parede do tubo}}$ que é a resistência de condução por meio da parede do tubo. Se a temperatura do lado interno for mais elevada do que a do lado externo, transferência de calor irá ocorrer de dentro para fora do tubo. (ÇENGEL *et al*, 2012). Assim, a taxa de transferência de calor pode ser calculada a partir do circuito térmico da Figura 3, utilizando a Equação 4:

$$Q = \Delta T / R_{\text{total}} \quad (\text{W}) \quad (4)$$

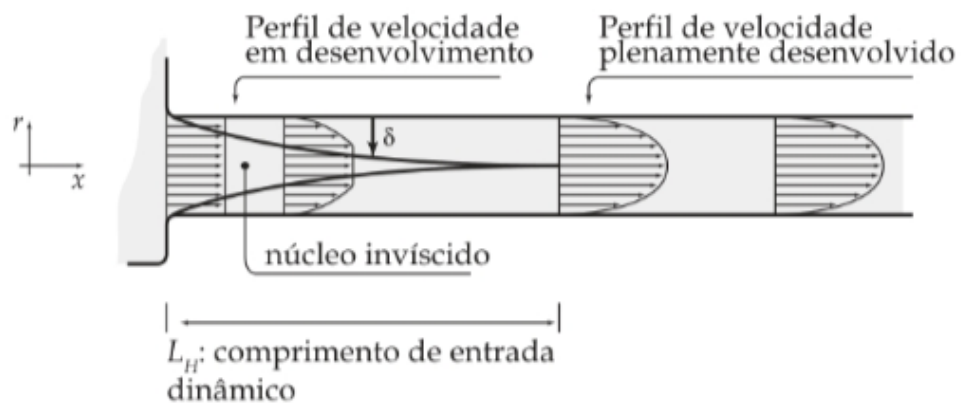
onde ΔT a diferença total de temperatura entre a temperatura da parede interna do tubo e o fluido externo e R_{total} é resistência térmica total do circuito térmico apresentado na Figura 3.

2.3.1 Escoamentos internos em tubos

O escoamento interno é aquele onde o fluxo do fluido se encontra confinado dentro de um contorno definido, como em um tubo (Figura 4). Essa configuração é comumente utilizada em processos que visam aquecer ou resfriar fluidos. (ÇENGEL *et al*, 2012).

Ao entrar em um tubo com velocidade uniforme, o fluido entra em contato com a parede, gerando uma camada limite devido aos efeitos viscosos. À medida que o fluido avança ao longo do tubo (na direção x), essa camada aumenta, reduzindo a região de escoamento não viscoso central. Quando a camada limite atinge o eixo do tubo, o perfil de velocidade se torna independentemente da posição axial (x), caracterizando um escoamento plenamente desenvolvido (OLIVEIRA, 2023).

Figura 4: Escoamento interno de um fluido em um tubo.



Fonte: COELHO (2016).

A região de entrada do fluido no tubo determina se o escoamento será laminar ou turbulento. Para avaliar esse regime de escoamento, utiliza-se a Equação 5 de Reynolds.

$$Re_D \equiv \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (5)$$

Sendo V (m/s) velocidade média do fluido na seção transversal e D (m) o diâmetro do tubo, ν (m²/s) é a viscosidade cinemática, μ (N. s/m²) a viscosidade

dinâmica em um escoamento plenamente desenvolvido, e ρ (kg/m^3) a densidade do fluido.

Devido à variação da velocidade ao longo da seção transversal em escoamentos internos, é comum utilizar a velocidade média nas análises. Essa velocidade média é definida de modo que, ao multiplicá-la pela densidade do fluido ρ (kg/m^3) e pela área da seção transversal do tubo A_{Tr} (m^2) obtém-se a vazão mássica, que representa a quantidade de massa que atravessa uma seção do tubo por unidade de tempo apresentado pela Equação 6.

$$\dot{m} = \rho v_m A_{Tr} \quad (\text{kg/s}) \quad (6)$$

A variação da temperatura em um escoamento interno, assim como a variação da velocidade, torna necessário o uso de valores médios para simplificar as análises. Nesse contexto, a temperatura média de mistura é uma grandeza fundamental para representar o estado térmico do fluido e realizar os cálculos de transferência de calor.

A Equação 7 expressa a taxa de transferência de calor com base na vazão mássica do fluido (\dot{m} , em kg/s), no seu calor específico a pressão constante (c_p , em $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$), e nas temperaturas de entrada (T_c – Temperature Cold) e saída (T_h – Temperature Hot) do fluido. (ÇENGEL *et al*, 2012).

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_h - T_c) \quad (\text{W}) \quad (7)$$

2.3.2 Escoamento turbulento

Em tubos lisos, os escoamentos costumam atingir a turbulência completa quando o número de Reynolds (Re) alcança ou ultrapassa 10.000. Esses regimes turbulentos são geralmente preferidos em aplicações práticas por apresentarem coeficientes de transferência de calor mais elevados (ÇENGEL *et al*, 2012).

A grande parte das correlações empregadas na determinação de coeficientes de transferência de calor em fluxos turbulentos é obtida por meio de estudos experimentais. Entre essas correlações, destaca-se a equação de Dittus-Boelter, amplamente empregada em aplicações com escoamento interno. Nessa correlação, o expoente aplicado ao número de Prandtl depende do sentido da transferência de

calor: utiliza-se o valor 0,4 quando o fluido está sendo aquecido e 0,3 quando o fluido está sendo resfriado (COELHO, 2016).

$$Nu = 0,0023Re^{0,8} Pr^n \quad (8)$$

2.3.3 Escoamento laminar

O escoamento em tubos é considerado laminar para valores de Reynolds (Re) ≤ 2.300 . Além disso, diz-se que o escoamento está completamente desenvolvido quando o tubo possui comprimento suficiente para que os efeitos da região de entrada se tornem desprezíveis, ou seja, quando o perfil de velocidade não sofre mais variações ao longo do comprimento do tubo (ÇENGEL *et al*, 2012).

2.3.4 Escoamentos externos por diferença de temperatura (convecção natural)

De acordo com Oliveira (2023), quando um fluido entra em contato com uma superfície mais quente ou mais fria, ocorre uma diferença de temperatura que gera uma variação nas densidades do fluido. Os fluidos mais quentes tornam-se menos densos e, portanto, elevam-se devido ao empuxo, enquanto os mais frios descem pela ação da gravidade. Quando essa diferença de densidades é significativa, configura-se um escoamento por convecção natural.

Na convecção natural, em vez de analisar o fluido pelas equações de Reynolds (que envolvem uma velocidade imposta), utiliza-se o número de Grashof (Gr). Esse número adimensional compara as forças de empuxo (causadas pela diferença de densidade do fluido com as forças viscosas que se opõem ao movimento. Ele é definido pela seguinte Equação 9:

$$Gr = \frac{g\beta D^3(T_s - T_\infty)}{\nu^2} \quad (9)$$

onde g representa a aceleração gravitacional, β o coeficiente de expansão térmica do ar, T_s e T_∞ as temperaturas da superfície do tubo e do ambiente, respectivamente, D o diâmetro do tubo, e ν a viscosidade cinemática do ar.

O número de Rayleigh (Ra) (Equação 10) é determinado pela multiplicação do número de Grashof (Gr) pelo número de Prandtl (Pr), que reflete as propriedades do fluido.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (10)$$

Com base no valor de Ra , utilizam-se correlações empíricas para determinar o número de Nusselt (Nu), que permite calcular o coeficiente convectivo h .

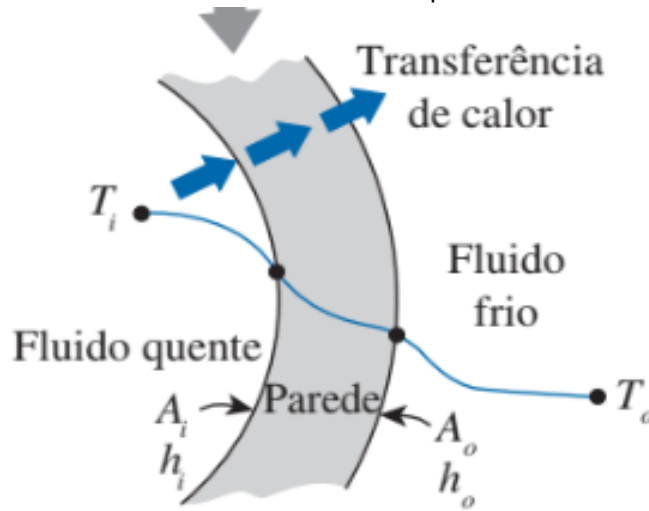
2.4 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são classificados, em várias classificações, em função de sua configuração, escoamento e também o seu tipo de construção. Em relação ao tipo de escoamento, existem trocadores de calor com fluxo no mesmo sentido, trocadores de calor com fluxo em contracorrente e ainda trocadores de calor de fluxo cruzado. O modelo de construção dependerá da necessidade da utilização e dos requisitos de troca de calor (INCROPERA *et al*, 2014).

2.4.1 Coeficiente global de transferência de calor

A troca de calor normalmente envolve dois fluidos, separados por uma parede sólida, de determinado material. Se o fluido interno for o de temperatura mais elevada, o calor primeiramente é transferido do fluido quente para a parede pelo processo de convecção, por meio da parede pelo processo de condução e a partir da mesma para o fluido frio novamente por convecção. Esse processo é representado na Figura 5, onde T_i é a temperatura do fluido interno e A_i a área interna.

Figura 5: Transferência de calor em uma parede de um tubo.



Fonte: ÇENGEL *et al* (2012)

A transferência de calor através da parede de um tubo pode ser analisada através do conceito de resistências térmicas. Essa propriedade, representada por R , quantifica a oposição de um material à condução de calor, onde A_i e A_o são as áreas das superfícies da parede que está ocorrendo a troca de calor, k a condutividade térmica da parede, L (m) é o comprimento do tubo e h é o coeficiente convectivo. Os diâmetros D_i e D_o são os diâmetros interno e externo, respectivamente, e se referem ao tubo por onde o fluido está escoando (ÇENGEL *et al*, 2012). A Equação 11 apresenta como é realizado o cálculo da resistência total de uma parede de um tubo igual ao apresentado na Figura 5.

$$R = R_{total} = R_i + R_{parede} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{K/W}) \quad (11)$$

As resistências térmicas servem para analisar qual é a capacidade máxima de energia que um trocador de calor pode realizar mediante os fluidos de trabalho que estão associados. O índice convectivo h , tanto interno quanto externo, muda conforme o tipo de fluido, seu estado físico e velocidade, alterando a taxa de troca de calor de um sistema. A análise de trocadores de calor pode ser realizada por meio diferença de temperatura logarítmica média e método da efetividade NTU.

2.4.2 Análise de trocadores de calor: método da diferença de temperatura logarítmica média (MLDT)

Com objetivo de, analisar o desempenho de um trocador de calor é necessário relacionar a taxa de transferência de calor com determinadas grandezas, entre elas podemos citar, as de temperaturas de entrada e saída dos fluidos, juntamente com o coeficiente de transferência de calor e a área disponível para transferência de calor (INCROPERA *et al*, 2014). As equações abaixo representam a taxa de transferência de calor tanto do fluido quente (Equação 12) quanto do fluido frio (Equação 12.1), onde c_p , J/(kg. K), o calor específico do fluido, \dot{m}_q vazão mássica do fluido quente e \dot{m}_f do fluido frio .

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{h,ent} - T_{h,sai}) \quad (W) \quad (12)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{c,sai} - T_{c,ent}) \quad (W) \quad (12.1)$$

Essas expressões são indiferentes aos modelos de configuração de escoamento e modelo de trocador de calor. Adicionalmente é possível relacionar a taxa de transferência de calor com a diferença de temperaturas dos fluidos quente e frio, ou seja, $\Delta T = T_H - T_C$.

Um conceito importante é o coeficiente global de transferência de calor, representado por U e expresso em (W/m²K). Esse coeficiente tem a finalidade de quantificar a facilidade com que o calor é transferido através de um sistema que envolve múltiplas resistências térmicas, como condução, convecção e radiação. Ele é definido como a taxa de transferência de calor por unidade de área e por unidade de diferença de temperatura, sendo essencial para a análise de trocadores de calor e superfícies de troca térmica (INCROPERA *et al*, 2014).

Ao utilizar o coeficiente global de transferência de calor U (W/m²K), que considera todas as resistências térmicas envolvidas no processo, é necessário utilizar a média logarítmica da diferença de temperatura (ΔT_{lm}) para calcular a taxa de transferência de calor, pois ΔT varia ao decorrer da distância percorrida no trocador de calor, apresentado na Equação 13.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (\text{W}) \quad (13)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$).

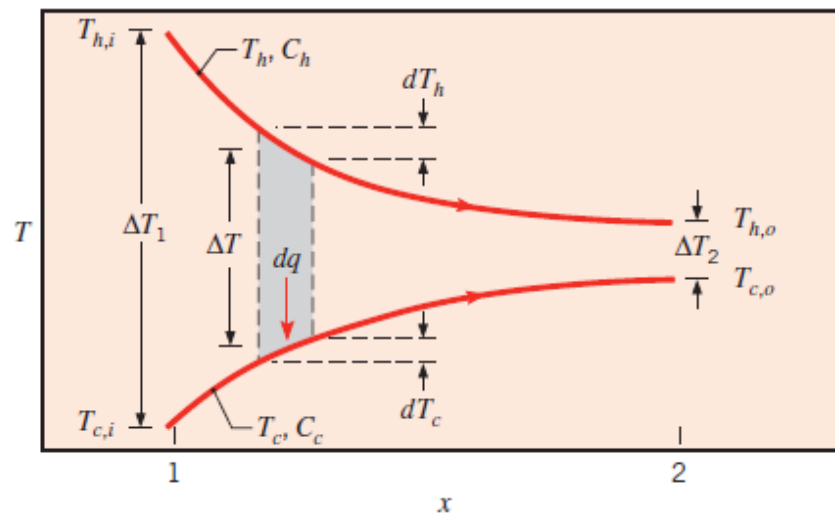
A = Área de troca de calor (m^2).

ΔT_m = Média logarítmica das diferenças de temperaturas (K)

2.4.3 Trocador de calor com escoamento paralelo

Nesse modelo de trocador de calor a diferença de ΔT inicial é grande, mas ao longo da distância do trocador essa diferença diminui. Nesse modelo de trocador a temperatura de saída do fluido frio, nunca será superior a temperatura de entrada do fluido quente. Esse processo pode ser visualizado graficamente observando a diferença entre o ΔT_1 que corresponde a entrada do fluido quente $T_{h,i}$ e o frio $T_{c,i}$, juntamente com ΔT_2 , esse correspondendo a saída dos fluidos quente e frio, representado na imagem na Figura 6, respectivamente $T_{h,o}$ e $T_{c,o}$.

Figura 6: Temperaturas em escoamento paralelo.



Fonte: INCROPERA *et al*, (2014).

Com objetivo calcular a taxa de transferência de calor em um trocador de calor com escoamento paralelo, utiliza-se a fórmula baseada na média logarítmica da diferença de temperatura (ΔT_{MLDT}). Esse método leva em consideração a variação não

linear da diferença de temperatura entre os fluidos ao longo do trocador. A Equação 14 é utilizada para os trocadores de calor em correntes paralelas.

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (\text{W}) \quad (14)$$

U= Coeficiente global de unidades de transferência de calor (W/m²K).

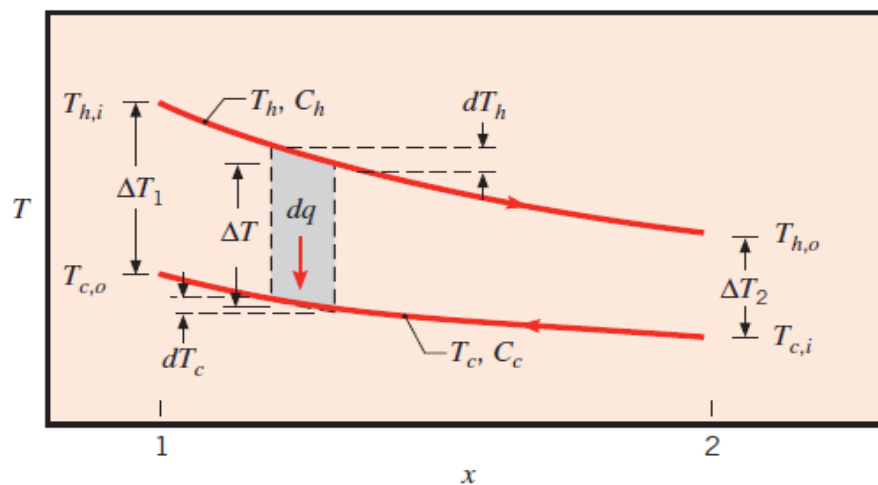
A= Área do trocador (m²).

2.4.4 Trocador de calor com escoamento contracorrente

De modo diferente do trocador com escoamento paralelo, no contracorrente essa configuração proporciona a transferência de calor entre as parcelas mais quentes dos dois fluidos em uma extremidade, assim como entre as parcelas mais frias na outra extremidade (INCROPERA *et al*, 2014).

No modelo Figura 7, mostra o fluido quente que entra no trocador de calor em uma extremidade e flui em direção à extremidade oposta. Ao mesmo tempo, o fluido frio entra pela extremidade oposta (onde o fluido quente está saindo) e flui na direção contrária ao fluido quente. A Temperatura ΔT_1 representa a entrada do fluido quente $T_{h,i}$ e a saída do fluido frio $T_{c,o}$, ΔT_2 a saída do fluido quente e a entrada do fluido frio respectivamente $T_{h,o}$ $T_{c,i}$.

Figura 7: Temperaturas escoamento contracorrente.



FONTE: INCROPERA *et al*, (2014).

2.4.5 Método efetividade NTU

Como mencionado, o método das médias logarítmicas é indicado quando são conhecidas as temperaturas de entrada dos fluidos e as temperaturas de saída, ou são especificadas ou podem ser determinadas por balanços de energia. De acordo com Çengel *et al*, 2012, o método de efetividade NTU se baseia em um parâmetro adimensional de transferência de calor, dado pela Equação 15.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máximo possível}} \quad (15)$$

Onde:

\dot{Q} = Taxa de transferência de calor do trocador de calor (W)

\dot{Q}_{max} = Máxima taxa de transferência de calor que o trocador pode ter (W)

Com o balanço de energia do fluido quente ou frio é possível obter a taxa real de transferência de calor, como representado na Equação 16. Onde C_c e C_h representam a capacidade térmica dos fluidos, frio e quente respectivamente.

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sai} - T_{c,ent}) = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sai}) \quad (W) \quad (16)$$

Com o procedimento descrito por Çengel *et al* (2012), para obter a transferência de calor máxima (\dot{Q}_{max}), é necessário conhecer a diferença máxima do trocador de calor, ou seja, a diferença máxima entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio.

Em um trocador de calor, a máxima transferência de calor ocorre quando o fluido frio é aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente, ou vice-versa, quando o fluido quente é resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio. Esse seria um caso ideal, onde todo o calor disponível é transferido de um fluido para o outro (Çengel *et al*, 2012).

A taxa máxima de transferência de calor (Equação 17) em um trocador é limitada pelo fluido com menor capacidade térmica específica. Esse fluido, ao atingir

sua temperatura limite, impede que ocorra uma troca de calor adicional, a tal ponto que a transferência de calor irá cessar.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (W) \quad (17)$$

A determinação do \dot{Q}_{max} exige saber as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio juntamente com suas determinadas vazões mássicas, que são geralmente especificadas. Dessa forma a efetividade do trocador de calor for conhecida, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada pela Equação 18.

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (W) \quad (18)$$

Valido salientar, que valor da efetividade do trocador de calor está relacionado com sua geometria, juntamente com o arranjo do escoamento, paralelo ou contracorrente, envolvendo também o grupo adimensional NTU (*number of transfer units*), e a razão entre a capacidade máxima e mínima do fluido chamada de c , apresentado na Equação 19.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m} c_p)_{min}} \quad (19)$$

A partir dessas informações de NTU e C_{min} é possível encontrar correlações para diversos modelos de trocadores de calor. Essas correlações são fornecidas em gráficos de desempenho de trocadores de calor.

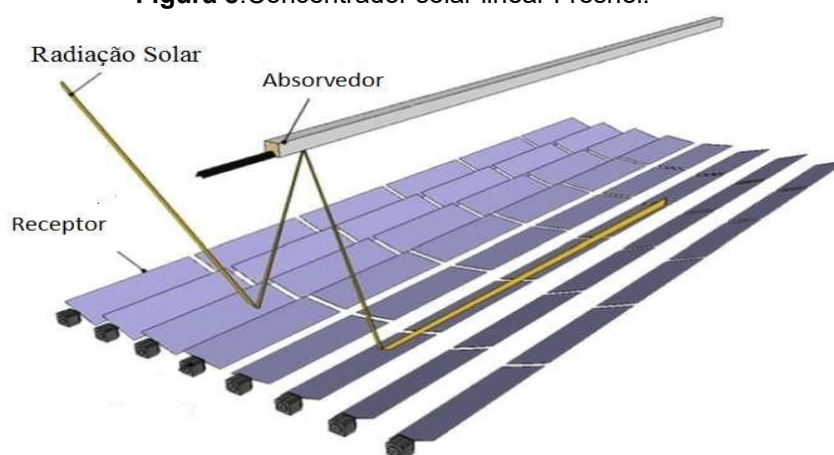
2.5 CONCENTRADOR LINEAR FRESNEL

O concentrador solar linear do tipo Fresnel (Figura 8) tem como principal finalidade concentrar o máximo de radiação solar nos espelhos, direcionando-a para uma região específica, geralmente o absorvedor, onde aquece um fluido. (SOUSA, 2019).

Os concentradores lineares Fresnel usam múltiplas fileiras de espelhos, cada um com um ângulo de inclinação específico, de modo que todos se aproximam de um efeito parabólico. A sua estrutura é baseada nos movimentos dos espelhos enquanto o absorvedor permanece fixo, facilitando assim a montagem e manutenção do sistema (SCALCO, 2016).

Para que o sistema seja eficiente, é necessário manter sempre o foco dos espelhos no absorvedor. Para isso, é possível adicionar um sistema de rastreamento com o objetivo de mover os espelhos ao decorrer do dia, aumentando eficiência óptica (SOUSA, 2019).

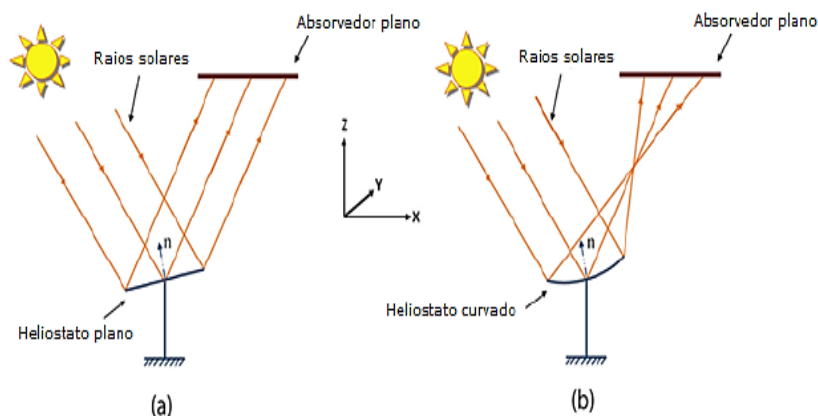
Figura 8: Concentrador solar linear Fresnel.



Fonte: SCALCO (2016).

2.5.1 Receptor

O receptor dos concentradores lineares de Fresnel pode ser composto por espelhos planos ou curvos (Figura 9). Os espelhos planos têm custo reduzido devido à facilidade de fabricação, enquanto os espelhos curvos oferecem melhor eficiência óptica, porém apresentam maior complexidade na fabricação e custo elevado (SOUZA, 2020).

Figura 9: Geometria de espelhos do receptor.

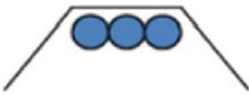
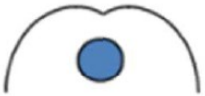
Fonte: SOUZA (2020).

2.5.2 Absorvedor

O absorvedor é o componente do concentrador que recebe a radiação refletida e a direciona o trocador de calor (Figura 10). Esse dispositivo tem a finalidade de transferir a energia na forma de calor para o fluido de trabalho, aquecendo-o enquanto ele circula pela tubulação (PIGOZZO,2019).

Existem diferentes modelos para o absorvedor, entre eles, o absorvedor tubulares CPC (Concentrador parabólico composto) e o absorvedor plano de cavidade trapezoidal, sendo esses os mais comuns e que possuem melhor aproveitamento da irradiação solar (SOUZA, 2020).

Figura 10: Geometria de absorvedores.

Geometria	Descrição
	Trapézio
	CPC

Fonte: ADAPTADO DE SCALCO (2016)

2.5.3 Perdas térmicas

A quantidade de radiação absorvida pelo absorvedor ao longo de sua superfície é denominada energia útil. Essa energia representa a parcela da radiação solar que é efetivamente convertida em calor pelo sistema. A quantidade de energia útil absorvida pode variar de acordo com a absorvidade do material do absorvedor, ou seja, sua capacidade de reter a radiação incidente (MARANHÃO, 2016).

As perdas térmicas em concentradores solares podem abranger os três modos de transferência de calor: radiação, condução e convecção. As perdas por condução ocorrem por meio da condução de calor pelo concentrador e posterior troca com o ambiente por convecção (MARANHÃO, 2016).

As perdas relacionadas à condução, podem ser reduzidas com a utilização de isolamentos térmicos no conjunto do absorvedor. De acordo com Neto (2018), diversos materiais podem ser utilizados para o isolamento, como por exemplo a lã de vidro, lã de rocha e outros.

Perdas térmicas por convecção pode ser reduzida utilizando uma carcaça externa ao absorvedor e criando vácuo entre o absorvedor e a carcaça externa. As trocas por radiação ocorrem com o meio ao redor do absorvedor. Em relação a radiação, os meios de minimizar as perdas podem ocorrer pela diminuição da área de superfícies absorvedora ou a utilização de superfície de absorção seletiva (MARANHÃO, 2016).

2.6 SISTEMAS DE AQUISIÇÃO DE DADOS

O sistema será constituído por um microcontrolador Arduino, o qual integra um medidor de vazão e sensores de temperatura. O objetivo principal é realizar a aquisição, o armazenamento e o registro dos dados provenientes desses dispositivos, viabilizando sua análise futura.

2.6.1 Microcontrolador

De acordo com Oliveira (2019), microcontroladores são dispositivos eletrônicos projetados para executar tarefas específicas em diversos ambientes. Esses sistemas

integrados, são constituídos de componentes como unidade de processamento, memórias e interfaces de comunicação. Uma das principais vantagens é que operam com baixo consumo de energia. Entre os microcontroladores, é possível citar o Arduino mega, o qual será usado como sistema de aquisição de dados dos sensores de temperatura e vazão neste trabalho.

2.6.2 Sensor de temperatura ds18b20

O sensor ds18b20 é um sensor de temperatura digital que utiliza de interface *1-wire*, ou seja, mais de um sensor pode ser ligado em apenas uma entrada digital do microcontrolador. Isso é possível pois cada sensor possui um endereço exclusivo de 64 bits. Esse tipo de sensor possui alimentação de 3 a 5,5 volts, podendo medir temperaturas positivas e negativas, variando de - 55 a 125 °C, com um erro máximo de $\pm 0,5$ °C, na faixa entre -10 a +85 °C.

A conexão do sensor é composta por três fios. O fio de alimentação Vcc (vermelho), o terra (GND, preto) e o de dados (verde). O fio de dados é interligado com o Vcc por meio de um resistor de 4,7k ohms, que mantém a linha de dados em nível lógico alto quando o sensor não está transmitindo informações, a fim de diminuir possíveis ruídos de sinal no sensor (STRAUB, 2020).

2.6.3 Sensor de Vazão

O sensor de vazão YF-S201 é composto por uma turbina em seu interior, que entra em contato com o fluxo do fluido, girando proporcionalmente à sua velocidade. A cada rotação da turbina, um sensor magnético, baseado no efeito Hall, gera pulsos elétricos. Esses pulsos são detectados e contabilizados por um Arduino, que os converte em uma medida de vazão.

O sensor é composto por 3 fios, o vermelho (Vcc) com de 5 volts, o preto, GND, e o envio de dados é o amarelo, sua faixa vazão e de 1 L/min a 30 L/min. (FRAGA, 2021).

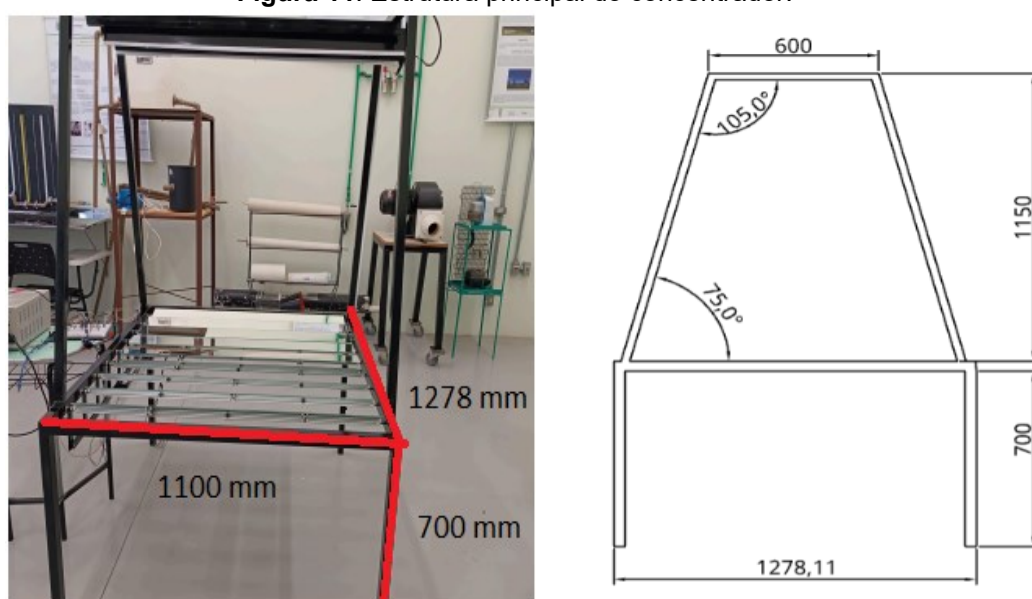
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para o desenvolvimento do presente trabalho, foi realizado a instalação de um trocador de calor um concentrador solar linear Fresnel, serão abordadas as etapas e os materiais utilizados, juntamente com sua instrumentação do trocador de calor.

3.1 ESTRUTURA PRINCIPAL DO CONCENTRADOR

O projeto do concentrador solar utiliza, em seu sistema de rastreamento, seis sensores LDR (*Light Dependent Resistor*), seis resistores de 10 k Ω e um atuador linear. Esse conjunto é responsável por detectar a posição do sol e ajustar a orientação do concentrador. O controle do sistema é realizado por um microcontrolador Arduino, que interpreta os sinais dos sensores e executa as correções necessárias para manter o foco dos raios solares sobre o absorvedor. Sua estrutura principal, onde os espelhos estão fixados (Figura 11), é constituída por tubos de aço de secção quadrada de 30 mm x 40 mm e espessura de parede de 2 mm. A estrutura que suporta os espelhos que possuem dimensões de 1100 mm de largura por 1278 mm de comprimento e uma altura do chão até os espelhos de 700 mm. A distância vertical dos espelhos ao absorvedor é de 1150 mm como representado na Figura 14.

Figura 11: Estrutura principal do concentrador.



Fonte: PAULUS (2023)

3.2 RECEPTOR

A área total de reflexão do concentrador solar é de $0,9 \text{ m}^2$ e é composta por 9 espelhos com 100 mm de largura e 1000 mm de comprimento, movimentados por um atuador linear comandado pelo microcontrolador Arduino. O movimento linear é repassado para os espelhos por um sistema de 4 barras, (Figura 12) ocasionando a rotação e assim mantendo o foco dos raios solares no absorvedor, à medida que o sol se movimenta ao passar do dia.

Figura 12: Sistema de 4 barras e atuador linear



Fonte: PAULUS (2023).

3.3 ABSORVEDOR

O absorvedor, mostrado na Figura 13 com o revestimento de manta térmica, atua como o principal componente de captação da radiação solar. Nele é concentrado os raios solares em uma área menor, intensificando a incidência de energia e, conseqüentemente, aumentando o aproveitamento térmico

A manta térmica auxilia na diminuição das perdas térmicas de convecção e condução, permitindo um melhor aproveitamento a energia que chega até o concentrador.

Além disso, o uso de uma superfície aluminizada em um concentrador solar linear tem como objetivo aumentar a eficiência da reflexão da radiação solar em direção aos tubos. Essa concentração térmica possibilita o aquecimento mais rápido e eficiente do fluido de trabalho, otimizando o desempenho do sistema.

Figura 13: Absorvedor com os tubos de transferência de calor montados.



Fonte: Autor (2025).

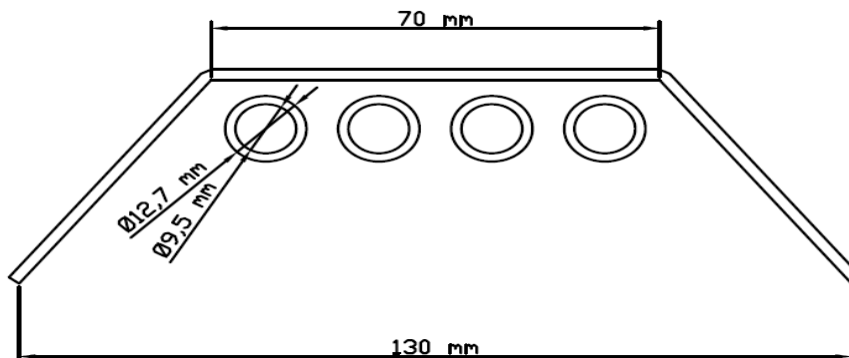
A manta etaflon, polietileno expandido, possui propriedades de isolamento térmica, revestida por uma camada aluminizada com objetivo de refletir os raios solares para os tubos de alumínio. O alumínio polido ou anodizado tem uma alta refletância, geralmente acima de 85-90% no espectro solar.

3.4 TROCADOR DE CALOR

O trocador de calor instalado no absorvedor (Figura 14) é composto por 4 tubos de alumínio com diâmetro externo de 12,70 mm e interno de 9,53 mm e comprimento de 1000 mm.

A fim de melhorar a transferência térmica, o fluido realiza quatro passes através dos tubos do trocador de calor montado no absorvedor, proporcionando uma maior área de contato do fluido com os tubos de alumínio. Quanto maior o número de passes nos tubos, maior é a área de contato do fluido com os tubos e maior será o aproveitamento da energia útil.

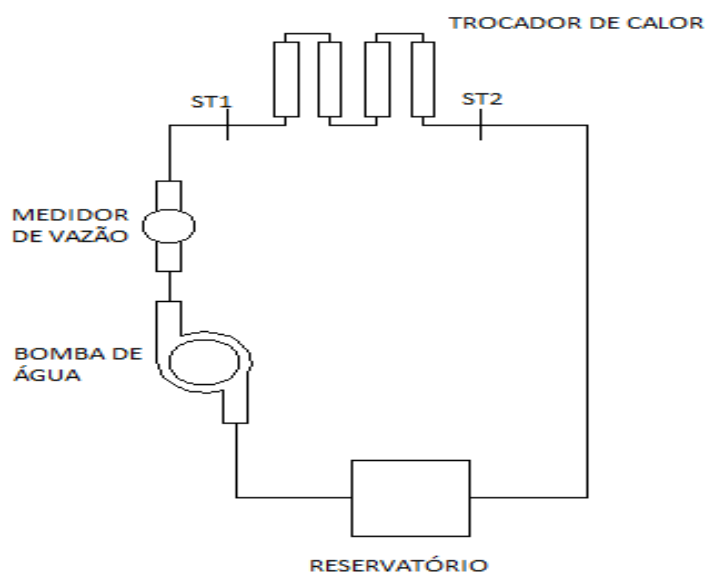
Figura 14: Dimensões dos tubos do trocador de calor e absorvedor.



Fonte: Autor (2025).

A Figura 15 abaixo ilustra o circuito hidráulico percorrido pelo fluido de trabalho. Inicialmente, o fluido é injetado pela bomba e encaminhado para o medidor de vazão, com o objetivo de medir a vazão do fluido que circula pelo sistema. Em seguida, o fluido passa por um sensor de temperatura, na entrada, chamado de (ST1). Após ST1 o fluido percorre o circuito do trocador de calor e no fim passa pelo sensor de temperatura de saída (ST2). Estes sensores permitem medir a variação de temperatura do fluido ao longo do processo, possibilitando calcular a quantidade de calor absorvido transferido para ele. As conexões foram realizadas com mangueiras de pvc e o reservatório é de poliestireno expandido.

Figura 15: Circuito do trocador de calor montado no absorvedor.



Fonte: Autor (2025).

3.5 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E CONTROLE DA BOMBA D' ÁGUA

Os sensores ST1 e ST2 são dois sensores de temperatura de modelo DS18B20, posicionados na entrada e na saída do trocador de calor. A leitura dos sinais dos sensores é realizada pelo Arduino mega, que também será responsável pela transmissão dos dados em tempo real para um computador via entrada serial. Esses dados são armazenados em arquivos .txt, permitindo a análise das informações posteriormente.

A circulação do fluido é controlada por uma bomba de água de 12V e 1A, com vazão máxima de 5 litros por minuto e mínima de 0,5 litro por minuto. Sendo possível ajustar essas vazões, por meio de um potenciômetro.

Para medir a vazão do fluido é utilizado o sensor de vazão YF-S201, o qual funciona utilizando o princípio do efeito Hall. No seu interior, há uma pequena turbina que rotaciona quando o fluido passa por ela. A velocidade de rotação da turbina está diretamente ligada à quantidade de fluido que está passando por ela, ou seja, a cada volta completa da turbina, um ímã interno gera um pulso elétrico. Um sensor Hall detecta esses pulsos e envia essa informação para o Arduino. O código de programação conta esses pulsos e com base em uma relação pré-definida entre o número de pulsos por segundo é calculado a vazão do fluido.

3.6 MONTAGEM DO TROCADOR DE CALOR NO ABSORVEDOR

Os tubos foram fixados ao absorvedor por meio de dois suportes ajustáveis, os quais se prendem ao corpo do concentrador, mantendo os tubos em posição fixa. A fixação dos tubos foi realizada utilizando duas abraçadeiras de aço inoxidável, capazes de suportar as temperaturas geradas e garantir a montagem. Para interconectar os tubos, foram utilizadas mangueiras de PVC, escolhidas por apresentarem resistência satisfatória e maleabilidade suficiente para permitir as conexões.

Os sensores de temperatura foram inseridos no circuito utilizando uma conexão em T de plástico. Este dispositivo tem a função de manter o fluxo de água pelas

mangueiras, garantindo o contato do sensor com o fluido para a medição da temperatura. A Figura 16 permite visualizar o sensor de temperatura DS18B20.

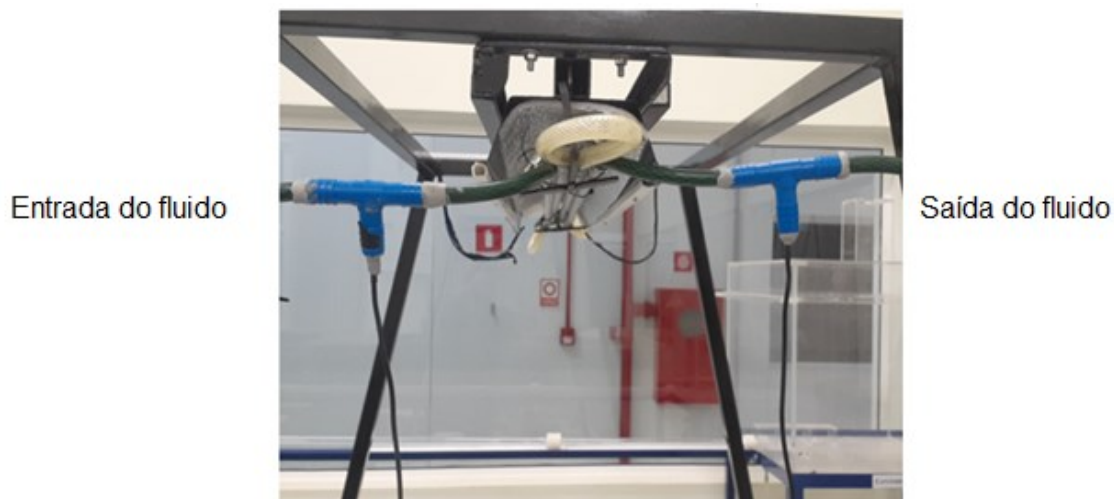
Figura 16: Sensor de temperatura DS18B20.



Fonte: ELETROGATE (2025)

São instalados dois sensores, um na entrada e outro na saída do circuito, para monitorar a temperatura do fluido. A Figura 17 apresenta a disposição dos sensores de temperatura e o sentido do fluxo do fluido de trabalho.

Figura 17: Sensores de temperatura instalados.



Fonte: Autor (2025).

3.7 ANÁLISE TÉRMICA

A fim de estimar a eficiência do concentrador solar linear Fresnel será considerada as propriedades térmicas dos materiais juntamente com as equações apresentadas e deduzidas pelo livro do Incropera *et al*, (2014).

3.7.1 Análise da eficiência térmica do trocador

A radiação solar incidente, representada por G (em W/m^2), incide sobre a área A_a dos espelhos do concentrador solar (Equação 19). Devido à propriedade reflexiva dos espelhos, a maior parte dessa radiação é direcionada para o tubo absorvedor, onde o fluido circula.

$$\dot{Q}_{in} = A_a G \quad (W) \quad (19)$$

A quantidade de energia solar incidente sobre os espelhos pode ser calculada multiplicando a irradiância solar, G , pela área dos espelhos, A (em m^2). O valor de G será obtido a partir dos dados fornecidos pela estação meteorológica. Do Instituto Nacional de Meteorologia estação A853 (INMET, 2025).

A energia absorvida pelo fluido de trabalho é determinada pela variação de temperatura que ele sofre ao percorrer o trocador de calor, considerando a temperatura de entrada T_{in} e de saída T_{out} do fluido, bem como sua vazão mássica, conforme a Equação 20.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_c p (T_{out} - T_{in}) \quad (W) \quad (20)$$

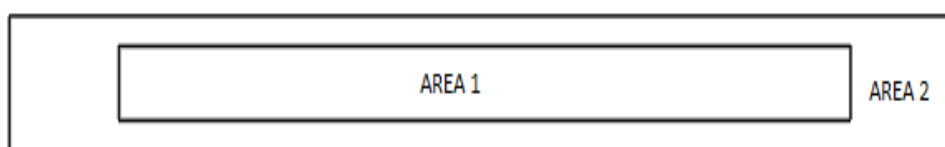
A eficiência do sistema solar é definida como a razão entre a energia útil absorvida (\dot{Q}_{abs}) pelo fluido e a energia solar incidente sobre os espelhos (\dot{Q}_{in}) (Equação 21).

$$n_I = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{in}} \quad (21)$$

3.7.2 Considerações sobre área dos tubos

A área total exposta à radiação solar, representada por um retângulo de 1300 mm x 130 mm, Figura 18, é denominada Área 2. No entanto, a área efetivamente ocupada pelos tubos, e que será considerada para o aquecimento, é menor. Essa área menor, denominada Área 1, corresponde à superfície total dos 4 tubos diretamente expostos à radiação solar e tem dimensões de 1000 mm x 70 mm. A Área 1 é a que realmente influencia o aquecimento do fluido, uma vez que é a região em contato direto com os raios solares.

Figura 18: Área total exposta a irradiação.



Fonte: Autor (2025).

3.7.3 Regulagem dos espelhos

A limpeza dos espelhos é realizada, a fim de retirar sujeiras que possam reduzir sua reflexividade. Após esse processo, é necessário realizar a regulagem dos espelhos. Essa etapa inicia soltando duas porcas que prendem o sistema de rastreo, permitindo movimentá-lo manualmente.

Com os espelhos soltos, realiza-se o alinhamento para que os raios solares incidentes sejam refletidos corretamente em direção ao absorvedor, onde estão as tubulações de alumínio. Uma vez concluído o alinhamento de todos os espelhos, as porcas são fixadas novamente, garantindo que os próximos movimentos dos espelhos sejam executados pelo rastreador solar.

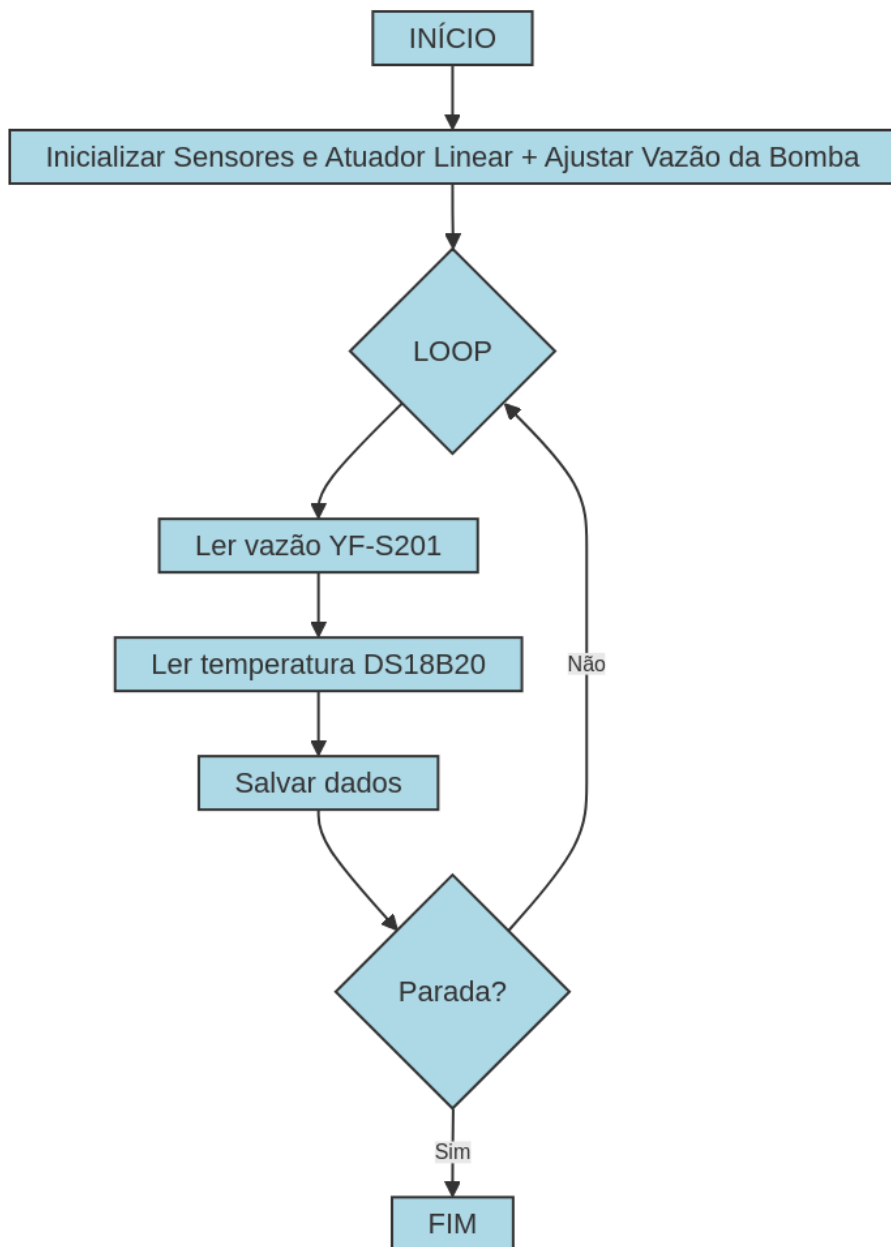
3.7.4 Fluxograma de execução do algoritmo

A Figura 19 apresenta o fluxograma do algoritmo desenvolvido para controle e aquisição de dados no sistema de concentração solar linear Fresnel. O algoritmo é responsável por executar, de forma automatizada, as funções de rastreamento solar,

leitura das variáveis envolvidas, como as temperaturas de entrada e saída do fluido (ST1 e ST2), a temperatura ambiente e a vazão da água.

Essas leituras são realizadas por sensores conectados a um microcontrolador Arduino, que também armazena os dados em um arquivo para posterior análise. O ciclo é repetido continuamente, até que seja parado manualmente.

Figura 19: Fluxograma do processo para realização dos teste



Fonte: Autor (2025).

4 RESULTADOS

4.1 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR SEM PINTURA

O trocador de calor instalado no absorvedor do concentrador solar linear Fresnel, (Figura 20) foi inicialmente analisado em sua condição original, sem a aplicação de pintura superficial preta. Essa etapa teve como objetivo avaliar o desempenho térmico do equipamento sem modificações na emissividade superficial.

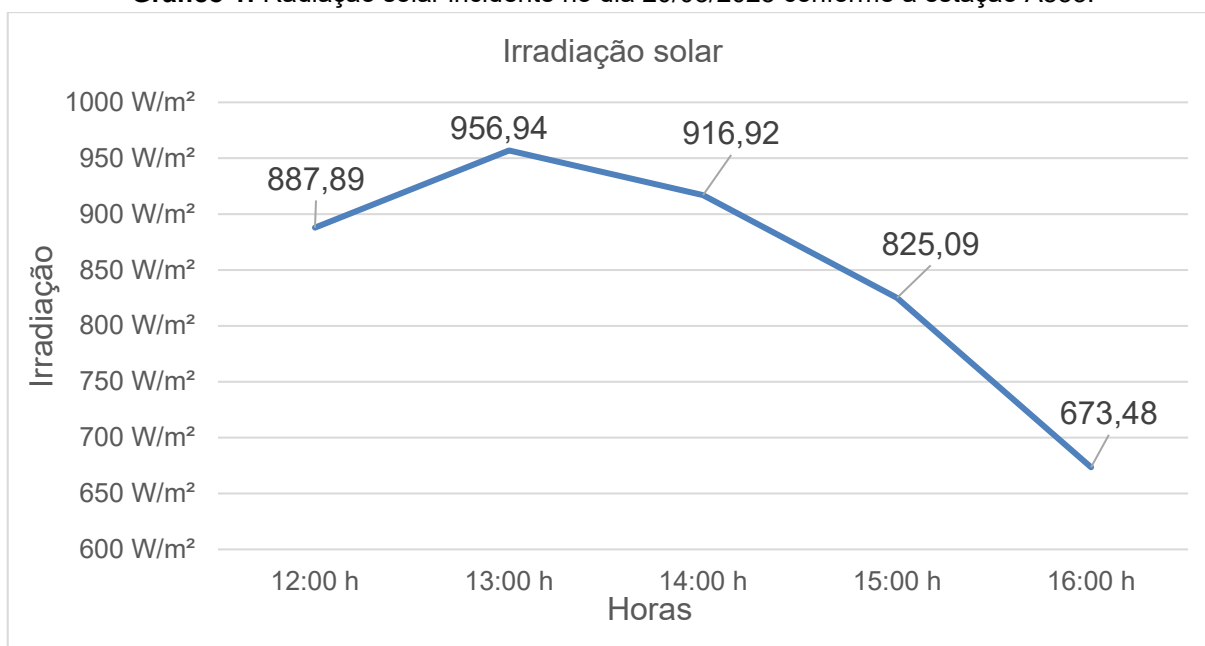
Figura 20: Absorvedor sem revestimento.



Fonte: Autor (2025).

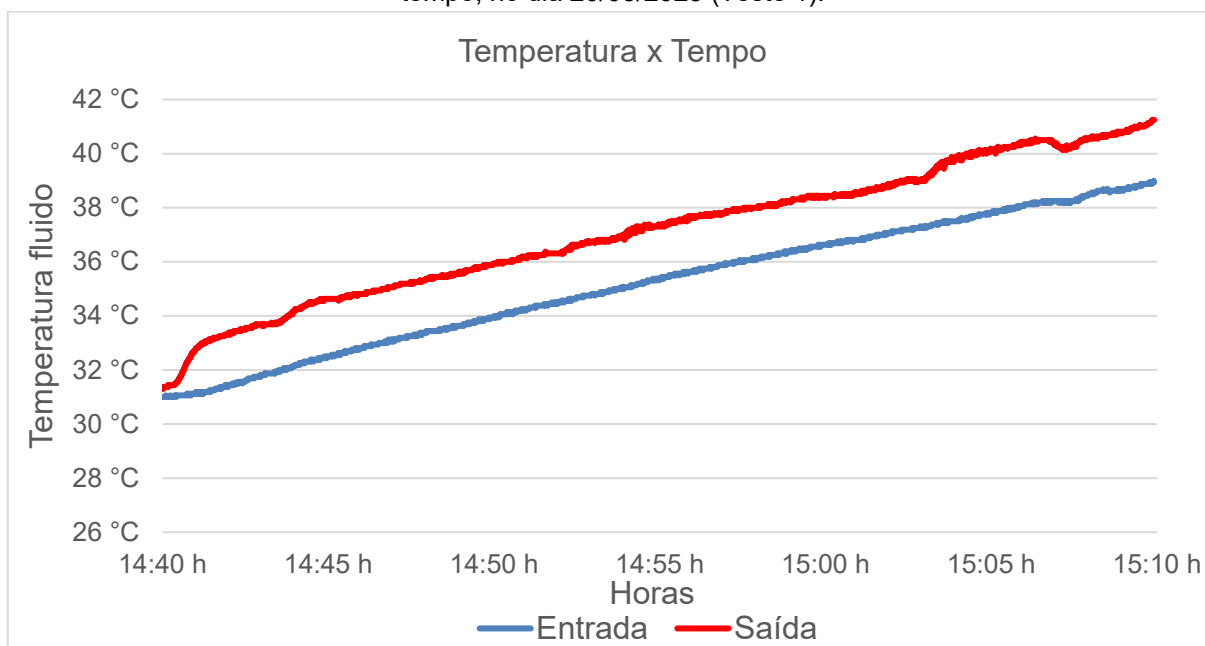
4.1.2 Ensaios em sistema de circuito fechado com recirculação contínua de fluido

Nessa condição, foram realizados dois testes com os tubos sem pintura, no dia 20 de março de 2025, em horários distintos, cada um com duração de 30 minutos. O primeiro ocorreu entre 14:50 h e 15:20 h, e o segundo entre 16:00 h e 16:30 h. O comportamento da irradiação solar durante a análise pode ser observado no Gráfico 1. A temperatura ambiente ao decorrer do teste teve média de 30,6 °C e a vazão de água pelo trocador foi de 0,0000166 m³/s (1 L/min) nos dois testes.

Gráfico 1: Radiação solar incidente no dia 20/03/2025 conforme a estação A853.

Fonte: INMET (2025).

No primeiro teste (Gráfico 2), a temperatura inicial do fluido na entrada do trocador de calor foi de 31,00 °C. Ao final do ensaio, as temperaturas registradas foram de 38,94 °C na entrada e 41,38 °C na saída, resultando em uma diferença média de temperatura (ΔT) de 1,98 °C entre a saída e a entrada do trocador.

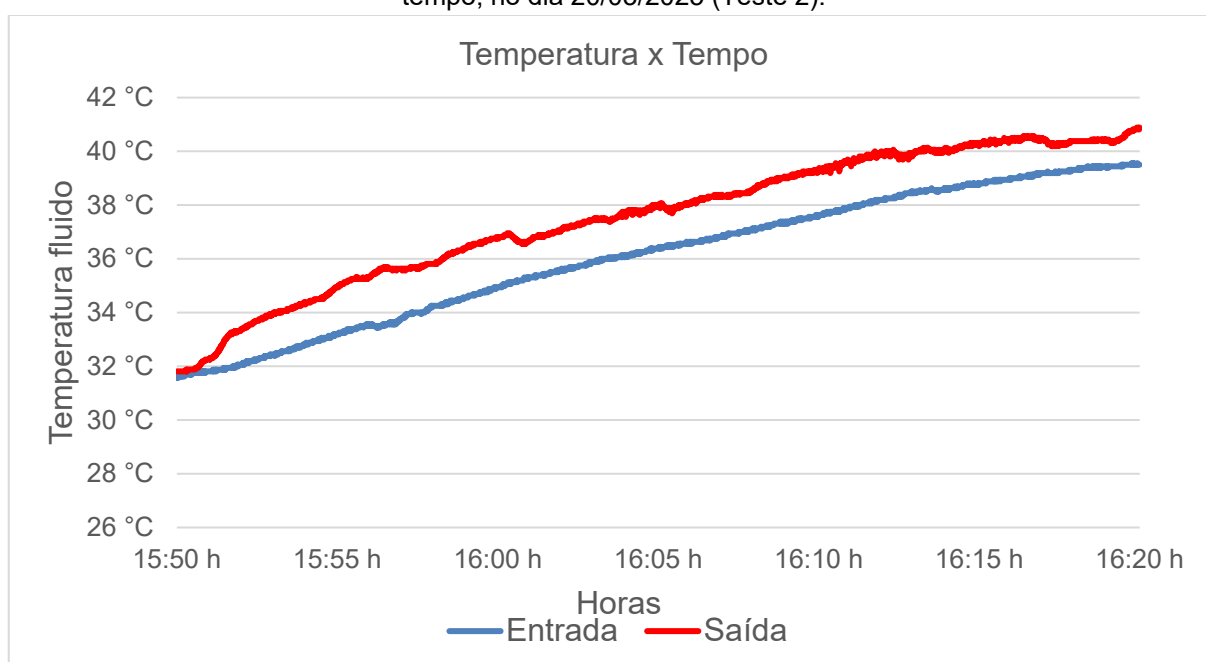
Gráfico 2: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 1).

Fonte: Autor (2025)

No segundo experimento do dia (Gráfico 3), as temperaturas iniciais registradas foram de 31,56 °C na entrada e 31,81 °C na saída do trocador de calor. Ao final do período, os valores aumentaram para 39,5 °C (entrada) e 40,88 °C (saída), resultando em uma diferença média de temperatura (ΔT) de 1,63 °C.

No entanto observou-se uma redução gradual da diferença de temperaturas pelo fato da diferença de temperaturas entre a água e os tubos se tornar cada vez menor.

Gráfico 3: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 2).



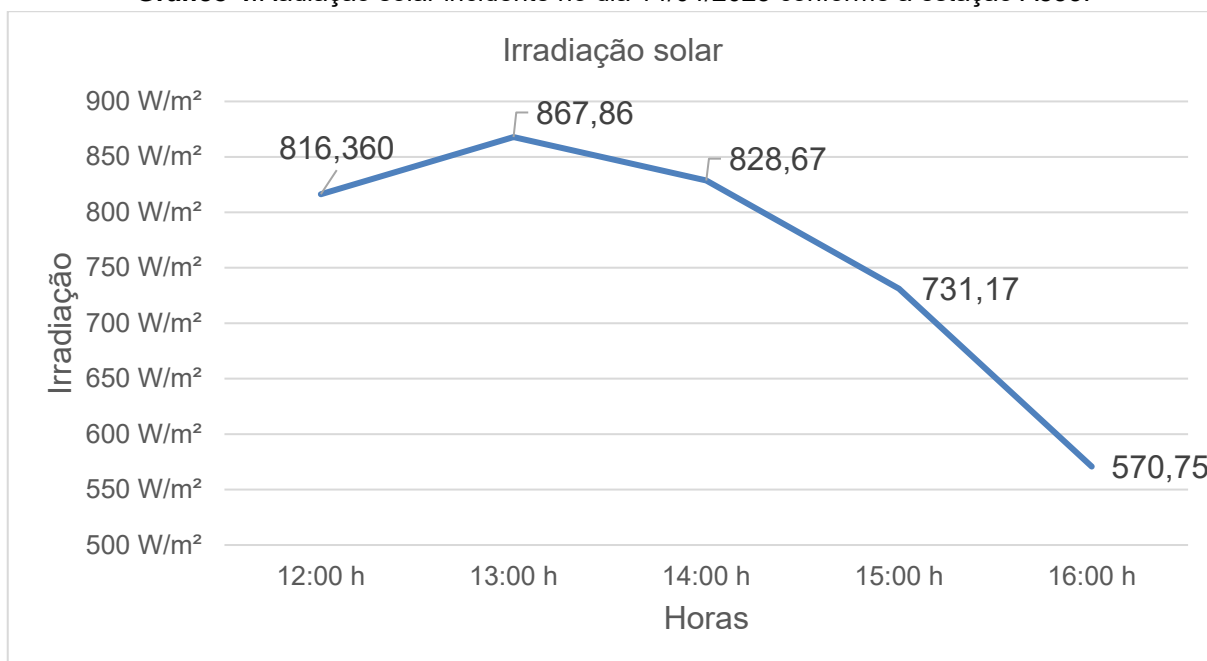
Fonte: Autor (2025).

No dia 14 de abril de 2025, foram realizados dois testes com duração de 30 minutos cada. O primeiro ocorreu das 14:00 h às 14:30 h, e o segundo, das 15:50 h às 16:20 h. O comportamento da radiação solar ao longo do dia está apresentado no Gráfico 4. Para essa etapa experimental, a vazão do fluido foi reduzida para 0,0000121 m³/s (0,73 L/min), com o objetivo de avaliar o impacto dessa alteração nas temperaturas observadas no sistema.

A vazão se encontra abaixo do limite inferior de medição do sensor, que é de (1 L/min), entretanto para realização do teste, foi utilizado um recipiente com medidas de volume gravadas, para conferir a vazão no início do teste, no fim do teste e durante a realização do mesmo, garantindo assim que a vazão foi lida corretamente, mesmo

estando fora da faixa de medição do sensor. Cabe ressaltar que a medição da vazão foi realizada fora da faixa ideal do sensor, o que não é recomendado. No entanto, com as conferências manuais com recipiente graduado no início, durante e ao final dos testes, foi possível verificar as medições do sensor.

Gráfico 4: Radiação solar incidente no dia 14/04/2025 conforme a estação A853.



Fonte: INMET (2025).

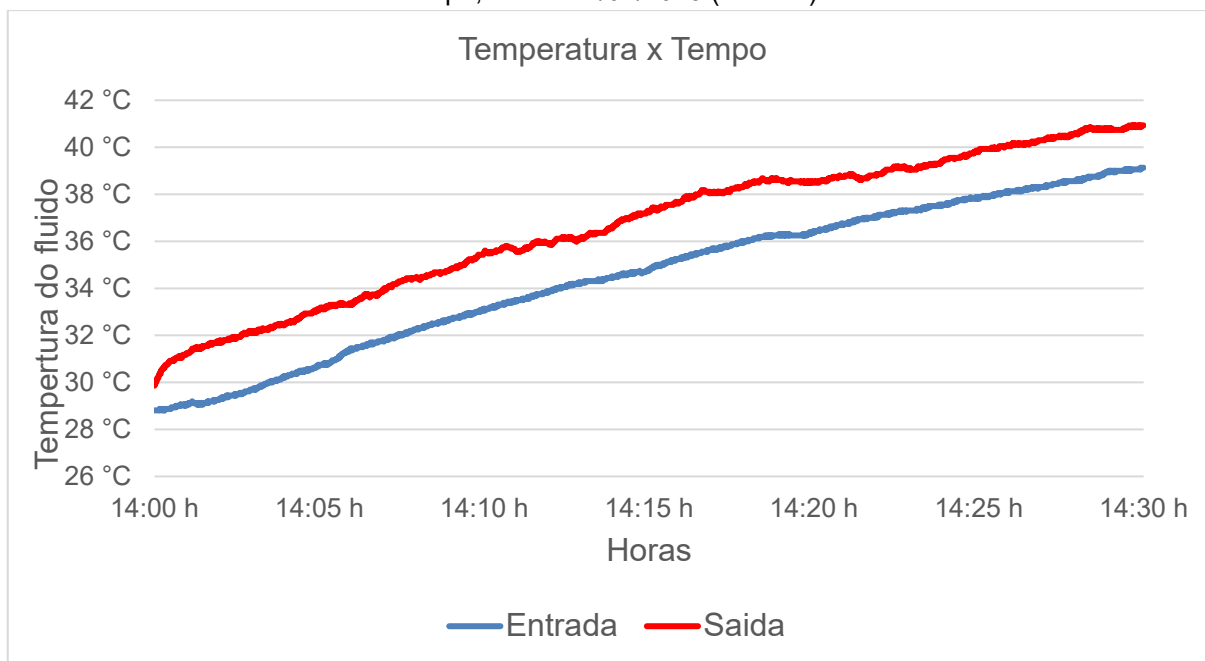
No primeiro teste do dia (Gráfico 5), a temperatura inicial do fluido na entrada foi de 28,8 °C, enquanto na saída registrou-se 29,86 °C. Ao final do experimento, as temperaturas aumentaram para 39,1 °C (entrada) e 40,93 °C (saída). Observou-se uma diferença média de temperatura (ΔT) de 2,14 °C entre a saída e a entrada, seguida por uma estabilização gradual e posterior diminuição dessa diferença, indicando o início da tendência ao regime permanente.

O segundo teste (Gráfico 6) iniciou-se com temperatura de 24,4 °C na entrada do fluido. Foram registradas temperaturas de 30,7 °C na entrada e 31,8 °C na saída antes da cobertura de nuvens. A diferença máxima de temperatura (ΔT), durante todo o ensaio, foi de 1,67 °C.

No entanto, como pode ser observado no gráfico, após aproximadamente 20 minutos de experimento, a temperatura de saída apresentou uma queda abrupta.

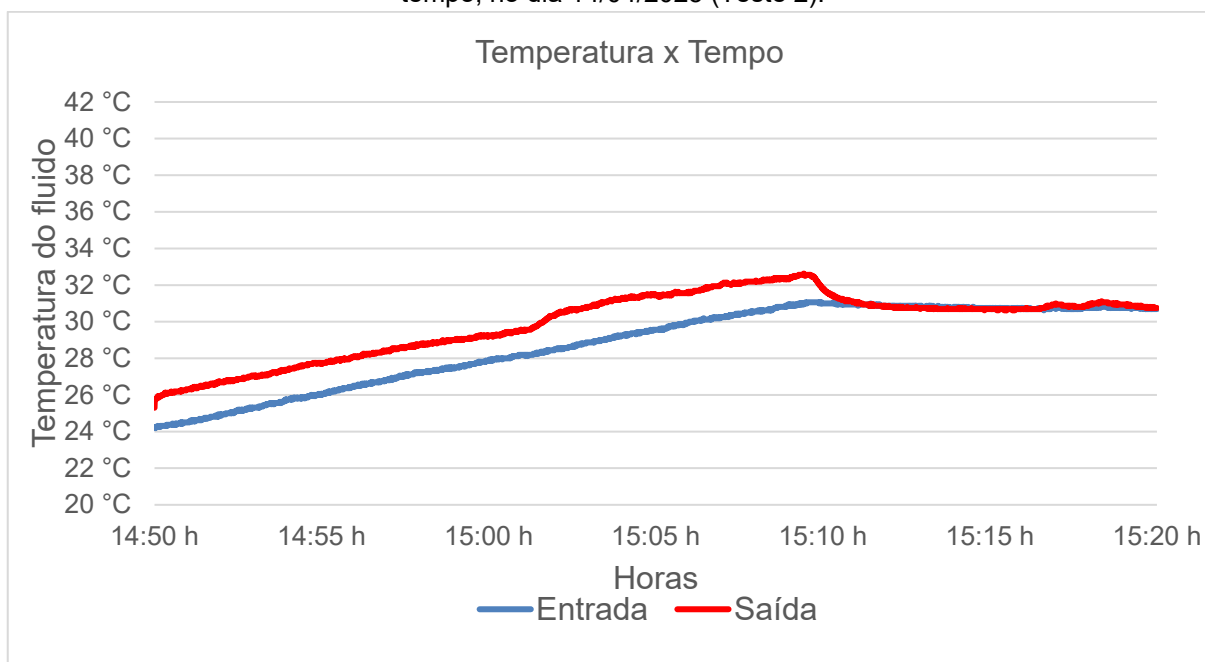
Esse comportamento deve-se à cobertura total de nuvens ocorrida nesse momento, que reduziu a incidência de radiação solar direta sobre o sistema.

Gráfico 5 : Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 14/04/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

Gráfico 6 : Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 14/04/2025 (Teste 2).



Fonte: Autor (2025).

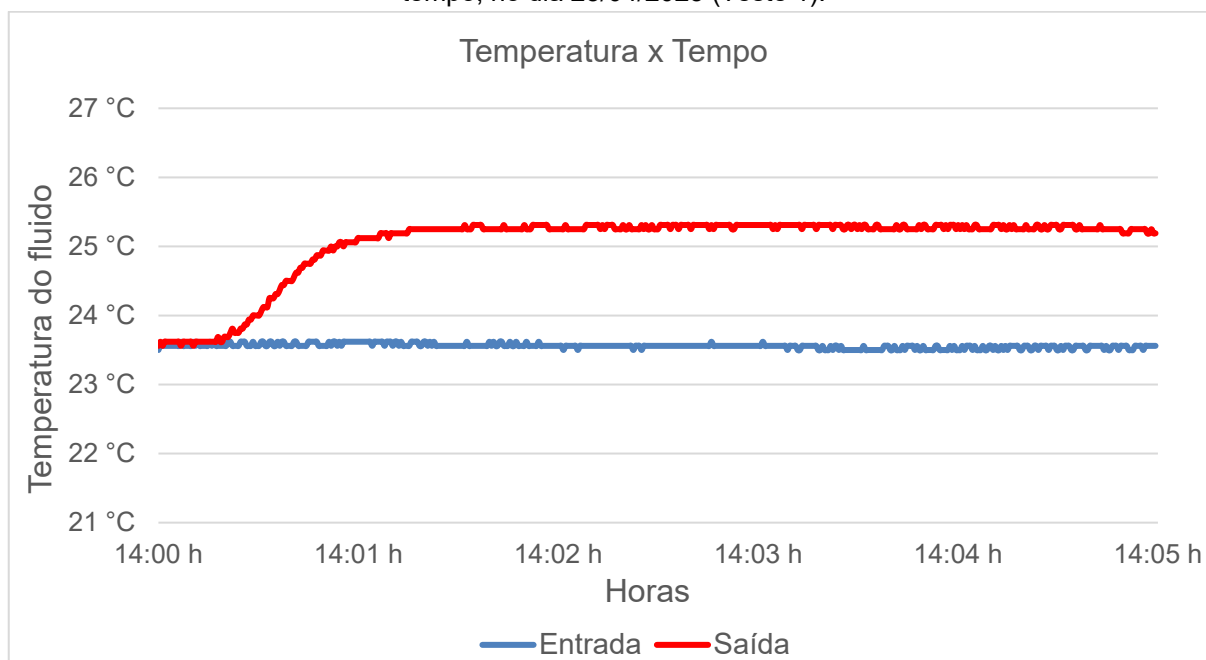
4.1.3 Ensaio com circuito aberto sem recirculação do fluido (sem pintura)

No dia 25/04/2025, foram realizados dois testes em circuito aberto, diferentemente dos anteriores, que utilizaram circuito fechado. O objetivo desse teste foi analisar o aumento de temperatura da água durante uma única passagem pelos tubos, mantendo a temperatura de entrada constante. Busca-se observar o aumento da temperatura de saída e a manutenção da temperatura de entrada. Nesse teste a vazão foi de $0,0000166 \text{ m}^3/\text{s}$ (1 L/min).

O primeiro teste teve início às 14:00 h e término às 14:30 h. A radiação média foi de 657 W/m^2 . Como pode ser observado no Gráfico 7 a temperatura da água de entrada se manteve em média em $23,5 \text{ }^\circ\text{C}$, ao longo do teste. Para a temperatura de saída, como esperado, houve um acréscimo, atingindo um máximo de $25,37 \text{ }^\circ\text{C}$. O ΔT médio foi de $1,78 \text{ }^\circ\text{C}$.

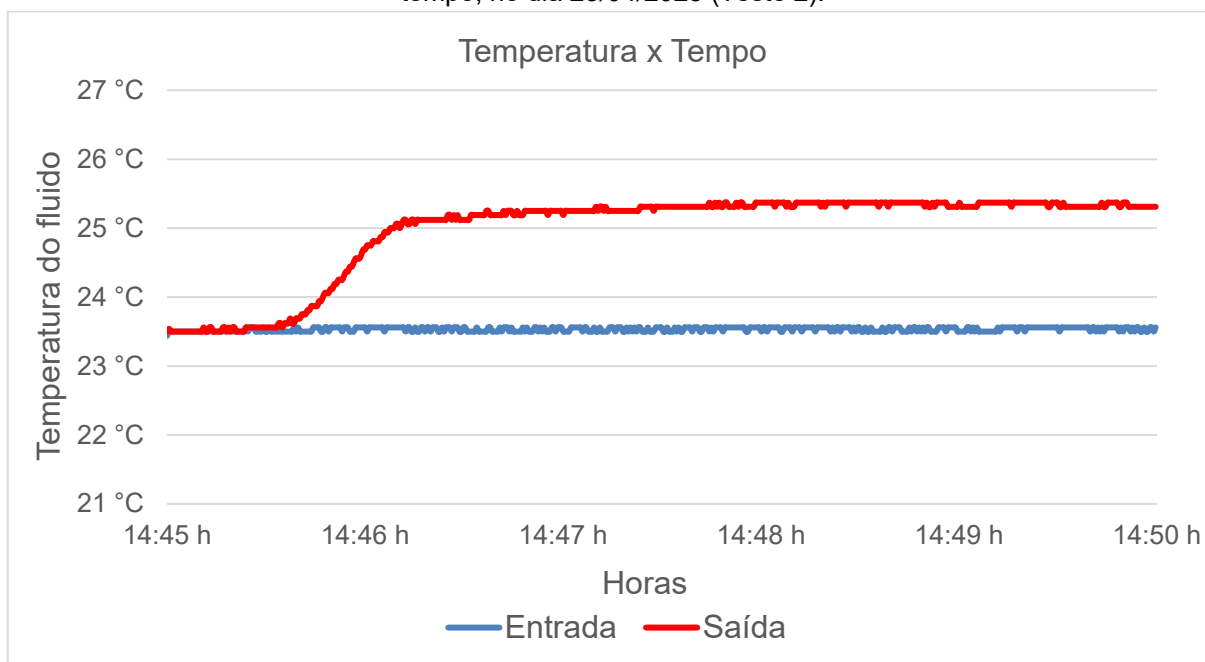
O segundo teste (Gráfico 8) foi iniciado às 14:45 h, com a temperatura média do fluido de entrada em $23,5 \text{ }^\circ\text{C}$. A radiação solar média foi de 638 W/m^2 no período. A média da diferença de temperatura no período foi de $1,77 \text{ }^\circ\text{C}$.

Gráfico 7: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 25/04/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

Gráfico 8 : Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 25/04/2025 (Teste 2).



Fonte: Autor (2025).

4.2 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR COM PINTURA NA COR PRETA

Após a fase inicial de testes, com os tubos na condição original, sem pintura, procedeu-se à aplicação de uma pintura superficial na cor preta com o objetivo de aumentar a absorção de radiação solar.

A seguir, foram realizados novos ensaios experimentais com o trocador de calor operando sob as mesmas condições de fluxo e tempo, permitindo a comparação direta dos efeitos térmicos decorrentes da modificação na superfície dos tubos. A Figura 21 mostra os tubos pintados na cor preta.

Figura 21: Tubos do trocador pintados na cor preta.



Fonte: Autor (2025).

4.2.1 Ensaios em sistema de circuito fechado com recirculação contínua de fluido

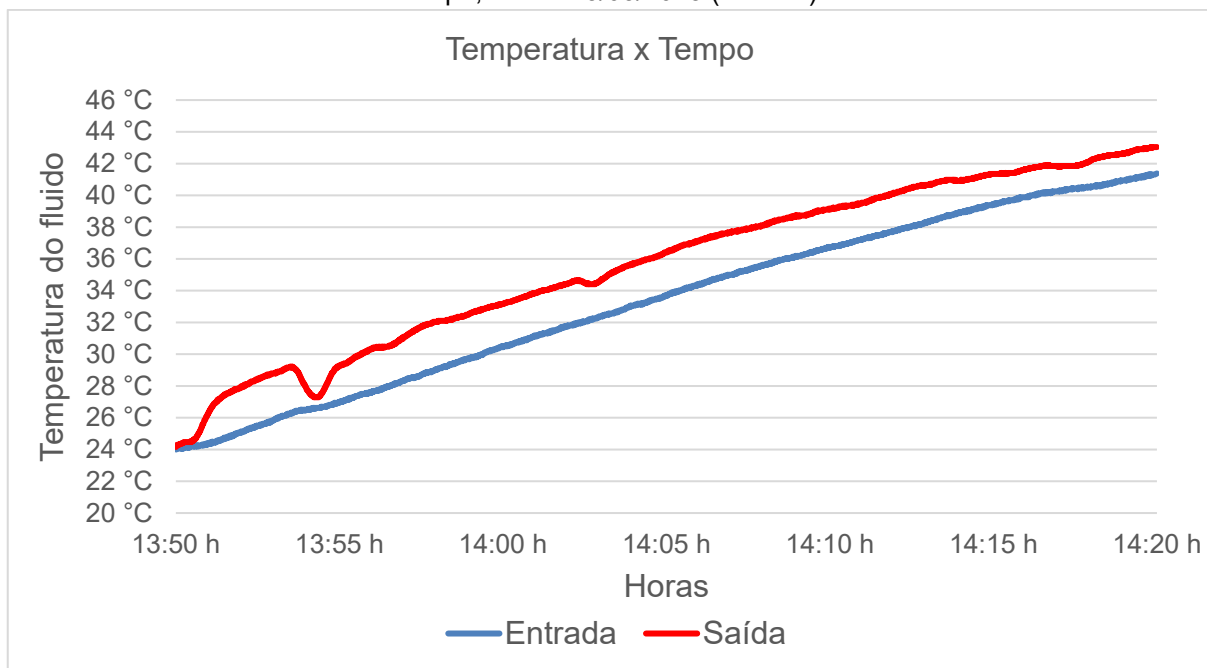
Dois testes foram realizados no dia 15 de maio, mantendo-se a vazão constante de $0,0000166 \text{ m}^3/\text{s}$ (1 L/min). A temperatura ambiente média foi de $26,5 \text{ }^\circ\text{C}$. O primeiro teste com o revestimento preto (Gráfico 9) foi realizado das 13:50 h às 14:20 h, sob uma radiação solar média de $673 \text{ W}/\text{m}^2$. As temperaturas iniciais registradas foram de $24,06 \text{ }^\circ\text{C}$ na entrada e $24,16 \text{ }^\circ\text{C}$ na saída do trocador de calor. Ao final do experimento, a temperatura de entrada atingiu $41,38 \text{ }^\circ\text{C}$ e a de saída, $43,04 \text{ }^\circ\text{C}$.

Aproximadamente cinco minutos após o início do teste, observou-se uma queda momentânea na temperatura de saída, atribuída ao aumento temporário da cobertura de nuvens, que reduziu a incidência direta da radiação solar. Com a dissipação das nuvens, a temperatura voltou a subir gradualmente. A diferença média de temperatura registrada foi de $2,37 \text{ }^\circ\text{C}$.

Já o segundo teste (Gráfico 10) ocorreu das 14:45 h às 15:15 h, sob radiação média de $640 \text{ W}/\text{m}^2$. As temperaturas de entrada e saída no início do experimento foram $23,8 \text{ }^\circ\text{C}$ e $23,9 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. Ao final do teste, essas temperaturas

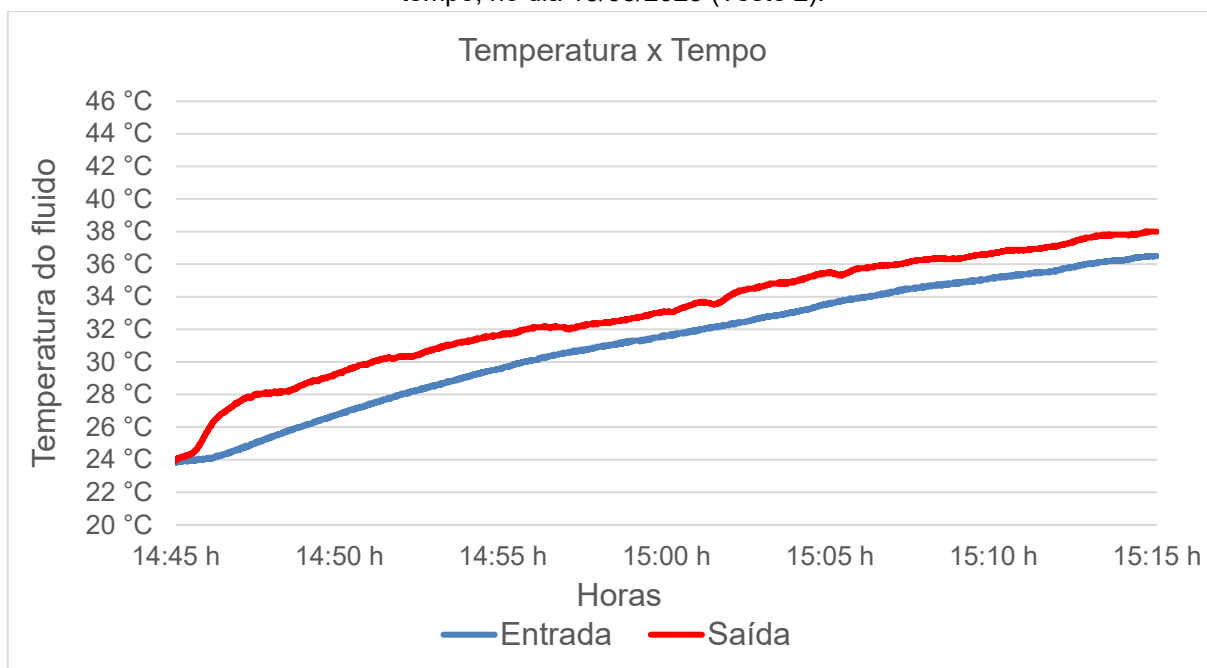
atingiram 36,5 °C na entrada e 38,0 °C na saída, resultando em um ΔT médio de 1,88 °C, mantendo-se a vazão constante em 0,0000166 m³/s (1 L/min).

Gráfico 9: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 15/05/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

Gráfico 10: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 15/05/2025 (Teste 2).



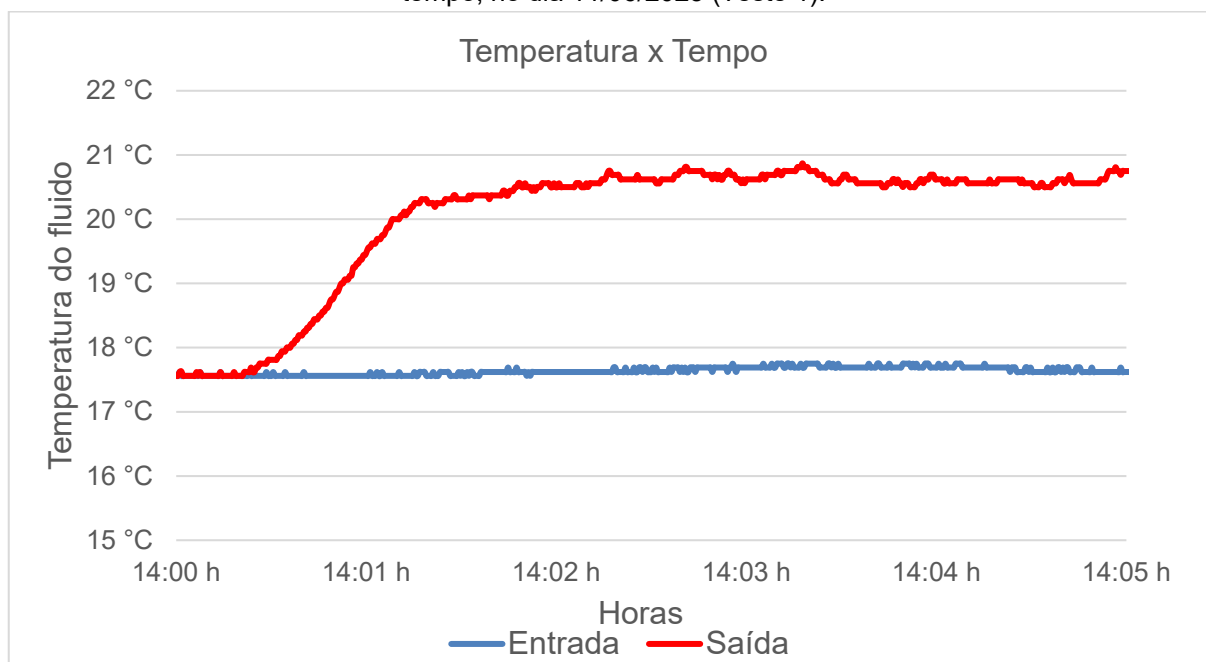
Fonte: Autor (2025).

4.2.2 Ensaio com circuito aberto sem recirculação do fluido (com pintura)

Em 11 de junho (Gráfico 11 e Gráfico 12) foram realizados dois ensaios em circuito aberto, utilizando o trocador na cor preta. Em ambos os testes, a vazão foi de $0,0000166 \text{ m}^3/\text{s}$ (1 L/min), e a temperatura ambiente registrada foi de $16,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

O primeiro ensaio, conduzido entre 14:00 h e 14:30 h, apresentou uma irradiação solar média de $640 \text{ W}/\text{m}^2$. Durante o teste, a temperatura de entrada permaneceu constante em $17,5 \text{ }^\circ\text{C}$, enquanto a temperatura de saída aumentou de $17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ para $20,6 \text{ }^\circ\text{C}$, em média, resultando em uma diferença média de $2,98 \text{ }^\circ\text{C}$.

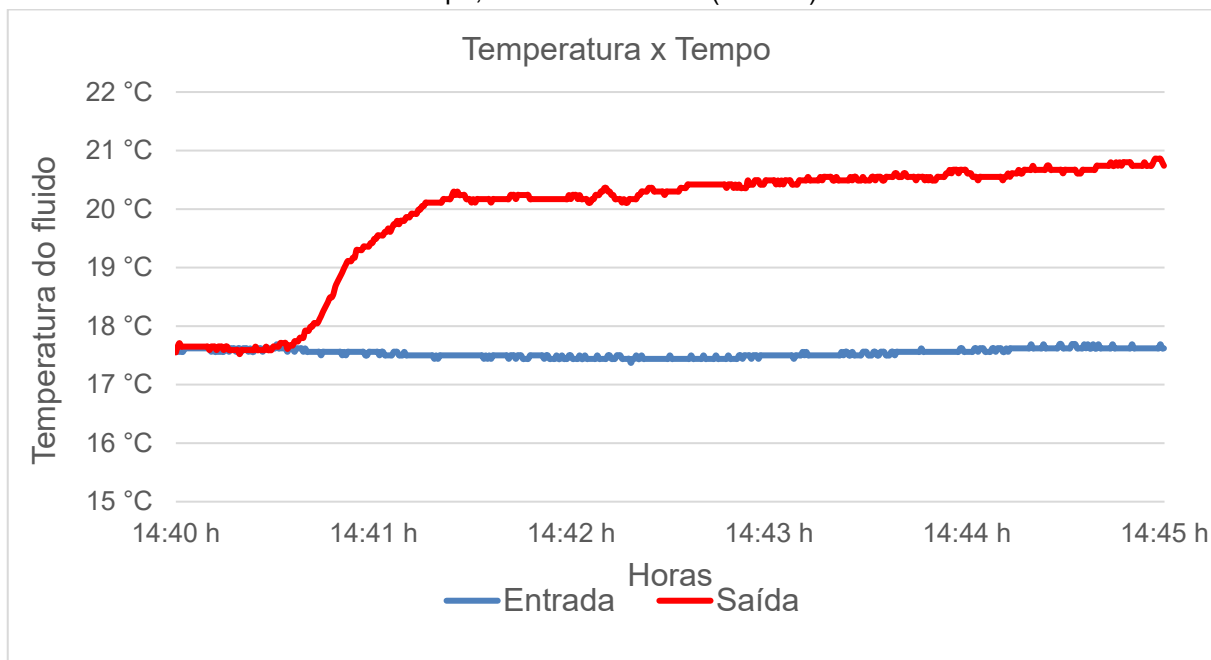
Gráficos 11: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 11/06/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

O segundo teste foi realizado das 14:40 h às 15:10 h (Gráfico 12), com irradiação solar média de $590 \text{ W}/\text{m}^2$ e vazão de $0,0000166 \text{ m}^3/\text{s}$ (1 L/min). A temperatura de entrada manteve-se constante em $17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ao longo do ensaio. Já a temperatura de saída iniciou em $17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ e atingiu a média na saída de $20,16 \text{ }^\circ\text{C}$ resultando em uma elevação média de $2,71 \text{ }^\circ\text{C}$.

Gráficos 12: Variação da temperatura de entrada e saída do fluido em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 11/06/2025 (Teste 2).



Fonte: Autor (2025).

4.3 CALOR ABSORVIDO PELO FLUIDO DE TRABALHO E EFICIÊNCIA DO CONCENTRADOR

4.3.1 Calor absorvido em circuito fechado com recirculação de fluido sem pintura

Com os dados de temperatura inicial e final do fluido de trabalho, juntamente com os valores de irradiação solar fornecidos pelo INMET e a aplicação das equações 19, 20 e 21, é possível calcular e plotar o calor absorvido pelo fluido e a eficiência térmica. Para todos os cálculos foi desconsiderado o período de subida da temperatura, o que equivale aos 2 primeiros minutos dos testes, considerando apenas a parte após a rampa de subida da temperatura para o cálculo da eficiência.

O Gráfico 13 apresenta a quantidade de calor absorvida pelo fluido de trabalho ao longo de um ensaio experimental com duração de 30 minutos, realizado em 20 de março. No gráfico é possível observar que o valor máximo de potência é de 154 W. Esse valor foi obtido no momento de maior disponibilidade de irradiação solar. Durante o teste, a quantidade de calor e a eficiência médias foram de $132,12 \text{ W} \pm 48,3 \text{ W}$ e 17,68%, respectivamente. Como é possível observar no gráfico, variações ocorrem ao

longo do tempo na quantidade de calor, o que pode ser atribuído a variação da irradiação solar, oscilações nas medições ou ainda pequenas nuvens.

Gráfico 13: Calor absorvido e eficiência em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

No segundo teste (Gráfico 14), foi registrado um pico de potência de 152 W, durante o experimento. A quantidade de calor média foi de $106,86 \text{ W} \pm 39,08 \text{ W}$ e a eficiência média de 18,12%.

Contudo, observa-se que a quantidade de calor absorvida foi maior no início do teste, reduzindo-se gradativamente ao longo do tempo. Como o ensaio foi realizado em circuito fechado, a troca térmica com o fluido tornou-se progressivamente limitada e como o passar do dia a radiação solar incidente foi diminuindo.

Gráfico 14 : Calor absorvido e eficiência em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 20/03/2025 (Teste 2).



Fonte: Autor (2025).

No dia 14 de abril, foram realizados 2 testes em circuito fechado com duração de 30 minutos cada. No primeiro teste, obteve-se uma média de calor absorvido de $130,72 \text{ W} \pm 47,81 \text{ W}$ e eficiência de 21,13%. Destaca-se que, nesse ensaio, a vazão do fluido foi reduzida em relação ao teste anterior, o que possibilitou um maior ΔT ao longo do experimento, porém menor vazão em massa. No segundo teste, após 20 minutos, houve cobertura de nuvens, impedindo a análise completa da absorção térmica pelo fluido. Até o momento da cobertura das nuvens a média foi de $102 \text{ W} \pm 37,31 \text{ W}$ com eficiência de 14,26%.

4.3.2 Calor absorvido em circuito aberto sem recirculação de fluido sem pintura

O Gráfico 15 apresenta a potência térmica útil absorvida pelo fluido de trabalho durante um ensaio experimental de 30 minutos, realizado em circuito aberto no dia 25/04/2025. O pico de calor absorvido registrado foi de 142 W, atingido aproximadamente aos 15 minutos de experimento, conforme indicado na curva.

Entretanto, ao longo do ensaio, a média foi de 123,21 W \pm 45,07 W e a eficiência de 20,86%. No segundo teste do dia a média registrada ao longo do experimento foi de 117,88 W \pm 42,79 W e 18,47% de eficiência térmica.

Gráfico 15: Calor absorvido e eficiência em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 25/04/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

4.3.3 Calor absorvido em circuito fechado com pintura

Nos testes realizados com aplicação de pintura observou-se um aumento na quantidade de calor absorvido pelo fluido de trabalho. Em comparação aos ensaios anteriores em circuito fechado, sem pintura, a média de calor absorvido no primeiro teste foi de aproximadamente 132,12 W.

Após a aplicação do revestimento, a média do primeiro teste foi para 167,88 W \pm 61,41 W com eficiência térmica média de 27,65%.

O segundo teste do dia (Gráfico 16), também com pintura, teve um média de calor absorvido de 132,00 W \pm 48,28 W e uma média de eficiência de 22,96%. A variação observada do gráfico 16, provavelmente foi causado pelos sistemas de

orientação dos espelhos, o qual não manteve o foco dos raios solares de forma estável ao longo do teste, consequência disso ocorreu a diminuição do calor absorvido.

Gráfico 16: Calor absorvido e eficiência em circuito fechado, ao longo do tempo, no dia 15/05/2025 (Teste 2).



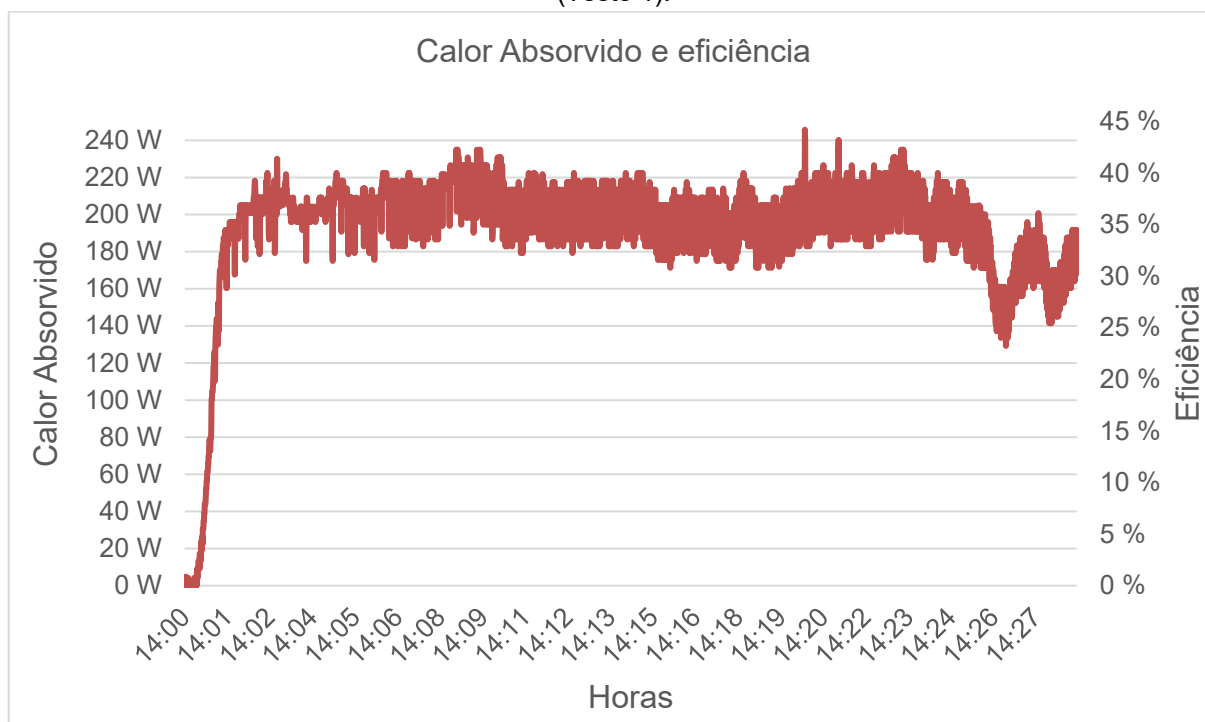
Fonte: Autor (2025).

4.3.4 Calor absorvido com pintura e circuito aberto

No Gráfico 17, observa-se o comportamento do calor absorvido pelo fluido ao longo do tempo no dia 11/06/2025. A potência térmica média foi de aproximadamente $200,80 \text{ W} \pm 73,45 \text{ W}$ com uma eficiência térmica média de 34,88%.

Destaca-se que o calor absorvido se manteve relativamente estável durante o ensaio, o que contribuiu para a obtenção de uma média elevada. No segundo teste do dia, o calor absorvido apresentou média de $178,47 \text{ W} \pm 65,28 \text{ W}$ com eficiência térmica média de 31,98%.

Gráficos 17: Calor absorvido e eficiência em circuito aberto, ao longo do tempo, no dia 11/06/2025 (Teste 1).



Fonte: Autor (2025).

4.5 SÍNTESE DOS RESULTADOS

A tabela 1 sumariza os resultados encontrados nos testes. Na tabela é apresentado a irradiação solar média no decorrer do teste, o calor médio absorvido pelo fluido de trabalho, a diferença de temperatura média e a eficiência térmica média atingida no decorrer do teste.

Entre os dados apresentado na tabela 1, destaca-se a eficiência térmica. Como é possível observar no teste inicial, em 20 de março, a eficiência térmica ficou torno de 17,68% e 18,12%, com algumas variações.

Em seguida, em 15 de abril, no segundo teste, observa-se uma menor eficiência média de 14,12%, resultado da cobertura de nuvens no momento do teste. Posteriormente, em 25 de abril, os testes apresentaram um comportamento similar aos anteriores, mantendo a eficiência dentro da faixa já encontrada (entre 18,47% a 20,86%).

Tabela 1: Síntese dos resultados das avaliações experimentais.

Data	Teste	Circuito	Irradiação média (W/m ²)	Calor absorvido médio (W)	ΔT médio (°C)	Eficiência térmica média (%)
20/03/2025	1°	Fechado	830,9	132,12	1,98	17,68
20/03/2025	2°	Fechado	655,2	106,86	1,63	18,12
15/04/2025	1°	Fechado	808,3	130,72	2,14	21,13
15/04/2025	2°	Fechado	715,9	102	1,67	14,26
25/04/2025	1°	Aberto	656,2	123,21	1,77	20,86
25/04/2025	2°	Aberto	638	117,88	1,78	18,47
15/05/2025	1°	Fechado	672,1	167,88	2,37	27,65
15/05/2025	2°	Fechado	639,4	132	1,88	22,96
11/06/2025	1°	Aberto	640	200,8	2,98	34,88
11/06/2025	2°	Aberto	590	178,47	2,71	31,98

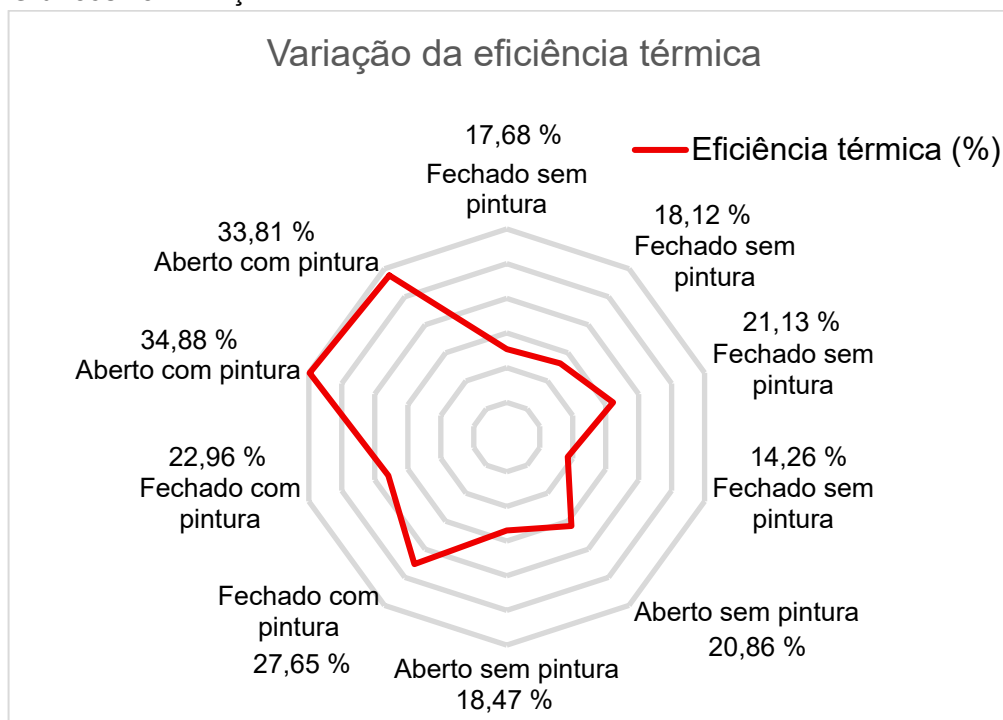
Fonte: Autor (2025).

Contudo, o que aprestou uma maior mudança foi o teste de 15 de maio. Nesta data foi possível atingir temperaturas maiores em relação aos outros testes até então realizados. O motivo desse resultado está na adição da pintura aos tubos, de cor preta, que auxiliou no aumento da temperatura do fluido. Essa alteração resultou em uma eficiência superior em comparação aos demais testes, com médias de 27,65% no primeiro ensaio e 22,96% no segundo, respectivamente.

O valor médio das eficiências sem pintura, incluído teste aberto e fechado, foi de 18,42% e com pintura de 29,82%, destacando que a adição de uma camada de pintura preta nos tubos melhora a eficiência térmica pois melhora a absorção de calor pelo trocador de calor. Em comparação, com sistemas experimentais de pequeno porte, descritos por autores como Maranhão (2016), que relatou em seu estudo a eficiência aproximada de 17% em seu protótipo de concentrador e Souza (2020), em seu estudo encontrou, valores entono de 19% e Netzel (2019) em seu experimentos envolvendo a configuração de tubo concentrador sem pintura seletiva obtiveram uma eficiência térmica média de 28,99%, enquanto que a eficiência térmica do dispositivo, utilizando-se da configuração de tubo concentrador com pintura seletiva foi de 36,69%.

Os testes realizados em circuito aberto apresentaram melhores eficiências térmicas (Gráfico 18), uma vez que a temperatura de entrada do fluido se mantém estável ao longo do tempo. Isso favorece uma maior e mais constante diferença de temperatura (ΔT) entre a entrada e a saída, o que intensifica a troca térmica. Diferentemente do que ocorre em circuitos fechados, onde o fluido recircula e o ΔT tende a diminuir progressivamente, no circuito aberto a temperatura constante do fluido de entrada preserva o gradiente térmico.

Gráficos 18: Variação da eficiência térmica com modelos de circuito e revestimento



Fonte: Autor 2025

4.6 ANÁLISE SIMPLIFICADA DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Para garantir a confiabilidade dos dados obtidos nos ensaios experimentais, é fundamental considerar as possíveis fontes de erros associadas aos instrumentos de medição utilizados. A análise de incertezas permite quantificar a margem de variação dos valores registrados, fornecendo uma estimativa da incerteza nos resultados e nas conclusões obtidas. Isso é importante em sistemas térmicos, onde pequenas variações na leitura de temperatura ou vazão podem impactar significativamente o cálculo da energia térmica transferida.

A incerteza de medição dos sensores de temperatura, conforme dados da literatura, é de aproximadamente $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (STRAUB, 2020). Para o sensor de vazão a incerteza de medição é de aproximadamente 9,5% do valor medido (KHATATBEH *et al*, 2023). Com esses dados é possível estimar a incerteza esperada dos resultados apresentados.

Segundo Albertazzi (2008), a combinação de várias fontes de incerteza deve ser realizada dividindo a incerteza da variável pelo seu valor medido e, após isso, elevar ao quadrado e tirar a raiz. A equação adaptada, para o caso deste trabalho, onde é realizada a combinação de dois fatores de incerteza, é apresentada na Equação 22.

$$\frac{u(\dot{Q})}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2} \quad (22)$$

onde:

$u(\dot{Q})/\dot{Q}$: Incerteza relativa da quantidade de calor \dot{Q} .

$u(\dot{m})/\dot{m}$: Incerteza relativa da vazão mássica do fluido (\dot{m}).

$u(\Delta T)/\Delta T$: Incerteza relativa da variação de temperatura do fluido. Para o caso de dois sensores de temperatura $u(\Delta T) = \sqrt{u^2(T1) + u^2(T2)}$.

A partir dos valores médios encontrados de quantidade de calor, a variação de temperatura do fluido e a vazão utilizada, é possível resolver a equação 23 e encontrar a incerteza esperada no cálculo da quantidade de calor e também da eficiência.

$$\frac{u(\dot{Q})}{139,2} = \sqrt{\left(\frac{0,001666}{0,01666}\right)^2 + \left(\frac{0,7071}{2,1}\right)^2} \quad (23)$$

$$\frac{u(\dot{Q})}{139,2} = \sqrt{0,01 + 0,113}$$

$$u(\dot{Q}) = 49,08 \text{ W}$$

Considerando que a média da quantidade de calor recebido pelo fluido foi de 139,20 W, um erro médio percentual de 36,58% é encontrado. Isso significa que a incerteza de medição de cada valor de quantidade de calor absorvida (\dot{Q}) está em torno de mais ou menos 36,58%, assim como a eficiência térmica. Ressalta-se que esses valores representam médias gerais, para uma análise mais adequada, é necessário avaliar a incerteza individual de cada medição.

Apesar do elevado índice de incerteza observada, os resultados obtidos ao longo dos testes ainda são aceitáveis para fins acadêmicos e experimentais, permitindo conclusões sobre o desempenho térmico do sistema, como por exemplo, a melhor absorção de calor devido a pintura preta. Dentre os sensores, o que mais contribui para a incerteza elevada é o sensor de vazão que possui uma incerteza de 9,5 %. No entanto, é importante destacar que, em aplicações industriais ou que exijam maior precisão, as escolhas de sensores com menor incerteza é uma recomendação.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi realizada a montagem e a avaliação de um trocador de calor de quatro passes, de alumínio, acoplado a um concentrador solar linear do tipo Fresnel. Além dos tubos do trocador de calor, foram instalados uma bomba de água, um sensor de vazão e sensores de temperatura, todos conectados a um sistema de aquisição de dados baseado em um microcontrolador Arduino. De modo geral, os resultados experimentais confirmaram que o dispositivo tem potencial para aplicação em aquecimento de fluidos utilizando energia solar.

O objetivo principal consistiu em avaliar a eficiência do dispositivo na elevação da temperatura de um fluido de trabalho. Experimentos foram realizados em duas etapas: inicialmente com o trocador de calor sem revestimento superficial e, posteriormente, com aplicação de uma pintura na cor preta, a fim de verificar a influência da pintura na transferência de calor.

Nos primeiros testes, realizados com o trocador sem pintura, observou-se uma elevação média de temperatura de aproximadamente $1,82\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre a entrada e a saída do fluido, com eficiências térmicas médias mantendo-se na faixa de 17,80% em circuito fechado e aproximadamente 19,60% em circuito aberto. A irradiação solar média durante esses ensaios variou entre 655 W/m^2 , a 830 W/m^2 , para o circuito fechado e 638 W/m^2 a 656 W/m^2 , para o circuito aberto, resultando em uma média de calor absorvido de $117,90\text{ W}$ para o circuito fechado e de $120,50\text{ W}$ para o circuito aberto.

Com a aplicação do revestimento de cor preta, observou-se um aumento na eficiência térmica média do sistema, que atingiu 25,30% com recirculação e 33,40% sem recirculação de fluido. Conseqüentemente, o calor médio absorvido pelo fluido também aumentou, para $149,90\text{ W}$ (com recirculação) e $189,60\text{ W}$ (sem recirculação).

O aumento do calor absorvido ocorre porque a cor preta elevou a absorvidade (α) da superfície do trocador, fazendo com que ele se comporte de forma mais próxima a um corpo negro. Dessa forma, a refletividade (ρ) do absorvedor é minimizada.

A eficiência térmica média do concentrado solar linear Fresnel analisado, considerando todos os testes realizados neste estudo, está na faixa 18,42% sem pintura de 29,82% com pintura.

Portanto, os resultados obtidos demonstram que o concentrador solar linear Fresnel com um trocador de calor instalado no seu absorvedor, atendeu o objetivo de aquecer o fluido de trabalho, sendo possível afirmar que a aplicação do revestimento superficial contribuiu de forma positiva para o aumento da eficiência térmica e da transferência de calor para o fluido.

Durante a realização dos testes alguns desafios foram sendo identificados. Entre os maiores desafios encontrados durante a realização dos testes, se destaca as mudanças do clima. Entre elas a presença de nuvens decorrer dos testes, dias chuvosos em sequência que impossibilitaram a realização dos mesmos. A regulagem dos espelhos também, visto que a regulagem inicial, era realizada manualmente.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Aumentar o número de passes no trocador de calor para avaliar o impacto na eficiência térmica do sistema.
- Implementar um novo isolamento térmico no absorvedor, visando reduzir as perdas de calor por condução.
- Adicionar isolamento nas mangueiras de conexão com o objetivo de minimizar as perdas térmicas por condução e convecção.
- Utilizar um piranômetro para realizar medições precisas da irradiação solar incidente.
- Substituir a protoboard por uma placa de circuito impresso para a montagem dos sensores, facilitando a adição de novos dispositivos e aprimorando a confiabilidade do sistema.
- Substituir os sensores de temperatura por sensores com menor incerteza (recomenda-se sensores com incerteza de no máximo $\pm 0,2$ °C).
- Substituir os sensores de vazão por sensores com menor incerteza (recomenda-se sensores com incerteza de no máximo ± 3 %) e faixa de vazão de 0,6 L/min até 6 L/min).

6 REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI JÚNIOR, Armando. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

ALLDATASHEET.COM. **DS18B20 Download**. Disponível em: <<https://www.alldatasheet.com/datasheet-pdf/download/58557/DALLAS/DS18B20.html>>. Acesso em 18 de julho de 2025

ALMEIDA, Geraldo Samuel Marques. **Pesquisa e Desenvolvimento de um Sistema Termoeletrico do tipo Linear Fresnel Refletor**. 2013. 86 p. Dissertação (Mestre em Energias Renováveis) - UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA, Lisboa, 2013.

ÇENGEL, YUNUS A *et al.* **Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre – RS: AMGH EDITORA LTDA, 2012. 927 p. ISBN 0073398128 / 9780073398129.

COELHO, João Carlos Martins. **Energia e fluidos: transferência de calor**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2016. *E-book*. Disponível em: <https://plataforma.bvirtual.com.br>. Acesso em: 10 jun. 2025.

DA CUNHA, André Felipe Vieira. **Conhecimentos sobre Engenharia Solar Térmica: Geometria Solar e Coletor Solar Plano**. Recife: UFPE, 2021. 92 p.

ELETROGATE. **Sensor de Temperatura DS18B20** Disponível em: <<https://www.eletrogate.com/sensor-de-temperatura-ds18b20-a-prova-dagua?srsltid=AfmBOopEz5FL36zb1dOrpGJfK3eAW8zbtJI4ORefesdKSoXDOpVXsFOY>>. Acesso em: 15 jun. 2025.

FRAGA, Thiago Rabelo. **Sistema de monitoramento de consumo de água de baixo custo com comunicação Wi-Fi aplicado à IoT**. 2021. 62 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Ouro Preto, João Monlevade, MG, 2021.

GÓMEZ, J.M. Rodríguez *et al.* **A irradiância solar: conceitos básicos**. Revista Brasileira de Ensino de Física, [s. l.], v. 40, ed. 3, 12 fev. 2018.

INCROPERA, Frank.P *et al.* **Fundamentos de Transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2014. 1699 p. ISBN 978-85-216-2587-2.

INMET:: **Tempo**. Disponível em: <<https://tempo.inmet.gov.br/TabelaEstacoes/A853>>. Acesso em: 16 jun. 2025.

JUNIOR, José Lopes da Silva. **Geração de Potência com Concentradores Fresnel e Gás Natural**. 2016. 62 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2016.

KHATATBEH, Arwa Saud; KIM, Young-Oh. **Accuracy assessment and error decomposition of internet of things sensor: Low-flow conditions in Dorimcheon stream**. Journal of Radiation Research and Applied Sciences, South Korea, v. 16, 2023.

LIMA, Felipe Humberto de; MORATO, Gustavo do Val; NIFOCCI, Matheus Magalhães; LEITE, Vinicius Felipe Alves Cirino. **Energia Heliotérmica: Viabilidade Socioambiental e perspectivas no Brasil**. Energia Heliotérmica, [s. l.], 28 dez. 2022.

MARANHÃO, Diego Carvalho. **Projeto e construção de um concentrador solar tipo Fresnel linear**. 2016. 111 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2016

NETO, Carlos Boabaid. **Área técnica de refrigeração e condicionamento de ar: TRANSFERÊNCIA DE CALOR**. [S. l.: s. n.], 2018. 22 p. v. 2.

NETZEL, Ricardo Andreani. **Estudo experimental de um concentrador solar cilíndrico parabólico**. 2019. 137. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2019.

OLIVEIRA, ARMANDO CARLOS F. COELHO. **Transferência de calor: um guia para a resolução de problemas práticos**. 1. ed. Porto: [s. n.], 2022. 288 p. ISBN 978-989-33-2674-9. (OLIVEIRA, 2022)

OLIVEIRA, José Raimundo de; SHIN-TING, Wu. **Microcontroladores**. Campinas, SP: DCA-FEEC-Unicamp, 2019. Disponível em: <https://www.dca.fee.unicamp.br/cursos/EA075/2s2019/notas/topico10.pdf> Acesso em: 10 jun. 2025

PAULUS, Rafael Bathu. **Desenvolvimento de um concentrador solar Fresnel Linear**. 2023. 60 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal de Educação ciência e Tecnologia campus Ibirubá, Ibirubá, RS, 2023.

PERIN, Aryston Luiz. **Desenvolvimento de um equipamento para medir emissividade**. 2009. 132 p. Dissertação (MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL, Porto Alegre, 2009.

PIGOZZO, Victor César. **Desenvolvimento e análise experimental de um concentrador solar Fresnel linear para geração direta de vapor**. 2019. 248 p. Tese (Doutorado em engenharia mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, Florianópolis, 2019.

Sensor de Fluxo de Água 1/2" YF-S201b., [s.d.]. Disponível em: <<https://www.makehero.com/produto/sensor-de-fluxo-de-agua-12-yf-s201/#tab-blogrelacionados>>. Acesso em: 7 jun. 2025

SOUZA, Leonardo Faustino Lacerda De *et al.* **Concentrador Linear Fresnel com Geometria Aplanática**. VIII Congresso Brasileiro de Energia Solar, Fortaleza, 1 jun. 2020.

SOUSA, João Pedro Gadioli de **Análise da Transferência de Calor em Concentrador Solar do Tipo Fresnel Linear de Tubo Evacuado: Estudo da Pressão**. 2019. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2019. p. 115.

SCALCO, Patrícia. **Análise ótica e térmica do receptor de um sistema de concentradores Fresnel lineares**. 2016. 89 p. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DO SINOS, São Leopoldo, 2016.

STRAUB, M. G. **Sensor de Temperatura Arduino DS18B20**. Disponível em: <<https://www.usinainfo.com.br/blog/sensor-de-temperatura-arduino-ds18b20-comunicacao-onewire/>>.

ZHANG, Cheng *et al.* **Review of Concentrated Solar Power Technology Applications in Photocatalytic Water Purification and Energy Conversion: Overview, Challenges and Future Directions**. *Energies*, [s. l.], 18 jan. 2024.

7 APÊNDICE

APÊNDICE A - Código Arduino para aquisição de dados

```

#include <Wire.h>
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>

// Configurações do sensor de vazão YF-S201
byte statusLed = 13;
byte sensorInterrupt = 0; // Pino de interrupção (digital pin 2)
byte sensorPin = 2;

float calibrationFactor = 4.5;
volatile byte pulseCount; // Contador de pulsos do sensor de vazão
float flowRate; // Vazão em L/min
unsigned long oldTime; // Tempo da última leitura
float flowRateM3s; // Vazão em m³/s

// Configurações do sensor de temperatura DS18B20
OneWire oneWire(10);
DallasTemperature sensor(&oneWire);

// Endereços únicos dos sensores
DeviceAddress entradaAddress = {0x28, 0x4A, 0xD5, 0x48, 0xF6, 0x05, 0x3C, 0x6A};
DeviceAddress saidaAddress = {0x28, 0x0D, 0x95, 0x49, 0xF6, 0xEC, 0x3C, 0x3B};
DeviceAddress outroAddress = {0x28, 0xEE, 0xFA, 0x48, 0xF6, 0x19, 0x3C, 0xDC};
// Função de interrupção para contar pulsos do sensor de vazão
void pulseCounter() {
  pulseCount++;
}

void setup() {
  // Inicialização da comunicação serial
  Serial.begin(9600);

  // Inicialização do sensor de temperatura
  sensor.begin();

  // Inicialização do sensor de vazão
  pinMode(statusLed, OUTPUT);
  digitalWrite(statusLed, HIGH);
  pinMode(sensorPin, INPUT);
  digitalWrite(sensorPin, HIGH);

  pulseCount = 0;
  flowRate = 0.0;
  oldTime = 0;

  attachInterrupt(sensorInterrupt, pulseCounter, FALLING);

  delay(500); // Aguarda 500 ms para estabilização
}

```

```

void loop() {
  // Cálculo da vazão (prioridade máxima)
  if ((millis() - oldTime) > 1000) { // Processa os contadores uma vez por segundo
    detachInterrupt(sensorInterrupt);

    // Calcula a vazão em L/min
    flowRate = ((1000.0 / (millis() - oldTime)) * pulseCount) / calibrationFactor;
    oldTime = millis();

    // Converte a vazão para m³/s
    flowRateM3s = flowRate / 60000.0;

    pulseCount = 0; // Reinicia o contador de pulsos
    attachInterrupt(sensorInterrupt, pulseCounter, FALLING);
  }

  // Leitura da temperatura dos sensores DS18B20
  sensor.requestTemperatures();

  // Leitura da temperatura dos sensores DS18B20
  sensor.requestTemperatures();

  // Lê e exibe a temperatura de cada sensor pelo endereço único
  float temperaturaEntrada = sensor.getTempC(entradaAddress);
  float temperaturaSaida = sensor.getTempC(saidaAddress);
  float temperaturaOutro = sensor.getTempC(outroAddress);

  Serial.print("TEntrada: ");
  Serial.print(temperaturaEntrada);
  Serial.print(" ");

  Serial.print("Tsaída: ");
  Serial.print(temperaturaSaida);
  Serial.print(" ");

  Serial.print("Tambiente: ");
  Serial.print(temperaturaOutro);
  Serial.print(" ");

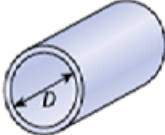
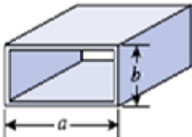
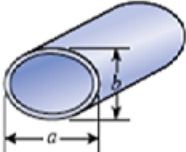
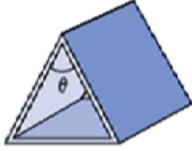
  // Exibição dos dados de vazão
  Serial.print("Vazao: ");
  Serial.print(int(flowRate)); // Parte inteira da vazão em L/min
  Serial.print(" L/min ");

  char flowRateM3sStr[15];
  dtostrf(flowRateM3s, 10, 7, flowRateM3sStr); // Converte float para string
  Serial.print("Vazao m³/s: ");
  Serial.print(flowRateM3sStr);
  Serial.println(" ");
}

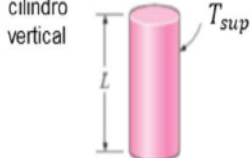
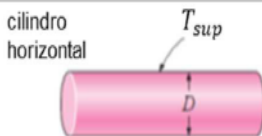
```

8 ANEXOS

ANEXO A- Valor do número de Nusselt para tubos.

Geometria do tubo	a/b ou θ°	Número de Nusselt		Fator de atrito f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Círculo 	—	3,66	4,36	$64,00/Re$
Retângulo 	a/b			
	1	2,98	3,61	$56,92/Re$
	2	3,39	4,12	$62,20/Re$
	3	3,96	4,79	$68,36/Re$
	4	4,44	5,33	$72,92/Re$
	6	5,14	6,05	$78,80/Re$
	8	5,60	6,49	$82,32/Re$
	∞	7,54	8,24	$96,00/Re$
Elipse 	a/b			
	1	3,66	4,36	$64,00/Re$
	2	3,74	4,56	$67,28/Re$
	4	3,79	4,88	$72,96/Re$
	8	3,72	5,09	$76,60/Re$
	16	3,65	5,18	$78,16/Re$
Triângulo isóceles 	θ			
	10°	1,61	2,45	$50,80/Re$
	30°	2,26	2,91	$52,28/Re$
	60°	2,47	3,11	$53,32/Re$
	90°	2,34	2,98	$52,60/Re$
	120°	2,00	2,68	$50,96/Re$

ANEXO B- Correlações de Nusselt de acordo com a geometria do tubo.

Geometria	Dimensão característica L_c	Intervalo $Gr.Pr$	Nu
cilindro vertical 	L		usar equações da placa vertical se $D \geq \frac{35 L}{Gr^{1/4}}$
cilindro horizontal 	D	$\leq 10^{12}$	$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 (Gr.Pr)^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2$

ANEXO -C Método de cálculo da relação de efetividade conforme o tipo de trocador de calor.

Tipo de trocador de calor	Relação de efetividade
1 Tubo duplo:	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 Casco e tubo: Um passe no casco 2, 4,... passes nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 Escoamento cruzado (Um único passe)	
Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-c NTU^{0,78}) - 1] \right\}$
C_{\max} com mistura C_{\min} sem mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{-c[1 - \exp(-NTU)]\})$
C_{\min} com mistura C_{\max} sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 Todos os trocadores de calor com $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$