

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**GIOVANE NOGUEIRA ROSSI**  
**SAMUEL HEUSI MOREIRA**

**ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM PROTÓTIPO DE**  
**COLETOR SOLAR COMPACTO ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2021**

**GIOVANE NOGUEIRA ROSSI**

**SAMUEL HEUSI MOREIRA**

**ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM PROTÓTIPO DE  
COLETOR SOLAR COMPACTO ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES**

**Numerical-Experimental Study of a Compact Solar  
Collector Prototype Assisted by Thermosyphons**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves* ✉ 

Coorientador: Prof. Me. *Gabriel Nunes Maia Jr*

**PONTA GROSSA**

**2021**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite *download* e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos aos autores, sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



## TERMO DE APROVAÇÃO

### ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM PROTÓTIPO DE COLETOR SOLAR COMPACTO ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES

por

GIOVANE NOGUEIRA ROSSI & SAMUEL HEUSI MOREIRA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 11 de maio de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Os candidatos foram arguidos pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves*  
Orientador

Prof. Dr. *Eduardo Tadeu Bacalhau*  
Membro Titular

Profa. Dra. *Fabiana Karla de Oliveira Martins Varella*  
Membro Titular

Prof. Dr. *Marcos Eduardo Soares*

Responsável pelos TCC

Prof. Dr. *Marcelo Vasconcelos de  
Carvalho*

Coordenador do Curso

Eu, *Giovane Nogueira Rossi*, dedico este trabalho à minha família, à minha namorada, aos nossos orientadores, ao LabSOLAR e a todos que se fizeram presentes ao longo do curso.

Eu, *Samuel Heusi Moreira*, dedico este trabalho à minha família, à minha namorada, aos orientadores, ao LabSOLAR e a todos que se fizeram presentes ao longo do curso.

## AGRADECIMENTOS

Somos gratos aos nossos orientadores, Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves* e Prof. Me. *Gabriel Nunes Maia Junior*, pela oportunidade de poder trabalhar com esta tecnologia que está crescente no mundo.

Agradecemos também ao Prof. Dr. *Eduardo Tadeu Bacalhau* e Profa. Dra. *Fabiana Karla de Oliveira Martins Varella* por terem aceitado o convite e se disponibilizado para participar da avaliação deste trabalho.

Aos nossos colegas de curso.

Eu, *Giovane Nogueira Rossi*, agradeço primeiramente aos meus pais, *Maria Olivia* e *Edilso*, por sempre me apoiarem em todas as minhas decisões e por toda a confiança depositada ao longo deste caminho. À minha irmã, *Gabriela*, pelo carinho e amizade. À minha namorada *Kesya*, pelo constante apoio, incentivo e paciência.

Eu, *Samuel Heusi Moreira*, gostaria de agradecer aos meus pais, *Josecler* e *Égli*, aos meus irmãos, *Kleber*, *Thainá*, *Augusto* e *Patricia*, e à minha namorada, *Inah*, pelo apoio incondicional e a confiança proporcionados, que me deu forças para continuar nesta caminhada, mesmo a longa distância.

Enfim, agradecer a todos que de alguma forma se fizeram presentes em momentos da nossa jornada acadêmica.

## RESUMO

ROSSI, Giovane Nogueira & MOREIRA, Samuel Heusi. **Estudo numérico-experimental de um protótipo de coletor solar compacto assistido por termossifões**. 2021. 88f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2021.

A busca por fontes de energias renováveis se faz cada vez mais necessária. O Brasil apresenta um grande potencial energético solar, que representa, no entanto, apenas 0,4% do percentual total de energia produzida no país. Um dos tipos de aplicação da energia solar é o uso de coletores solares para conversão direta de energia térmica a partir da irradiação solar. Dentre os coletores solares, destacam-se os coletores solares assistidos por termossifões. Esse tipo de coletor solar é uma alternativa viável para o aquecimento de água, diminuindo, desta maneira, o uso de fontes de energias convencionais para essa finalidade. O coletor solar assistido por termossifões, além de operar em temperatura superior se comparado a outros tipos de coletores solares, apresenta ainda maior eficiência e pode ser mais compacto. O presente Trabalho de Conclusão de Curso tem como objetivo realizar um estudo numérico-experimental de um protótipo de um coletor solar compacto assistido por termossifões, operando em condições ambientais reais na etapa experimental para posterior análise numérica nessas mesmas condições operacionais. Na investigação experimental foi utilizado um protótipo de coletor solar compacto assistido por sete termossifões construído a partir de Espírito Santo (2017). Os testes experimentais foram executados considerando vazões volumétricas de 0,5L/min e de 1,0L/min e uma inclinação de trabalho de 25°. Com os dados encontrados na etapa experimental, simulações numéricas foram efetuadas por meio do *software* comercial ANSYS/Fluent™ 19.2. As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle, dentro de um domínio único através de um procedimento acoplado. Os resultados numérico-experimentais dos parâmetros termofluidodinâmicos de interesse foram encontrados considerando os 10 minutos iniciais e os 5 minutos finais de cada caso analisado e apresentaram uma boa concordância entre eles. O desempenho do protótipo do coletor solar compacto apresentou uma eficiência superior a 85% na maioria das configurações de teste. Dessa forma, pode ser concluído que esse tipo de coletor solar compacto pode ser uma alternativa viável ao uso para aquecimento de água.

**Palavras-chave:** Energia Renovável, Energia Solar, Coletor Solar, Tubos de Calor, Investigação Experimental, Análise Numérica.

## ABSTRACT

ROSSI, Giovane Nogueira & MOREIRA, Samuel Heusi. **Numerical-experimental study of a compact solar collector prototype assisted by thermosyphons**. 2021. 88p. Work of Conclusion Course (Graduation in Mechanical Engineering) - Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2021.

The search for alternative sources of energy is increasingly necessary. Brazil has a great solar energy potential, however, only 0.4% of the total produced energy in the country comes from this source. One of the applications of solar energy is the use of solar collectors for direct transformation of thermal energy supplied by solar radiation. When it comes to solar collectors, one that stands out is the solar collector assisted by thermosyphons. This kind of collector is a viable alternative for water heating, reducing the usage of other conventional sources of energy for this purpose. Solar collector assisted by thermosyphons, in addition of operating at higher temperature if compared to other configuration of solar collectors, have shown higher efficiencies and it can also be more compact. This paper has as its objective to study a compact solar collector prototype assisted by seven thermosyphons, both numerical and experimentally, operating in real condition in the experimental analysis so that a numerical analysis could be performed in the same operating conditions. In the experimental investigation a compact solar collector prototype assisted by seven thermosyphons built by Espirito Santo (2017) was used. The volumetric flow of 0.5L/min and 1.0L/min and a work slope of 25° were the working parameters perform the experimental tests of the compact solar collector assisted by seven thermosyphons. With the data collected in the experimental analysis a numerical simulation was done on *ANSYS/Fluent™* 19.2. The governing equations with its boundary conditions were solved numerically using the Volume Control Method, within a unique domain through a coupled procedure. The thermal fluid dynamics results parameters of interest from the experimental and numerical analysis were obtained considering the first 10 minutes and the last 5 minutes of each test, with satisfactory results. The compact solar collector prototype performance is higher than 85% in terms of efficiency in most of the test's configurations. Thus, its concluded that this type of compact solar collector is a viable alternative for the purpose of water heating.

**Keywords:** Renewable Energy, Solar Energy, Solar Collector, Heat Pipes, Experimental Investigation, Numerical Analysis.

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1 - Irradiação global horizontal mensal média no Brasil.....  | 18 |
| Figura 2 - Mapa de irradiação total diária horizontal no Brasil.....   | 22 |
| Figura 3 - Consumo final de energia por setor .....  | 24 |
| Figura 4 - Fator de disponibilidade média por fonte de energia (%).....  | 25 |
| Figura 5 - Aplicação da utilização de energia solar .....  | 26 |
| Figura 6 - Esquema de utilização de energia solar em ciclo <i>Rankine</i> .....  | 27 |
| Figura 7 - Esquema de um concentrador cilindro-parabólico .....  | 28 |
| Figura 8 - Concentradores em torre .....   | 29 |
| Figura 9 - Concentrador parabólico composto .....  | 30 |
| Figura 10 - Coletor solar de placa plana .....   | 31 |
| Figura 11 - Coletor solar de tubos evacuados.....  | 32 |
| Figura 12 - Funcionamento de um coletor solar evacuado de baixa pressão .....  | 33 |
| Figura 13 - Escoamento de água a ser aquecida através do <i>manifold</i> .....   | 33 |
| Figura 14 - Funcionamento de um tubo de calor e/ou termossifão em um coletor solar evacuado de alta pressão.....   | 34 |
| Figura 15 - Funcionamento de um termossifão .....  | 36 |
| Figura 16 - Escoamento laminar ao redor de um cilindro para $Re < 100$ . .....   | 37 |
| Figura 17 - Coletor solar assistido por tubos de calor .....   | 38 |
| Figura 18 - Diagrama esquemático do aparato experimental.....  | 38 |
| Figura 19 - Domínio computacional utilizado para a realização de Lixia <i>et al.</i> (2013) .....  | 39 |
| Figura 20 - Representação de um dos testes realizados por Ferrari (2015) .....   | 40 |
| Figura 21 - Configuração de testes experimentais .....   | 41 |
| Figura 22 - Posicionamento dos termopares no coletor solar .....   | 43 |
| Figura 23 - Configuração do <i>manifold</i> [mm] .....   | 44 |
| Figura 24 - Aparato experimental.....  | 45 |
| Figura 25 - Diagrama esquemático do aparato experimental.....  | 45 |
| Figura 26 - Domínio computacional para as simulações com sete termossifões .....   | 49 |
| Figura 27 - Etapas de construção do modelo no <i>ANSYS/Fluent</i> <sup>TM</sup> 19.2.....  | 50 |
| Figura 28 - Parâmetros configuráveis na fase de <i>setup</i> .....   | 51 |
| Figura 29 - Métodos utilizados pelo programa para a resolução do problema .....  | 52 |
| Figura 30 - Diagrama esquemático do problema utilizado para verificação numérica. ....   | 53 |
| Figura 31 - Malha computacional utilizada no estudo de verificação numérica.....   | 54 |
| Figura 32 - Malhas Computacionais utilizadas no estudo de refinamento: (a) #1, (b) #2, (c) #3 e (d) #4 .....   | 56 |
| Figura 33 - Malha computacional utilizada para as simulações numéricas: (a) vista geral, (b) vista detalhada, (c) detalhe da região próxima ao Termossifão A e (d) detalhe da região próxima ao Termossifão G..... | 58 |



|  |    |
|--|----|
| Figura 34 - Linhas de corrente para vazão volumétrica de 0,5 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais .....         | 69 |
| Figura 35 - Perfil de velocidade para vazão volumétrica de 0,5L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais .....        | 70 |
| Figura 36 - Distribuição de pressão para vazão volumétrica de 0,5 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais.....     | 71 |
| Figura 37 - Distribuição de temperatura para vazão volumétrica de 0,5 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais..... | 72 |
| Figura 38 - Linhas de corrente para vazão volumétrica de 1 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais .....           | 73 |
| Figura 39 - Perfil de velocidade para vazão volumétrica de 1,0L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais .....        | 74 |
| Figura 40 - Distribuição de pressão para vazão volumétrica de 1,0L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais.....      | 75 |
| Figura 41 - Distribuição de temperatura para vazão volumétrica 1,0L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais.....     | 76 |
| Figura 42 - Guia rápido do piranômetro Kipp & Zonen™ CMP3 .....  | 88 |

## LISTA DE GRÁFICOS

|  |    |
|--|----|
| Gráfico 1 - Perfil de velocidades do cilindro em uma reta de $90^\circ$ .....  | 54 |
| Gráfico 2 - Comparação do Número de <i>Nusselt</i> local para escoamento cruzado ao redor de um cilindro considerando $Re = 218$ ..... | 55 |
| Gráfico 3 - Variação de temperatura de entrada e saída de água em função da irradiação para vazão volumétrica de 0,5 L/min .....       | 60 |
| Gráfico 4 - Variação de temperatura de entrada e saída de água em função da irradiação para vazão volumétrica de 1,0 L/min .....       | 61 |
| Gráfico 5 - Irradiação solar por tempo de teste experimental: (a) 0,5L/min e (b) 1,0L/min .....  | 62 |
| Gráfico 6 - Variação da temperatura em relação ao tempo na seção adiabática para vazão volumétrica de 0,5L/min.....                    | 63 |
| Gráfico 7 - Variação de temperatura em relação ao tempo na seção adiabática para vazão volumétrica de 1,0L/min.....                    | 63 |
| Gráfico 8 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos condensadores para vazão volumétrica de 0,5L/min.....                      | 64 |
| Gráfico 9 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos condensadores para vazão volumétrica de 1,0L/min.....                      | 65 |
| Gráfico 10 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos evaporadores para vazão volumétrica de 0,5 L/min.....                     | 66 |
| Gráfico 11 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos evaporadores para vazão volumétrica de 1,0 L/min.....                     | 66 |
| Gráfico 12 - Eficiência de Primeira Lei da Termodinâmica: (a) 0,5L/min e (b) 1,0L/min .....  | 68 |

## LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| Tabela 1 - Tipos de coletores utilizados para aquecimento de água.....                        | 28 |
| Tabela 2 - Tipo de coletores solares estacionários .....                                      | 30 |
| Tabela 4 - Comparativo número de Nusselt médio do presente TCC com a literatura .....         | 55 |
| Tabela 5 - Resultados do estudo de refinamento da malha computacional .....                   | 57 |
| Tabela 6 - Dados experimentais para vazão volumétrica de 0,5 L/min .....                      | 60 |
| Tabela 7 - Dados experimentais para vazão volumétrica de 1,0L/min .....                       | 60 |
| Tabela 8 - Dados experimentais na seção adiabática na vazão volumétrica de 0,5L/min .....     | 62 |
| Tabela 9 - Dados experimentais na seção adiabática na vazão volumétrica de 1,0 L/min .....    | 63 |
| Tabela 10 - Dados experimentais nos condensadores na vazão volumétrica de 0,5L/min .....      | 64 |
| Tabela 11 - Dados experimentais nos condensadores na vazão volumétrica de 1,0L/min .....      | 64 |
| Tabela 12 - Dados experimentais nos evaporadores na vazão volumétrica de 0,5L/min .....       | 65 |
| Tabela 13 - Dados experimentais nos evaporadores na vazão volumétrica de 1,0L/min .....       | 66 |
| Tabela 14 - Dados calculados através dos resultados experimentais.....                        | 67 |
| Tabela 15 - Comparação numérico-experimental da temperatura de saída no <i>manifold</i> ..... | 77 |
| Tabela 16 - Comparação numérico-experimental da taxa de transferência de calor total .....    | 77 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Romanos

|            |   |                      |
|------------|---|----------------------|
| $A$        | Área de troca de calor                              | [m <sup>2</sup> ]    |
| $c_p$      | Calor específico a pressão constante                | [J/kgK]              |
| $D$        | Diâmetro  | [m]                  |
| $g$        | Aceleração gravitacional                            | [m/s <sup>2</sup> ]  |
| $h$        | Coeficiente de transferência de calor por convecção | [W/m <sup>2</sup> K] |
| $I$        | Irradiação solar                                    | [W/m <sup>2</sup> ]  |
| $k$        | Condutividade térmica                               | [W/mK]               |
| $L_c$      | Comprimento característico                          | [m]                  |
| $\dot{m}$  | Vazão mássica                                       | [kg/s]               |
| $N_u$      | Número de <i>Nusselt</i>                            | [-]                  |
| $P$        | Pressão   | [Pa]                 |
| $Pr$       | Número de <i>Prandtl</i>                            | [-]                  |
| $q$        | Taxa de transferência de calor total                | [W]                  |
| $\dot{q}$  | Geração de calor por unidade de volume              | [W/m <sup>3</sup> ]  |
| $Re$       | Número de <i>Reynolds</i>                           | [-]                  |
| $T$        | Temperatura   | [K]                  |
| $T_s$      | Temperatura da superfície                           | [K]                  |
| $T_\infty$ | Temperatura do fluido de trabalho                   | [K]                  |
| $\Delta T$ | Variação de temperatura                             | [K]                  |
| $t$        | Tempo   | [s]                  |
| $u$        | Componente da velocidade na direção $x$             | [m/s]                |
| $U$        | Velocidade do escoamento                            | [m/s]                |
| $V$        | Velocidade  | [m/s]                |
| $v$        | Componente da velocidade na direção $y$             | [m/s]                |
| $x$        | Coordenada cartesiana                               | [m]                  |
| $y$        | Coordenada cartesiana                               | [m]                  |

## Símbolos Gregos

|            |   |                      |
|------------|---|----------------------|
|            | Difusividade térmica do fluido            | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\theta$   | Ângulo                                    | [°]                  |
| $\theta_c$ | Ângulo de aceitação                       | [°]                  |
|            | Emissividade                              | [-]                  |
|            | Viscosidade dinâmica do fluido            | [kg/ms]              |
|            | Massa específica do fluido                | [kg/m <sup>3</sup> ] |
|            | Espessura da camada limite fluidodinâmica | [m]                  |
|            | Viscosidade cinemática do fluido          | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\eta$     | Eficiência                                | [-]                  |
|            | Dissipação viscosa                        |                      |
|            | Operador gradiente                        | [-]                  |

## Sobrescrito

|           |                   |
|-----------|-------------------|
| *         | Adimensional      |
| <i>TM</i> | <i>Trade Mark</i> |

## LISTA DE SIGLAS

|       |  |
|-------|--|
| AET   | <i>Alternative Energy Tutorials</i>  |
| CPU   | Unidade Central de Processamento, do inglês <i>Central Processing Unit</i>     |
| CSP   | Coletor Solar Parabólico   |
| EPE   | Empresa de Pesquisa Energética   |
| GPU   | Unidade de Processamento Gráfico, do inglês <i>Graphics Processing Unit</i>    |
| IEA   | Agência Internacional de Energia, do inglês <i>International Energy Agency</i> |
| MDF   | Método de Diferenças Finitas   |
| MEF   | Método de Elementos Finitos  |
| MME   | Ministério de Minas e Energia  |
| MVF   | Método de Volumes Finitos  |
| SAS   | Sistema de Aquecimento Solar   |
| SSD   | Disco de Estado Sólido, do inglês <i>Solid State Drive</i>                     |
| UTFPR | Universidade Tecnológica Federal do Paraná                                     |

## LISTA DE ACRÔNIMOS

|          |  |
|----------|--|
| CRESESB  | Centro de Referência para Energia Solar e Eólica <i>Sérgio Brito</i>                               |
| DAMEC    | Departamento Acadêmico de Mecânica   |
| LabSOLAR | Laboratório de Energia Solar   |
| NREL     | Laboratório Nacional de Energias Renováveis, do inglês <i>National Renewable Energy Laboratoty</i> |
| RAM      | Memória de Acesso Aleatório, do inglês <i>Random Access Memory</i>                                 |
| SIMPLE   | <i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>  |

## SUMÁRIO

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1 INTRODUÇÃO .....</b>                                    | <b>17</b> |
| 1.1 JUSTIFICATIVA.....                                       | 19        |
| 1.2 OBJETIVO .....   | 20        |
| 1.2.1 Objetivo Geral.....                                    | 20        |
| 1.2.2 Objetivos Específicos.....                             | 20        |
| 1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....                             | 20        |
| <br>   |           |
| <b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>                         | <b>22</b> |
| 2.1 CLIMA E ENERGIA.....                                     | 22        |
| 2.2 DEMANDA ENERGÉTICA.....                                  | 23        |
| 2.2.1 Potencial energético .....                             | 25        |
| 2.3 ENERGIA SOLAR.....                                       | 26        |
| 2.3.1 Coletor solar.....                                     | 27        |
| 2.3.1.1 Concentradores solares não estacionários .....       | 28        |
| 2.3.1.2 Coletores solares estacionários .....                | 29        |
| 2.4 TERMOSSIFÃO .....  | 35        |
| 2.5 REVISÃO DA LITERATURA.....                               | 36        |
| <br>   |           |
| <b>3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>                       | <b>42</b> |
| 3.1 TESTES EXPERIMENTAIS DO PROTÓTIPO.....                   | 42        |
| 3.1.1 Protótipo experimental do coletor solar compacto ..... | 42        |
| 3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....                          | 46        |
| <br>   |           |
| <b>4 METODOLOGIA NUMÉRICA .....</b>                          | <b>47</b> |
| 4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES .....                               | 47        |
| 4.1.1 Equação da Continuidade.....                           | 47        |
| 4.1.2 Equação de <i>Navier-Stokes</i> .....                  | 47        |
| 4.1.3 Equação da Energia .....                               | 48        |
| 4.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO .....                              | 48        |
| 4.3 MODELAGEM COMPUTACIONAL.....                             | 49        |
| 4.4 PROCEDIMENTO DE RESOLUÇÃO NUMÉRICA .....                 | 50        |
| 4.5 VERIFICAÇÃO NUMÉRICA.....                                | 53        |
| 4.6 REFINAMENTO DA MALHA COMPUTACIONAL .....                 | 56        |
| <br>   |           |
| <b>5 RESULTADOS .....</b>                                    | <b>59</b> |
| 5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....                            | 59        |
| 5.2 RESULTADOS NUMÉRICOS.....                                | 68        |
| 5.3 COMPARAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL.....                    | 76        |



**6 CONCLUSÕES .....78**

**REFERÊNCIAS.....81**

**ANEXO A - Guia de instruções do piranômetro CMP3 da *Kipp & Zonen*<sup>TM</sup> .....87**

## 1 INTRODUÇÃO

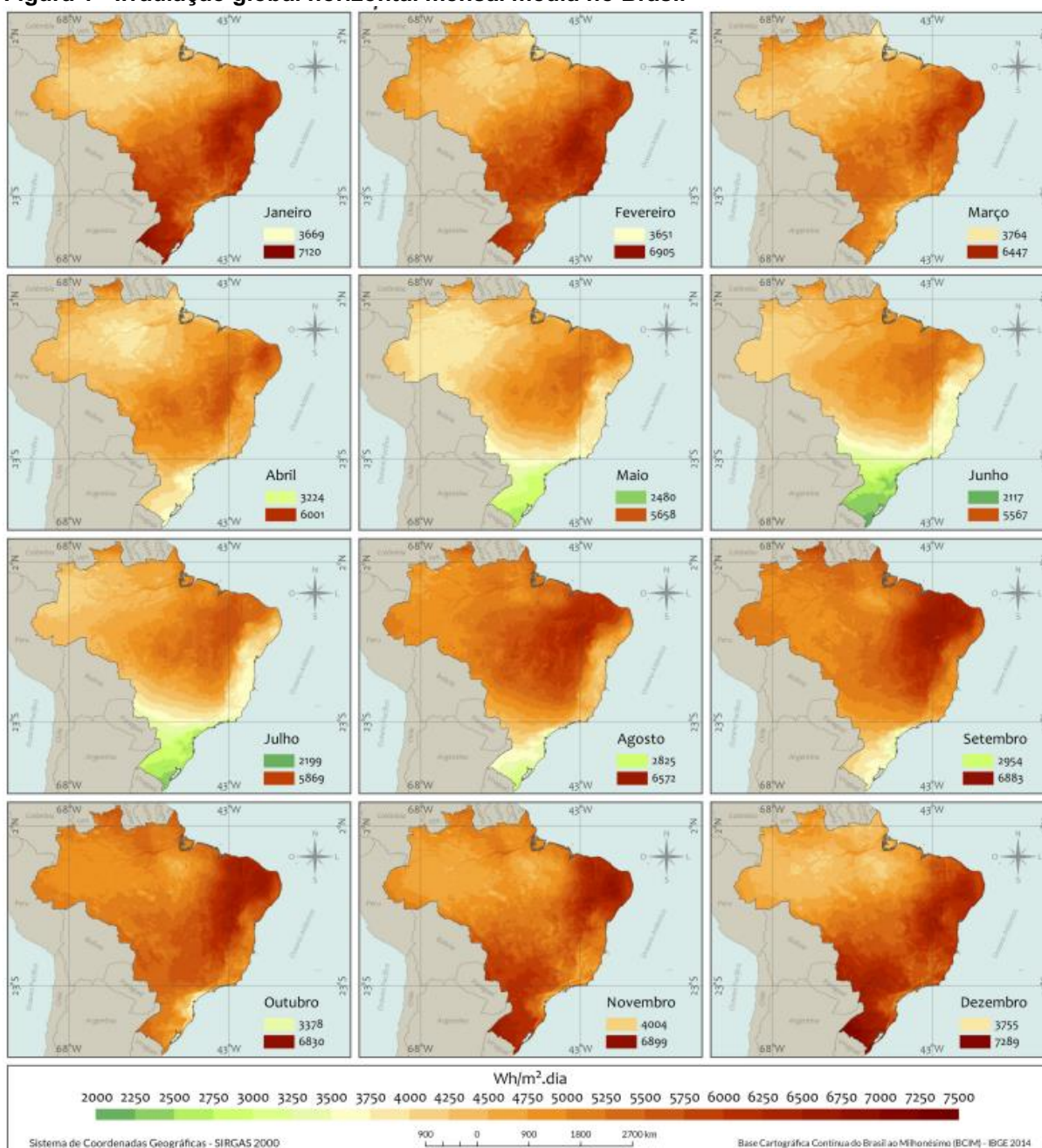
A busca por novas tecnologias e fontes de energias sustentáveis se faz necessária uma vez que essas apresentam um menor potencial de degradação ambiental se comparada aos combustíveis fósseis. De acordo com dados da Empresa de Pesquisa Energética pelo Balanço Energético Nacional (EPE, 2020), estima-se que o Brasil utilizou em 2019, 53,9% de energias não renováveis e 46,1% de fontes alternativas de energia, sendo desta parcela apenas 0,2% de energia solar. No entanto, conforme Pereira *et al.* (2017), o Brasil apresenta um grande potencial energético solar, ainda pouco explorado.

De acordo ainda com o Pereira *et al.* (2017), a Região Sul é a que possui a menor média anual de incidência de irradiação solar, porém, ocupa o primeiro lugar entre àquelas que melhor aproveitam a insolação durante o ano. Isso mostra que uma maior produção anual de energia térmica, por área de coletor instalada, não se encontra necessariamente nas áreas com maior média anual de incidência de irradiação solar. Além disso, nas Regiões Sul e Sudeste, a soma da elevada demanda de energia para produção em escala leva à diminuição dos custos dos componentes complementares do sistema, ocasionando um retorno financeiro maior para essas regiões brasileiras.

Conforme EPE (2012), países europeus, como Alemanha (900-1.250 Wh/m<sup>2</sup>), França (900-1.650 Wh/m<sup>2</sup>) e Espanha (1.200-1.850 Wh/m<sup>2</sup>), possuem valores de índices de irradiação substancialmente menores se comparados com o Brasil (4.200-6.700 Wh/m<sup>2</sup>). De acordo com Pereira *et al.* (2017), apesar de dias mais curtos, devido a posição no globo em certas épocas do ano, esses países europeus apresentam um melhor aproveitamento energético, contando com incentivos governamentais para projetos de utilização de energia solar, sendo até utilizados como exemplos mundiais neste quesito.

Na Figura 1, são ilustrados os mapas da irradiação solar global horizontal mensal média para o Brasil representados para os doze meses do ano. Os dados são do IBGE (2014) e apresentados na 2ª edição do Atlas Brasileiro de Energia Solar (PEREIRA *et al.*, 2017).

Figura 1 - Irradiação global horizontal mensal média no Brasil



Fonte: Pereira *et al.* (2017)

É considerada energia solar todo tipo de utilização da energia proveniente do sol, seja ela na conversão direta em energia elétrica com a utilização dos painéis fotovoltaicos ou na conversão em energia térmica para aquecimento de um fluido, com o auxílio dos coletores solares. Esta última é o foco deste Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, e pode ser aproveitada tanto em residências quanto em aplicações industriais, sendo uma ótima maneira de reduzir custos na utilização de energia elétrica.

Os coletores solares são dispositivos que absorvem a irradiação solar e a transforma em energia térmica. Nesse trocador de calor, a energia que provém do sol é convertida em calor, podendo assim ser transferida diretamente para o fluido aquecido ou em um tanque de armazenamento, que pode ser utilizado a qualquer momento (KALOGIROU, 2004). Dentre os tipos de coletores solares, o compacto assistido por termossifões é uma tecnologia que merece destaque. Este tipo de coletor solar tem se mostrado uma alternativa viável para o aquecimento de água (ESPIRITO SANTO, 2017). Por ser assistido por termossifões que operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam o calor latente de vaporização do fluido como mecanismo de transferência de calor para um pequeno gradiente de temperatura, o coletor solar assistido por termossifões é altamente eficiente, podendo diminuir consideravelmente o uso de energia elétrica para aquecimento de água.

O funcionamento desses termossifões se dá quando os raios solares aquecem o fluido de trabalho no evaporador, que se localiza na parte inferior dos termossifões, fazendo com que esse fluido de trabalho vaporize e, devido a uma diferença de pressão, suba até a região superior conhecida como condensador. Uma vez no condensador, o fluido de trabalho troca calor com o líquido em escoamento cruzado a ser aquecido e condensa, descendo até o evaporador pelo efeito da gravidade e fechando o ciclo termodinâmico (SANTOS *et al.*, 2017).

## 1.1 JUSTIFICATIVA

De acordo com os dados da Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2016), a demanda energética do Brasil crescerá no mínimo 63% ao final do ano de 2030, comparado ao ano de 2016, devido ao crescimento populacional e outros fatores. Outro dado importante é que o consumo de energia elétrica evitada, utilizando Sistemas de Aquecimento Solar (SAS), aumentará de 943GWh em 2013 para 4.449GWh em 2030. Diante do exposto, a utilização de coletores solares assistidos por termossifões, que ainda são pouco utilizados no Brasil, é uma alternativa que se mostra viável, principalmente em relação ao desempenho ambiental. Nesse contexto, uma busca por alternativa que leve em consideração, a eficiência energética e o bom desempenho ambiental, como por exemplo a utilização de coletores solares assistidos por termossifões, é muito importante.

## 1.2 OBJETIVO

### 1.2.1 Objetivo Geral

Este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) tem como objetivo testar experimentalmente e simular numericamente um protótipo de um coletor solar compacto assistido por sete termossifões sob condições climáticas reais na cidade de Ponta Grossa/PR.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste TCC são:

- a) Testar experimentalmente sob condições climáticas reais um protótipo de coletor solar compacto assistido por sete termossifões;
- b) Simular numericamente um protótipo de coletor solar compacto assistido por sete termossifões por meio da utilização do *software* comercial ANSYS/Fluent™ 19.2;
- c) Comparar os resultados dos testes experimentais com o comportamento das simulações numéricas sob as mesmas condições operacionais.

## 1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 1 foi feita uma breve introdução sobre o tema a ser estudado neste Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, bem como a apresentação dos objetivos gerais e específicos, e a justificativa da escolha dessa temática.

O Capítulo 2 deste TCC traz uma revisão bibliográfica com trabalhos e artigos pertinentes ao tópico desse estudo. Os tipos de coletores solares são listados e discutidos de forma sucinta. O principal alvo deste Trabalho de Conclusão de Curso é um protótipo de um coletor solar compacto assistido por sete termossifões.

Os Capítulos 3 e 4 abordam respectivamente a metodologia experimental utilizada para o desenvolvimento da investigação experimental e a metodologia numérica utilizada para fins de simulação numérica. Nestas seções, encontram-se descritos os equipamentos que compõem o aparato experimental, o *software* comercial (ANSYS/Fluent™ 19.2) utilizado para a resolução numérica bem como as equações que governam o problema analisado.

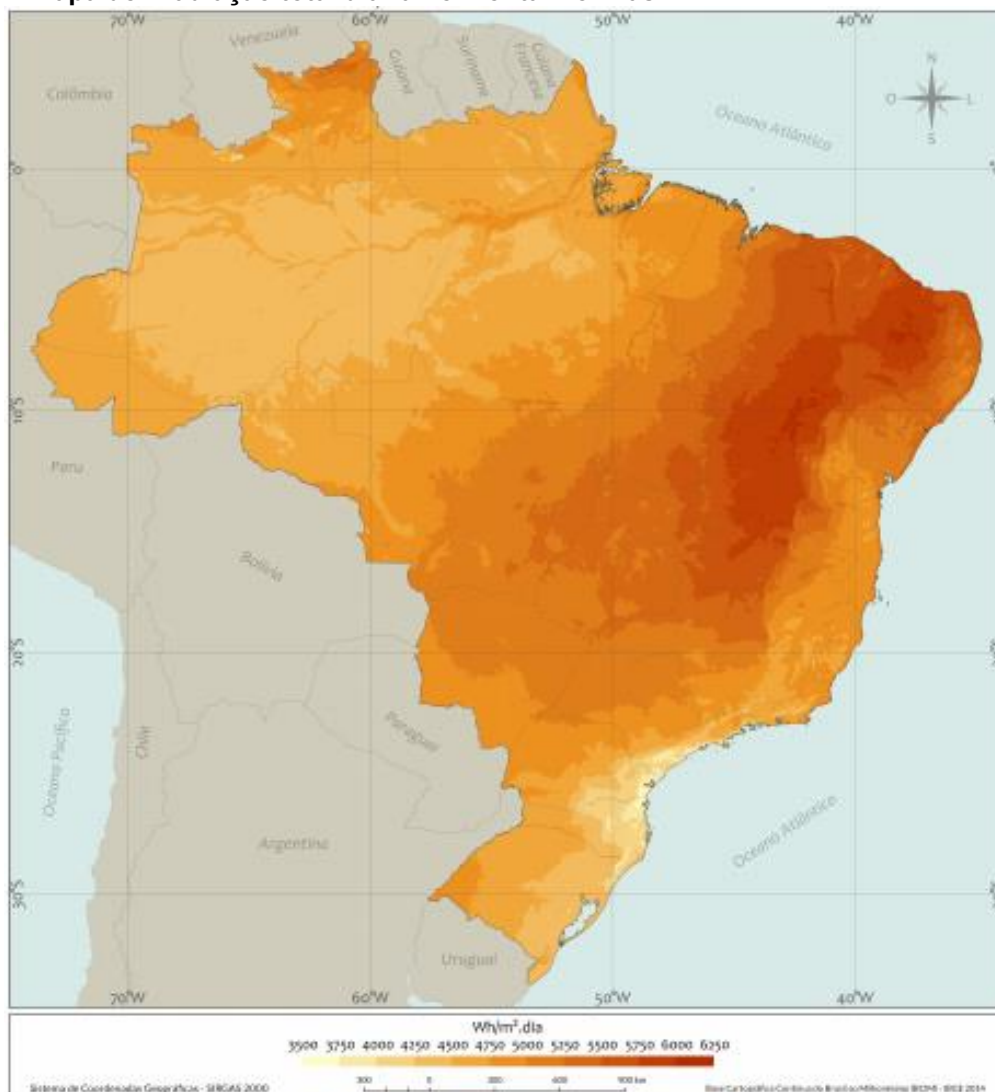
Os resultados são apresentados no Capítulo 5, com o auxílio de tabelas, gráficos e figuras com os dados obtidos, tanto experimentais quanto numéricos. Uma comparação numérico-experimental também é realizada. No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões deste TCC.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 CLIMA E ENERGIA

O clima no Brasil é predominantemente tropical, com temperatura média variando entre 18°C e 29°C em grande parte do território, e com incidência solar diária entre 3,5kWh/m<sup>2</sup> e 6,25kWh/m<sup>2</sup>, como pode ser visto na Figura 2. Na Região Sul, o clima predominante é o subtropical, com temperatura média de 18°C e incidência solar diária entre 3,5kWh/m<sup>2</sup> e 4,5kWh/m<sup>2</sup> (PEREIRA *et al.*, 2017).

**Figura 2 - Mapa de irradiação total diária horizontal no Brasil**



Fonte: Pereira *et al.* (2017)

Como mencionado anteriormente, o Brasil possui um grande potencial energético, que abrange diversas fontes de energia. Além de contar com uma favorável quantidade de incidência solar por ano, o país, em razão dos vastos rios, possui três das cinco maiores hidrelétricas do mundo. Para contornar futuras adversidades, tendo como exemplo a crise hídrica dos últimos anos e a influência do homem no aquecimento global, proveniente de gases que colaboram com o efeito estufa, novas tecnologias que se utilizam de fontes renováveis para seu funcionamento são mais que bem-vindas em nossa sociedade.

## 2.2 DEMANDA ENERGÉTICA

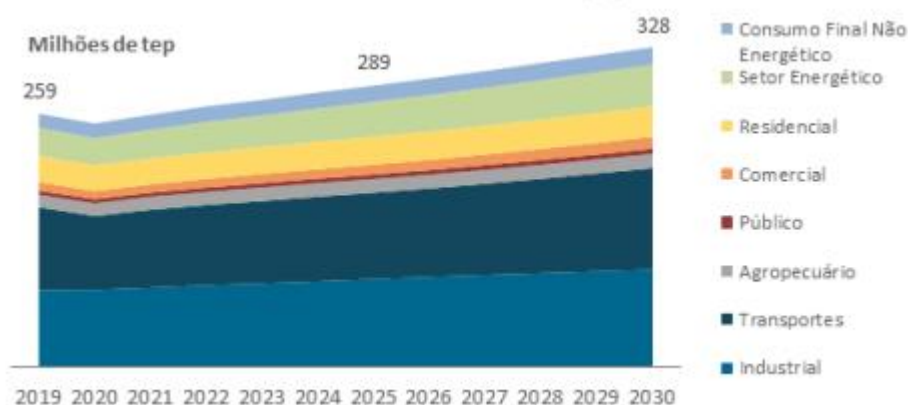
Informações sobre consumo de energia elétrica no país mostram que em 2019 foram consumidos 482.226GWh, sendo que, deste total, 29,6% foram para uso residencial, conforme dados do Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2020 (EPE, 2020). De acordo com dados das Centrais Elétricas Brasileira (ELETROBRÁS, 2009), de todo uso da energia elétrica em residências, 24% são destinados ao aquecimento de água.

Conforme dados da Empresa de Pesquisa Energética no Balanço Energético Nacional 2020 (EPE, 2020), a distribuição da oferta de energias não renováveis em 2019 totalizou 53,9%, sendo 34,4% proveniente do petróleo e outros derivados, 12,2% gás natural, 5,3% carvão mineral, 1,4% urânio e 0,6% outras fontes não renováveis. Em contrapartida, a matriz energética brasileira utilizou 46,1% de fontes de energia renovável, sendo uma das taxas mais elevadas em todo o mundo. Dentre os 46,1% de fontes de energia renovável a utilização de energia solar foi de apenas 0,2% em 2019, de 298ktep em 2018 para 572ktep em 2019, representando um aumento de 92,2%.

Considerando diversos fatores econômicos, como o aumento da renda média das famílias e do número de domicílios, somado às políticas de eficiência energética *vis-à-vis* a expansão da malha de distribuição de combustíveis, é esperado um crescimento do consumo na ordem de 1,5% ao ano entre 2020 e 2030, de acordo com dados do Plano Decenal de Expansão de Energia 2030 (EPE, 2020). O consumo de energia por setor é ilustrado na Figura 3.



**Figura 3 - Consumo final de energia por setor**



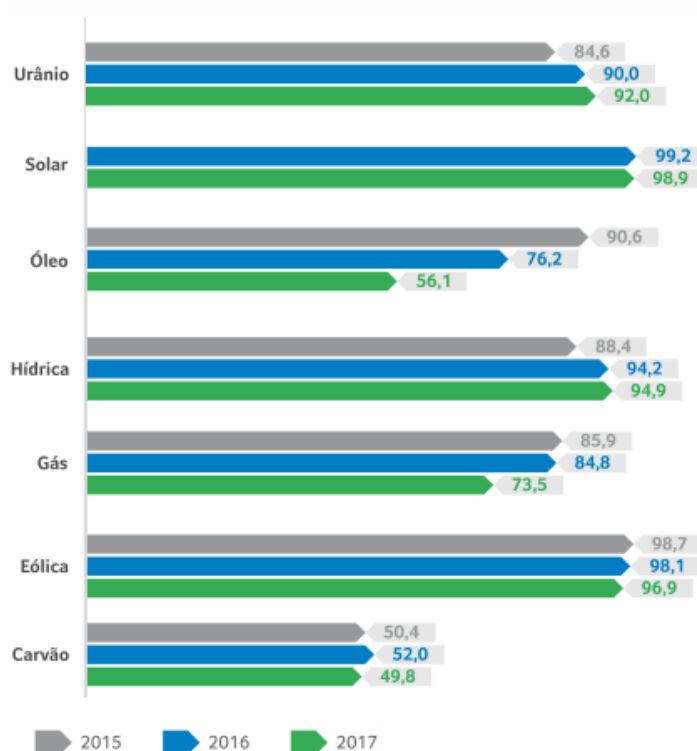
Fonte: EPE (2020)

O consumo de energia elétrica na Região Sul ao final do ano de 2019 foi da ordem de 88.738GWh, segundo dados do Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2020 (EPE, 2020), o que representa aproximados 18,4% em relação à utilização total do país. De acordo com esses mesmos dados, o consumo de energia elétrica entre os anos de 2018 e 2019 sofreu aumento de 1,6% em todo território nacional e a Região Sul apresentou aumento de 2,4%.

O consumo energético no setor residencial ao final de 2019 foi de 26,7Mtep, sendo que desses, 46% foram provenientes de energia elétrica, de acordo com dados do Balanço Energético Nacional 2020 (EPE, 2020). A demanda energética *per capita*, conforme o estudo do Plano Decenal de Expansão de Energia 2020, EPE (2020), crescerá em 18% ao final do ano de 2030, o que apresenta um aumento significativo na utilização de energia.

Com todos esses dados, é possível prever que a demanda energética no país crescerá nos próximos 30 anos, particularmente na Região Sul. Isso traz a necessidade da busca por novas fontes de energia alternativa, seja para o aquecimento de água ou para a produção de energia elétrica, que conforme dados da Eletrobrás em 2018, são fontes confiáveis e com altos índices de disponibilidade, cujo valor pode ser conferido na Figura 4. Este índice determina a confiabilidade e a continuidade dos equipamentos geradores, os quais estão ligados ao tempo em que o dispositivo necessitará de algum reparo ou manutenção – seja preventiva, preditiva ou corretiva – com o menor número de paradas possível (ELETROBRÁS, 2018).

**Figura 4 - Fator de disponibilidade média por fonte de energia [%]**



Fonte: Adaptado de Relatório Anual Eletrobrás (2018)

### 2.2.1 Potencial energético

A energia solar, um recurso quase infinito e que pode ser usado pelo homem sem tanta interferência na natureza, estudada desde 1800, sendo uma das alternativas aplicadas nos países desenvolvidos (IEA, 2020). Com as novas tecnologias que surgem na área e a crescente possibilidade de aplicação deste tipo de Engenharia Térmica, a sociedade pode alcançar o equilíbrio com a diminuição do consumo de recursos naturais.

De acordo com dados do Ministério de Minas e Energia (MME, 2021), o Brasil tem capacidade instalada de energia solar de 8.023MW. Isto representa apenas 4,5% do que o país pode produzir. Em contrapartida, o aumento desta capacidade entre os meses de janeiro dos anos de 2020 e de 2021 foi de 73,5%, sendo a maior dentre todos os outros tipos de geração de energia elétrica, demonstrando um aumento significativo na evolução da tecnologia no país.

## 2.3 ENERGIA SOLAR

O sol fornece anualmente para a atmosfera terrestre cerca de  $1,5 \cdot 10^{18}$  kWh de energia, valor que corresponde a 104 vezes o percentual de consumo mundial de energia nesse período (BIANCHINI, 2013), representando a maior fonte disponível de energia no planeta Terra. O sol possui como fontes derivadas: a energia hidráulica, biomassa, eólica, combustíveis fósseis e energia dos oceanos, sendo, por essa razão, associada a “mãe das energias” (MATRAI, 2008).

Dentre suas aplicações, pode ser citada a utilização através de painéis fotovoltaicos e de coletores solares. Nos painéis fotovoltaicos, a energia solar é diretamente transformada em energia elétrica. O coletor solar, por sua vez, converte-a em energia térmica para o aquecimento de fluidos, o que substancialmente diminui a utilização de energia elétrica para esse fim, exemplificado na Figura 5.

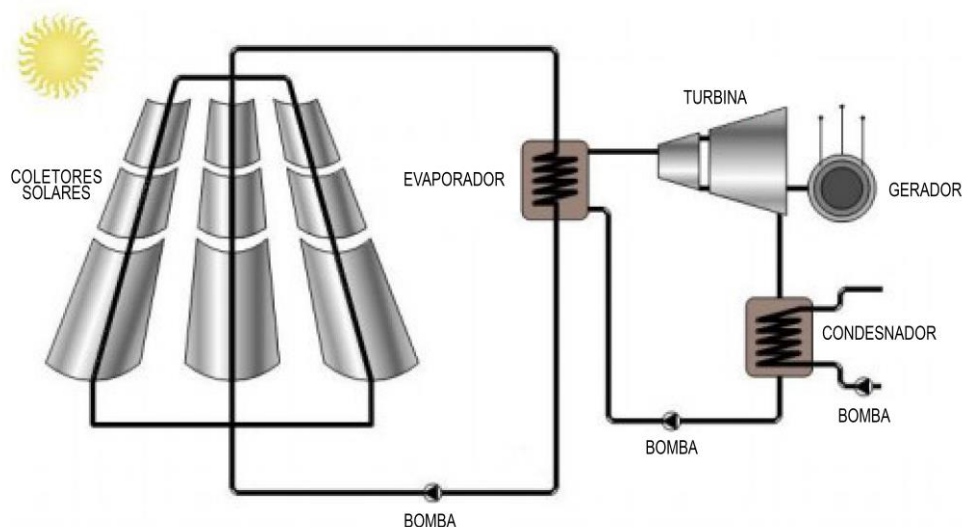
**Figura 5 - Aplicação da utilização de energia solar**



Fonte: CRESESB (2019)

Além disso, é possível citar a conversão de energia térmica para aquecimentos de fluidos de trabalho, como por exemplo, um ciclo *Rankine* operado por concentradores solares, que transformam a energia solar em energia térmica e posteriormente mecânica em uma turbina, como representado na Figura 6.

**Figura 6 - Esquema de utilização de energia solar em ciclo Rankine**



**Fonte:** Adaptado de Alves (2013)

### 2.3.1 Coletor solar

Como mencionado anteriormente, os coletores solares são dispositivos que funcionam como trocadores de calor, de maneira a absorver energia proveniente da irradiação solar e convertê-la em calor, tendo essa energia térmica a um fluido de trabalho que escoar pelo coletor solar.

Os coletores devem possuir alta capacidade de absorção e transmissão de radiação térmica. No entanto, existem algumas perdas relacionadas a transferência de calor, tanto de mecanismos convectivos quanto pela radiação térmica da superfície responsável pela absorção da irradiação. Desse modo, é desejável a menor emitância possível, visando a redução das perdas térmicas (DUFFIE & BECKMAN, 1980 apud SIQUEIRA, 2009).

Existem dois tipos de coletores, os estacionários e os concentradores (KALOGIROU, 2004). Os concentradores são geralmente empregados em situações que demandam uma temperatura de trabalho mais elevada, enquanto os sistemas para conversão de energia térmica para aquecimento de fluidos de trabalho estacionários são mais utilizados no aquecimento de água e climatização de ambientes residenciais e comerciais. A Tabela 1 apresenta os tipos de coletores solares utilizados no aquecimento de água. Esses coletores são descritos nas seções seguintes.

**Tabela 1 - Tipos de coletores utilizados para aquecimento de água**

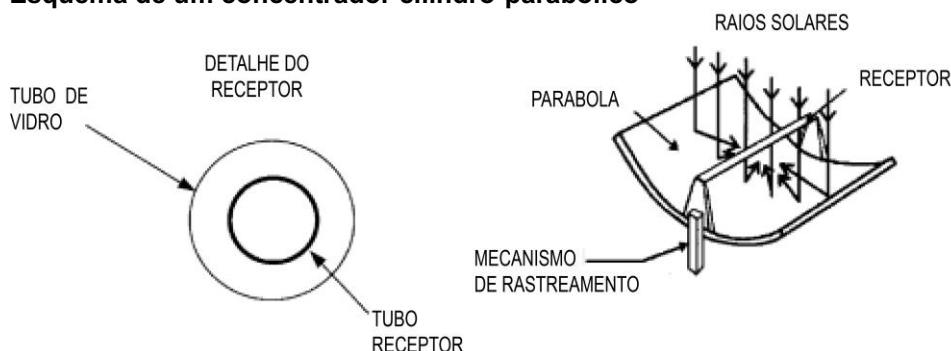
| Aplicação                                | Tipo de coletor                                  |
|--|--|
| Sistemas por termosifão                  | Placa plana                                      |
| Coletor com reservatório integrado       | Parabólico Composto                              |
| Circulação direta                        | Placa Plana, Parabólico Composto e Tubo evacuado |
| Sistemas de aquecimento de água indireto | Placa Plana, Parabólico Composto e Tubo evacuado |
| Sistemas à ar                            | Placa Plana                                      |

**Fonte:** Adaptado de Kalogirou (2004)

### 2.3.1.1 Concentradores solares não estacionários

O concentrador pode ser refletor ou refrator, cilíndrico ou parabólico, contínuo ou segmentado. O receptor de energia pode ser convexo, plano, cilíndrico ou côncavo, além de ainda haver a possibilidade de ser ou não revestido com vidro. Devido ao movimento do sol ao longo do dia, e a variação da direção da incidência de raios solares, esse tipo de dispositivo, para seu correto funcionamento, depende de alguma tecnologia em que se possa rastrear a posição do sol em tempo real (KALOGIROU, 2004). A Figura 7 mostra esquematicamente um dos tipos de concentradores solares não estacionários.

**Figura 7 - Esquema de um concentrador cilindro-parabólico**



**Fonte:** Adaptado de Kalogirou (2004)

Ainda de acordo com Kalogirou (2004), dentre os dois métodos existentes, o que apresenta maior eficácia é o altazimute, no qual são consideradas a altitude e azimute do sol, cuja trajetória pode ser determinada com extrema precisão, enquanto o método de rastreamento por um único eixo utiliza apenas o Norte/Sul ou Leste/Oeste. Ambos demandam ajustes e manutenção contínua, de maneira a neutralizar as mudanças na orientação do sol em relação à Terra.

Uma tecnologia que vem ganhando espaço no cenário atual é o aproveitamento energético heliotérmico, o qual tem como objetivo a conversão da energia proveniente da irradiação solar direta em energia térmica. Esta por sua vez é responsável por vaporizar a água acionando um ciclo *Rankine*. Dentre as diversas configurações existentes, quatro tipos merecem destaque: concentradores pratos parabólicos, concentradores cilíndrico-parabólicos, concentradores *Fresnel* e concentradores em torre (EPE, 2012). A Figura 8 ilustra uma das aplicações de concentradores solares não estacionário: concentradores em torre.

**Figura 8 - Concentradores em torre**



Fonte: NREL (2017)

### 2.3.1.2 Coletores solares estacionários

A diferença entre os coletores solares estacionários e os não estacionários é que o primeiro não acompanha o movimento do sol e, devido aos equipamentos, o segundo acompanha a trajetória do sol ao longo dos dias. Em relação as temperaturas de operação dos coletores solares, os estacionários atuam em temperaturas consideravelmente menores do que os coletores solares não estacionários, atingindo no máximo 240°C e podendo chegar até a 2.000°C, respectivamente (KALOGIROU, 2004).

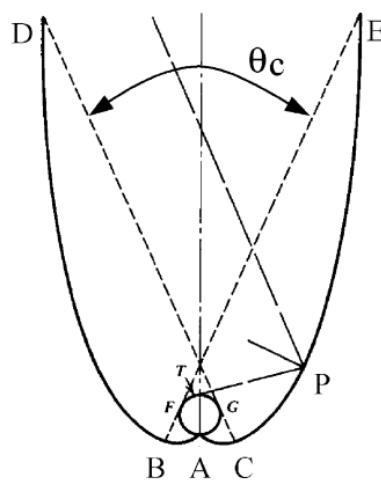
Ainda de acordo com Kalogirou (2004), os coletores solares estacionários podem ser classificados em três tipos: coletor estacionário parabólico composto, coletor de placa plana e coletor solar de tubo evacuado. Seus limites de operação são listados na Tabela 2.

**Tabela 2 - Tipo de coletores solares estacionários**

| Tipo de coletor                          | Tipo do absorvedor | Limites de temperatura de trabalho [°C] |
|--|--------------------|---|
| Coletor estacionário parabólico composto | Tubular            | 60-240                                  |
| Coletor de placa plana                   | Plano              | 30-80                                   |
| Coletor de tubo evacuado                 | Plano              | 50-200                                  |

Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004)

No coletor solar estacionário parabólico composto, devido a combinação de espelho interno e a distância entre as bordas, qualquer irradiação que incida em uma pré-determinada angulação ( $\theta_c$ ), conforme ilustrado na Figura 9, refletirá para o tubo absorvedor. Ao utilizar um par de seções parabólicas é possível reduzir a necessidade de movimentação do coletor para acompanhar a orientação do sol (CARVALHO & SIONEK, 2015). Este tipo de coletor se distingue pela sua forma, podendo ser simétrico ou assimétrico. Seus absorvedores são aletados com tubos ou absorvedores tubulares (KALOGIROU, 2004).

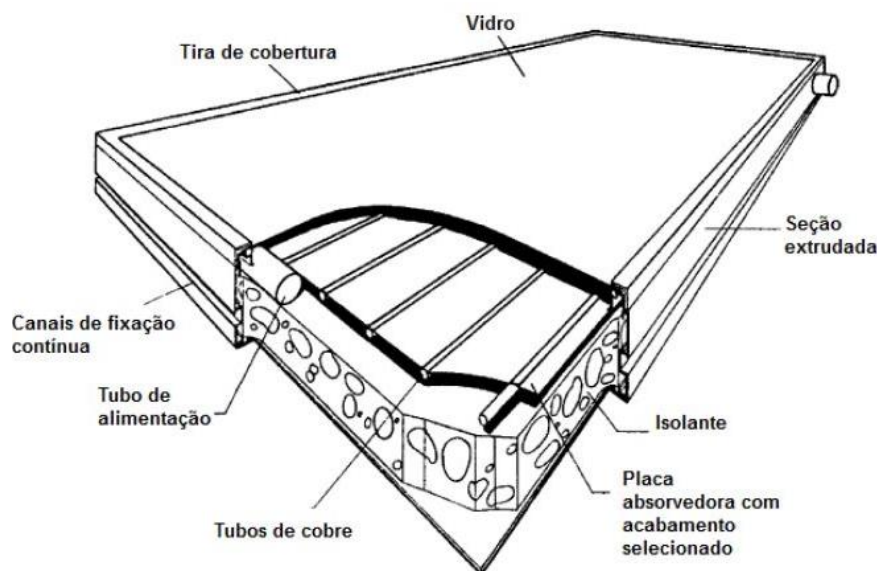
**Figura 9 - Concentrador parabólico composto**

Fonte: Kalogirou (2004)

Os coletores solares do tipo placa plana são constituídos por uma ou mais camadas de vidro, tubos que formam a passagem de água pelo coletor solar, placa absorvedora, onde os tubos estão conectados, tubo de alimentação para a entrada e saída de água, isolamento para diminuir as perdas de energia dentro do coletor solar e seu invólucro para proteger as outras partes de intempéries. A irradiação solar passa pela cobertura transparente e atinge a superfície absorvedora, com alta capacidade de absorção, fazendo com que uma grande quantidade de energia seja retida pela placa e então transferida para o fluido de trabalho para ser então armazenado ou

utilizado. As laterais da placa devem ser bem isoladas visando a diminuição das perdas por condução, enquanto as perdas por convecção são reduzidas com a utilização de uma cobertura transparente (KALOGIROU, 2004). A Figura 10 ilustra um coletor solar de placa plana.

**Figura 10 - Coletor solar de placa plana**



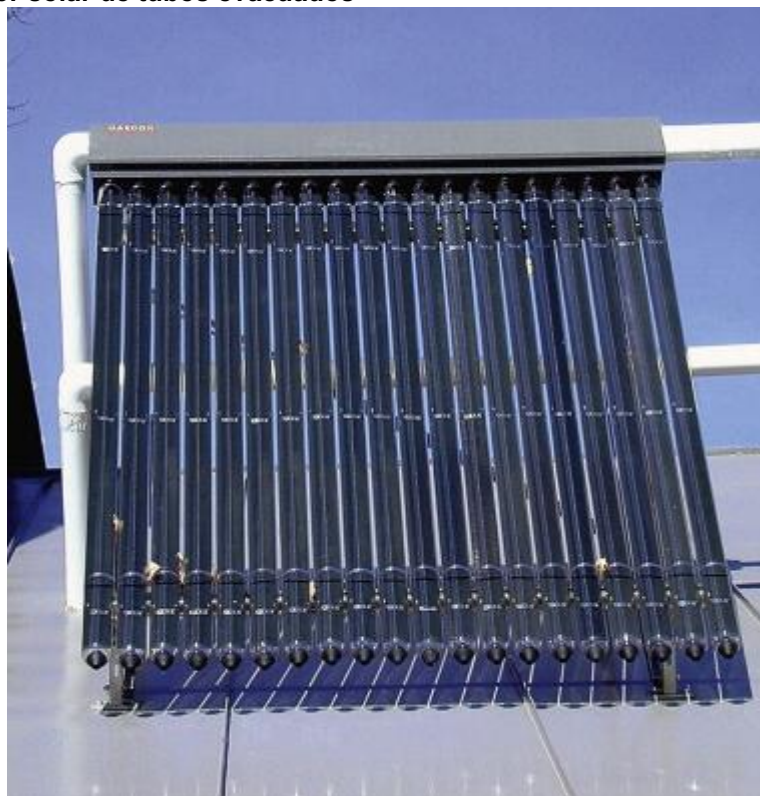
**Fonte:** Carvalho & Sionek (2015)

Esse tipo de coletor solar é fixado em uma posição, e não é feito o rastreamento do sol, portanto se instalado no Hemisfério Norte é requerido que sua instalação seja feita de forma que a sua face esteja virada para o sul e no Hemisfério Sul ela deve estar apontada para o norte. Além disso, o ângulo ótimo para o coletor é conhecido como sendo igual a latitude da localização  $\pm$  de  $10^\circ$  a  $15^\circ$  dependendo de sua utilização (CARVALHO & SIONEK, 2015).

Dentre os sistemas de aquecimento solar, o coletor solar com tubo evacuado se destaca pelo seu alto desempenho, devido ao isolamento da área coletora de energia solar por um volume evacuado, que isola a água aquecida do meio externo, diminuindo consideravelmente as perdas de calor do sistema (SPENGLER, OLIVESKI & SCHNEIDER, 2018). A Figura 11 ilustra um coletor solar de tubos evacuados.



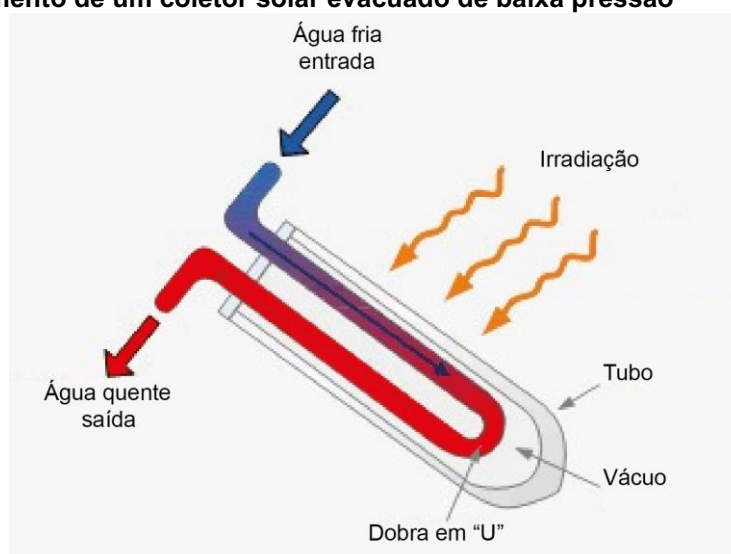
**Figura 11 - Coletor solar de tubos evacuados**



**Fonte:** Adaptado de Letcher (2014)

Nos coletores solares de tubos evacuados de baixa pressão, a água escoa através de tubos de cobre com formato em U dentro dos tubos evacuados de vidro especial. A água fria entra nesses tubos de cobre com massa específica mais elevada e à medida que troca calor através da irradiação solar que é absorvida pelos tubos coletores vai ganhando temperatura e consequentemente diminuindo sua massa específica, fazendo com que ela suba e saia na outra extremidade. A Figura 12 esquematiza o funcionamento de um coletor solar de tubo evacuado de baixa pressão.

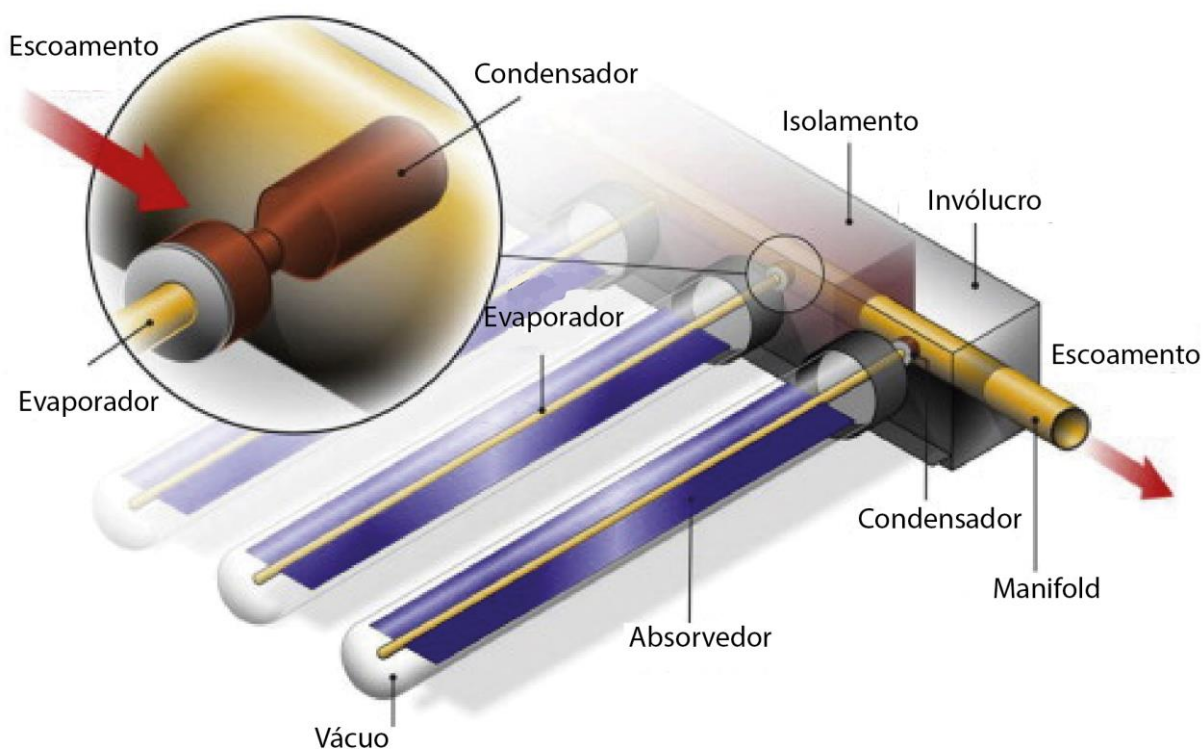
**Figura 12 - Funcionamento de um coletor solar evacuado de baixa pressão**



**Fonte:** Adaptado de AET (2015)

Para o coletor solar de tubos evacuados de alta pressão, a água no *manifold* flui em escoamento cruzado com os condensadores de tubos de calor e/ou termosifões. Desta maneira, ocorre a transferência de calor por convecção aumentando a temperatura da água a ser destinada ao uso doméstico. Esse escoamento é esquematizado na Figura 13.

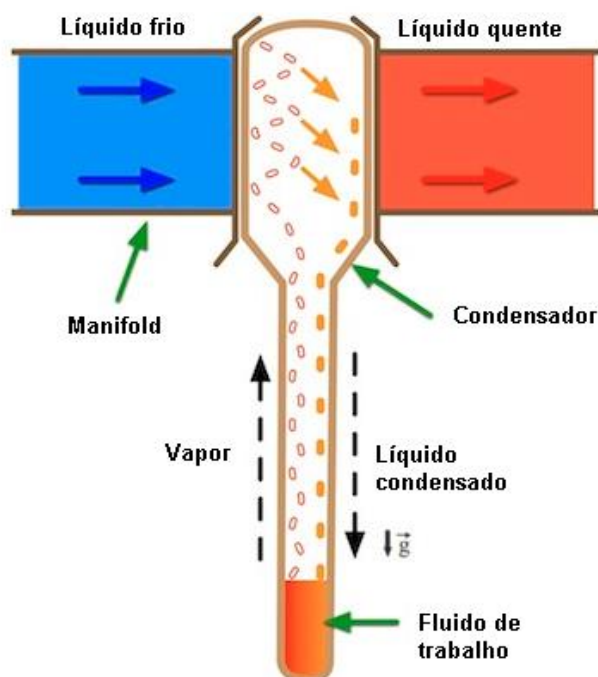
**Figura 13 - Escoamento de água a ser aquecida através do *manifold***



**Fonte:** Adaptado de Letcher (2014)

A irradiação solar é recebida pelos tubos de vidro evacuados e então é convertida em energia térmica nos evaporadores de tubos de calor e/ou termossifões. A superfície absorvedora é alocada na região exterior do tubo interno e permanece completamente selada. O isolamento por vácuo acarreta uma diminuição das perdas térmicas provenientes da convecção e condução, enquanto as perdas por radiação térmica são diminuídas devido à baixa emissividade da superfície absorvedora. Neste contexto, os coletores solares com tubos evacuados de alta pressão podem atingir uma eficiência maior do que os coletores solares de placa plana e ainda trabalhar em regiões com temperaturas mais baixas (TRIEB & TREFFINGER, 2000 apud TORO, 2015). A Figura 14 ilustra o escoamento no *manifold* e a mudança de fase presente nos tubos de calor e/ou termossifões cuja funcionalidade é fornecer energia na forma de calor ao sistema.

**Figura 14 - Funcionamento de um tubo de calor e/ou termossifão em um coletor solar evacuado de alta pressão**



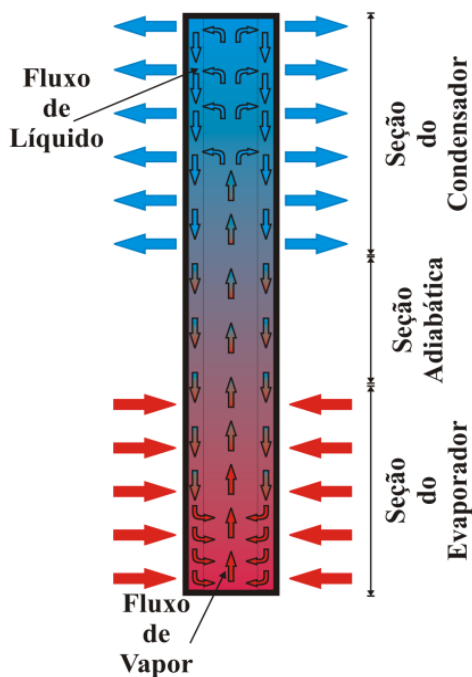
**Fonte:** Adaptado de Apricus (2020)

## 2.4 TERMOSSIFÃO

Os termossifões são dispositivos passivos de transferência de calor muito semelhantes aos tubos de calor. Ambos operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam o calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura, sendo assim altamente eficientes (REAY *et al.*, 2014). A diferença entre esses dispositivos passivos está no fato de que o fluido de trabalho retorna à seção do evaporador devido à capilaridade em um meio poroso nos tubos de calor, fazendo com que este possa operar em qualquer posição, enquanto nos termossifões isso ocorre devido à gravidade, dessa maneira o condensador deve estar sempre acima do evaporador (KRAMBECK *et al.*, 2020).

Um termossifão é composto basicamente por um tubo oco de metal, preenchido por um fluido de trabalho, além de ser hermeticamente fechado. Existem três partes básicas em um termossifão, sendo elas: evaporador, seção adiabática e condensador, como ilustrado na Figura 15 (KRAMBECK *et al.*, 2021). O evaporador tem a função de absorver calor proveniente de uma fonte quente (irradiação solar no caso de coletores solares de tubos evacuados de alta pressão). Esse calor, por sua vez, vaporiza parte do fluido de trabalho que, devido a um gradiente de pressão existente, sobe para o condensador. O condensador tem como finalidade rejeitar o calor absorvido no evaporador para uma fonte fria (aquecendo a água que passa pelo *manifold* em um coletor solar de tubos evacuados de alta pressão). Sendo assim, o vapor oriundo do evaporador condensa e retorna ao evaporador devido à ação da gravidade no estado líquido, completando o ciclo termodinâmico (KRAMBECK *et al.*, 2019). A região adiabática pode ou não se fazer presente na concepção de termossifões, essa região é uma região de transição entre evaporador e condensador, não havendo troca térmica com o ambiente externo (MANTELLI, 2009).

Figura 15 - Funcionamento de um termossifão

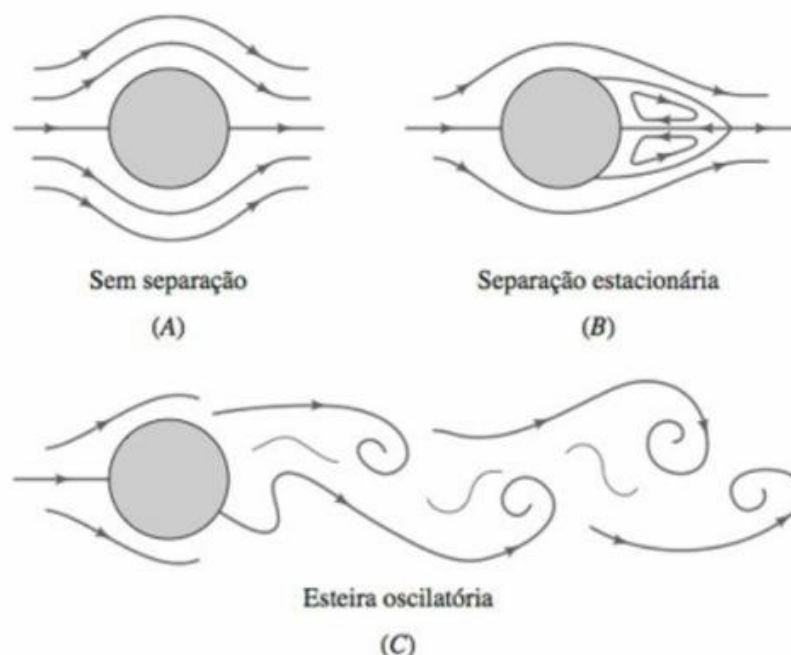


Fonte: Krambeck *et al.* (2021)

## 2.5 REVISÃO DA LITERATURA

Para um escoamento cruzado ao redor de um único cilindro existem diversos estudos disponíveis na literatura. No presente Trabalho de Conclusão de Curso, Moran *et al.* (2005) foi utilizado como referência. Do pontos de vista fluidodinâmico, na região atrás do cilindro, os tipos de escoamento laminar são: sem separação ( $Re < 1$  – Figura 16 a), separação estacionária caracterizada pela formação de um par fixo de vórtices simétricos com região de recirculação ( $Re \approx 10$  – Figura 16 b) e esteira oscilatória caracterizada pela formação de uma esteira de vórtices laminares ( $Re \approx 100$  – Figura 16 c).

Figura 16 - Escoamento laminar ao redor de um cilindro para  $Re < 100$ .

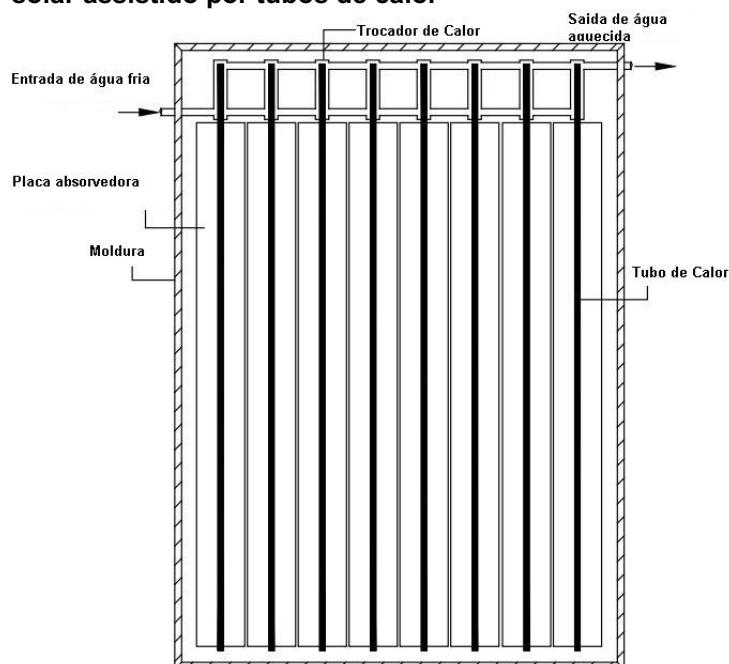


Fonte: Adaptado de Moran *et al.* (2005)

Abreu (2004) desenvolveu experimentalmente uma forma alternativa de um Sistema de Aquecimento Solar (SAS) compacto com o auxílio de termossifões, onde esses dispositivos passivos de transferência de calor possuíam uma curvatura na região do evaporador que acompanhava a parede do reservatório térmico. Foram realizados experimentos para observar o comportamento dos termossifões em condições operacionais e a curva de eficiência. Mesmo com dados coletados indicando resultados inferiores aos coletores convencionais, o autor concluiu que atingiu os objetivos propostos e que esse sistema se mostra economicamente viável e mais vantajoso em locais frios, onde ocorre risco de congelamento dos coletores de placas convencionais.

Azad (2008) realizou um estudo experimental sobre o desempenho térmico de coletores solares assistidos por tubos de calor. Nesse estudo foi constatado que um modelo matemático conseguia prever o desempenho de um coletor solar assistido por tubos de calor. O coletor solar utilizado era equipado com seis tubos de calor de cobre, com 1.850mm de comprimento e 12,7mm de diâmetro externo. O coletor solar, bem como o arranjo dos tubos de calor estão representados na Figura 17.

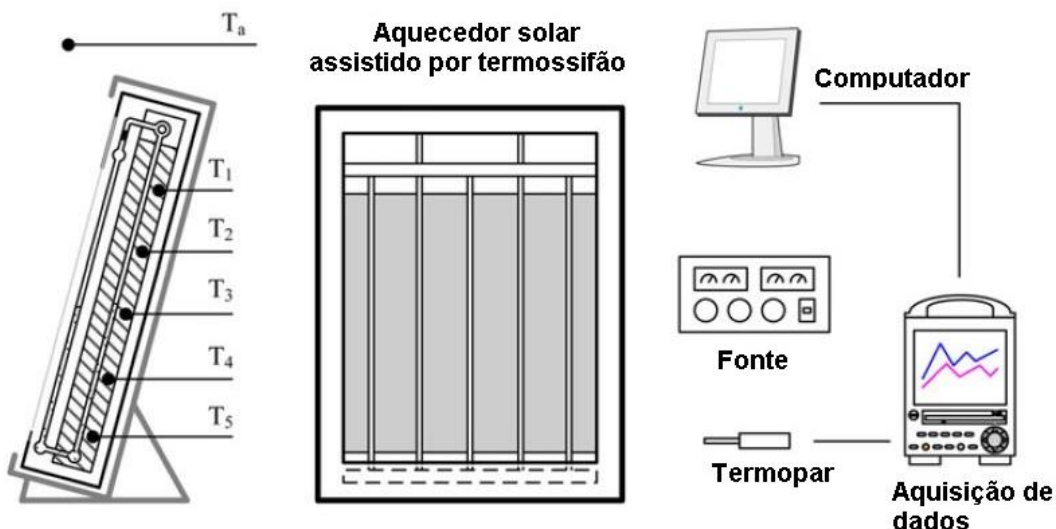
**Figura 17 - Coletor solar assistido por tubos de calor**



Fonte: Adaptado de Azad (2008)

Uma análise teórica e uma investigação experimental foram feitas por Chien *et al.* (2010) para um aquecedor solar de água assistido por termossifões sob diferentes condições de irradiação solar e inclinações. Os autores concluíram que o sistema alcançou uma eficiência elevada se comparada aos aquecedores solares convencionais. Foi observado ainda que o modelo teórico, desenvolvido utilizando o método das resistências térmicas, conseguiu prever com um percentual de erro de aproximadamente  $\pm 6\%$  os resultados experimentais. A Figura 18 representa a disposição e os aparatos utilizados durante os testes.

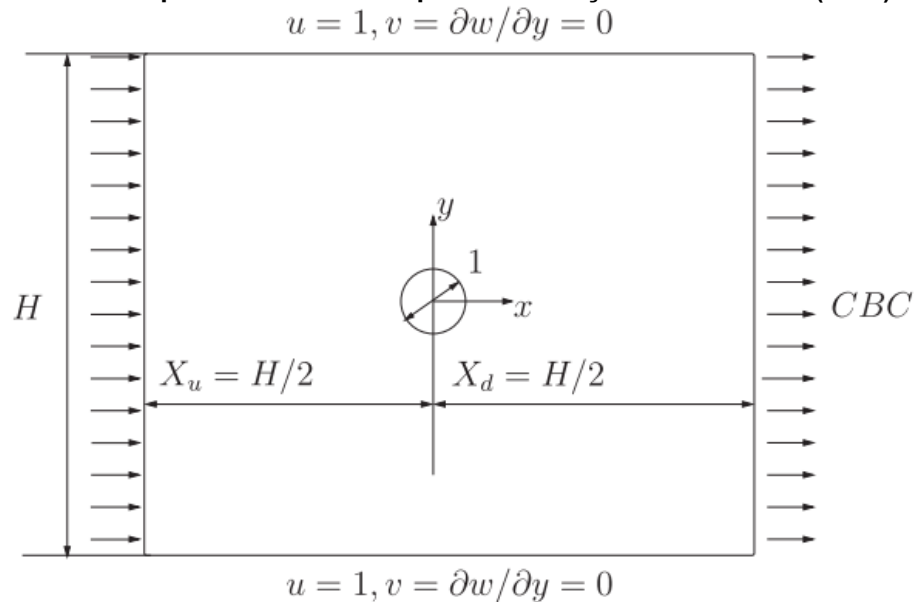
**Figura 18 - Diagrama esquemático do aparato experimental**



Fonte: Adaptado de Chien *et al.* (2010)

Em um trabalho sobre análise numérica de um escoamento cruzado sobre um cilindro com número de *Reynolds* entre 50 e 200, Lixia *et al.* (2013) fizeram um estudo de parâmetros numéricos, dentre eles o tamanho de domínio, independência de malha e tamanho de passo tempo para  $Re = 100$ . Para a faixa preestabelecida, os resultados foram apresentados e comparados com dados da literatura, assim como os efeitos do número de *Reynolds* para simulações bidimensionais. Pode ser observado que o ângulo de separação e a formação da esteira de vórtices não foram afetados pelo tamanho do domínio. O domínio computacional utilizado para a análise desse referido trabalho é esquematizado na Figura 19.

**Figura 19 - Domínio computacional utilizado para a realização de Lixia *et al.* (2013)**



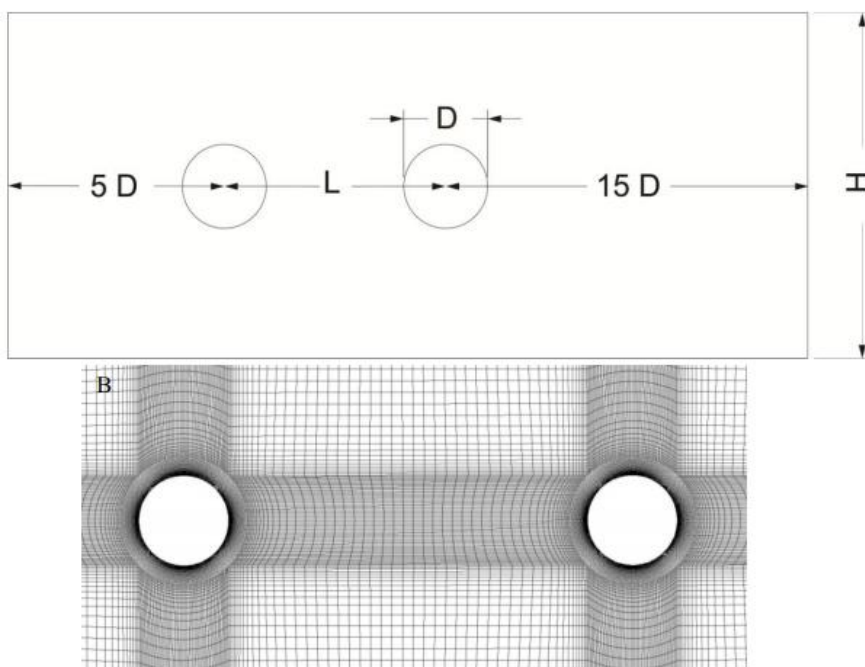
Fonte: Lixia *et al.* (2013)

Ferrari (2015) apresentou uma solução numérica para um escoamento cruzado em cilindros em *tandem* dentro de um canal. As simulações numéricas se aproximam muito do presente trabalho, diferenciando-se pelo número de cilindros e suas temperaturas. Ferrari (2015) ainda fez uma análise de influência no número de *Reynolds* e de fatores geométricos sobre os números de *Nusselt* local e médio. Os valores encontrados para a validação foram condizentes com os da literatura e artigos publicados anteriormente. Ao final, foi proposta uma correlação do número de *Nusselt* para o escoamento cruzado em cilindros em *tandem* dentro de um canal para um total de cilindros entre 1 e 10, razão de distância entre cilindros e seus diâmetros igual a 4 e razão da altura do canal e o diâmetro dos cilindros igual 2. A Figura 20 demonstra



dois cilindros em *tandem* utilizados para a confecção do trabalho em questão e o tipo de malha utilizado para sua resolução.

**Figura 20 - Representação de um dos testes realizados por Ferrari (2015)**



**Fonte:** Adaptado de Ferrari (2015)

Espirito Santo (2017) desenvolveu uma investigação experimental acerca da melhor configuração de termossifões para ser aplicada em um coletor solar compacto. Em seus testes experimentais, sob condições laboratoriais controladas, foram comparadas três configurações diferentes de termossifões testadas em duas inclinações,  $11^\circ$  e  $25^\circ$ , e sob dissipações de potência de 10W, 20W e 40W. Para análise de desempenho, a eficiência térmica foi comparada, e foi determinada qual configuração de termossifão e qual angulação obtiveram melhores resultados. O autor conclui que esse tipo de coletor solar apresenta eficiência maior do que coletores solares convencionais. A Figura 21 apresenta a configuração experimental utilizada por Espirito Santo (2017).

**Figura 21 - Configuração de testes experimentais**

Fonte: Espírito Santo (2017)

Destaca-se que este Trabalho de Conclusão de Curso deu continuidade aos estudos desenvolvidos por Espírito Santo (2017) em sua Dissertação de Mestrado ao finalizar o protótipo de um coletor solar compacto assistido por sete termossifões e testá-lo sob condições climáticas reais na cidade de Ponta Grossa/PR. Neste sentido, foi realizado um estudo numérico-experimental do aquecimento de água no protótipo do coletor solar assistido por termossifões. Para tal, foi efetuada uma comparação entre os resultados experimentais e as simulações numéricas dos números de *Reynolds* e de *Nusselt*, temperaturas de entrada e saída da água a ser aquecida, temperaturas nos termossifões e da irradiação solar no momento dos testes em campo.

### 3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Nesta seção são apresentadas as etapas e os procedimentos que foram utilizados na investigação experimental. Os experimentos foram executados na parte externa do Laboratório de Energia Solar (LabSOLAR) vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica (PPGEM) do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), *Câmpus* Ponta Grossa.

#### 3.1 TESTES EXPERIMENTAIS DO PROTÓTIPO

A parte experimental desse TCC foi executada utilizando um protótipo de coletor solar compacto assistido por sete termossifões sob condições climáticas reais, para posterior análise e comparação com dados obtidos por meio de simulações numéricas no *software* comercial *ANSYS/Fluent*<sup>TM</sup>.

##### 3.1.1 Protótipo experimental do coletor solar compacto

Como mencionado anteriormente, este estudo numérico-experimental é uma continuidade ao desenvolvimento científico-tecnológico e de inovação em coletor solar compacto assistido por termossifões iniciado em Espírito Santo (2017). Para tal, uma configuração contendo sete termossifões de cobre e um *manifold* de PVC foi colocada dentro de uma caixa retangular de aço carbono com uma tampa de vidro.

Os termossifões utilizados foram construídos de tubos de cobre ASTM B75 e foram preenchidos com água destilada com uma razão de preenchimento de 50% do volume do evaporador correspondendo a um volume de 18,86mL. Cada termossifão apresentou um comprimento total de 950mm, sendo 800mm de evaporador, 40mm de região adiabática e 110mm de condensador. Suas principais características são apresentadas na Tabela 3.

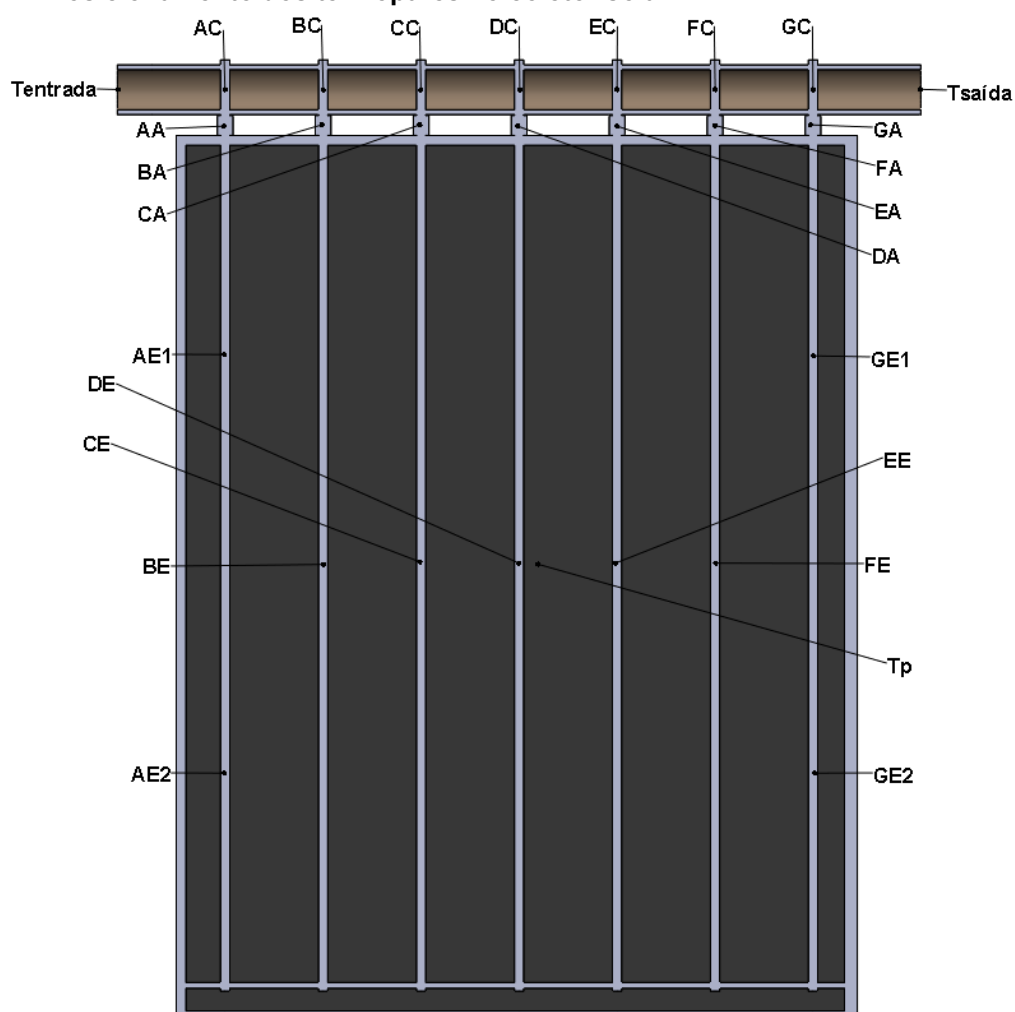
Tabela 3 - Principais características dos termossifões

| Características dos termossifões     |                |
|--------------------------------------|----------------|
| Diâmetro interno do evaporador [mm]  | 7,75           |
| Diâmetro externo do evaporador [mm]  | 9,45           |
| Diâmetro interno do condensador [mm] | 11,91          |
| Diâmetro externo do condensador [mm] | 12,70          |
| Comprimento do evaporador [mm]       | 800            |
| Comprimento da seção adiabática [mm] | 40             |
| Comprimento do condensador [mm]      | 110            |
| Fluido de trabalho                   | Água destilada |
| Razão de preenchimento [%]           | 50             |
| Volume do fluido de trabalho [mL]    | 18,86          |

Fonte: Espírito Santo (2017)

Para a realização dos testes experimentais, termopares *Omega Engineering*<sup>TM</sup> do Tipo K foram posicionados conforme a Figura 22.

Figura 22 - Posicionamento dos termopares no coletor solar

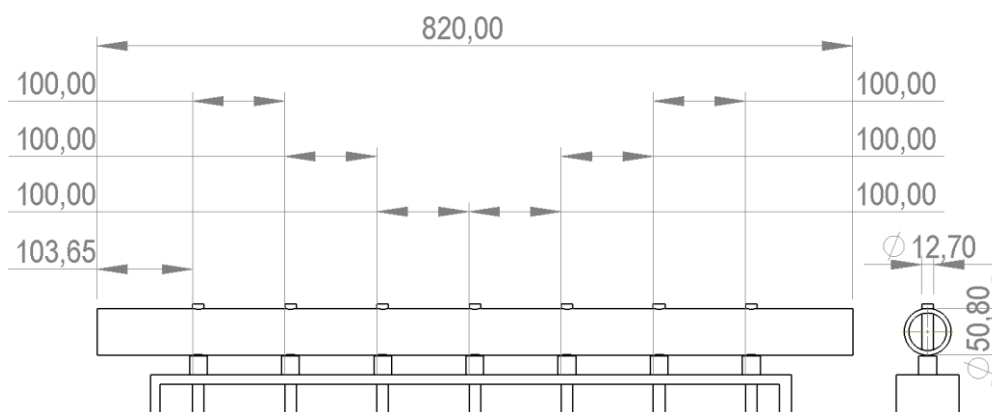


Fonte: Autoria própria

Os sete termossifões foram denominados A, B, C, D, E, F e G. As denominações dos termopares, seguidos da letra 'C', representam os termopares dos condensadores, os seguidos da letra 'A', da seção adiabática, e os da letra 'E', dos evaporadores. As denominações  $T_{entrada}$ ,  $T_{saída}$  e  $T_p$  são as temperaturas de entrada, de saída e da placa, respectivamente.

O *manifold* desse protótipo de coletor solar compacto, mostrado na Figura 23, foi composto por um tubo de PVC com diâmetro de aproximadamente 504mm (2") e apresentou um comprimento de 820mm. O espaçamento entre os termossifões foi de aproximadamente 100mm.

**Figura 23 - Configuração do *manifold* [mm]**

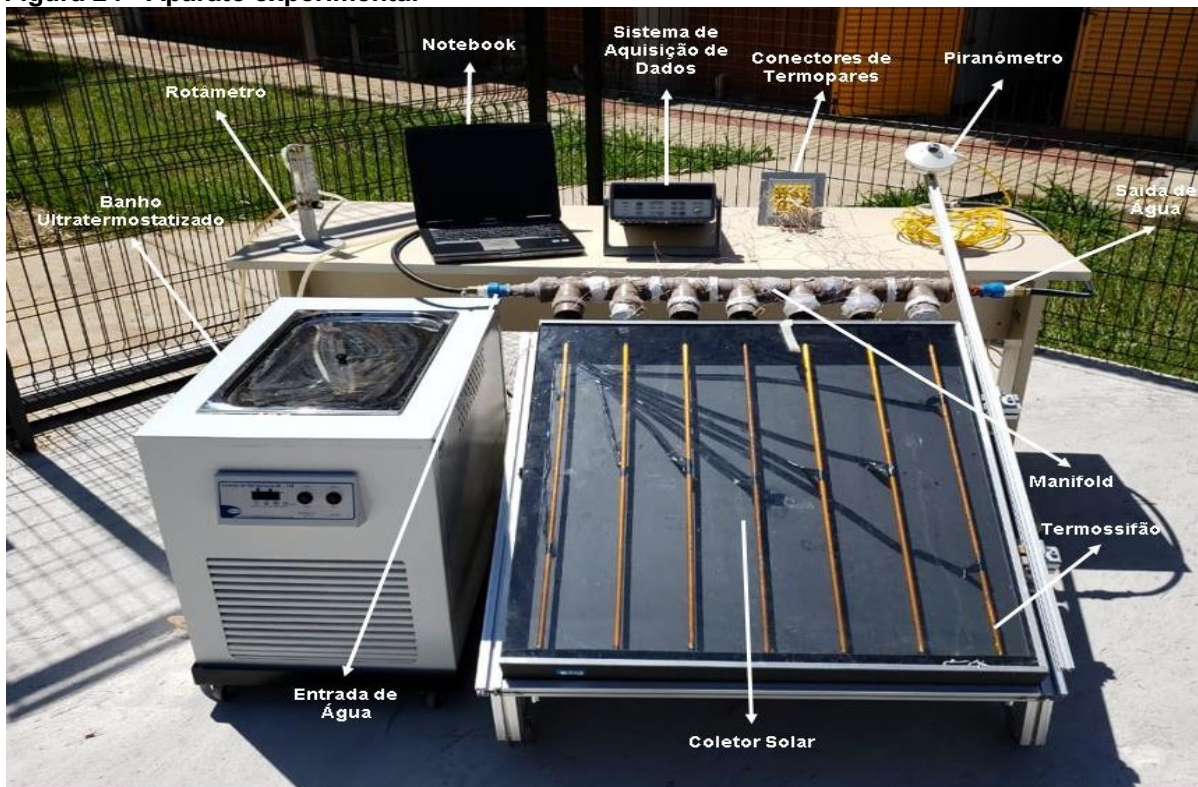


Fonte: Autoria própria

### 3.1.2. Aparato experimental

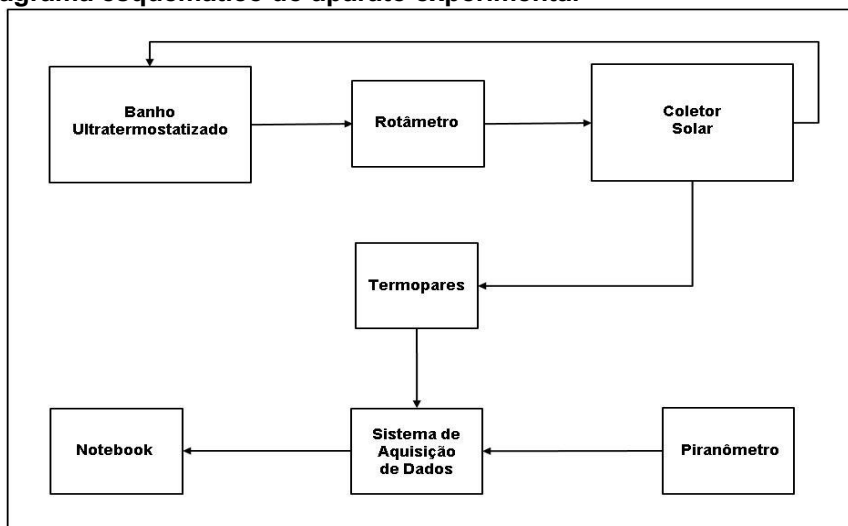
O aparato utilizado nos testes experimentais, representado na Figura 24 e ilustrado esquematicamente na Figura 25, foi composto pelo protótipo de um coletor solar compacto assistido por sete termossifões, por um sistema de aquisição de dados *Agilent*<sup>™</sup> 34970A contendo dois multiplexadores *Agilent*<sup>™</sup> 34901A de 20 canais cada, painel de conectores de termopares do tipo K *Omega Engineering*<sup>™</sup>, um computador portátil *Dell*<sup>™</sup>, um banho ultratermostatizado *SOLAB*<sup>™</sup> SL130, um rotâmetro com válvula reguladora de área variável *Omega Engineering*<sup>™</sup> FL-2051 e um piranômetro *Kipp & Zonen*<sup>™</sup> CMP3.

**Figura 24 - Aparato experimental**



Fonte: Autoria própria

**Figura 25 - Diagrama esquemático do aparato experimental**



Fonte: Autoria própria

### 3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A temperatura da água de entrada foi controlada através do banho ultratermostatizado, e da vazão volumétrica, através de um rotâmetro com válvula reguladora e área variável. A temperatura selecionada no banho foi de 21°C e foram selecionadas duas vazões volumétricas: 0,5L/min e 1,0L/min.

O protótipo do coletor solar assistido por termossifões teve seu comportamento térmico avaliado por intermédio da utilização dos termopares do tipo K, que foram fixados com fita adesiva na superfície externa de cada termossifão. Além disso, também foram fixados um na entrada e um na saída de água do manifold. De acordo com Espirito Santo (2017), as incertezas experimentais de temperatura são estimadas em  $\pm 1,27^{\circ}\text{C}$ .

Os condensadores dos termossifão foram resfriados por convecção forçada de água em escoamento cruzado. E a carga térmica do teste experimental em cada termossifão variou, dependendo da irradiação solar em cada momento do dia. Com o auxílio do piranômetro, foi medida a irradiação solar durante os testes experimentais (ver Anexo A).

A inclinação de trabalho do coletor solar compacto foi de 25° - latitude da cidade de Ponta Grossa/PR: 25° 05' 42" Sul, mesma inclinação utilizada por Espirito Santo (2017), conforme modelo proposto por Bezerra (1999).

Para o armazenamento dos dados experimentais foi utilizado o *software Agilent™ Benchlink Data Logger 3*. Estes dados foram coletados e registrados a cada 10s e, posteriormente, tratados visando a avaliação do desempenho térmico de cada termossifão, assim como a eficiência do protótipo.

## 4 METODOLOGIA NUMÉRICA

Para resolver numericamente o modelo matemático, que foi proposto no desenvolvimento deste Trabalho de Conclusão de Curso, o Método dos Volumes Finitos – MVF (PATANKAR, 1980) foi aplicado por meio da utilização do *software* comercial *ANSYS/Fluent*<sup>TM</sup> versão 19.2. Essa análise numérica foi executada no Laboratório de Pesquisa Computacional, vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa (LPC/DAMEC/UTFPR/PG). O computador utilizado nas simulações numéricas continha um processador *Intel Core*<sup>TM</sup> i7-4790 CPU @3,6GHz com 16GB de memória RAM e placa de vídeo de 4GB.

### 4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

As equações de conservação de massa (Equação da Continuidade), de *momentum* (Equações de *Navier-Stokes*) e de energia (Equação da Energia) são apresentadas a seguir considerando um problema bidimensional em regime permanente e escoamento laminar.

#### 4.1.1 Equação da Continuidade

A equação da conservação da massa considerando regime permanente pode ser representada por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

sendo que,  $u$  e  $v$  são as componentes da velocidade nas direções  $x$  e  $y$ , respectivamente.

#### 4.1.2 Equação de *Navier-Stokes*

As equações de conservação de *momentum*, Equações de *Navier-Stokes*, para um fluido incompressível, com viscosidade constante, e para um escoamento laminar em regime permanente, podem ser expressas por (FOX, McDONALD & PRITCHARD, 2011):



Na direção  $x$ :

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad (2)$$

Na direção  $y$ :

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \quad (3)$$

sendo que,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $p$  é a pressão.

#### 4.1.3 Equação da Energia

A conservação de energia (princípio da Primeira Lei da Termodinâmica) pode ser representada por (ÇENGEL & GHAJAR, 2014):

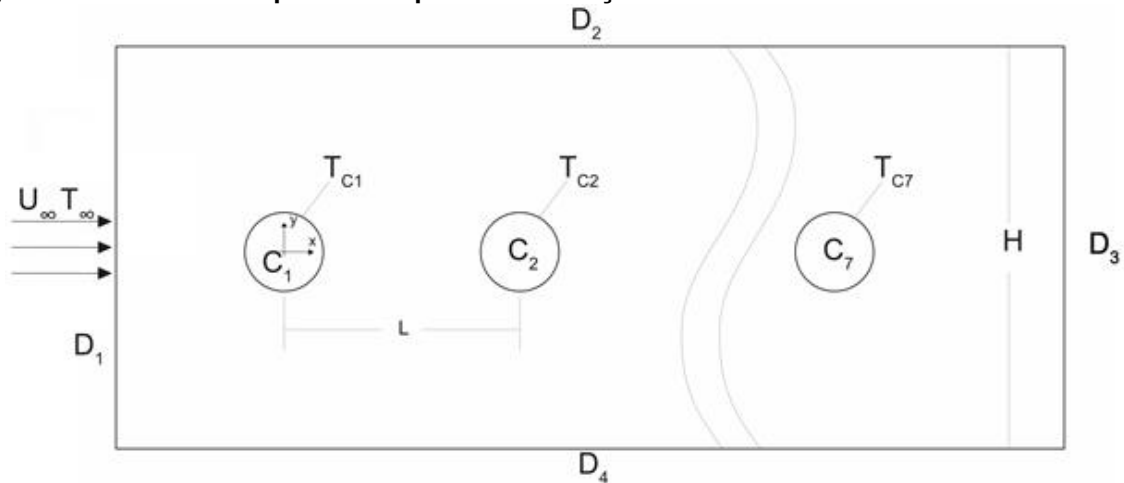
$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi + \dot{q}, \quad (4)$$

sendo que,  $c_p$  é o calor específico a pressão constante,  $k$  é a condutividade térmica do fluido,  $\Phi$  é a dissipação viscosa no fluido e  $\dot{q}$  é a geração de energia, se existente.

## 4.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno, para o problema analisado neste Trabalho, estão descritas considerando o domínio em questão ilustrado na Figura 26.

Figura 26 - Domínio computacional para as simulações com sete termossifões



Fonte: Autoria própria

- Condição de não-deslizamento nas interfaces sólido-fluido, ou seja, a velocidade do fluido nas paredes do canal,  $D_2$  e  $D_4$ , e na superfície dos cilindros,  $C_1$  a  $C_7$ , é igual a zero;
- Na entrada do domínio,  $D_1$ , perfis de velocidade e de temperatura uniformes;
- Na saída do domínio,  $D_3$ , foi considerada pressão manométrica igual a 0;
- As paredes do canal,  $D_2$  e  $D_4$ , apresentam fluxo térmico constante (irradiação solar) e a temperatura na superfície de cada cilindro,  $C_1$  a  $C_7$ , é constante (temperatura dos condensadores dos termossifões).

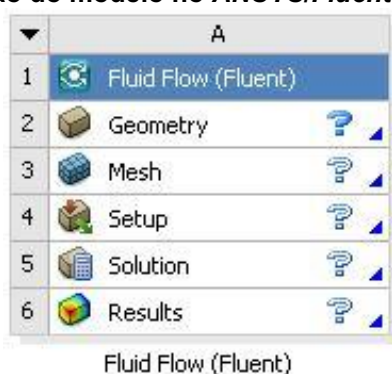
#### 4.3 MODELAGEM COMPUTACIONAL

Como mencionado anteriormente, a modelagem numérica foi feita através do *software* comercial *ANSYS/Fluent*<sup>TM</sup> que aplica em sua resolução numérica o Método dos Volumes Finitos (PATANKAR, 1980). Para tal, foi necessária a realização da discretização do domínio computacional em um número finito de volumes de controle, sendo que para cada um desses volumes de controle, o balanço das equações governantes discretizadas foram resolvidas através de iterações numéricas. Na seção 4.4 é apresentado um breve passo a passo da modelagem no *software* comercial *ANSYS/Fluent*<sup>TM</sup> versão 19.2.

#### 4.4 PROCEDIMENTO DE RESOLUÇÃO NUMÉRICA

Para iniciar as simulações numéricas no *software* comercial, as etapas de construção do modelo de acordo com os requisitos do *ANSYS/Fluent*<sup>TM</sup> 19.2 devem ser executadas como mostrado na Figura 27.

Figura 27 - Etapas de construção do modelo no *ANSYS/Fluent*<sup>TM</sup> 19.2



Fonte: Autoria própria

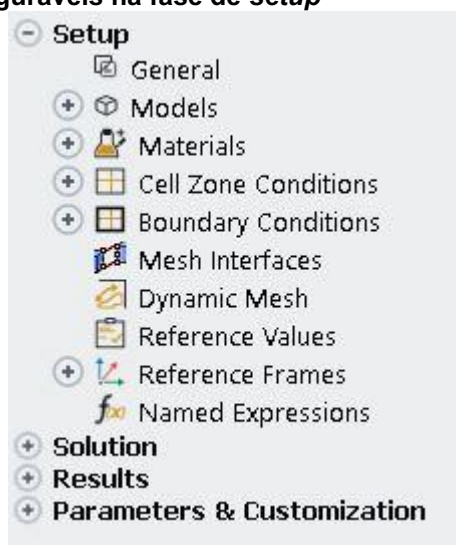
Na primeira etapa, *Geometry*, a geometria do domínio a ser analisado deve ser criada. Para o caso da validação do modelo, foi utilizado um escoamento cruzado ao redor de apenas um cilindro, para posterior comparação de resultados com os disponíveis na literatura.

Para o presente Trabalho, a geometria e as condições são as mesmas do escoamento no *manifold* do coletor solar compacto (Figura 23), apresentando as mesmas dimensões geométricas e a mesma quantidade, sete, de termossifões.

A segunda etapa, denominada de *Mesh*, consiste na criação de uma malha computacional para a geometria escolhida. Existem diferentes tipos de malha computacional, sendo que neste trabalho foi utilizada uma malha quadrilateral. Para fins de análise de resultados e tempo de simulação, foram analisados o número de elementos e o número de nós das malhas computacionais geradas, e foram comparados os resultados obtidos das malhas computacionais para validação, estabelecendo um critério de parada que relacione a diferença entre os resultados numéricos e o tempo gasto com a simulação numérica para a escolha da malha computacional.

Logo, executou-se a terceira etapa, denominada de *Setup*, dentro da *janela* do *software* comercial *ANSYS/Fluent™*. Nessa janela devem ser determinados os parâmetros do problema e as condições de contorno para a simulação numérica. A Figura 28 apresenta as opções que podem ser alteradas nessa fase do projeto.

**Figura 28 - Parâmetros configuráveis na fase de *setup***



**Fonte:** Autoria própria

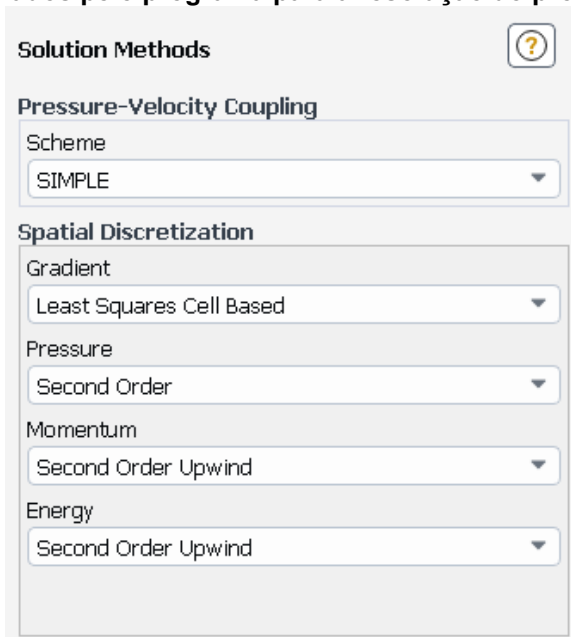
Por se tratar de um problema de transferência de calor por convecção forçada, para este Trabalho de Conclusão de Curso, na aba *Models*, o modelo de energia do *software* deve estar selecionado. Em seguida, as propriedades do fluido de trabalho devem ser selecionadas em *Materials*.

Feito isso, as condições de contorno para as diferentes regiões do protótipo de um coletor solar compacto assistido por termossifões devem ser selecionadas. Para a entrada do escoamento, a velocidade e a temperatura foram determinadas. Os cilindros foram considerados paredes estacionárias, sem deslizamento e com uma temperatura fixa, que é determinada através dos resultados obtidos nos testes experimentais. As paredes do manifold também foram consideradas estacionárias e a condição de não-deslizamento foi aplicada. No entanto, elas foram consideradas com fluxo térmico constante (irradiação solar existente durante a execução dos testes experimentais). Com isso, os resultados para a saída do escoamento, com base em uma solução de acoplamento velocidade-pressão, podem ser obtidos.

O próximo passo foi a determinação dos parâmetros na aba *Solution* do *software ANSYS/Fluent™* 19.2. Nessa etapa, o método de resolução numérica das equações foi selecionado, sendo que para este TCC, tanto na validação do modelo

numérico quanto na simulação numérica do protótipo do coletor solar compacto, foi escolhido o Método *SIMPLE* (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) para solução do acoplamento de pressão-velocidade. O grau das equações de discretização dos termos difusivo-convectivos para resolução numérica foi de Esquema *Last Squares Cell Based* para os gradientes, Esquema *Second Order* para pressão e Esquema *Second Order Upwind* para *momentum* e energia, ilustrado na Figura 29.

**Figura 29 - Métodos utilizados pelo programa para a resolução do problema**



The image shows a software interface titled "Solution Methods" with a help icon. It is divided into two main sections: "Pressure-Velocity Coupling" and "Spatial Discretization". Under "Pressure-Velocity Coupling", the "Scheme" dropdown menu is set to "SIMPLE". Under "Spatial Discretization", there are four dropdown menus: "Gradient" is set to "Least Squares Cell Based", "Pressure" is set to "Second Order", "Momentum" is set to "Second Order Upwind", and "Energy" is set to "Second Order Upwind".

**Fonte:** Autoria própria

Devido às não-linearidades na Equação do *momentum*, as componentes da velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. Os fatores de sub-relaxação utilizados foram de 0,7 para as componentes da velocidade, 0,3 para a correção da pressão e 0,5 para a temperatura.

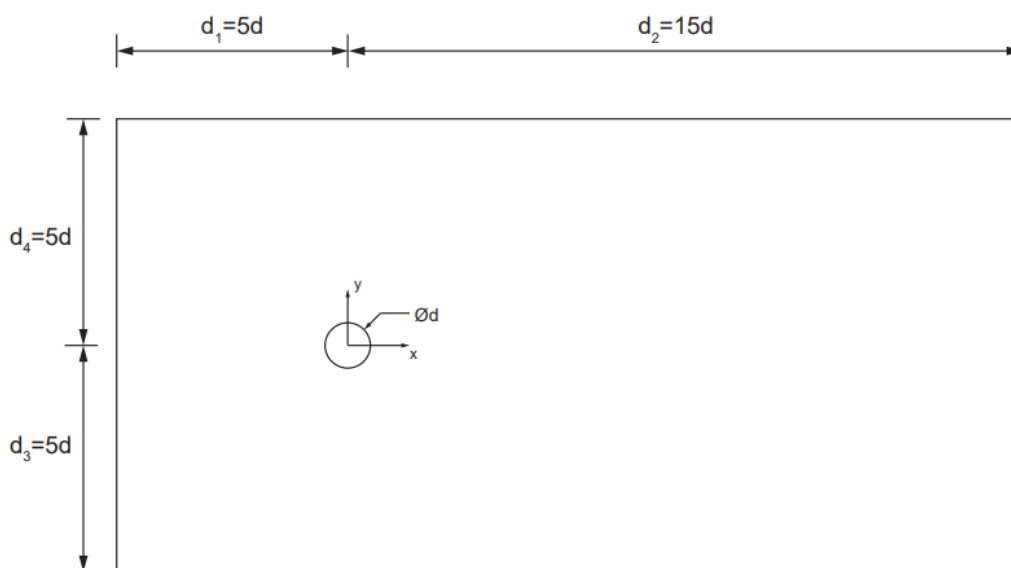
Os critérios de parada da simulação numérica também foram definidos na aba *Solution*, sendo adotado um residual de  $10^{-6}$  para a continuidade e de  $10^{-3}$  para as componentes da velocidade nas direções *x* e *y* e para a energia quando simulado o teste de refinamento de malha computacional, enquanto para a simulação do protótipo do coletor solar compacto assistido por termossifões foi adotado o valor de  $10^{-6}$  para todos os parâmetros.

#### 4.5 VERIFICAÇÃO NUMÉRICA

Para a verificação dos procedimentos numéricos adotados foi considerado como *benchmark* um problema de transferência de calor em escoamento cruzado ao redor de um cilindro apresentado em Ferrari (2015).

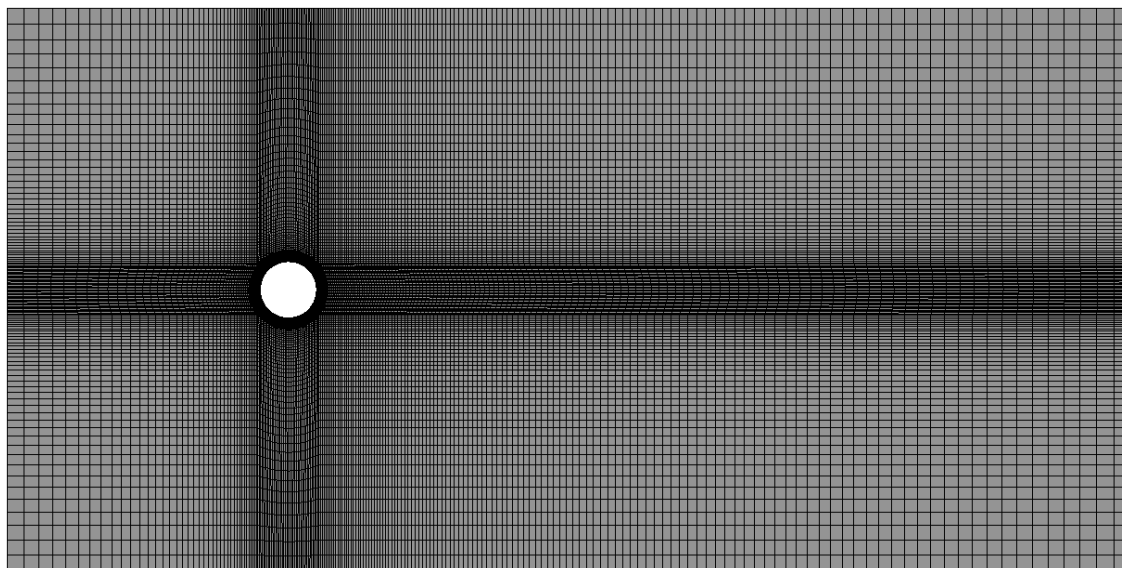
O domínio computacional utilizado para a verificação numérica está descrito na Figura 30. As distâncias  $d_1$ ,  $d_3$  e  $d_4$  são iguais a cinco vezes o diâmetro do cilindro e  $d_2$ , igual a quinze vezes o diâmetro do cilindro. O diâmetro do cilindro em questão foi igual a 12,7mm. Nas paredes do cilindro e nas paredes da extensão do escoamento a condição de não-deslizamento foi aplicada. Nas paredes da extensão do escoamento não há troca de calor, ou seja, a região foi considerada adiabática. Na entrada foram considerados perfis uniformes de velocidade e temperatura. Na saída do escoamento foi considerada pressão manométrica.

**Figura 30 - Diagrama esquemático do problema utilizado para verificação numérica.**



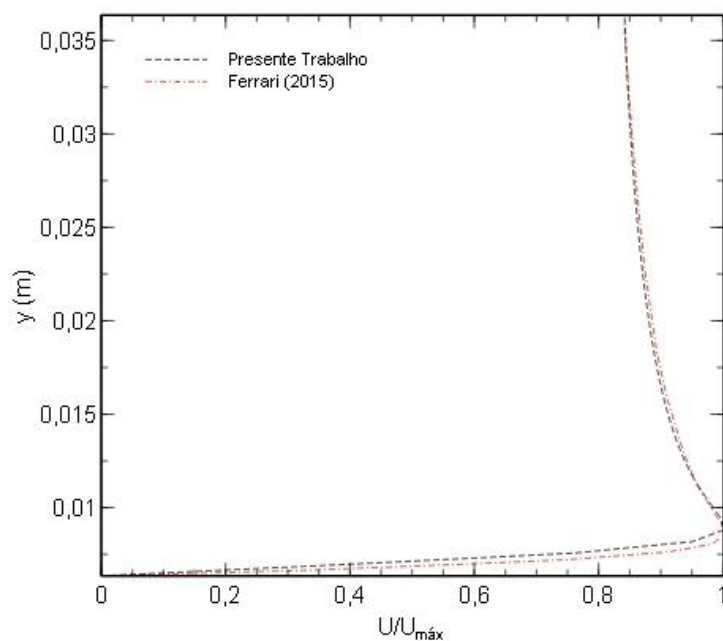
**Fonte:** Autoria própria

Para as simulações numéricas, foram considerados ar atmosférico como fluido de trabalho, número de *Prandtl* igual a 0,707, escoamento laminar com número de *Reynolds* igual a 218 e temperatura superficial do cilindro constante igual a 320K. A malha computacional utilizada para a obtenção dos resultados numéricos apresenta aproximadamente 27.200 volumes de controle – Figura 31. Essa malha computacional tem um melhor refinamento na região próxima ao cilindro, devido ao descolamento da camada-limite e a possível formação de vórtices.

**Figura 31 - Malha computacional utilizada no estudo de verificação numérica**

**Fonte:** Autoria própria

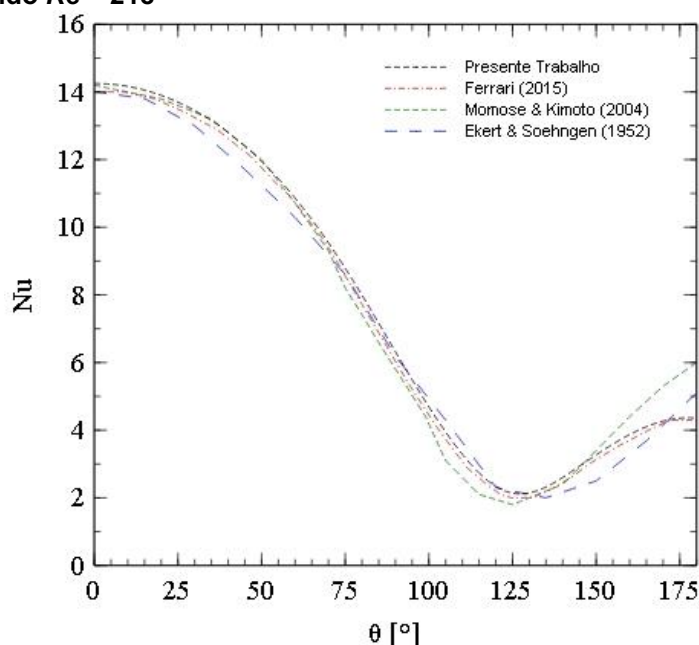
O perfil de velocidades foi calculado na região do cilindro, em uma reta com 6,35mm de comprimento e ângulo de 90° em relação à direção  $x$ , começando na extremidade superior do cilindro. Este perfil de velocidade está ilustrado no Gráfico 1. Os resultados obtidos estão todos próximos, apresentando uma boa concordância com os resultados numéricos obtidos nas simulações de Ferrari (2015).

**Gráfico 1 - Perfil de velocidades do cilindro em uma reta de 90°**

**Fonte:** Autoria própria

No Gráfico 2 são apresentados os resultados para o número de *Nusselt* local em função do ângulo  $\theta$ , considerando o número de *Reynolds* igual a 218. Os resultados para o número de *Nusselt* médio são apresentados na Tabela 4. Estes resultados, provenientes das simulações numéricas, apresentaram diferenças menores do que 2% quando comparados com os resultados disponíveis em Eckert & Soehngen (1952), Momose & Kimoto (1999) e Ferrari (2015).

**Gráfico 2 - Comparação do Número de *Nusselt* local para escoamento cruzado ao redor de um cilindro considerando  $Re = 218$**



Fonte: Autoria própria

**Tabela 4 - Comparativo número de Nusselt médio do presente TCC com a literatura**

| Número de <i>Nusselt</i> médio | Número de Nusselt médio na literatura | $\Delta$ [%] |      |
|--------------------------------|---------------------------------------|--------------|------|
| 7,57                           | Eckert & Soehngen (1952)              | 7,44         | 1,73 |
|                                | Momose & Kimoto (1999)                | 7,44         | 1,73 |
|                                | Ferrari (2015)                        | 7,52         | 0,65 |

Fonte: Autoria própria

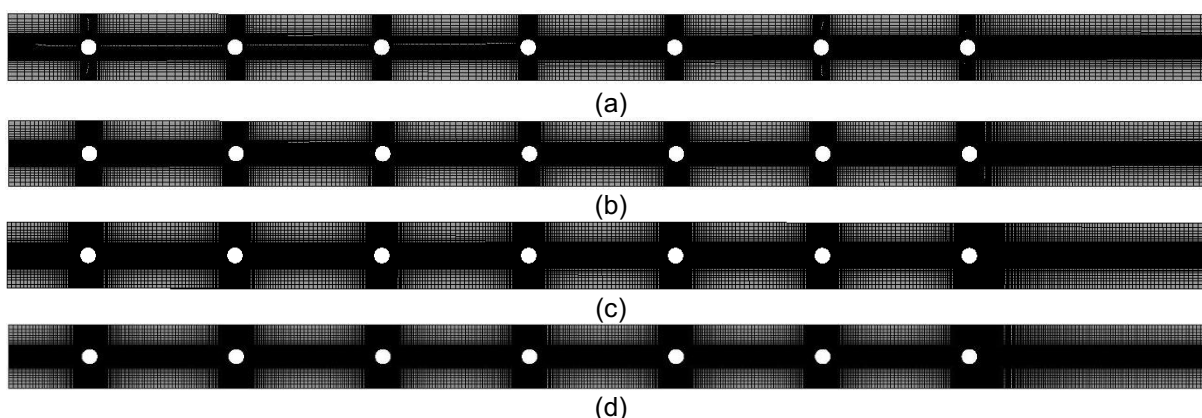


#### 4.6 REFINAMENTO DA MALHA COMPUTACIONAL

Um estudo de refinamento da malha computacional foi executado visando garantir resultados numéricos independentes da malha computacional. Para tal, após a construção da geometria utilizada, Figura 26. Uma malha computacional grosseira foi criada como ponto de partida para um posterior refinamento. Testes computacionais foram realizados para selecionar a malha computacional que seria empregada no domínio de cálculo para a apresentação dos resultados numéricos.

Nessa análise de refinamento, quatro malhas computacionais, apresentadas na Figura 32, foram analisadas. Estas malhas computacionais foram não-uniformes, e foram obtidas utilizando um recurso de adaptação de malha computacional disponível no *software* comercial ANSYS/Fluent™ 19.2. Este recurso realiza um refinamento em regiões específicas do escoamento que apresentam um maior gradiente de velocidade na interface sólido-fluido, ou seja, as regiões que apresentam maior diferença nas variáveis primitivas. O número de volumes de controle no domínio do cálculo computacional foi aumentado gradativamente até que refinamentos adicionais da malha computacional não alteravam mais os resultados numéricos encontrados.

**Figura 32 - Malhas Computacionais utilizadas no estudo de refinamento: (a) #1, (b) #2, (c) #3 e (d) #4**



**Fonte:** Autoria própria

Os testes de refinamento de malha computacional foram realizados considerando as condições operacionais reais no *manifold* do protótipo de um coletor solar compacto existentes nos últimos cinco minutos dos testes experimentais executados para vazão volumétrica de 0,5L/min. Para tal, o número de *Reynolds* do

escoamento de água no *manifold* foi de 53,56, a temperatura de entrada da água foi de 21,27°C (294,42K), a irradiação solar foi de 1.119,99W/m<sup>2</sup>, a pressão na saída da água no *manifold* foi considerada como sendo a pressão manométrica, e as temperaturas das superfícies dos setes cilindros (condensadores dos termosifões), foram de  $T_{AC} = 22,90^{\circ}\text{C}$  (296,05K),  $T_{BC} = 22,39^{\circ}\text{C}$  (295,54K),  $T_{CC} = 24,66^{\circ}\text{C}$  (297,81K),  $T_{DC} = 24,55^{\circ}\text{C}$  (297,70K),  $T_{EC} = 23,21^{\circ}\text{C}$  (296,36K),  $T_{FC} = 26,42^{\circ}\text{C}$  (299,57K) e  $T_{GC} = 25,56^{\circ}\text{C}$  (298,71K). Os resultados numéricos encontrados para o estudo de refinamento são apresentados na Tabela 5.

**Tabela 5 - Resultados do estudo de refinamento da malha computacional**

| Malha Computacional | Elementos | $T_{sai,real}$ [°C] | $T_{sai}$ [°C] | $T_{sai}$ [%] | $\Delta P$ [Pa] | $\Delta P$ [%] | Tempo de processamento [horas] |
|---------------------|-----------|---------------------|----------------|---------------|-----------------|----------------|--------------------------------|
| #1                  | 25.160    | 25,20               | 25,03          | -             | 0,077           | -              | 2,18                           |
| #2                  | 50.304    | 25,20               | 25,08          | 0,20          | 0,077           | 0,00           | 3,27                           |
| #3                  | 77.840    | 25,20               | 25,12          | 0,16          | 0,077           | 0,00           | 3,86                           |
| #4                  | 93.824    | 25,20               | 23,19          | 7,68          | 0,077           | 0,00           | 4,20                           |

Fonte: Autoria própria

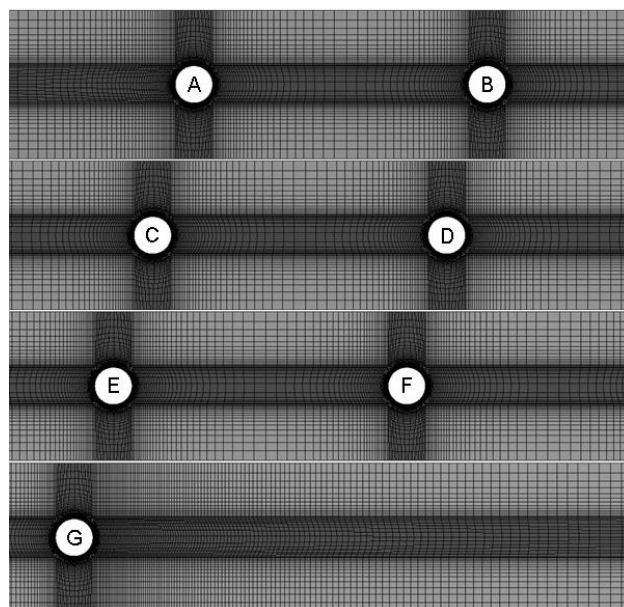
Como mostrado na Tabela 5, os resultados obtidos para a temperatura de saída da água no *manifold* do coletor solar compacto diferem em 0,16%, considerando os resultados das Malhas Computacionais #2 e #3. O tempo de processamento computacional foi de 3,86 horas. Pode ser notado ainda, que não existem diferenças entre os resultados obtidos para a queda de pressão no *manifold* em todas as malhas computacionais estudadas. Diante do exposto, a malha computacional escolhida para a obtenção dos resultados numéricos foi a Malha Computacional #3.

A Malha Computacional #3 é uma malha 2D não-uniforme no domínio de solução, contendo aproximadamente 78.000 volumes de controle, e tendo como característica, um maior refinamento nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nessas regiões, como ilustrado na Figura 33.

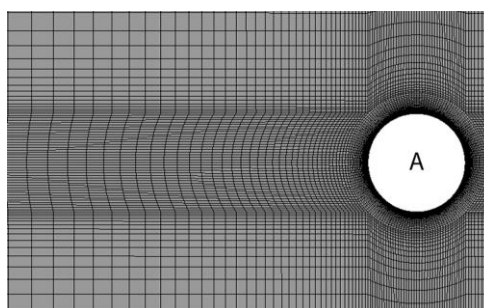
Figura 33 - Malha computacional utilizada para as simulações numéricas: (a) vista geral, (b) vista detalhada, (c) detalhe da região próxima ao Termossifão A e (d) detalhe da região próxima ao Termossifão G



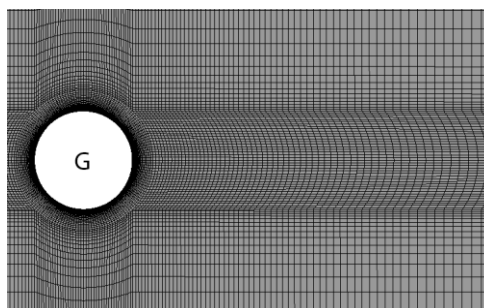
(a)



(b)



(c)



(d)

Fonte: Autoria própria

## 5 RESULTADOS

### 5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nesta seção, os resultados experimentais referentes ao desempenho térmico do protótipo de um coletor solar compacto assistido por sete termossifões são apresentados. Como mencionado anteriormente, foram executados testes experimentais para as vazões volumétricas de 0,5L/min e 1,0L/min e a temperatura do banho ultratermostatizado foi mantida em  $21,0^{\circ}\text{C} \pm 1,0^{\circ}\text{C}$ . A inclinação de operação foi de  $25^{\circ}$ . A incidência da irradiação solar foi medida através de um piranômetro e o resfriamento do condensador dos termossifões no *manifold* ocorreu devido à convecção forçada em escoamento interno cruzado de água.

O teste experimental considerando a vazão volumétrica de 0,5L/min teve a duração de 75 minutos, sendo que os dados experimentais foram apresentados em intervalos de 15 minutos. Considerando a vazão volumétrica de 1,0L/min, o período de duração do teste experimental foi mais curto, 30 minutos, em decorrência do aparecimento repentino de vazamentos no *manifold* do protótipo do coletor solar compacto assistido por termossifões. Foi necessária a interrupção dos testes experimentais.

Os resultados apresentados nas Tabelas 6 e 7 mostram as temperaturas de entrada e saída de água no *manifold* do protótipo do coletor solar compacto, bem como sua variação, a temperatura na placa do coletor ( $T_{placa}$ ) e a irradiação solar em função do tempo do teste experimental, para as vazões volumétricas de 0,5L/min e 1,0L/min, respectivamente. Ressalta-se que a irradiação solar foi calculada através da sensibilidade média descrita, Equação (5), no guia de instruções do piranômetro, apresentado no Anexo A (KIPP & ZONEN, 2018).

$$E_{solar} = \frac{U_{emf}}{S}, \quad (5)$$

sendo que,  $E_{solar}$  representa a irradiância solar em  $[\text{W}/\text{m}^2]$ ,  $U_{emf}$  é a voltagem de saída em  $[\mu\text{V}]$  e  $S$  é a sensibilidade do aparelho em  $[\text{mV}/\text{W}^2]$ .

Tabela 6 - Dados experimentais para vazão volumétrica de 0,5 L/min

| Tempo [minutos] | $T_{entrada}$ [°C] | $T_{saída}$ [°C] | $\Delta T$ [°C] | $T_{placa}$ [°C] | Piranômetro [ $\mu V$ ] | Irradiação Solar [ $W/m^2$ ] |
|-----------------|--------------------|------------------|-----------------|------------------|-------------------------|------------------------------|
| 15              | 21,5               | 25,5             | 4,0             | 43,9             | 0,0133881               | 933,67                       |
| 30              | 21,6               | 25,3             | 3,7             | 43,6             | 0,0130736               | 956,12                       |
| 45              | 21,3               | 25,6             | 4,3             | 43,7             | 0,0123990               | 1.008,15                     |
| 60              | 21,2               | 25,5             | 4,3             | 43,2             | 0,0120883               | 1.034,06                     |
| 75              | 21,5               | 25,1             | 3,6             | 43,0             | 0,0112007               | 1.115,99                     |

Fonte: Autoria própria

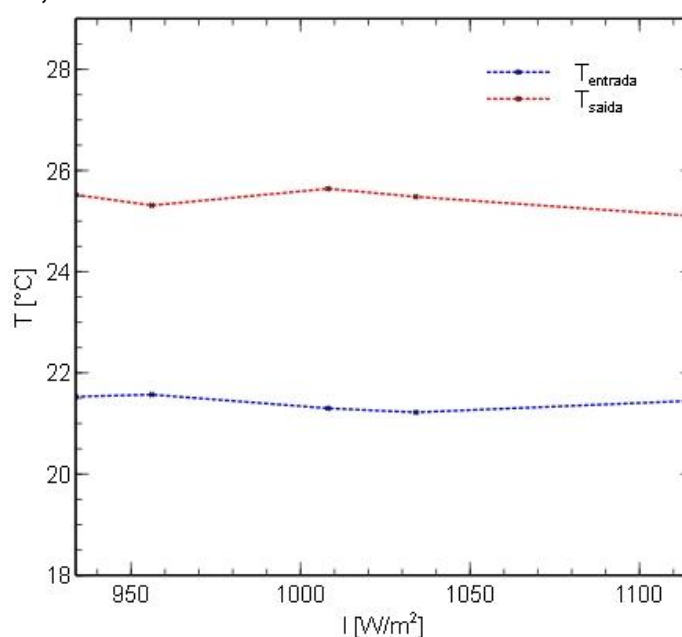
Tabela 7 - Dados experimentais para vazão volumétrica de 1,0L/min

| Tempo [minutos] | $T_{entrada}$ [°C] | $T_{saída}$ [°C] | $\Delta T$ [°C] | $T_{placa}$ [°C] | Piranômetro [ $\mu V$ ] | Irradiação Solar [ $W/m^2$ ] |
|-----------------|--------------------|------------------|-----------------|------------------|-------------------------|------------------------------|
| 15              | 21,1               | 23,5             | 2,4             | 42,0             | 0,0109511               | 1.141,44                     |
| 30              | 21,8               | 23,4             | 1,6             | 41,6             | 0,0100173               | 1.247,85                     |

Fonte: Autoria própria

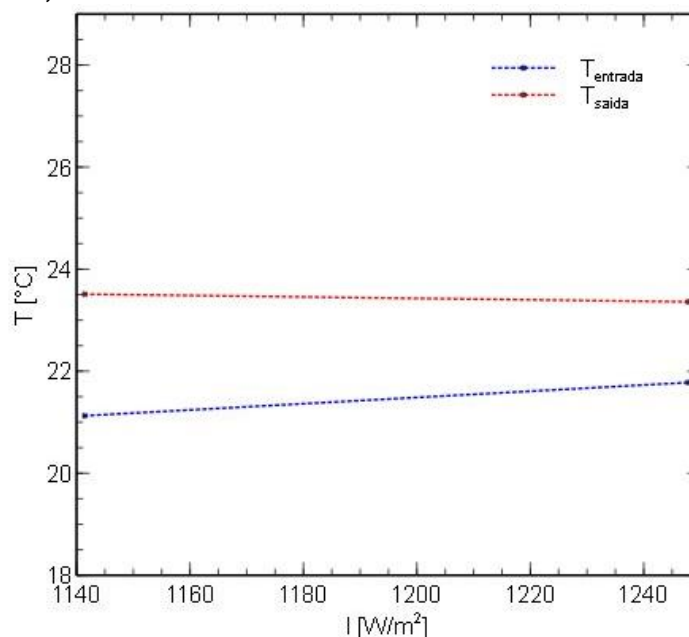
Nos Gráficos 3 e 4 são apresentados os comportamentos das temperaturas de entrada e saída de água no *manifold* do protótipo do coletor solar compacto em função da irradiação solar para as vazões volumétricas de 0,5L/min e 1,0L/min, respectivamente, para posterior cálculo da eficiência e das taxas de transferência de calor.

Gráfico 3 - Variação de temperatura de entrada e saída de água em função da irradiação para vazão volumétrica de 0,5 L/min



Fonte: Autoria própria

**Gráfico 4 - Variação de temperatura de entrada e saída de água em função da irradiação para vazão volumétrica de 1,0 L/min**

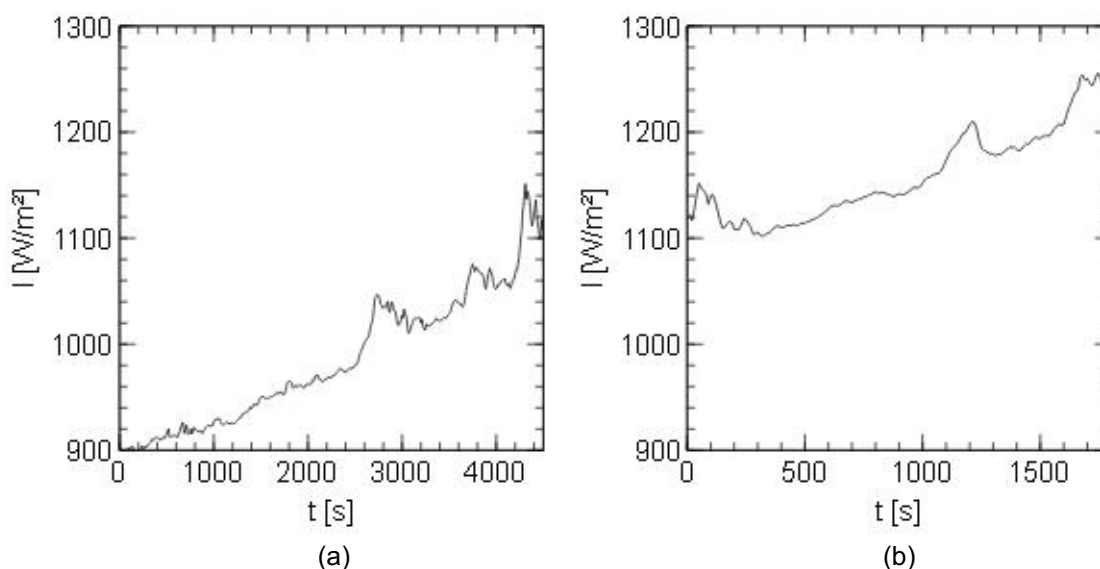


**Fonte:** Autoria própria

As variações da diferença de temperatura entre a entrada e saída de água no *manifold*,  $\Delta T$ , para a vazão volumétrica de 0,5L/min, se mantiveram perto da média de 4°C durante todo o teste experimental enquanto para a vazão volumétrica de 1,0L/min, a diferença  $\Delta T$  apresentou uma diminuição, ficando próximo à média de 2°C. Pode ser observado ainda que devido ao aumento da vazão volumétrica de água no *manifold*, apesar do aumento da irradiação solar, houve uma diminuição da diferença de temperaturas  $\Delta T$ .

No Gráfico 5 está apresentada a variação da irradiação solar com o tempo para os testes experimentais executados em ambas as vazões volumétricas analisadas, sendo o marco zero para o teste experimental com vazão volumétrica de 0,5 L/min às 12:42, e para o teste experimental com vazão volumétrica de 1,0L/min às 14:00 do dia 13 de março de 2020. Pode ser notado que, a irradiação solar máxima para o teste experimental com vazão volumétrica de 0,5L/min é muito próxima da irradiação solar mínima obtida no teste experimental com vazão volumétrica de 1,0L/min, e apesar disso, o teste experimental em que se obteve maior  $\Delta T$  foi o de menor vazão volumétrica, ilustrando a influência da velocidade do escoamento na transferência de calor dentro do *manifold* do protótipo de um coletor solar compacto assistido por termossifões.

**Gráfico 5 - Irradiação solar por tempo de teste experimental: (a) 0,5L/min e (b) 1,0L/min**



**Fonte:** Autoria própria

As Tabelas 8 e 9 e os Gráficos 6 e 7 apresentam as temperaturas de operação obtidas para as seções adiabáticas dos termossifões do protótipo de um coletor solar compacto no decorrer do tempo dos testes experimentais. Pode ser observado que, para a vazão volumétrica de 0,5L/min, as temperaturas se mantêm estáveis e próximas umas das outras durante quase todo o período do teste experimental exceto nos Termossifões B e E. Ao aproximar do final do teste experimental, há uma variação considerável na temperatura da seção adiabática no Termossifão G. Para a vazão volumétrica de 1,0L/min, o comportamento térmico é próximo ao do teste experimental com vazão volumétrica de 0,5L/min, com exceção dos Termossifões E e G, que se mantêm com temperatura abaixo da média, se comparado aos outros termossifões durante toda a execução do teste experimental. Ressalta-se que o Termossifão E apresentou um comportamento muito diferente dos outros em ambos os testes experimentais, indicando uma possível falha.

**Tabela 8 - Dados experimentais na seção adiabática na vazão volumétrica de 0,5L/min**

| Tempo [minutos] | AA [°C] | BA [°C] | CA [°C] | DA [°C] | EA [°C] | FA [°C] | GA [°C] |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 15              | 41,7    | 38,4    | 43,7    | 44,9    | 35,8    | 41,9    | 41,3    |
| 30              | 43,1    | 38,9    | 44,2    | 42,1    | 35,4    | 42,0    | 40,4    |
| 45              | 41,8    | 40,2    | 41,8    | 41,0    | 35,3    | 41,9    | 40,3    |
| 60              | 41,9    | 38,6    | 44,4    | 41,9    | 35,3    | 41,6    | 39,9    |
| 75              | 41,2    | 38,9    | 42,8    | 40,9    | 35,4    | 41,0    | 37,1    |

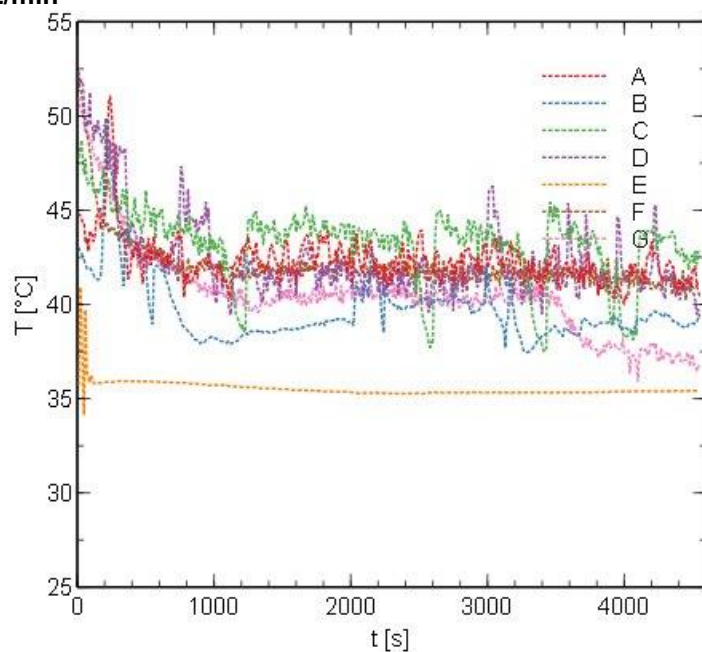
**Fonte:** Autoria própria

**Tabela 9 - Dados experimentais na seção adiabática na vazão volumétrica de 1,0 L/min**

| Tempo [minutos] | AA [°C] | BA [°C] | CA [°C] | DA [°C] | EA [°C] | FA [°C] | GA [°C] |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 15              | 41,2    | 37,7    | 41,5    | 40,4    | 35,6    | 40,0    | 35,1    |
| 30              | 41,3    | 37,6    | 41,3    | 40,4    | 35,8    | 39,5    | 35,7    |

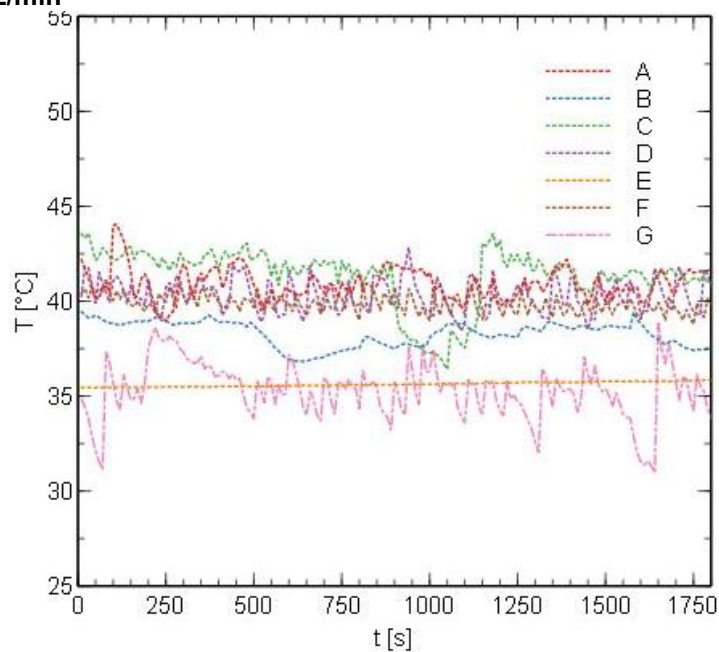
Fonte: Autoria própria

**Gráfico 6 - Variação da temperatura em relação ao tempo na seção adiabática para vazão volumétrica de 0,5L/min**



Fonte: Autoria própria

**Gráfico 7 - Variação de temperatura em relação ao tempo na seção adiabática para vazão volumétrica de 1,0L/min**



Fonte: Autoria própria



As Tabelas 10 e 11 e os Gráficos 8 e 9 apresentam os valores de temperaturas de operação para os condensadores dos termosifões no protótipo de um coletor solar compacto. Como ocorrido na seção adiabática, as temperaturas diminuem com o aumento da vazão volumétrica do escoamento no *manifold* do protótipo. Pode ser notado ainda que as temperaturas se mantêm muito próximas durante todo o teste experimental para a vazão volumétrica de 0,5L/min e para a vazão volumétrica de 1,0L/min.

**Tabela 10 - Dados experimentais nos condensadores na vazão volumétrica de 0,5L/min**

| Tempo [minutos] | AC [°C] | BC [°C] | CC [°C] | DC [°C] | EC [°C] | FC [°C] | GC [°C] |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 15              | 23,2    | 22,8    | 26,0    | 26,2    | 24,01   | 27,5    | 26,9    |
| 30              | 23,3    | 22,6    | 25,2    | 24,8    | 23,5    | 26,7    | 26,3    |
| 45              | 23,1    | 23,0    | 25,3    | 24,8    | 23,9    | 27,3    | 26,5    |
| 60              | 23,0    | 22,7    | 26,1    | 25,0    | 23,9    | 27,0    | 26,3    |
| 75              | 23,0    | 22,3    | 24,5    | 24,6    | 22,9    | 26,1    | 25,5    |

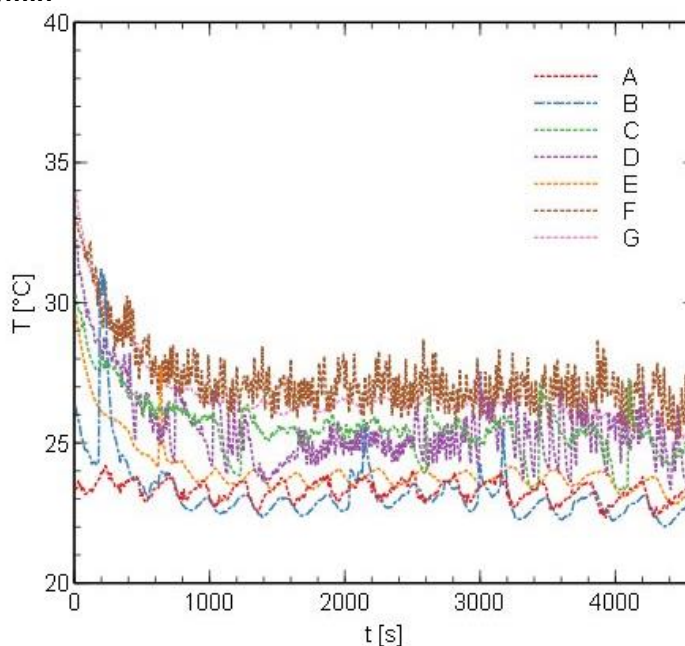
Fonte: Autoria própria

**Tabela 11 - Dados experimentais nos condensadores na vazão volumétrica de 1,0L/min**

| Tempo [minutos] | AC [°C] | BC [°C] | CC [°C] | DC [°C] | EC [°C] | FC [°C] | GC [°C] |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 15              | 22,7    | 22,0    | 23,7    | 23,9    | 22,5    | 24,5    | 24,1    |
| 30              | 23,1    | 22,0    | 23,1    | 23,5    | 22,3    | 24,4    | 24,1    |

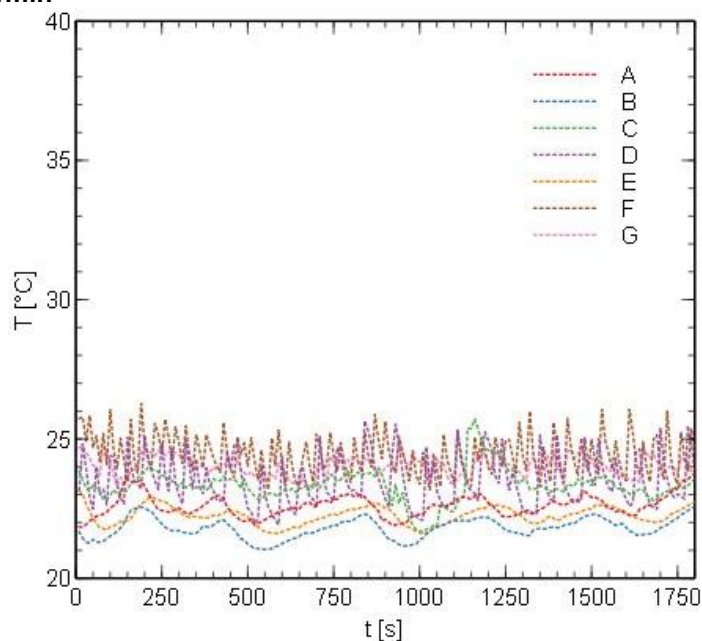
Fonte: Autoria própria

**Gráfico 8 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos condensadores para vazão volumétrica de 0,5L/min**



Fonte: Autoria própria

**Gráfico 9 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos condensadores para vazão volumétrica de 1,0L/min**



**Fonte:** Autoria própria

Das Tabelas 12 e 13 e dos Gráficos 10 e 11, referentes às temperaturas de operação nos evaporadores dos termossifões do protótipo de um coletor solar compacto, apesar do fato da irradiação solar ser maior no teste experimental com a vazão volumétrica de 1,0 L/min, fica evidente que os mesmos efeitos ocorridos nas demais partes do termossifão também ocorrem, ou seja, as temperaturas diminuem conforme a vazão volumétrica aumenta dentro do *manifold* indicando um aumento da transferência de calor convectiva.

Para os evaporadores A e G, como os termopares foram posicionados na parte superior e inferior do termossifão, os dados apresentados nas Tabelas 12 e 13 e nos Gráficos 10 e 11 representam a temperatura média nos dois evaporadores.

**Tabela 12 - Dados experimentais nos evaporadores na vazão volumétrica de 0,5L/min**

| Tempo [minutos] | AE [°C] | BE [°C] | CE [°C] | DE [°C] | EE [°C] | FE [°C] | GE [°C] |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 15              | 52,3    | 54,3    | 47,8    | 49,3    | 48,9    | 49,7    | 43,2    |
| 30              | 53,5    | 64,6    | 46,3    | 41,4    | 49,1    | 50,0    | 42,1    |
| 45              | 53,4    | 52,1    | 46,0    | 42,3    | 47,3    | 48,0    | 42,0    |
| 60              | 53,4    | 53,1    | 47,4    | 42,8    | 47,7    | 48,5    | 41,8    |
| 75              | 54,9    | 50,8    | 45,1    | 40,5    | 46,4    | 47,4    | 39,4    |

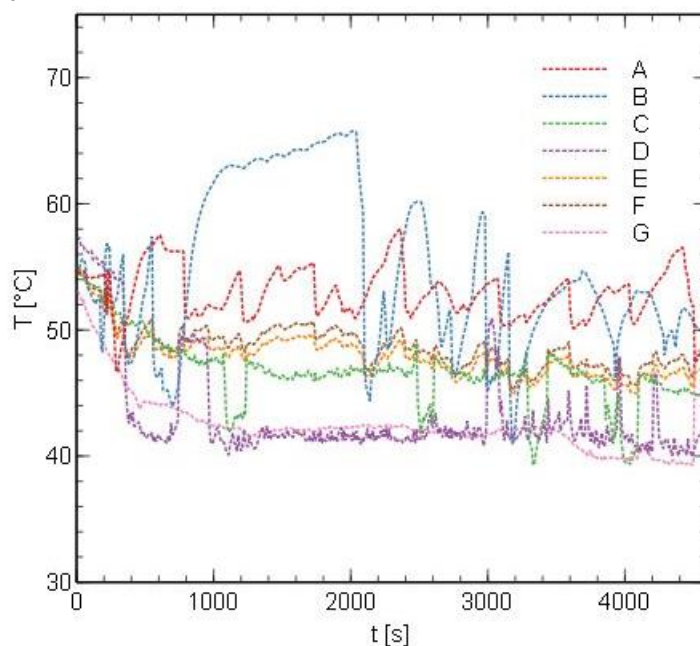
**Fonte:** Autoria própria

**Tabela 13 - Dados experimentais nos evaporadores na vazão volumétrica de 1,0L/min**

| Tempo [minutos] | AE [°C] | BE [°C] | CE [°C] | DE [°C] | EE [°C] | FE [°C] | GE [°C] |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 15              | 51,6    | 54,2    | 44,5    | 41,4    | 46,8    | 45,9    | 40,1    |
| 30              | 51,9    | 50,6    | 42,9    | 41,5    | 44,2    | 43,6    | 40,8    |

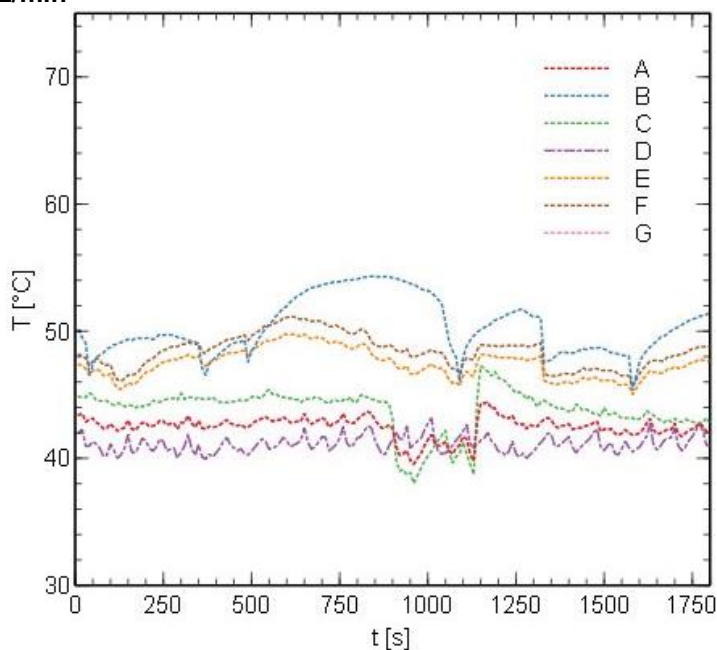
Fonte: Autoria própria

**Gráfico 10 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos evaporadores para vazão volumétrica de 0,5 L/min**



Fonte: Autoria própria

**Gráfico 11 - Variação de temperatura em relação ao tempo nos evaporadores para vazão volumétrica de 1,0 L/min**



Fonte: Autoria própria

Ressalta-se que, como esperado, independente da vazão volumétrica e da irradiação solar, o comportamento das temperaturas ao longo do comprimento em qualquer um dos termossifões é sempre o mesmo. As maiores temperaturas são encontradas nos evaporadores e as menores temperaturas estão nos condensadores.

A partir dos dados experimentais obtidos, apresentados na Tabela 14, foi possível calcular a eficiência ( $\eta$ ) de Primeira Lei da Termodinâmica de acordo com a Equação (6), para as duas vazões volumétricas utilizadas neste Trabalho de Conclusão de Curso, em função da irradiação solar. Os resultados experimentais obtidos podem ser observados na última coluna da Tabela 14 e no Gráfico 12.

$$\eta = \frac{q_{sai}}{q_{entra}}, \quad (6)$$

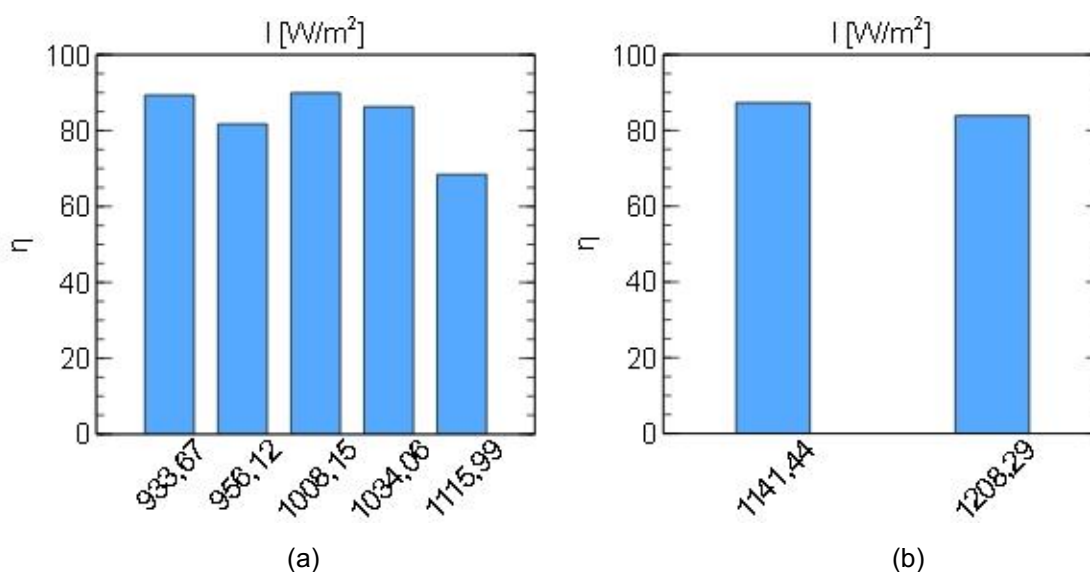
sendo que,  $q_{sai}$  representa a taxa de transferência de calor absorvida pela água em escoamento cruzado no *manifold* e  $q_{entra}$  representa a potência total dissipada pelos sete termossifões. A potência dissipada foi calculada multiplicando-se a irradiação solar pela área do evaporador. Posteriormente, para a obtenção da potência total, foi multiplicada a potência dissipada em cada termossifão pelo número de termossifões, neste caso, sete. Para o cálculo da taxa de transferência de calor total, foi realizado o produto entre a vazão mássica do escoamento no *manifold*, o calor específico, a pressão constante do fluido e a diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água no *manifold* do protótipo do coletor solar compacto.

**Tabela 14 - Dados calculados através dos resultados experimentais**

| Vazão Volumétrica [L/min] | Irradiação Solar [W/m <sup>2</sup> ] | Potência Total [W] | Taxa de Transferência de Calor [W] | $\Delta T$ [°C] | $\eta$ [%] |
|---------------------------|--------------------------------------|--------------------|------------------------------------|-----------------|------------|
| 0,5                       | 933,67                               | 155,2              | 138,7                              | 4,0             | 89,4       |
|                           | 956,12                               | 159,0              | 129,9                              | 3,7             | 81,7       |
|                           | 1.008,15                             | 167,6              | 150,7                              | 4,3             | 89,9       |
|                           | 1.034,06                             | 171,9              | 148,3                              | 4,3             | 86,3       |
|                           | 1.115,99                             | 185,5              | 127,0                              | 3,7             | 68,4       |
| 1,0                       | 1.141,44                             | 189,8              | 165,7                              | 2,4             | 87,3       |
|                           | 1.208,29                             | 171,0              | 143,4                              | 2,1             | 83,9       |

Fonte: Autoria própria

**Gráfico 12 - Eficiência de Primeira Lei da Termodinâmica: (a) 0,5L/min e (b) 1,0L/min**



Fonte: Autoria própria

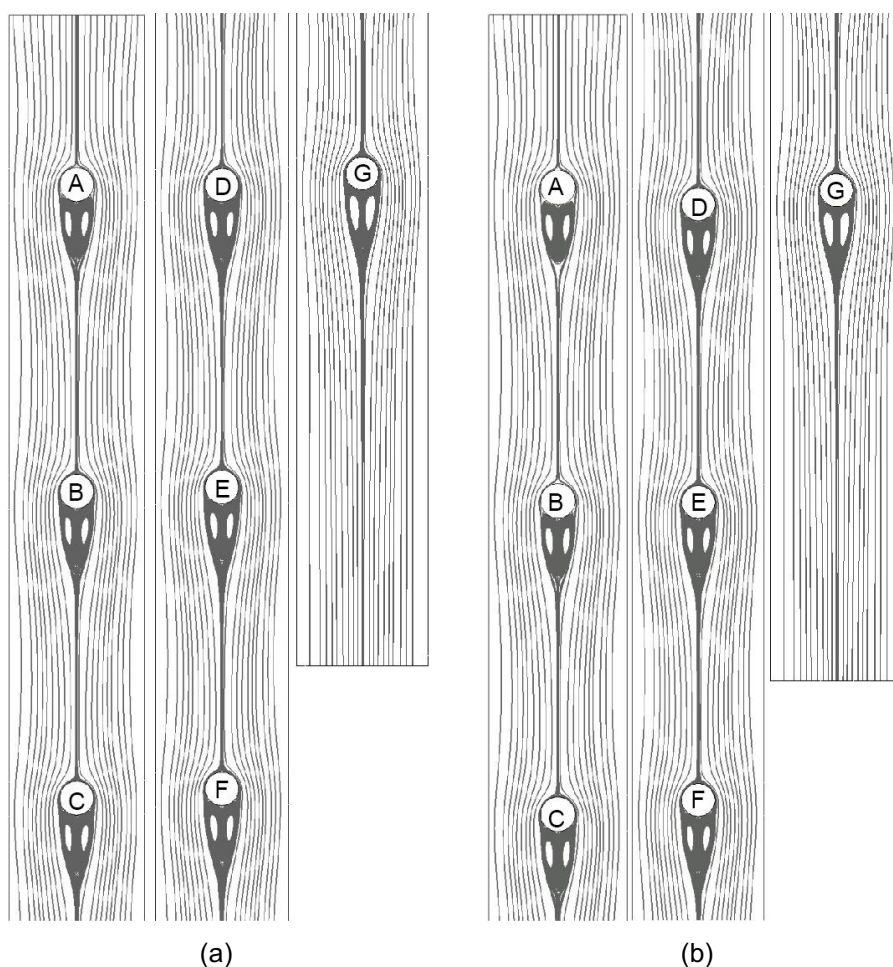
Para os testes experimentais com vazões volumétricas de 0,5L/min e 1,0L/min, pode ser notado um comportamento próximo da eficiência de Primeira Lei da Termodinâmica durante quase todo o período de testes.

## 5.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

Nesta seção são apresentadas as simulações numéricas do escoamento de água no sobre os condensadores dos termossifões no *manifold* do coletor solar compacto. Para tal, as condições operacionais presente nos testes experimentais executados durante este Trabalho de Conclusão de Curso foram utilizadas como condições de contorno das simulações numéricas realizadas no *software* comercial ANSYS Fluent™ 19.2. Para a vazão volumétrica de 0,5L/min, o número de *Reynolds* correspondente é de aproximadamente 53, enquanto que para a vazão volumétrica de 1,0L/min, o número de *Reynolds* correspondente é de aproximadamente 108. Os resultados obtidos nas simulações numéricas são apresentado, destacando-se para este trabalho, as linhas de corrente, os perfis de velocidade e as distribuições de pressão e de temperatura.

Nas Figuras 34(a) e (b), são apresentadas as linhas de corrente para a vazão volumétrica de 0,5L/min ( $Re \approx 53$ ). Para esse escoamento laminar pode ser observado uma separação estacionária caracterizada pela formação de um par fixo de vórtices simétricos logo após cada cilindro. Esse comportamento é similar aos resultados apresentados em Moran *et al.* (2005) – vide Figura 16(b). Pode ser notado ainda que existem pequenas variações entre os vórtices ao longo do escoamento, o que pode ser explicado devido ao baixo número de *Reynolds* e o distanciamento existente entre os cilindros. Como esperado, o escoamento se manteve estável ao longo de toda a duração do teste experimental, apresentando o mesmo comportamento nos 10 minutos iniciais (Figura 34(a)) e nos 5 minutos finais (Figura 34(b)).

**Figura 34 - Linhas de corrente para vazão volumétrica de 0,5 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**

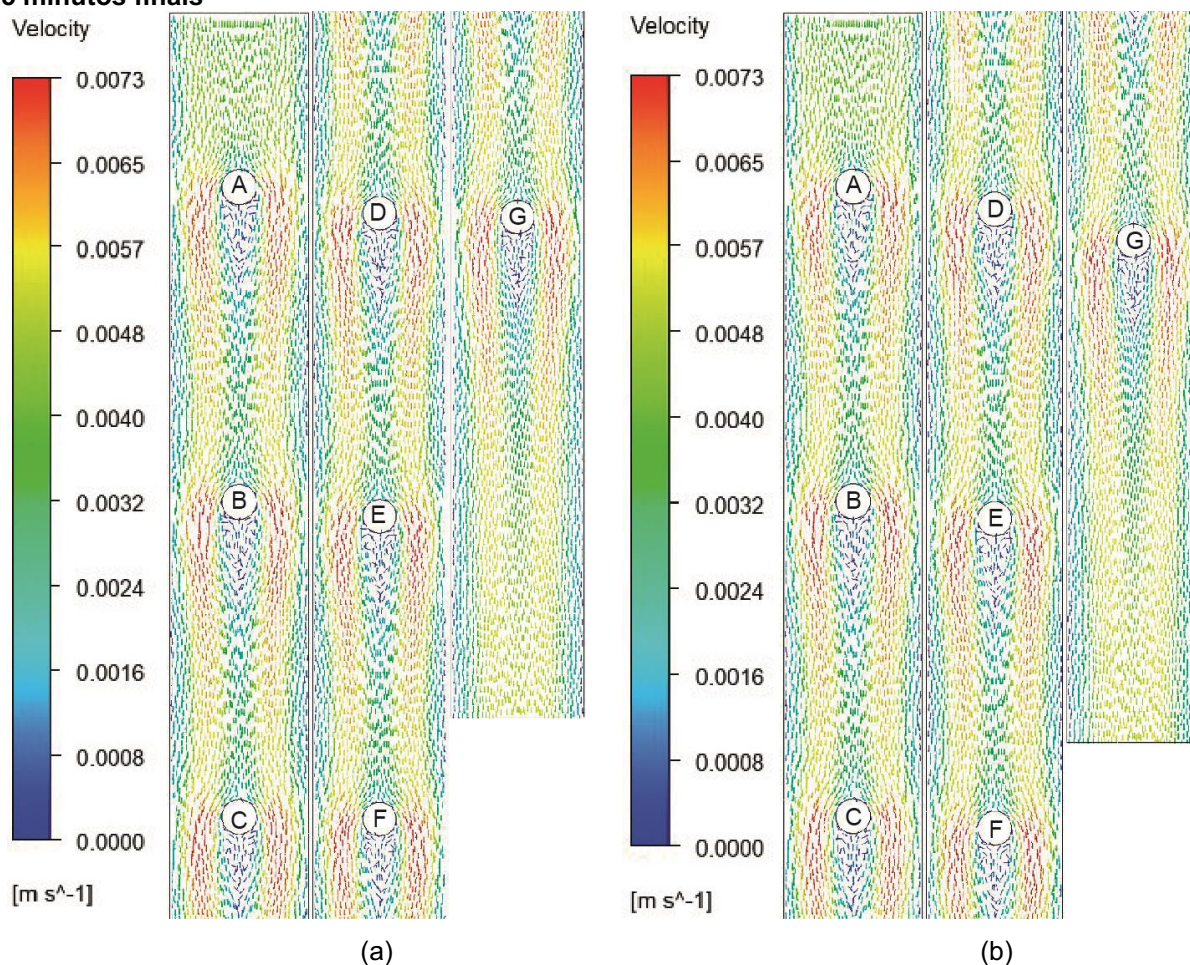


**Fonte:** Autoria própria



Os perfis de velocidades considerando a vazão volumétrica de 0,5L/min são apresentados nas Figuras 35(a) e 35(b). Ao redor dos cilindros há descolamento da camada-limite e ocorre a formação de um par fixo de vórtices simétricos após os condensadores. O padrão apresentado no cilindro 'A' se repete em todos os outros seis cilindros. Isso é devido ao baixo número de *Reynolds*, ou seja, a natureza do escoamento é laminar e possibilita essa repetição ao longo de todo escoamento. O distanciamento entre os cilindros também contribui para esse comportamento. A velocidade nas interfaces sólido-fluido é igual a zero. O perfil de velocidade detalha a recirculação em contracorrente devido à separação estacionária caracterizada pela formação dos pares de vórtices simétricos assim como pelas linhas de corrente. Vale ressaltar que, da mesma maneira que na Figura 34, o escoamento se comporta de maneira estável ao longo de toda a extensão do teste experimental não havendo mudanças perceptíveis nos perfis de velocidade do início ao fim.

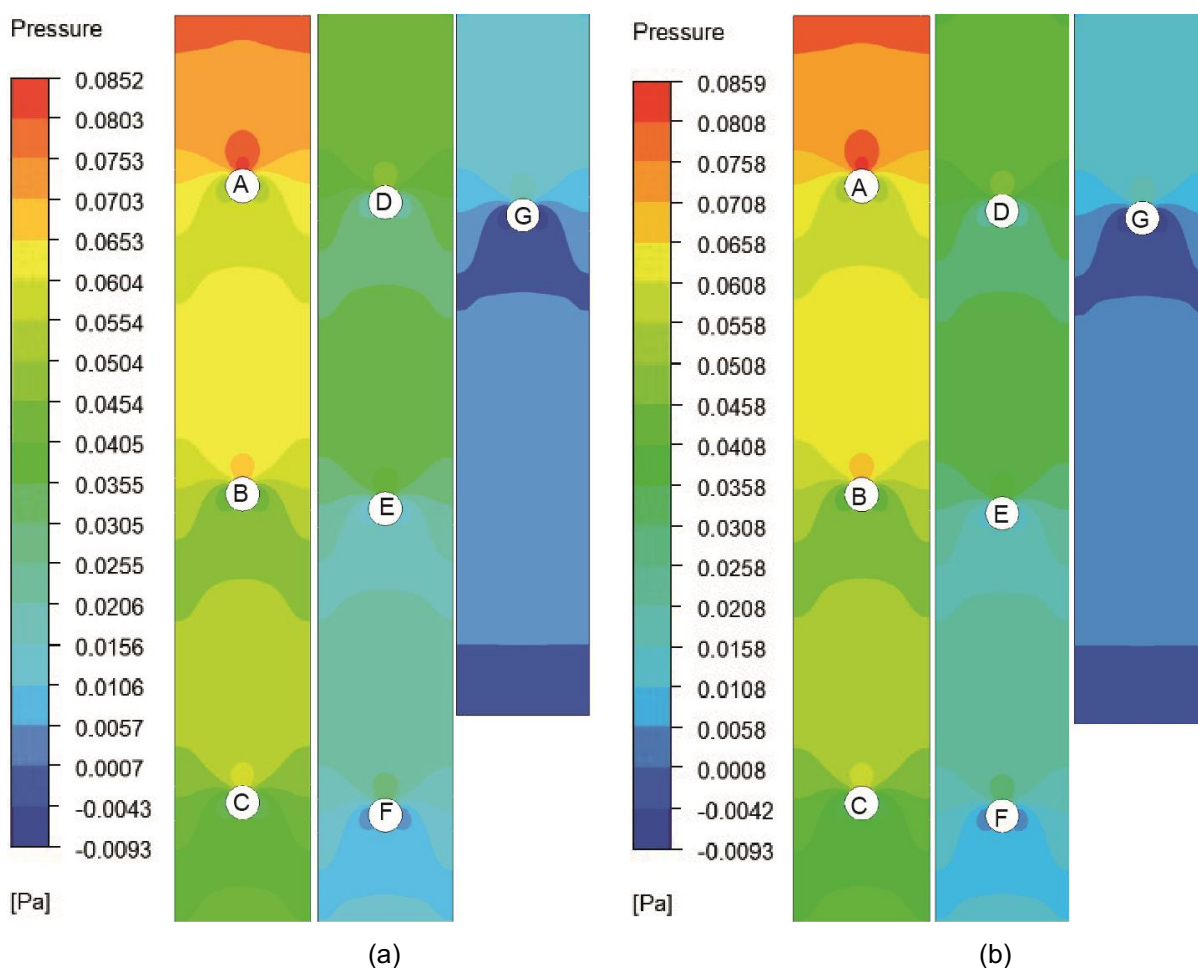
**Figura 35 - Perfil de velocidade para vazão volumétrica de 0,5L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**



**Fonte:** Autoria própria

As Figuras 36(a) e 36(b) ilustram as distribuições de pressão para a vazão volumétrica de 0,5L/min nos 10 minutos iniciais e nos 5 minutos finais, respectivamente. Como esperado, pode ser notado que a região de maior pressão se encontra na entrada do escoamento, anterior ao primeiro cilindro, caindo gradativamente até o final da seção do escoamento. Ainda pode ser observado que a diferença de pressão ao longo do escoamento para os 10 minutos iniciais e para os 5 minutos finais são, respectivamente, de 0,0765Pa e 0,0771Pa. Apesar de haver diferença no  $\Delta P$  nos diferentes instantes das simulações numéricas para essa vazão volumétrica, os resultados se apresentam próximos.

**Figura 36 - Distribuição de pressão para vazão volumétrica de 0,5 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**



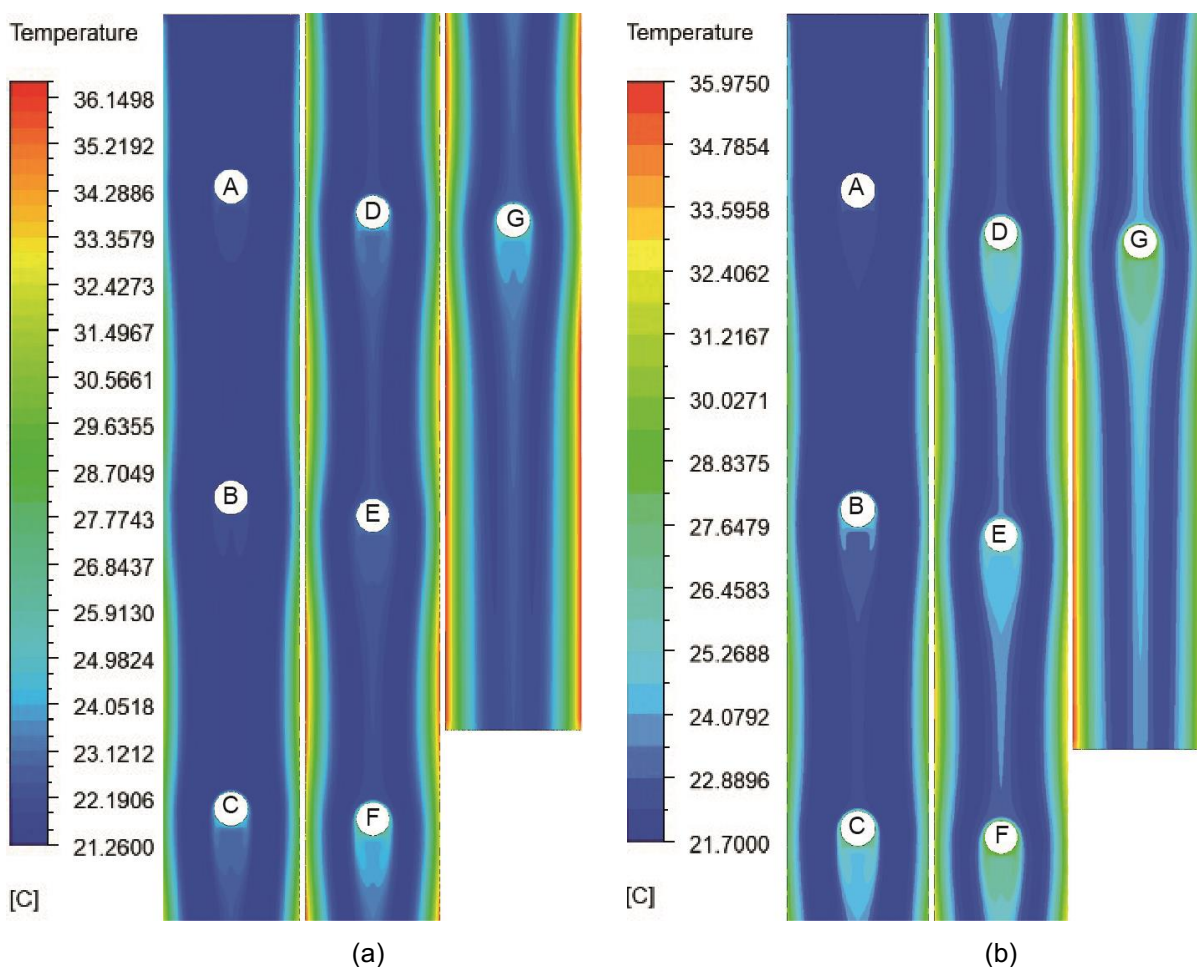
**Fonte:** Autoria própria

Nas Figuras 37(a) e (b), é apresentada a distribuição de temperaturas ao longo do escoamento dentro do *manifold* do coletor solar compacto assistido por termossifões para os 10 minutos iniciais e os 5 minutos finais considerando uma vazão



volumétrica de 0,5L/min. Pode ser observado que a temperatura aumenta de forma gradativa ao longo do escoamento. Nos 10 minutos iniciais a temperatura de saída encontrada na simulação numérica foi de 25,67°C (298,82K). Para os 5 minutos finais do escoamento, a temperatura de saída calculada pelo *software* comercial ANSYS/Fluent™ foi de 25,12°C (298,27K).

**Figura 37 - Distribuição de temperatura para vazão volumétrica de 0,5 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**



**Fonte:** Autoria própria

Nas Figuras 38(a) e (b) são apresentadas as linhas de corrente para a vazão volumétrica de 1,0L/min ( $Re = 108$ ). Pode ser observado que para essa vazão volumétrica, devido ao número de *Reynolds* ser maior se comparado ao caso anterior, o escoamento encontra-se em um regime de desprendimento laminar de vórtices, onde ocorre a formação de uma esteira de vórtices laminar atrás do cilindro, caracterizando uma esteira oscilatório. Esse regime acontece devido às instabilidades na região onde há recirculação. Esse comportamento é similar aos resultados

apresentados em Moran *et al.* (2005) – vide Figura 16(c). Da mesma forma, assim como na vazão volumétrica de 0,5L/min, o escoamento apresentou comportamento estável ao comparar os 5 minutos iniciais com os 10 minutos finais.

**Figura 38 - Linhas de corrente para vazão volumétrica de 1 L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**

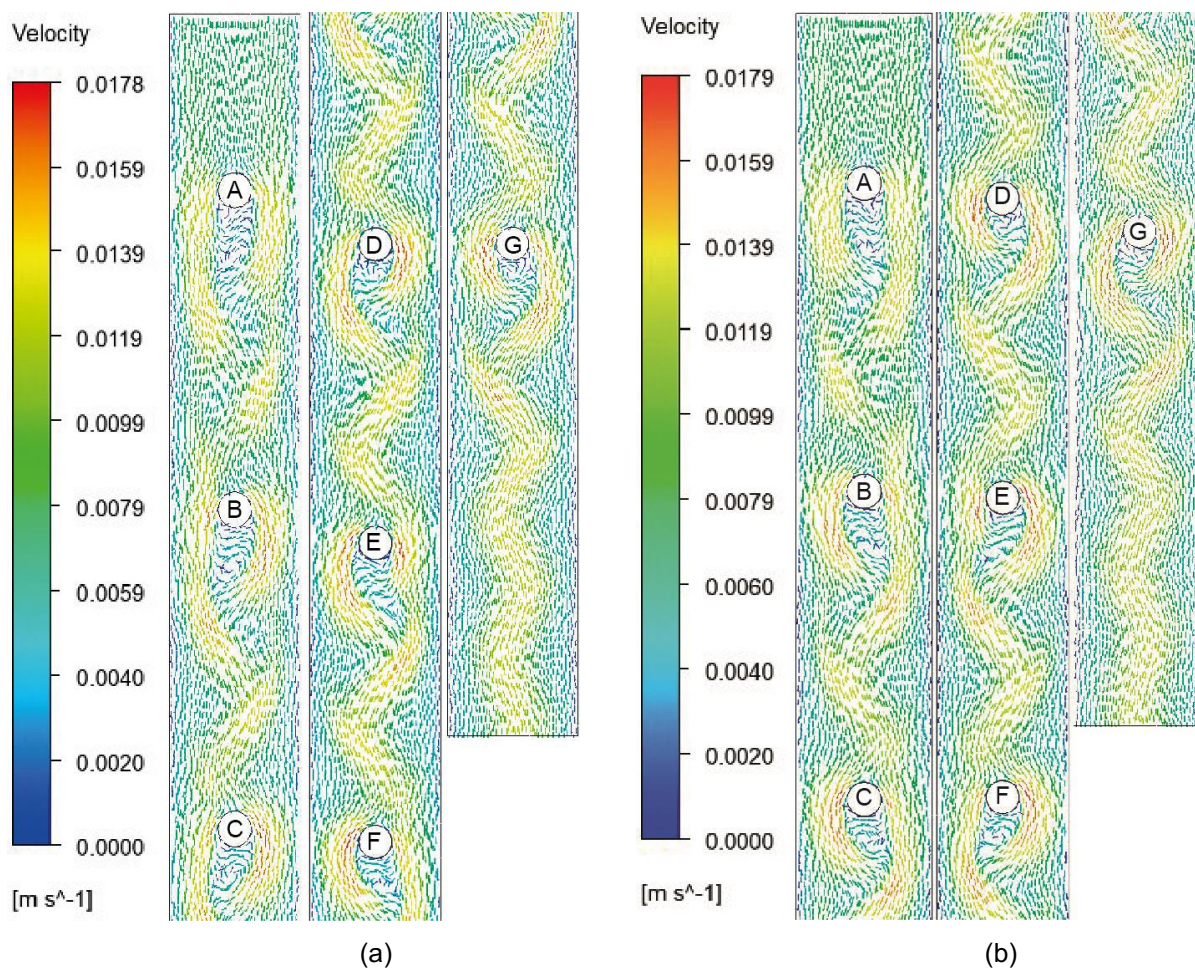


**Fonte:** Autoria própria

Os perfis de velocidades para vazão volumétrica de 1,0L/min são apresentados nas Figuras 39(a) e Figura 39(b). Pode ser notado que a velocidade do escoamento é igual a zero nas interfaces sólido-fluido devido à condição de não-deslizamento. Também nota-se, a continuação do movimento devido à formação dos vórtices laminares e o aumento na velocidade máxima devido ao número de *Reynolds* ser mais elevado e, conseqüentemente, uma instabilidade maior no *manifold* em comparação ao caso anterior com vazão volumétrica de 0,5L/min. A distância entre os cilindros também contribui para a geração de esteiras oscilatórias no escoamento.



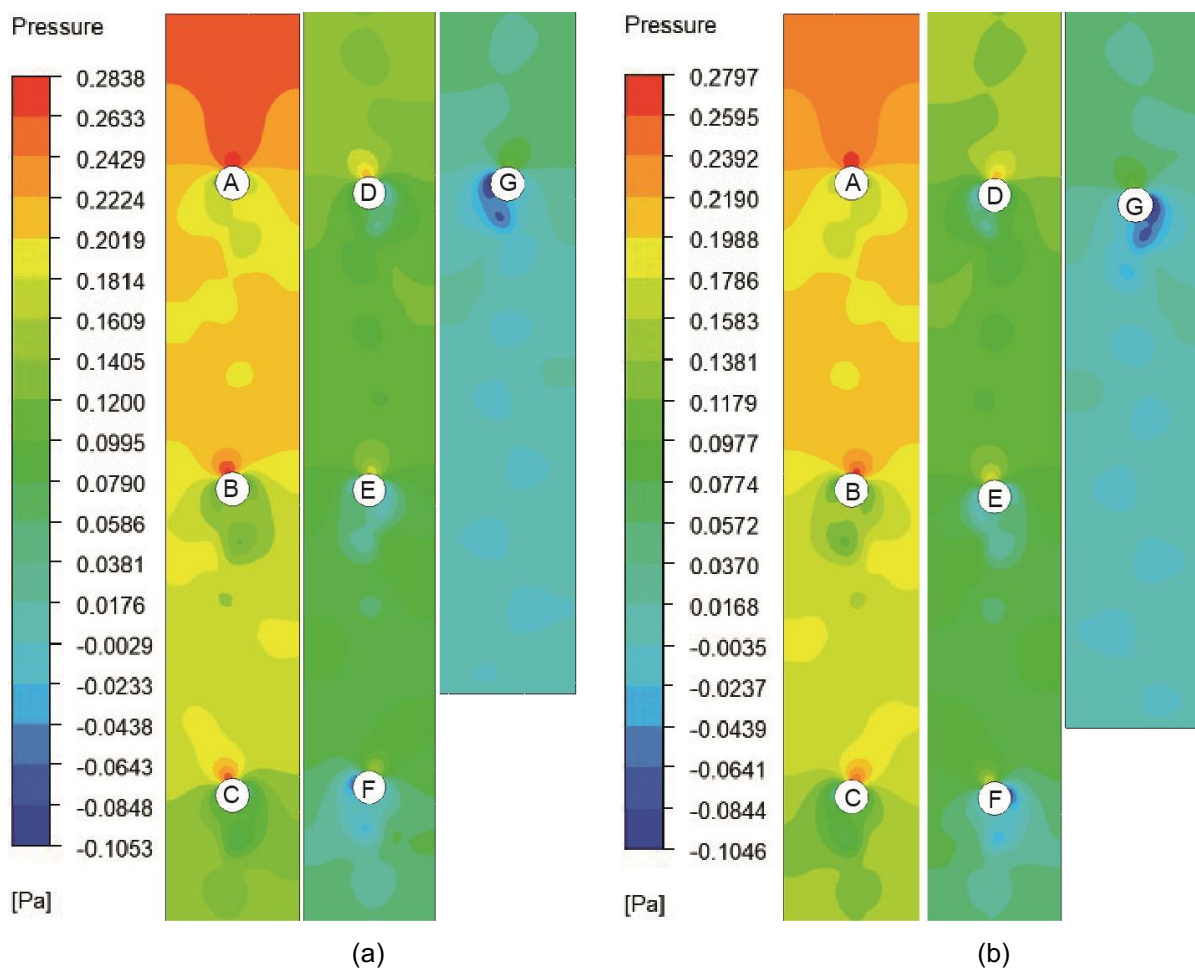
**Figura 39 - Perfil de velocidade para vazão volumétrica de 1,0L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**



**Fonte:** Autoria própria

As Figuras 40(a) e 40(b) ilustram as distribuições de pressão para a vazão volumétrica de 1,0L/min nos 10 minutos iniciais e nos 5 minutos finais, respectivamente. Como anteriormente, no escoamento com vazão volumétrica de 0,5L/min, a região que apresenta a maior pressão é a região de entrada, e ao longo do escoamento pode ser notada uma diminuição da pressão. Pode ser observado ainda que há uma leve queda na pressão na região anterior ao primeiro cilindro, se comparado os 10 minutos iniciais com os 5 minutos finais da simulação numérica. No entanto, as variações de pressão ao longo do escoamento nos dois instantes de tempo são próximas, sendo 0,2497Pa e 0,2456Pa, respectivamente.

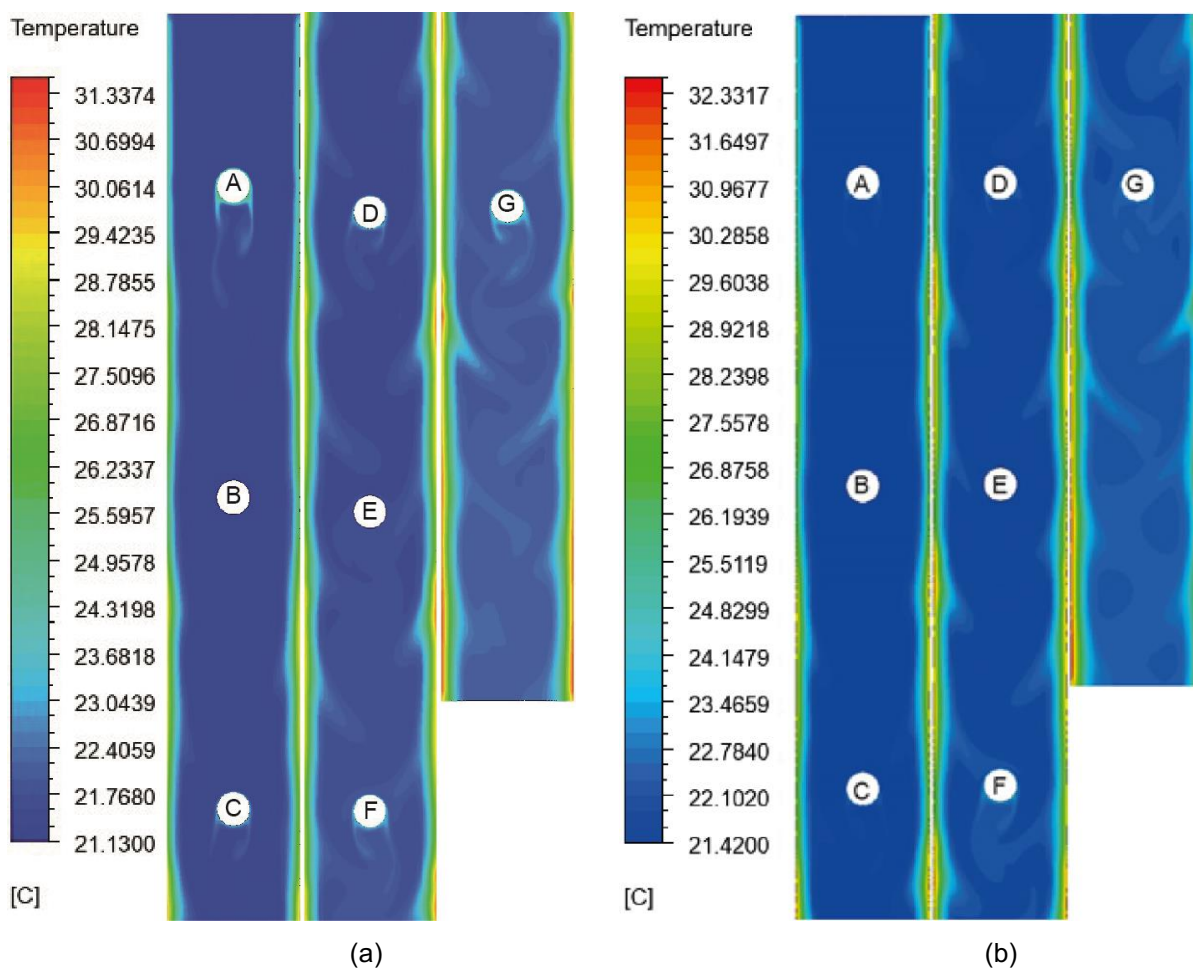
**Figura 40 - Distribuição de pressão para vazão volumétrica de 1,0L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**



**Fonte:** Autoria própria

Nas Figuras 41(a) e 41(b), as distribuições de temperaturas considerando uma vazão volumétrica de 1,0L/min dentro do *manifold*, são apresentadas para os 10 minutos iniciais e os 5 minutos finais, respectivamente. Pode ser observado um aumento gradativo na temperatura ao longo do escoamento. A temperatura de saída do escoamento laminar para os 10 minutos iniciais foi de 23,25°C (296,40K). Nos últimos 5 minutos essa temperatura foi de 23,69°C (296,84K).

**Figura 41 - Distribuição de temperatura para vazão volumétrica 1,0L/min: (a) 10 minutos iniciais e (b) 5 minutos finais**



Fonte: Autoria própria

### 5.3 COMPARAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL

Nesta seção foi realizada uma comparação numérico-experimental dos resultados encontrados para a temperatura de saída da água no *manifold* e para a taxa de transferência de calor total do protótipo do coletor solar compacto assistido por sete termossifões, considerando as vazões volumétricas e os intervalos de tempo analisados.

Na Tabela 15, são apresentados os resultados da comparação entre os testes experimentais e as simulações numéricas para a temperatura de saída da água no *manifold*. Estes resultados apresentam uma ótima concordância apresentando diferenças de no máximo  $\pm 1,20\%$ .

**Tabela 15 - Comparação numérico-experimental da temperatura de saída no manifold**

| Vazão Volumétrica [L/min] | Tempo [min] | $T_{saída,exp}$ [°C] | $T_{saída,num}$ [°C] | Diferença [%] |
|---------------------------|-------------|----------------------|----------------------|---------------|
| 0,5                       | 15          | 25,5                 | 25,67                | -0,67         |
|                           | 75          | 25,1                 | 25,12                | -0,08         |
| 1,0                       | 15          | 23,5                 | 23,25                | 1,06          |
|                           | 30          | 23,4                 | 23,69                | -1,20         |

Fonte: Autoria própria

Na Tabela 16, é apresentada a comparação numérica-experimental para os resultados encontrados da taxa de transferência de calor total do protótipo de coletor solar compacto, considerando as vazões volumétricas e os intervalos de tempo estudados. As propriedades termofísicas da água foram consideradas na temperatura de filme e obtidas da biblioteca do *software Engineering Equation Solver<sup>TM</sup>* (EES<sup>MT</sup>). Estes resultados apresentam uma boa concordância apresentando diferenças de aproximadamente  $\pm 10\%$ .

**Tabela 16 - Comparação numérico-experimental da taxa de transferência de calor total**

| Vazão Volumétrica [L/min] | Tempo [min] | $q_{exp}$ [W] | $q_{num}$ [W] | Diferença [%] |
|---------------------------|-------------|---------------|---------------|---------------|
| 0,5                       | 15          | 138,7         | 148,32        | -6,94         |
|                           | 75          | 127,0         | 134,04        | -5,54         |
| 1,0                       | 15          | 165,7         | 159,97        | 3,46          |
|                           | 30          | 143,4         | 158,09        | -10,24        |

Fonte: Autoria própria

## 6 CONCLUSÕES

No presente Trabalho de Conclusão de Curso foi efetuado um estudo numérico-experimental do desempenho de um protótipo de um coletor solar compacto assistido por sete termossifões para duas diferentes vazões volumétrica de 0,5L/min e 1L/min e inclinação de trabalho de 25°.

Este protótipo de coletor solar compacto, desenvolvido a partir da Dissertação de Mestrado de Espírito Santo (2017), foi montado em um circuito fechado, com vazão volumétrica e temperatura de entrada controladas, visando a avaliação do desempenho sob condições climáticas reais. Devido às características do escoamento (escoamento cruzado ao redor de cilindros), foi necessário realizar uma análise numérica posterior à investigação experimental.

Para a simulação numérica foi realizada a verificação numérica do modelo para o escoamento cruzado ao redor de apenas um cilindro. Nesta etapa, os resultados foram satisfatórios, se comparados a outros estudos encontrados na literatura, o que possibilitou a validação do modelo proposto através da comparação do perfil de velocidade e dos números de *Nusselt* local e médio.

A partir dos resultados dos testes experimentais e das simulações numéricas, foi possível efetuar uma análise do desempenho do protótipo do coletor solar assistido por termossifões, em relação às temperaturas de entrada e saída do escoamento no *manifold*, à taxa de transferência de calor total no sistema e à eficiência térmica baseada na Primeira Lei da Termodinâmica.

No início dos testes experimentais para a vazão volumétrica de 0,5L/min em seus primeiros 10 minutos, comparando-se os resultados numéricos com os resultados experimentais das temperaturas de saída da água, pode ser observado uma diferença numérico-experimental de 0,67%, enquanto para os cinco minutos finais dessa vazão volumétrica, a diferença diminuiu para 0,08%, após a estabilização do sistema dentro do *manifold* do protótipo de coletor solar compacto.

As seções adiabáticas dos termossifões apresentaram dados constantes ao longo do experimento apesar de que as temperaturas para os Termossifões B e E foram menores se comparadas com os demais, demonstrando, no entanto, resultados satisfatórios para a vazão volumétrica de 0,5L/min enquanto que para vazão volumétrica de 1,0L/min, três termossifões operaram abaixo de 40,0°C, sendo eles os Termossifões B, E e G, com temperaturas variando entre 37,7°C e 35,5°C.



Para os condensadores dos termossifões, no teste experimental com vazão volumétrica de 0,5L/min, pode ser observado a menor temperatura de 22,3°C para o Termossifão B e a maior temperatura de 27,5°C para o Termossifão F. No teste experimental com vazão volumétrica de 1,0L/min, o Termossifão B continuou a demonstrar temperaturas menores se comparado aos demais.

Nos evaporadores dos termossifões, para ambos os testes experimentais, os resultados de temperatura para os Termossifões D e G foram abaixo da faixa de operação dos demais, entretanto, os dados coletados e tratados se mostraram em boa concordância dentre todos os termossifões analisados.

Na parte de simulação numérica, os resultados de linha de corrente para ambas as vazões volumétricas apresentaram comportamento esperado de acordo com a literatura, assim como o perfil de velocidades. Para vazão volumétrica menor, uma maior estabilidade no escoamento e para vazão volumétrica maior, formação de esteira laminar de vórtices após cada cilindro. Para a parte de distribuição de pressão, foram obtidos resultados durante o período da simulação, como queda de pressão ao longo do *manifold*. Pode ser notado a menor pressão na saída do escoamento devido as condições de contorno pré-estabelecidas, com pressão manométrica na saída do *manifold*. A distribuição de temperatura se mostrou satisfatória ao longo das simulações numéricas para ambas as vazões volumétricas nos dois instantes. Apresentando maior temperatura na saída em relação à temperatura de entrada, além de aumentar a temperatura da água à medida que escoava dentro do *manifold*.

Nos testes considerando a vazão volumétrica de 1,0L/min, a diferença entre os resultados numéricos e experimentais das temperaturas de saída, para os primeiros 10 minutos, foi menor do que a diferença encontrada para os 5 minutos finais.

Os resultados numérico-experimentais comprovam que o protótipo do coletor solar assistido por termossifões proposto neste TCC atingiu uma eficiência maior do que a de coletores solares convencionais, que operam com eficiência na faixa dos 30%. Os valores para os testes experimentais ficaram entre 89,9% e 68,4% para vazão volumétrica de 0,5L/min e entre 87,3% e 83,9%, considerando vazão volumétrica de 1,0L/min. Para a simulação numérica, os valores obtidos para a eficiência estão na faixa de 95,6% e 72,3% para a vazão volumétrica de 0,5L/min, e entre 92,5% e 84,3% para a vazão volumétrica de 1,0L/min.



As diferenças encontradas entre os testes experimentais e as simulações numéricas foram baixas consideradas para análises com convecção forçada, sendo a maior encontrada na taxa de transferência de calor total de 10,24% e para temperatura de saída esta diferença foi de escala menor ainda no valor de 1,2%.

A contribuição científico-tecnológica deste Trabalho de Conclusão de Curso proporciona embasamento teórico-numérico-experimental para a ampliação dos estudos sobre coletores solares compactos assistidos por termossifões, no âmbito da Graduação e da Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica no Laboratório de Energia Solar (LabSOLAR) do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), *Câmpus* Ponta Grossa.

Como sugestão para trabalhos futuros, é proposta a verificação da possibilidade da mudança do material do *manifold* de PVC para metálico, o que diminuiria as chances de vazamento do escoamento por qualquer orifício e garantiria que o escoamento pudesse ser feito com pressões e vazões volumétricas maiores, aproximando-se ainda mais de uma condição operacional real.

## REFERÊNCIAS

- ABREU, S. L.; COLLE, S. **An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems**. Solar Energy, 2004. 141-145.
- AET (Alternative Energy Tutorials). **Evacuated Tube Collector**. 2015. Disponível em: < [www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/evacuated-tube-collector.html](http://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/evacuated-tube-collector.html) >
- ALVES, M. S. **Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador Cilíndrico Parabólico**. 2013. 195 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Itajubá. Minas Gerais, 2013.
- APRICUS. **Site Oficial da Empresa**. Disponível em: <[https://www.apricus.com/html/solar\\_collector\\_heat\\_pipe.htm](https://www.apricus.com/html/solar_collector_heat_pipe.htm) >
- AZAD, E. **Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector**. Elsevier: Experimental Thermal and Fluid Science, Teerã, 2008.
- BEZERRA, A. M. **Energia Solar – Aquecedor Solar**. São Paulo, Livraria Nobel S.A. 1990.
- BIANCHINI, H. M. **Avaliação Comparativa de Sistemas de Energia Solar Térmica**. 2013. 71 f. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Elétrica – Universidade Federal do Rio de Janeiro Escola Politécnica. Rio de Janeiro, 2013.
- CARVALHO, F.R; SIONEK M.C. **Análise da Eficiência de um Coletor Solar Plano**. 2015. 73 f. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**. 4 ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

CHIEN, C. C. et al. **Theoretical and experimental investigations of a two-phase thermosyphon solar water heater**. Elsevier: Energy, Taipei, 2010.

CRESESB (Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito). **Casa Solar Eficiente**. Rio de Janeiro, março, 2019. Disponível em:  
<[http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=com\\_content&cid=casa\\_solar](http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=com_content&cid=casa_solar)>

ECKERT, E. R. G.; SOEHNGEN, E. **Distribution of heat-transfer coefficients around circular cylinders in crossflow at Reynolds numbers from 20 to 500**. Transactions of ASME 75, 1952. 343-347.

ELETROBRAS. **Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil: sumário executivo – ano base 2005 –**. Rio de Janeiro, 2009. Disponível em:  
<<http://www.procelinfo.com.br/main.asp?View=%7B5A08CAF0-06D1-4FFE-B335-95D83F8DFB98%7D&Team=&params=itemID=%7B99EBBA5C-2EA1-4AEC-8AF2-5A751586DAF9%7D;&UIPartUID=%7B05734935-6950-4E3F-A182-629352E9EB18%7D>>

ELETROBRÁS. **Relatório Anual**. São Paulo, maio, 2018. Disponível em:  
<[http://eletrobras.com/pt/SobreaEletrobras/Relatorio\\_Anuar\\_Sustentabilidade/2017/Relatorio-Anual-Eletrobras-2017.pdf](http://eletrobras.com/pt/SobreaEletrobras/Relatorio_Anuar_Sustentabilidade/2017/Relatorio-Anual-Eletrobras-2017.pdf)>

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Análise da Inserção da Geração Solar da Matriz Elétrica Brasileira**. Rio de Janeiro, maio, 2012. Disponível em:  
<[https://jornalggn.com.br/sites/default/files/documentos/nt\\_energiasolar\\_2012.pdf?fbclid=IwAR067f7\\_K\\_uAC8ciHGWKIFrDn1XO8-qXEt8gOlta5wdXYC4Cbvi7cHc1rKc](https://jornalggn.com.br/sites/default/files/documentos/nt_energiasolar_2012.pdf?fbclid=IwAR067f7_K_uAC8ciHGWKIFrDn1XO8-qXEt8gOlta5wdXYC4Cbvi7cHc1rKc)>.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2020 ano base 2019**. Rio de Janeiro, 2019. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-160/topico-168/Anu%C3%A1rio%20Estat%C3%ADstico%20de%20Energia%20El%C3%A9trica%202020.pdf>>.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). Nota técnica DEA 13/15. **Demanda de Energia 2050**. Jan. 2016. Disponível em: <[http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-227/topico-202/DEA%2013-15%20Demanda%20de%20Energia%202050.pdf?fbclid=IwAR1fONgX7oXQHTk9n7ANNHegNOwkfmZeZt3eoFc1uvPN4nsT\\_L4f\\_aakbhc](http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-227/topico-202/DEA%2013-15%20Demanda%20de%20Energia%202050.pdf?fbclid=IwAR1fONgX7oXQHTk9n7ANNHegNOwkfmZeZt3eoFc1uvPN4nsT_L4f_aakbhc)>.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Plano Nacional de Expansão de Energia 2030**. Brasília, 2021. Disponível em: < [https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-490/PDE%202030\\_RevisaoPosCP\\_rv2.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-490/PDE%202030_RevisaoPosCP_rv2.pdf)>.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). Relatório Síntese ano base 2019. **Balço Energético Nacional 2020**. Rio de Janeiro, maio, 2020. Disponível em: <[https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-521/Relato%CC%81rio%20Si%CC%81ntese%20BEN%202020-ab%202019\\_Final.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-521/Relato%CC%81rio%20Si%CC%81ntese%20BEN%202020-ab%202019_Final.pdf)>.

ESPIRITO SANTO, M. **Análise Experimental de Diferentes Configurações de Termossifões para Aplicação em Coletor Solar**. 2017. 117 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

FERRARI, M. A. **Simulação Numérica do Escoamento Cruzado em Cilindros em Tandem Dentro de um Canal e Proposta de Correlação Para o Número de Nusselt Médio**. 2015. 87 f. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

IEA (International Energy Agency). **SNAPSHOT of Global PV Markets 2020**, ISBN 978-3-906042-94-7, 2020.

KALOGIROU, S. A. **Solar Thermal Collectors and Applications**. Progress in Energy and Combustion Science, Nicosia, Cyprus, p. 233-290, 2004. Disponível em: <<http://www.ecaa.ntu.edu.tw/weifang/eBook/heat%20pump/HP%20for%20desalination/Solar%20thermal%20collectors%20and%20applications.pdf>>.

KRAMBECK, L.; BARTMEYER, G. A.; FUSÃO, D.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Experimental research of capillary structure technologies for heat pipes. **Acta Scientiarum. Technology**, v. 42, e48189, 2020.

KRAMBECK, L.; BARTMEYER, G. A.; SOUZA, D. O.; FUSÃO, D.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Experimental thermal performance of different capillary structures for heat pipes. **Energy Engineering (Print)**, v. 118, p. 1-14, 2021.

KRAMBECK, L.; NISHIDA, F. B.; AGUIAR, V. M.; SANTOS, P. H. D.; ANTONINI ALVES, T. Thermal performance evaluation of different passive devices for electronics cooling. **Thermal Science**, v. 23, p. 1151-1160, 2019.

KIPP & ZONEN. **Instruction Sheet – Pyranometers – CMP3**, 2018. Disponível em: <<https://www.kippzonen.com/Download/81/Instruction-Sheet-Pyranometers-CMP3>>.

LETCHER, M. T. **Future Energy**. 2 ed. Elsevier, 2014. <disponível em: [www.sciencedirect.com/topics/engineering/evacuated-tube-collector](http://www.sciencedirect.com/topics/engineering/evacuated-tube-collector)>

LIXIA et al. **Quantitative numerical analysis of flow past a circular cylinder at Reynolds number between 50 and 200**. Journal of Fluids and Structures. 2013.

MANTELLI, M. B. H. Notas de Aula: **Tubos de calor e Termossifões**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

MATRAI, B. B. **Projeto e Construção de um Aquecedor Solar Concentrador**. 2008. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo, 2008.

MME (Ministério de Minas e Energia). **Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro**. Jan, 2021. Disponível em: <<https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/secretarias/energia-eletrica/publicacoes/boletim-de-monitoramento-do-sistema-eletrico/2021/boletim-de-monitoramento-do-sistema-eletrico-jan-2021.pdf>> .

MOMOSE, K.; KIMOTO, H. **Forced convection heat transfer from a heated circular cylinder with arbitrary surface temperature distributions**. Heat Transfer - Asian Research, 1999. 484-499.

MORAN, M.J. et al. **Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos**. LTC, 2005.

NREL (National Renewable Energy Laboratory). **Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap**. Jan 2017. Disponível em: <<https://www.nrel.gov/docs/fy17osti/67464.pdf>>

PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. CRC Press. 1980

PEREIRA, E. B., et al. **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. 2. Ed. – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. São José dos Campos, 2017

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. **Heat pipes: theory, design and applications**. Waltham, MA, USA: Elsevier, 2014.

SANTOS, P.H.D.; REIS, L.S.; MARQUARDT, L.S.; VICENTE, K.A.T.; ANTONINI ALVES, T. **“Modeling and experimental tests of a copper thermosyphon”**, Acta Scientiarum. Technology, vol. 39, pp. 59-68, 2017.

SIQUEIRA, D. A. **Estudo De Desempenho Do Aquecedor Solar De Baixo Custo**. 2009. 125 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Química – Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2009.

SPENGLER, F. C.; OLIVESKI, R. C.; SCHNEIDER, A. H. **Estudo Numérico do Limiar de Condições Para o escoamento Turbulento em Coletor Solar de Tubo a Vácuo Submetido a Condições Multimodas**. In: VII Congresso Brasileiro de Energia Solar da ABENS – Associação Brasileira de Energia Solar, Gramado, 2018.

TORO, J. D. N. **Análise Comparativa de um Sistema Passivo com um Sistema Ativo de Aquecimento de Água por Meio de um Coletor Solar de Tubos de Vidro a Vácuo**. 2015. 65 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2015.

**ANEXO A** - Guia de instruções do piranômetro CMP3 da *Kipp & Zonen*<sup>TM</sup>



Figura 42 - Guia rápido do piranômetro Kipp & Zonen™ CMP3

**Instruction Sheet**  
Anleitung • Feuille d'instructions • Hoja de instrucciones

**CMP3**  
Piranometer

≤ 2000 W/m<sup>2</sup>

0.3 kg (Aprox. 0.9 kg)

-40°C to 80°C  
-40°F to 176°F

**KIPP & ZONEN**

Kipp & Zonen B.V.  
P.O. Box 517, 2600 AM Delft  
The Netherlands  
+31 (0)15 2750 2015  
info@kippzonen.com  
www.kippzonen.com

**IP 67 CE**

**User Information**  
Anwenderinformation • Información Utilisateur • Información para el Usuario

**5** YEAR WARRANTY

Read this document carefully before installation. Warranty is 5 years from date of invoice, subject to correct installation and use. Kipp & Zonen accepts no liability for damage to the instrument or for loss of data if the product. Unauthorised modifications may void the warranty and CE/FCC validity. For the latest product support information please visit our website.

Lesen Sie dieses Dokument sorgfältig vor der Installation. Die Garantie beträgt 5 Jahre ab dem Rechnungsdatum, abhängig von korrekter Installation und Gebrauch. Kipp & Zonen übernimmt keine Haftung für mögliche Verluste oder Beschädigungen, die durch den falschen Gebrauch des Produktes resultieren. Unautorisierte Modifikationen können die CE/FCC-Konformität aufheben. Die neuesten Produktinformationen finden Sie auf unserer Internetseite.

Lisez ce document soigneusement avant installation. La garantie est de 5 ans à dater de la facture, pour une installation et une utilisation correctes. Kipp & Zonen n'accepte aucune responsabilité quant à la perte ou dommage résultant d'une utilisation incorrecte du produit. Toutes modifications non autorisées peuvent annuler la garantie et la validité CE/FCC. Consultez notre website pour tout renseignement support produit.

Lea este documento cuidadosamente antes de la instalación. La garantía es de 5 años contados desde de la fecha de adquisición y está condicionada a una instalación y utilización correctas. Kipp & Zonen no acepta ninguna responsabilidad por pérdida o daños resultantes de un uso incorrecto del producto. Las modificaciones no autorizadas pueden anular la garantía y la validez CE/FCC. Para obtener la última de la información de soporte del producto les rogamos visiten nuestro website.

© 2018 Kipp & Zonen B.V.  
Metrology Division of OTT Hydrotec  
ALLE RECHTS RESERVIERT  
TODOS DROITOS RESERVADOS  
RESERVADOS TODOS LOS DERECHOS  
0338821 - V1811

**Specifications**  
Spezifikationen • Especificaciones • Especificaciones

|                                       |                |
|---------------------------------------|----------------|
| Spectral range                        | 380 to 2800 nm |
| Response time                         | ≤ 18 s         |
| Non-linearity                         | ± 0.5 %        |
| Temperature dependence of sensitivity | ± 0.5 %        |
| Directional error                     | ± 1.0 %        |
| Zero offsets                          | ± 0.5 %        |
| Non-stability (change/year)           | ± 0.5 %        |
| Uncertainty in daily total            | ± 1.0 %        |

**Installation**  
Installation • Installation • Instalación

**Mechanical**  
Mechanisch • Mecánico • Mecánica

- Unobstructed horizon
- Solid surface
- Point cable towards nearest pole
- Level instrument
- Mount with screws, washers and nuts
- Mount sun screen
- Shield

**Electrical**  
Elektrisch • Eléctrico • Eléctrica

**Radiometer Connection**  
Anschlüsse • Raccordement • Conexión

|        |              |
|--------|--------------|
| Wire   | Connect with |
| Red    | +            |
| Blue   | -            |
| Shield | Ground       |

**Maintenance**  
Wartung • Entretien • Mantenimiento

- Keep dome clean using water or alcohol
- Recalibrate every 2 years

**Measurement**  
Messung • Measure • Medida

50 to 120 W/m<sup>2</sup>

120 to 500 W/m<sup>2</sup>

500 to 1000 W/m<sup>2</sup>

**Delivery Contents**  
Lieferumfang • Contenu de la Livraison • Contenido del Suministro

- Radiometer
- Kit of screws
- Test reports
- Cable
- Pyranometer fixing kit
- Instruction sheet

Keep original packaging for recalibration

**Specifications**  
Sensor Height: 156 mm  
Sensor Housing: 135 mm  
Sensor Diameter: 82 mm  
Sensor Weight: 0.3 kg

**Typical Values**  
Typische Werte • Valores típicos

Clear and Sunny  
Sunny, partly clouded  
Fully clouded

**Calculate Irradiance**  
Berechnung der Strahlung • Cálculo de Irradiación • Cálculo de la irradiación

$$E_{Solar} = \frac{U_{emf}}{S}$$

$E_{Solar} [W/m^2] = \frac{U_{emf} [\mu V]}{S [W/m^2]}$