



Universidade Federal de Uberlândia - UFU

Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Disciplina: Projeto de Fim de Curso

Professor Orientador: Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho

Co-Orientador: Dr. Maurício Guilherme Alves dos Reis

Simulação 3D de um Coletor Solar Comercial de Placa Plana

Lucas Ferreira Santos Miguel



Uberlândia - 2021

Universidade Federal de Uberlândia - UFU

Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Disciplina: Projeto de Fim de Curso

Simulação 3D Computacional de um Coletor Solar Comercial de Placa Plana

Alunos: Lucas Ferreira Santos Miguel

Número de Matrícula: 11421EMC015

Relatório do Projeto de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia como requisito para a conclusão
da disciplina de Projeto de Fim de Curso.

Orientador: Prof. Dr. Solidônio R. de
Carvalho

Co-orientador: Dr. Mauricio G Alves dos Reis

UBERLÂNDIA

2010

Universidade Federal de Uberlândia

Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Disciplina: Projeto de Fim de Curso

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho (Orientador)

Dr. Maurício Guilherme Alves dos Reis (Co-orientador)

Prof Dr. José Antônio Ferreira Borges

Uberlândia, ___/ _____ de 2021.

Resultado _____.

Agradecimentos

À todos os professores da Faculdade de Engenharia Mecânica que auxiliaram na minha formação que culminou nesse projeto. E em especial ao Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho, que além de fornecer todo o apoio necessário durante a elaboração do trabalho, também despertou o interesse pela área térmica ainda durante a graduação.

Ao Dr. Eng. Maurício Guilherme Alves Dos Reis, pela parceria e apoio no desenvolvimento do trabalho.

Aos meus familiares por todo apoio fornecido ao longo de toda minha formação.

À Deus fonte de toda sabedoria e ciência

Muito obrigado, a todos.

Sumário

| | |
|--|-------------|
| Lista de Figuras | p.5 |
| Lista de Tabelas | p.6 |
| Símbolos e Abreviações | p.7 |
| Resumo | p.9 |
| Introdução | p.10 |
| Fundamentos Teóricos | p.12 |
| Modelo Matemático | p.12 |
| Características do Coletor | p.13 |
| A ABNT NBR 1547-2 | p.16 |
| Parâmetros Físicos | p.19 |
| Metodologia | p.20 |
| Softwares e Divisão de Domínios Computacionais | p.20 |
| Vidro | p.22 |
| Ar Interno | p.22 |
| Placa | p.22 |
| Tubo | p.23 |
| Água | p.23 |
| Isolante da Base | p.24 |
| Caixa externa e Isolantes das laterais | p.24 |
| Ar externo | p.24 |
| Radiação Solar | p.25 |
| Malha | p.25 |
| Equipamento Utilizado | p.27 |
| Resultados e Discussão | p.28 |
| Simulação | p.28 |
| Resultados | p.28 |
| Comparação com Teste Experimental | p.36 |
| Conclusão | p.39 |
| Sugestão de Trabalhos Futuros | p.41 |
| Bibliografia | p.42 |

Lista de Figuras

- Figura 1 - Foto Coletor Prime 100 - Marca Kisoltec
- Figura 2 - Vista em corte do modelo em CAD do coletor
- Figura 3 - Bancada em circuito aberto (ABNT, 2009)
- Figura 4 - Vista em corte do modelo 3D com os domínios computacionais
- Figura 5 - Vista em perspectiva da malha
- Figura 6 - Malha da Região da Calha coletora com detalhe
- Figura 7 - Malha da Região dos Tubos da Serpentina
- Figura 8 - Campo de temperatura nas linhas de corrente do ar T_{in} 320K
- Figura 9 - Campo de velocidade nas linhas de corrente do ar T_{in} 320K
- Figura 10 - Numeração dos tubos e localização de entrada e saída de água
- Figura 11 - Campo de temperatura da superfície da placa absorvedora T_{in} 320K
- Figura 12 - Campo de temperatura da interface entre água e tubos T_{in} 320K
- Figura 13 - Campo de temperatura na secção de saída do tubo 1
- Figura 14 - Campos de temperatura nas secções de saídas
- Figura 15 - Gráfico do perfil de temperatura nas secções de saídas
- Figura 16 - Campo de pressão estática descontada a energia potencial gravitacional ($P-\rho gh$)
- Figura 17 - Gráficos do $\Delta(P-\rho gh)$ entre as calhas alimentadora e coletora
- Figura 18 - Gráfico do perfil de velocidade nas secções de saídas
- Figura 19 - Campo de velocidade na secção de saída do tubo 1
- Figura 20 - Gráfico das eficiências

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Características construtivas coletor prime 100 - Kisoltec

Tabela 2 - Parâmetros Físicos Utilizados

Tabela 3 - Energia em Função da Temperatura

Tabela 4 - Eficiências e Temperaturas Médias Reduzidas

Tabela 5 - Desvio das eficiências em função da temperatura

Símbolos e Abreviações

| | |
|---|---|
| A altura [m] | q_{conv} calor convectivo [W] |
| a_1 coeficiente linear | $Q_{\text{fornecido}}$ calor fornecido ao coletor [W] |
| a_2 coeficiente quadrático | q_{rad} calor irradiado [W] |
| A_a área de abertura a incidência solar do coletor [m ²] | Q_{util} calor aproveitado pelo processo [W] |
| A_{conv} área exposta a convecção [m ²] | T temperatura do fluido [K] |
| A_{exp} área exposta à radiação [m ²] | T^*_m temperatura média reduzida [K.m ² /W] |
| A_{sec} área de secção transversal [m ²] | t_a temperatura ambiente [K] |
| c calor específico [J/kg.K] | t_e temperatura do fluido na saída do coletor [K] |
| C comprimento [m] | T_{flu} temperatura do fluido [K] |
| D_e diâmetro externo [mm] | t_{in} temperatura do fluido na entrada do coletor [K] |
| D_i diâmetro interno [mm] | t_m temperatura média do fluido de trabalho [K] |
| $\frac{dT}{dx}$ diferencial de temperatura ao longo da direção de condução de calor [K/m] | T_{ref} temperatura de referência [K] |
| g aceleração da gravidade [m/s ²] | T_{sup} temperatura da superfície [K] |
| G radiação solar [W/m ²] | u velocidade do fluido [m/s] |
| h coeficiente convectivo [W/m ² K] | V_w velocidade do vento [m/s] |
| h_w coeficiente convectivo externo [W/m ² K] | |
| I radiação incidente [W/m ²] | Letras Gregas |
| k condutividade térmica [W/mK] | α absorvidade [-] |
| L largura [m] | β coeficiente de expansão térmica [kg/m ³ K] |
| \dot{m} vazão mássica [kg/s] | ΔU Variação da energia interna [J] |
| P pressão [Pa] | ε emissividade do material [-] |
| P_k pressão dividida pela densidade [N.m/kg] | η eficiência do coletor [-] |
| Q Calor total [J] | |
| q_{abs} calor absorvido por radiação [W] | |
| q_{cond} calor conduzido [W] | |

η_0 coeficiente constante [-]

ρ massa específica a uma temperatura
qualquer [kg/m^3]

ρ_0 massa específica a uma
temperatura de referência [kg/m^3]

σ constante de Stefan Boltzmann
[$\text{W/m}^2\text{K}^4$]

τ Trabalho [J]

Resumo

Coletores solares de placas planas consistem em uma tecnologia já amplamente difundida no mercado, seja para uso comercial ou doméstico. Trata-se de uma alternativa relativamente simples, barata e renovável de energia térmica para aquecimento de água residencial. Os coletores mais comuns e simples são os estacionários, compostos por placas planas fixas, possuindo uma faixa de operação entre 30°C e 80°C. Já os coletores com rastreamento, são mais complexos e possuem diferentes arranjos geométricos podendo atingir temperatura de operação de até 2000°C e em geral são usados para processos industriais e de geração de energia. No Brasil a ABNT NBR 15747 normatiza os testes que devem ser realizados nos coletores solares. Este trabalho visa elaborar um modelo térmico com malha 3D de um coletor solar de placas planas, com um software gratuito, a fim de reproduzir de forma numérica o ensaio de desempenho térmico previsto na ABNT NBR 15747. Ao final do trabalho, foi possível concluir que de maneira geral, a simulação foi compatível com o modelo experimental, sendo uma ferramenta auxiliar útil no desenvolvimento de protótipos e na comparação de projetos existentes.

Palavras Chave: Coletor solar, OpenFOAM, placa plana, modelagem, simulação.

Introdução

Todos os dias o sol irradia a superfície terrestre com uma intensidade de até 1000 W/m^2 (Brandão, 2004). Essa quantidade de energia é tão grande que se fosse possível aproveitá-la completamente, uma área com aproximadamente o tamanho da cidade do Rio de Janeiro, sendo irradiada 8 horas por dia, durante o ano produziria uma quantidade equivalente a oferta interna de energia do Brasil, que no ano de 2019 que foi de 3.419 TWh (Brasil, 2020).

Tendo em vista que a produção de energia solar corresponde apenas 0,4% das fontes de energia renovável (Brandão, 2004), representando somente 0,18% do total de energia produzida no país. E considerando ainda que a maior parte do país se encontra na zona intertropical, região que favorece a exploração desse tipo de energia. Percebe-se que há um grande potencial a ser explorado no aproveitamento da energia solar, uma fonte de energia limpa e renovável.

De acordo com relatório de Consumo de Energia Elétrica por classe, no ano de 2019 foram consumidos 482,1 TWh de energia, dos quais: 141,9 TWh foram para uso residencial, 167,4 TWh para uso industrial, 92,2 TWh para uso comercial e 80,6 TWh para outros usos (EPE, 2020). Somado ao fato de que 20% do consumo residencial se dá pelo aquecimento de água por meio de chuveiros elétricos (Fedrigo et al, 2009). Percebe-se que a popularização e implementação de coletores solares somente nas residências, têm o potencial de gerar uma economia de 28,38 TWh no consumo de energia residencial representando 5,9% do consumo total de energia elétrica do país.

Considerando o exposto, estabelece-se como objetivo deste trabalho simular e reproduzir de forma numérica o ensaio de eficiência térmica de um coletor solar plano, Prime 100, da marca Kisoltec. Para tanto se torna necessário:

- Desenvolver um desenho em CAD do coletor solar;
- Baseado no modelo de CAD desenvolver uma malha para simulação numérica usando o software Salome;
- Definir o modelo térmico computacional;
- Realizar simulações numéricas no software OpenFOAM;

- Comparar os resultados obtidos pelas simulações numéricas com os dados oriundos dos ensaios experimentais.

Fundamentos Teóricos

Modelo Matemático

Para conceber o modelo matemático, é necessário revisar alguns conceitos de transferência de calor, termodinâmica e mecânica dos fluidos.

De acordo com Incropera et al. (2008), transferência de calor (ou calor) é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura.

Por sua vez, a transferência de calor pode se manifestar de três formas. A primeira é a condução, que pode ser considerada como a transferência de energia térmica devido a interação entre as partículas, ocorrendo das partículas mais energéticas para as menos energéticas. A taxa de transferência de calor é descrita pela lei de Fourier (Eq.1):

$$q_{cond} = -k \cdot A_{sec} \cdot \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

A segunda forma de transferência de calor é a convecção que pode ser descrita como a transferência de energia que ocorre no interior de um fluido, devido aos efeitos combinados da condução e do escoamento global ou macroscópico do fluido (Incropera *et al.*, 2008). Em geral ela é analisada nas trocas de calor entre uma superfície e um fluido e é descrita pela Lei do Resfriamento de Newton (Eq.2):

$$q_{conv} = h \cdot A_{conv} \cdot (T_{flu} - T_{sup}) \quad (2)$$

A terceira forma de transferência de calor, a irradiação, independe de um meio material para condução do calor. Essa transferência ocorre por meio da emissão de ondas eletromagnéticas no ar e tende a ser mais eficiente quando ocorre no vácuo.

Assim sendo, a radiação emitida por um corpo de temperatura não nula é expressa pela lei de Stefan Boltzmann (Eq; 3):

$$q_{rad} = A_{sup} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T_{sup}^4 \quad (3)$$

Já o calor por absorvido por radiação é dado pela (Eq. 4):

$$q_{abs} = I \cdot \alpha \cdot A_{exp} \quad (4)$$

O último conceito termodinâmico a ser revisado é a 1ª Lei da Termodinâmica, a fim de determinar o balanço energético no coletor solar (Eq.5).

$$\Delta U = Q - \tau \quad (5)$$

Por fim para os fluidos presentes em uma placa plana convencional, ou seja a água no interior dos tubos e o ar contido entre a placa absorvedora, o vidro e os tubos, torna-se relevante revisar as equações diferenciais para continuidade, conservação de momento e energia. Logo, que de acordo com White (2011) tem-se:

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (6)$$

Equação da quantidade de movimento:

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (7)$$

Equação da energia:

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \phi \quad (8)$$

Tais conceitos de transferência de calor, termodinâmica e mecânica dos fluidos estão presentes no funcionamento do coletor solar, sendo importante compreendê-los para entender os fenômenos físicos e os possíveis processos de perda de energia que conseqüentemente acarretam em uma menor eficiência energética.

Características do coletor

O coletor alvo do presente estudo foi o modelo Prime 100 (Fig. 1), da marca Kisoltec. Trata-se de um coletor solar plano voltado para aquecimento de água para uso doméstico.



Figura 1 - Foto Coletor Prime 100 - Marca Kisoltec

Esse coletor é composto por uma caixa metálica com uma cobertura de vidro, que abriga uma serpentina de cobre, a qual é soldada a uma placa absorvedora (de metal). A parte inferior da caixa e suas laterais são isoladas internamente com lã de rocha.

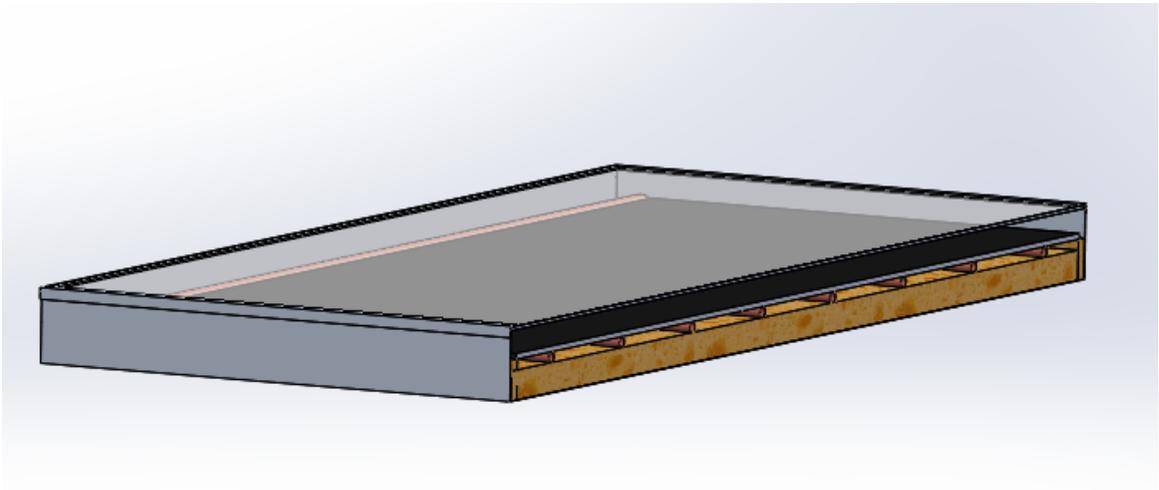


Figura 2 - Vista em corte do modelo em CAD do coletor

Na tabela 1 são apresentadas as características construtivas do coletor

Tabela 1 - Características construtivas coletor prime 100 - Kisoltec

| Característica | |
|--|---|
| Dimensões externas da caixa (CxLxA) | 1005 x 1000 x 61 (mm) |
| Espessura da placa da base da caixa | Alumínio 0,3 (mm) |
| Espessura da placa da lateral da caixa | Alumínio 1,0 (mm) |
| Área transparente (CxL) | 985 x 980 (mm) |
| Material da cobertura | Vidro 3,0 (mm) |
| Dimensões do absorvedor (CxL) | 985 x 921 (mm) |
| Material do absorvedor | Alumínio 0,5 (mm) pintura preta fosca |
| Montagem coletor absorvedor | Cordão de Solda 2,2 mm fator de contato 5% |
| Calha coletora | Tubo cobre D _e 22,00 D _i 21,54 (mm) |
| Comprimento da calha | 1070 (mm) |
| Comprimento entre calhas | 929 (mm) |
| Serpentina | Tubo cobre D _e 9,28 D _i 8,55 (mm) |
| Número de tubos serpentina | 8 |
| Isolamento da Base | Lã de Rocha 30 (mm) |
| Isolamento da lateral | Lã de rocha 11 (mm) |

A ABNT NBR 15747-2

O coletor solar em questão já havia sido testado em um simulador solar conforme os parâmetros estabelecidos pela NBR 15747-2 no item 6.2.5. De acordo com esta norma, a eficiência do coletor é calculada a partir da temperatura média reduzida T_m^* , descrita conforme a Eq.9:

$$T_m^* = \left(\frac{t_m - t_a}{G} \right) \quad (9)$$

Em que t_a [K] representa a temperatura ambiente, G [W/m²] a radiação solar hemisférica, ou no caso de simuladores solares a radiação solar simulada, e t_m [K] a temperatura média do fluido de trabalho, que por sua vez é dada por:

$$t_m = \left(\frac{t_{in} + t_e}{2} \right) \quad (10)$$

Em que t_{in} [K] é a temperatura do fluido na entrada do coletor, t_e [K] é a temperatura do fluido na saída do coletor.

Por sua vez, a eficiência é dada pela razão entre o calor fornecido, e o calor útil aproveitado pelo processo. Nesse caso o calor aproveitado pode ser calculado conforme a Eq.11:

$$Q_{\text{útil}} = \dot{m} \cdot c \cdot (t_e - t_{in}) \quad (11)$$

Em que \dot{m} [kg/s] é a vazão mássica de fluido (água) no coletor, c [W/kg.K] é o calor específico do fluido.

Já a energia fornecida para o coletor pode ser dada por:

$$Q_{\text{fornecido}} = A_a \cdot G \quad (12)$$

Em que A_a [m²] representa a área de abertura do coletor solar plano. Logo a eficiência do coletor solar pode ser expressa pela Eq. 13:

$$\eta = \frac{Q_{util}}{Q_{fornecido}} = \frac{\dot{m} \cdot c \cdot (t_e - t_{in})}{A_a \cdot G} \quad (13)$$

Para obtenção dos parâmetros experimentais a NBR sugere um padrão de montagem do conjunto placa plana, sensores e demais equipamentos

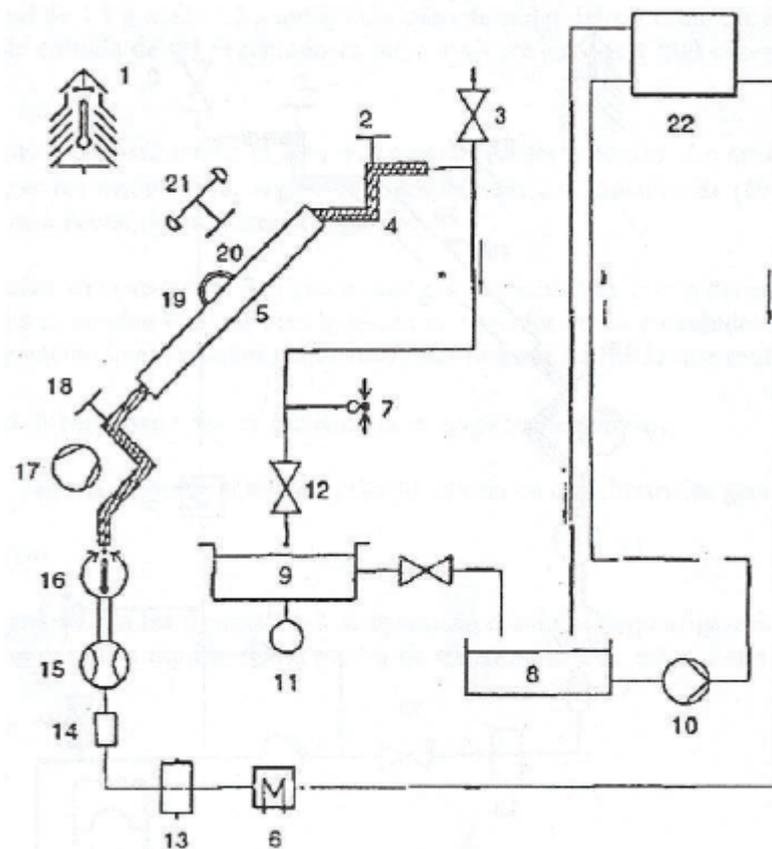


Figura 3 - Bancada em circuito aberto (ABNT, 2009)

Legenda

- | | |
|--|---|
| 1 Sensor de temperatura do ar ambiente | 5 Coletor solar |
| 2 Sensor de temperatura (t_e) | 6 Aquecedor/ resfriador de controle de temperatura primária |
| 3 Purgador de ar/respiro | 7 Manômetro |
| 4 Tubulação isolada | |

| | |
|--|--|
| 8 Reservatório aberto | 17 Gerador de vento |
| 9 Reservatório de pesagem | 18 Sensor de temperatura (t_{in}) |
| 10 Bomba | 19 Pirgeômetro |
| 11 Balança | 20 Piranômetro |
| 12 Válvula reguladora de vazão | 21 Anemômetro |
| 13 Filtro (200 μm) | 22 Reservatório de temperatura constante |
| 14 Visor de vidro | |
| 15 Medidor de vazão | |
| 16 Regulador secundário de temperatura | |

Para a aquisição de dados em um teste em regime permanente a NBR determina que a vazão mássica no coletor seja fixada em 0,019 kg/s, e que a intensidade da irradiação solar seja superior a 700W/m².

As temperaturas de entrada (t_{in}) e de saída (t_e) são aferidas respectivamente pelos sensores 18 e 2 da Fig. 3. Para obtenção da curva de eficiência, a norma sugere que sejam escolhidas quatro temperaturas de entrada dentro da faixa de operação do coletor, sendo que uma dessas temperaturas deve estar entre ± 3 K da temperatura do ar ambiente. Dois ensaios devem ser realizados para cada temperatura de entrada escolhida, a fim de obter um valor médio para a temperatura de saída. A partir desse valor médio é calculada a temperatura média reduzida, a qual é usada para criar uma curva de eficiência usando o método de mínimos quadrados.

Parâmetros físicos utilizados

As propriedades ópticas e físicas dos materiais são listadas na Tab.2

Tabela 2 - Parâmetros Físicos Utilizados

| Propriedade | Valor | Referência |
|--|--------------------------|--------------------------|
| Absortividade média do vidro 3mm para radiação solar | 0,08 | Rodrigues (2012) |
| Refletividade média do vidro 3mm para radiação solar | 0,09 | |
| Transmissividade média do vidro 3mm para radiação solar | 0,83 | |
| Emissividade vidro | 0,9 | Incropera et al.(2008) |
| Condutividade térmica vidro | 1,4 (W/(m.K)) | |
| Calor específico vidro | 750 (J/(kg.K)) | |
| Densidade vidro | 2500 (kg/m³) | |
| Condutividade térmica Alumínio puro | 237 (W/(m.K)) | |
| Calor específico alumínio puro | 903 (J/(kg.K)) | |
| Emissividade Alumínio Oxidado | 0,20 a 0,31 | Neto (2004) |
| Densidade alumínio | 2702 (kg/m³) | Incropera et al. (2008) |
| Condutividade térmica cobre puro | 401 (W/m.K) | |
| Calor específico cobre puro | 385 (J/(kg.K)) | |
| Densidade cobre puro | 8933 (kg/m³) | |
| Condutividade térmica isolante (manta de fibra fina mineral e cola orgânica) | 0,036 (W/(m.K)) @310K | Mendes et al. (2012) |
| Calor específico isolante (manta de fibra fina mineral e cola orgânica) | 836 (J/(kg.K)) | |
| Densidade isolante (manta de fibra fina mineral e cola orgânica) | 48 (kg/m³) | Isar (2021) |
| Absortividade tinta preta | 0,91 | Abdelkader et al. (2019) |
| Emissividade tinta preta | 0,07 | |

Metodologia

Softwares e Divisão de Domínios Computacionais

Na simulação computacional foi utilizado o método de volumes finitos, por meio do software OpenFOAM 19.12. Trata-se de um software de domínio aberto em linguagem de programação C++. Nele são compilados os modelos do fenômeno físico e os *solvers* que resolvem problema numericamente. Também é necessário desenvolver programas auxiliares para definir: condições de contorno, parâmetros físicos, e parâmetros de resolução e execução do programa. Além do OpenFOAM foi necessário utilizar os seguintes softwares: o ParaView foi usado para geração dos gráficos a partir dos dados obtidos pela simulação, e o programa Salome para geração da malha.

Devido a suas características construtivas foi necessário dividir o domínio computacional do coletor solar em 6 regiões (Fig.4), uma vez que, cada região é constituída por um tipo de material, possuindo, portanto, diferentes processos de troca de térmicas. Por se tratar de um problema com várias regiões diferentes acopladas o solver utilizado para esse caso foi o *chtMultiregionFoam*, esse *solver* já se mostrou eficiente para resolução de problemas semelhantes como demonstrado por Pereira *et al.* (2019)

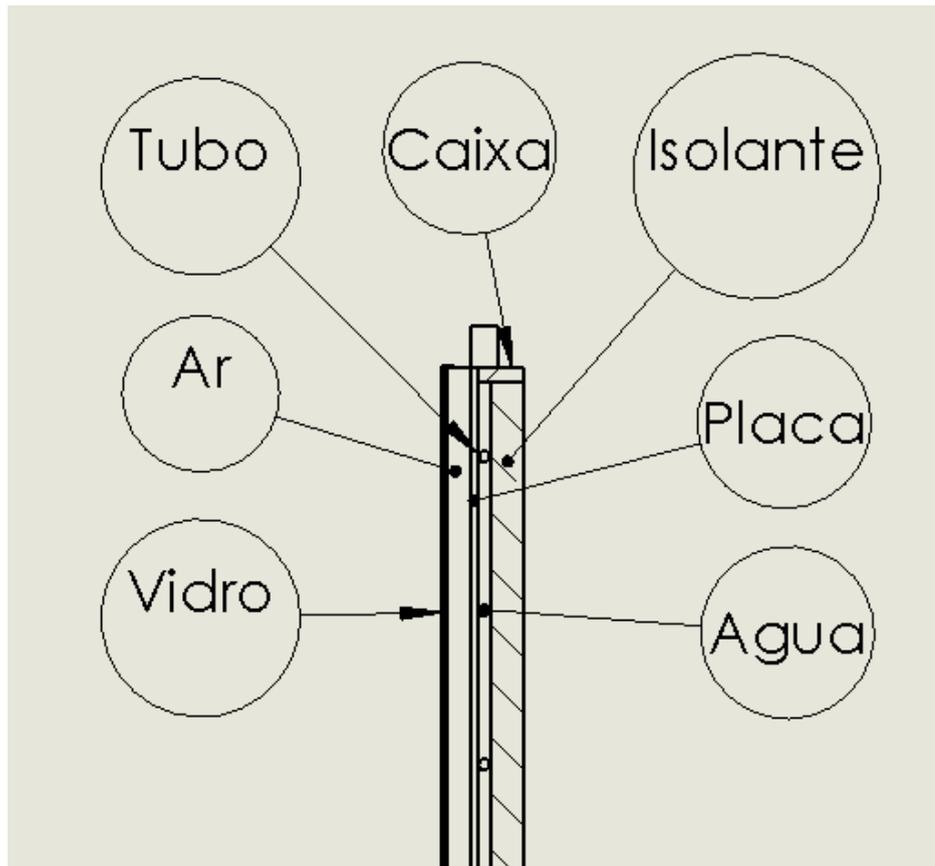


Figura 4 - Vista em corte do modelo 3D com os domínios computacionais

Para solução do campo de temperatura, a equação de balanço de energia foi aplicada nas regiões do domínio constituídas por sólidos, ou seja: o vidro, a placa absorvedora, os tubos (serpentina, calhas coletora e alimentadora), e o isolamento da base. Nas demais regiões de domínio, constituídas por fluidos (ar e água), foram aplicadas as equações diferenciais da continuidade, quantidade de movimento e energia. Ressalta-se que foram ainda aplicados os modelos de fechamento da turbulência K-omega sst (água) e K-epsilon (ar). Todos esses domínios se interligam através de trocas térmicas. A simulação é realizada ao longo do tempo buscando a estabilidade do sistema, a fim de atingir o regime permanente.

Para otimizar a solução, inicialmente os casos são executados usando um método para resolução em regime permanente, uma vez que este método agiliza a solução. Entretanto, as soluções em regime permanente apresentaram instabilidades na temperatura. Desse modo, as soluções obtidas pela simulação em regime permanente foram usadas como condições iniciais para simulações em

regime transiente, a fim obter soluções estáveis, sem no entanto, aumentar em demasia o custo computacional.

Vidro

Na região do vidro há cinco processos predominantes de troca de calor: a troca de calor por convecção com o ar presente dentro do coletor, a troca de calor por convecção com o ar ambiente, a fração da radiação solar absorvida pelo vidro, a radiação térmica emitida pelo absorvedor, e a radiação térmica emitida pelo vidro. Essa última por sua vez é considerada que é absorvida em sua totalidade pelo vidro, uma vez que como demonstrado por Rodrigues (2012) a transmissividade do vidro é muito baixa para o espectro do infravermelho, zona onde ocorrem as emissões de radiação térmica. Ademais, como na simulação o calor por radiação é imposto através de um termo fonte, a radiação oriunda do absorvedor precisa ser recalculado à medida que a simulação ocorre.

Ar Interno

Na região composta por ar, todas as superfícies são tratadas como paredes, são elas: o vidro, o absorvedor e as laterais do coletor. O fluxo de calor entre o ar e essas superfícies é acoplado pela temperatura. Para as variáveis velocidade e pressão utilizam-se respectivamente as condições de contorno de não escorregamento do fluido e gradiente nulo. Como a pressão não é especificada pelas fronteiras adotou-se no ponto central dessa região a pressão de 100 kPa.

Para simulação da turbulência é usado o modelo k-epsilon. Para este o OpenFOAM possui condições de contorno específicas para as paredes através das quais a camada limite é modelada.

Placa

No domínio da placa ocorrem cinco processos de troca de calor, são eles: a troca de calor por convecção com o ar dentro do coletor, a troca de calor por condução com os tubos, a troca de calor por condução com o material isolante, a

radiação térmica emitida pela placa e a absorção da fração de radiação solar que atravessou o vidro.

Tubo

Para o domínio do tubo ocorrem três processos de troca de calor relevantes: as trocas de calor por condução com a placa absorvedora e com o material isolante e a troca de calor por convecção com a água.

Água

Para o domínio da água, considerou-se um modelo de transferência de calor com escoamento interno, além disso adotou-se: uma vazão mássica da água igual 0,019 kg/s (conforme determinado pela NBR 15747-2), com temperatura de entrada e pressão de saída constantes. Além disso, foram adotados o modelo de turbulência k-omega sst e a aproximação de Boussinesq para modelagem do movimento convectivo.

A aproximação de Boussinesq permite assumir valores constantes de massa específica do fluido nos termos convectivos e temporais da equação de Navier-Stokes. Ela é válida em escoamentos de baixo número de Mach e pequena variação de pressão. Portanto, é a variação da massa específica do fluido, que provoca a movimentação. Essa variação ocorre devido à expansão térmica e essa aproximação é muito utilizada em fluxos de convecção natural, conforme a Eq. 14.

$$\rho = \rho_0 - \beta(T - T_{ref}) \quad (14)$$

em que ρ_0 é a massa específica para temperatura de referência T_{ref} , T é a temperatura do fluido e β o coeficiente de expansão térmica.

A partir dessas simplificações e dividindo a equação de Navier-Stokes por ρ_0 , obtém-se as Eqs. 15 e 16:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (uu) = -\nabla p_k + \nu \nabla^2 u + (1 - \beta(T - T_{ref}))g$$

(16)

em que P_k é $\frac{P}{\rho_0}$, a viscosidade cinemática e g a aceleração da gravidade.

Já o modelo de fechamento da turbulência usado na água é o k-ômega sst, que combina as vantagens do modelo k-epsilon e k-omega, aplicando as constantes do modelo k-omega nas regiões próximas à parede e as constantes do modelo k-epsilon nas regiões mais distantes (Menter; Esch, 2001).

Isolante da Base

No isolante térmico da base ocorrem trocas por condução com os tubos e a placa absorvedora.

Caixa externa e isolantes das laterais

A caixa externa e o material isolante das laterais não fazem parte do domínio computacional, no entanto, são modelados através das condições de contorno na forma de uma barreira térmica, a qual troca calor por convecção e radiação com o meio externo.

Ar externo

Para o processo de convecção com o ambiente externo ao coletor é considerado um fluxo de ar com velocidade de 2m/s e temperatura de 300 K. A partir desses dados, é possível utilizar modelos empíricos para determinar o coeficiente de convecção, como a relação utilizada por Lourenço (2012) que relaciona linearmente o coeficiente convectivo com a velocidade o ar, dada por:

$$h_w = 5,7 + 3,8V_w \quad (16)$$

em que h_w é o coeficiente convectivo e V_w é a velocidade do vento em m/s

Radiação Solar

Por sua vez, a radiação solar é simulada pelo modelo Solar Load, disponibilizado pelo software OpenFOAM. Através deste modelo, foi possível simular uma radiação solar direcional, normal e não difusa ao coletor solar, com uma intensidade de 800 W/m^2 se assemelhando assim às condições de teste experimentais previstas na ABNT 15747. A norma estabelece uma inclinação máxima 20° , valor adotado para as simulações. Entretanto, ela só é considerada para efeitos gravitacionais, uma vez que para os efeitos de radiação, é considerado que os raios solares têm incidência normal a placa.

Malha

A malha foi gerada com uma geometria mista, sendo composta por regiões com células tetraédricas e regiões com células hexaédricas prismáticas. Para determinação da geometria da malha de cada setor foram considerados: geometria de cada setor, a forma a ser modelada e a demanda computacional.

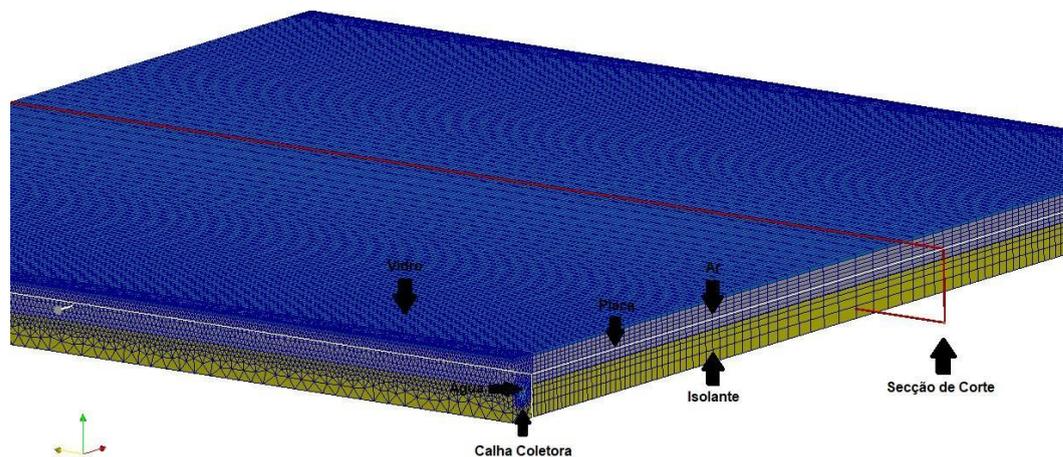


Figura 5 - Vista em perspectiva da malha.

O número total de elementos da malha foi de 1.222.428, sendo distribuídos da seguinte maneira:

Vidro 70.448 elementos

Ar 441.864 elementos

Água 131.860 elementos

Tubos 186.320 elementos

Placa 69.300 elementos

Isolante 322.636 elementos

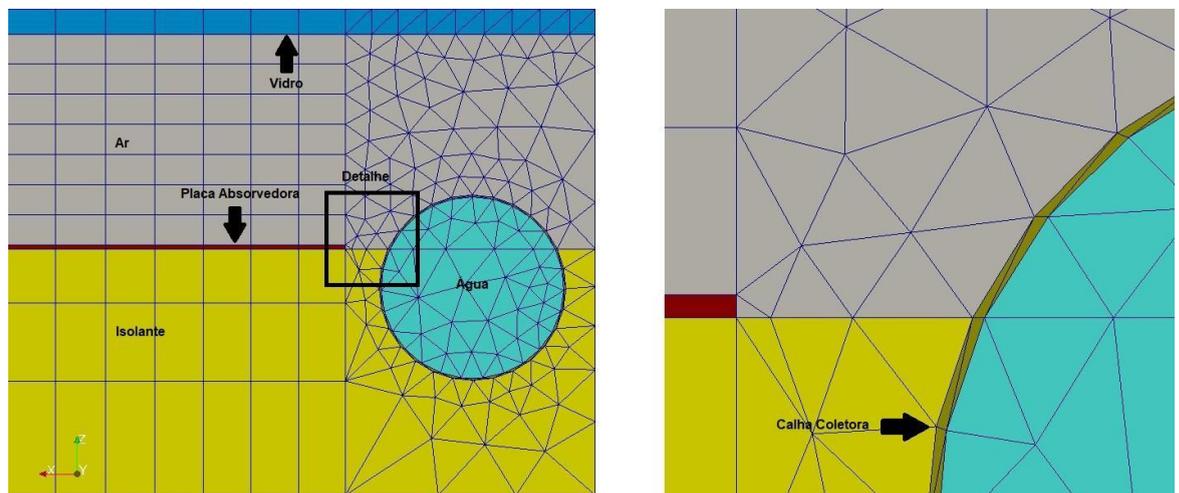


Figura 6 - Malha da Região da Calha coletora com detalhe

A região próxima às calhas, possui a geometria mais complexa do coletor solar, sendo constituída por intersecções de regiões cilíndricas. Neste caso foi necessário utilizar uma malha tetraédrica adaptativa e com refinamento localizado, como é possível observar na Fig. 6. As demais regiões da malha foram produzidas através de extrusão de uma malha bidimensional, produzindo células prismáticas.

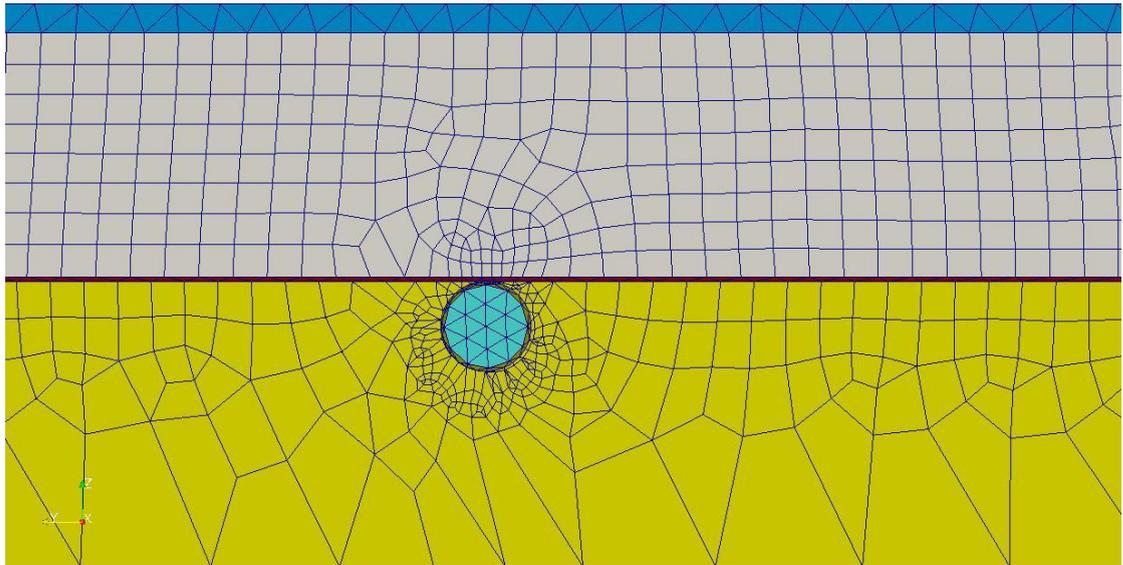


Figura 7 - Malha da Região dos Tubos da Serpentina

Na Fig. 7, mostra-se uma visão em corte de parte da região da malha produzida por extrusão. Através da extrusão de um malha bidimensional, foi possível aumentar a uniformidade e o controle do refinamento de malha, uma vez que ela permite que o padrão de malha de um plano de secção transversal seja replicado em toda extensão da placa.

Verifica-se ainda na Fig.7 que a região do ar possui maior refinamento que a região do material isolante. Essa configuração permite diminuir a demanda computacional, sem, no entanto, comprometer os resultados da simulação. O isolante é um material sólido, tem a condução como principal meio de transmissão de calor e baixos gradientes de temperatura nas regiões distantes do tubo, o que permite a menor densidade de pontos. Já o ar, por se tratar de um meio fluido, o processo predominante de transferência de calor é a convecção, processo o qual demanda maior refinamento de malha para ser simulado com acurácia e precisão.

Equipamento Utilizado

Para a simulação foi utilizado o computador do Laboratório de Transferência de Calor e Massa (LTCM). O computador tem um processador Intel Core i7 3770k, com quatro núcleos físicos e frequência de 3,5 Ghz, 16Gb de memória RAM e sistema operacional Linux Ubuntu 16.04.

Resultados e discussão

Simulação

Para cada temperatura de entrada, foram necessárias cerca de 5 horas de execução em regime permanente e 92 horas em regime transiente para obtenção de uma solução estabilizada. Dessa forma, as simulações demoraram em média 97 horas para cada temperatura de entrada. Assim sendo, a simulação do modelo completo resultou em 388 horas de processamento computacional.

Resultados

A partir dos dados foram gerados os seguintes gráficos para a simulação com temperatura de entrada de 320K.

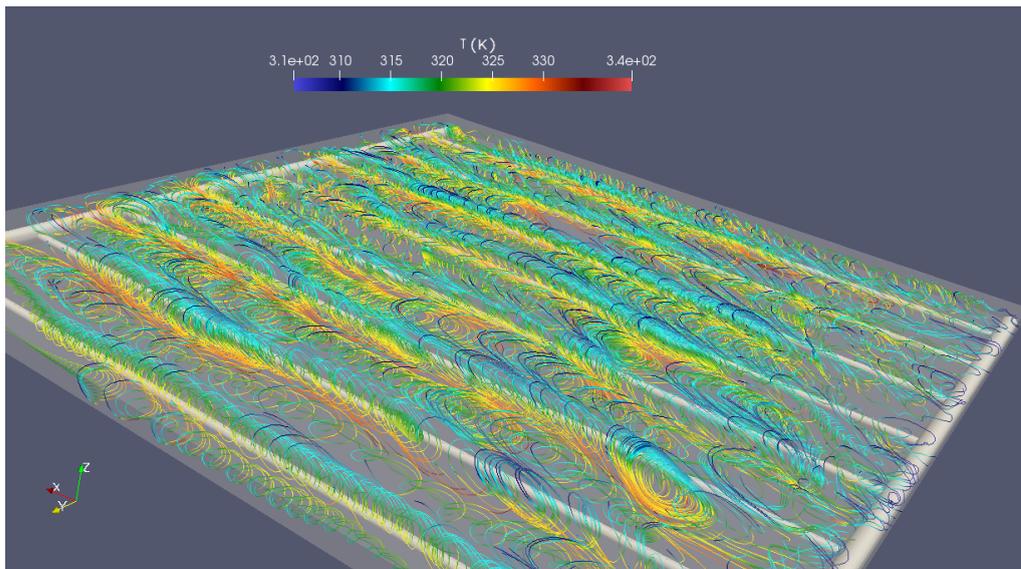


Figura 8 - Campo de temperatura nas linhas de corrente do ar T_{in} 320K.

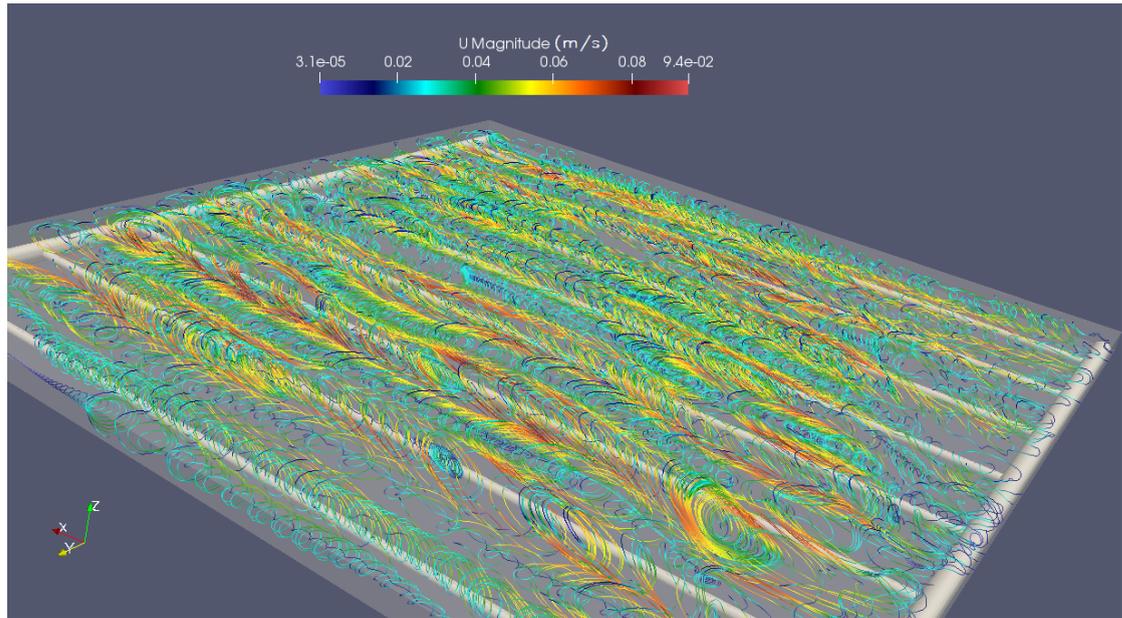


Figura 9 - Campo de velocidade nas linhas de corrente do ar T_{in} 320K

Nas Figs. 8 e 9 são mostradas as linhas de corrente do ar coloridas conforme a temperatura e a magnitude da velocidade respectivamente, para a simulação com a temperatura de entrada de água igual a 320 K. É possível observar a formação de vórtices de Rayleigh-Bénard ligeiramente distorcidos devido a inclinação do coletor em relação ao plano horizontal. Percebe-se também que a temperatura do ar dentro do coletor variou entre 310 K e 340 K, sendo as temperaturas mais altas encontradas próximas ao absorvedor e as mais baixas próximas ao vidro, entretanto, apesar da placa absorvedora apresentar uma variação expressiva de temperatura, como será mostrado posteriormente, nota-se uma relativa uniformidade da temperatura do ar próximo à placa. Através da Fig. 9, observa-se que a velocidade máxima do fluxo convectivo interno foi próxima de 0,09 m/s.

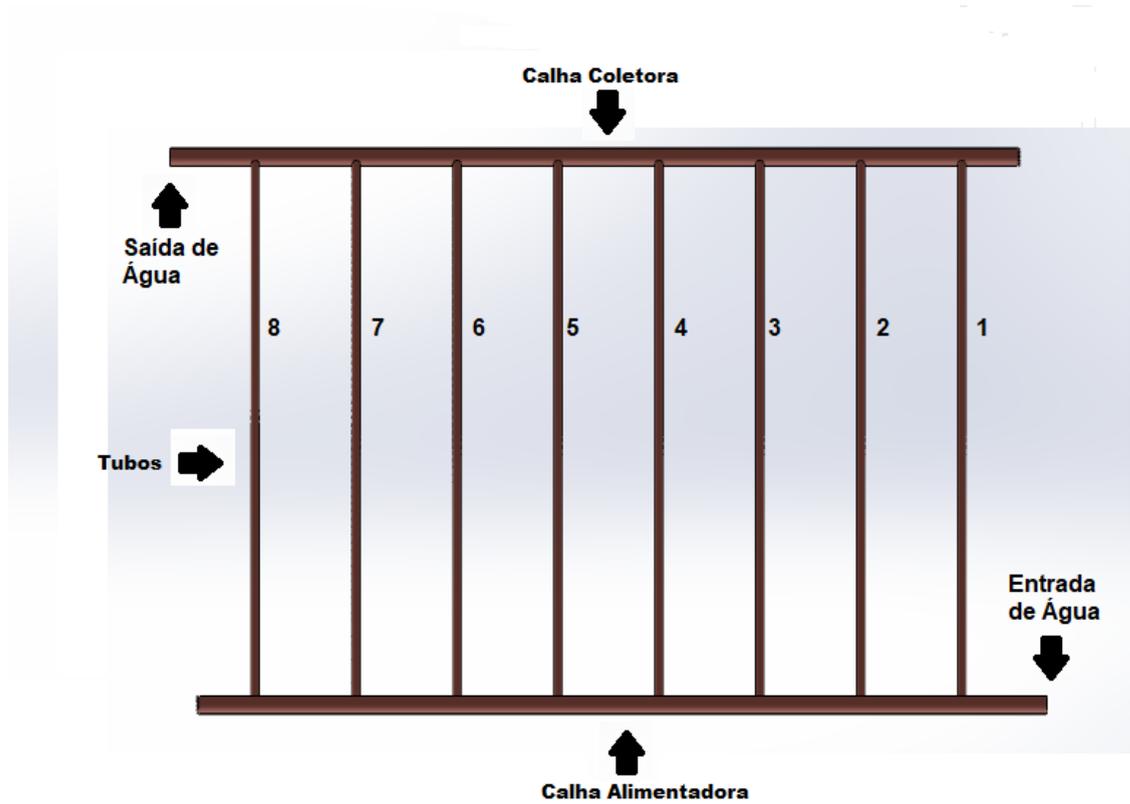


Figura 10 - Numeração dos tubos e localização de entrada e saída de água

A Figura 10 demonstra a localização da entrada e da saída de água, além de atribuir uma numeração de referência, para os tubos da serpentina, a qual será adotada nas explicações seguintes. A numeração foi feita seguindo a orientação do eixo Y, que está orientado da direita para esquerda, tendo como origem a entrada de água.

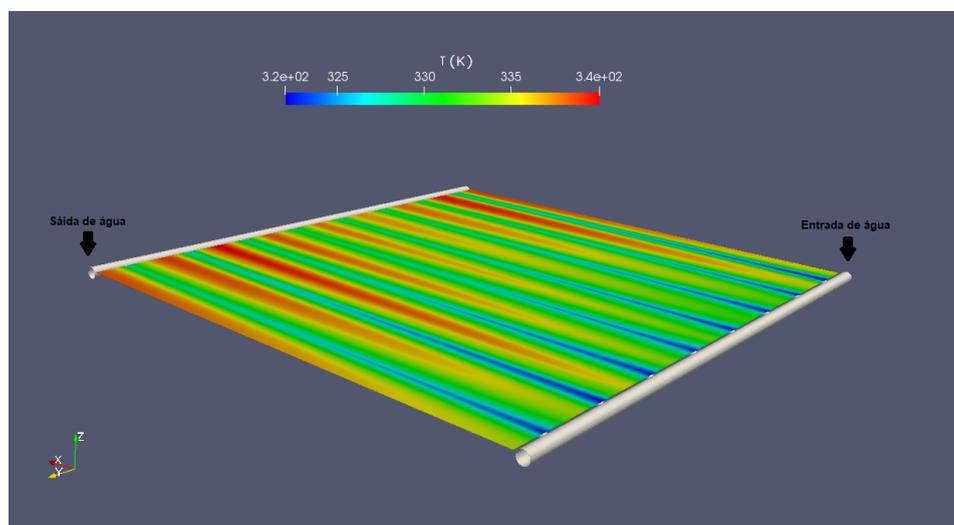


Figura 11 - Campo de temperatura da superfície da placa absorvedora T_{in} 320K

A Fig. 11 mostra o campo de temperatura na superfície da placa absorvedora. De modo geral, observa-se menores temperaturas nas regiões próximas aos tubos e um aumento da temperatura no sentido da calha coletora para calha absorvedora, ambos os fatos demonstram que a água presente nos tubos resfria a placa absorvedora. Além disso, observa-se maiores temperaturas da placa nas regiões entre os tubos 1 e 2, 5 e 6, 6 e 7, 7 e 8.

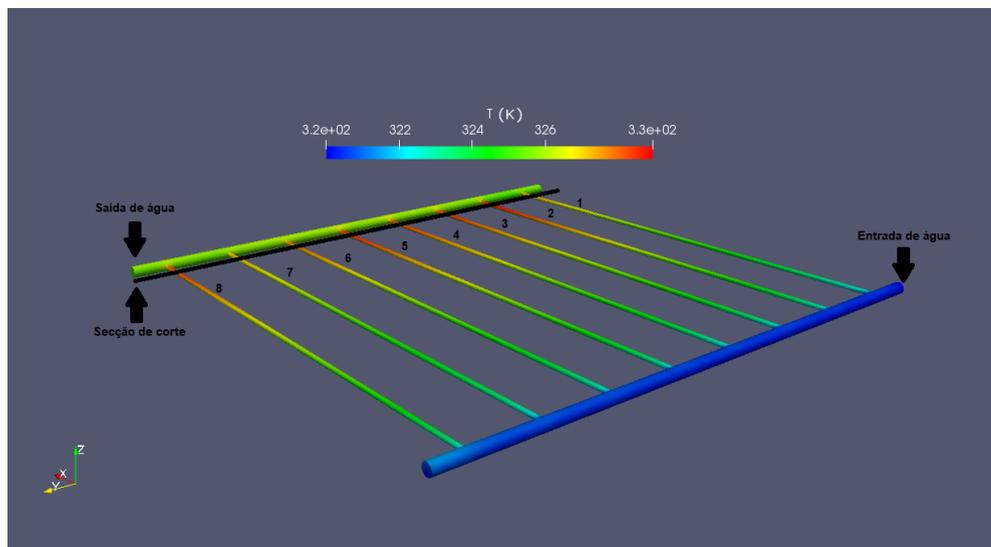


Figura 12 - Campo de temperatura da interface entre água e tubos T_{in} 320K

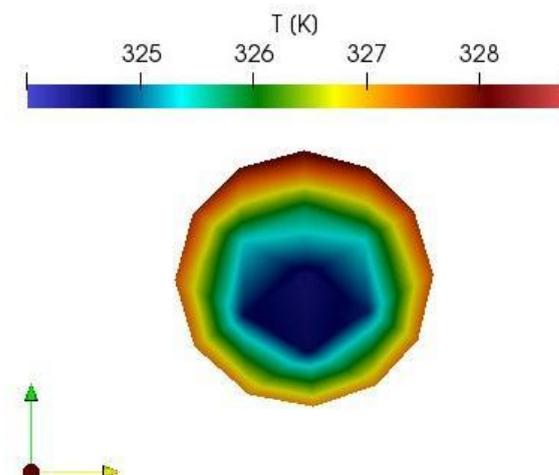


Figura 13 - Campo de temperatura na secção de saída do tubo 1

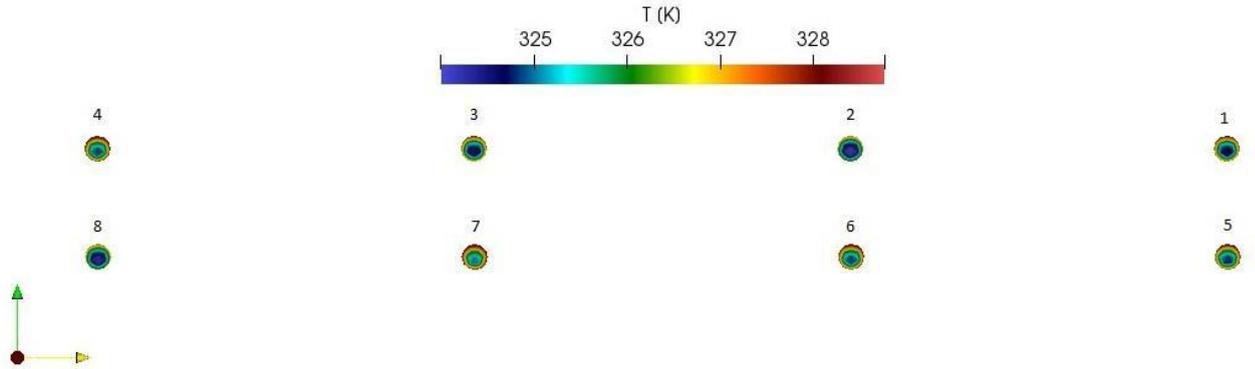


Figura 14 - Campos de temperatura nas seções de saídas

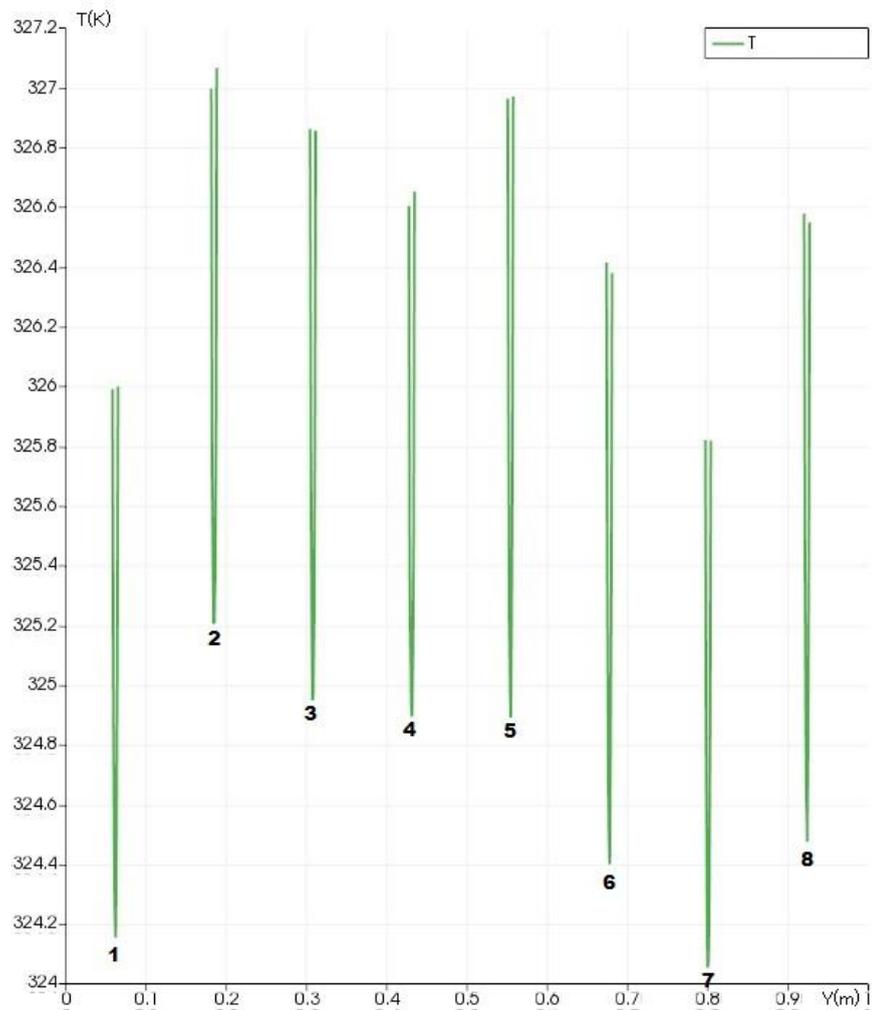


Figura 15 - Gráfico do perfil de temperatura nas seções de saídas

Nas Figuras 12 a 15, pode-se observar o comportamento térmico da água no interior dos tubos. É válido ressaltar que a orientação do eixo Y na Fig. 15 é oposto ao da Fig. 12 como é possível observar pela numeração dos tubos.

A Fig 12 demonstra um aumento da temperatura ao longo da calha alimentadora, demonstrando que ocorre um pré-aquecimento da água a partir do momento que ela entra no coletor. Também é possível observar uma tendência de diminuição da temperatura e do perfil de temperatura com o aumento do número dos tubos, que pode ser melhor verificada nas Figs. 14 e 15. Além disso, é possível notar que os tubos 1, 5 e 8 destoam um pouco desse padrão de comportamento, sendo que nesses dois últimos há uma maior amplitude do perfil de temperatura.

Já a Figura 13 demonstra um aumento da temperatura a partir do centro para a superfície do tubo, com a parte superior do tubo atingindo temperaturas ligeiramente superiores. A presença desses gradientes de temperatura indica uma baixa movimentação transversal da água dentro dos tubos, o que pode reduzir a troca de calor com a água e a eficiência do coletor.

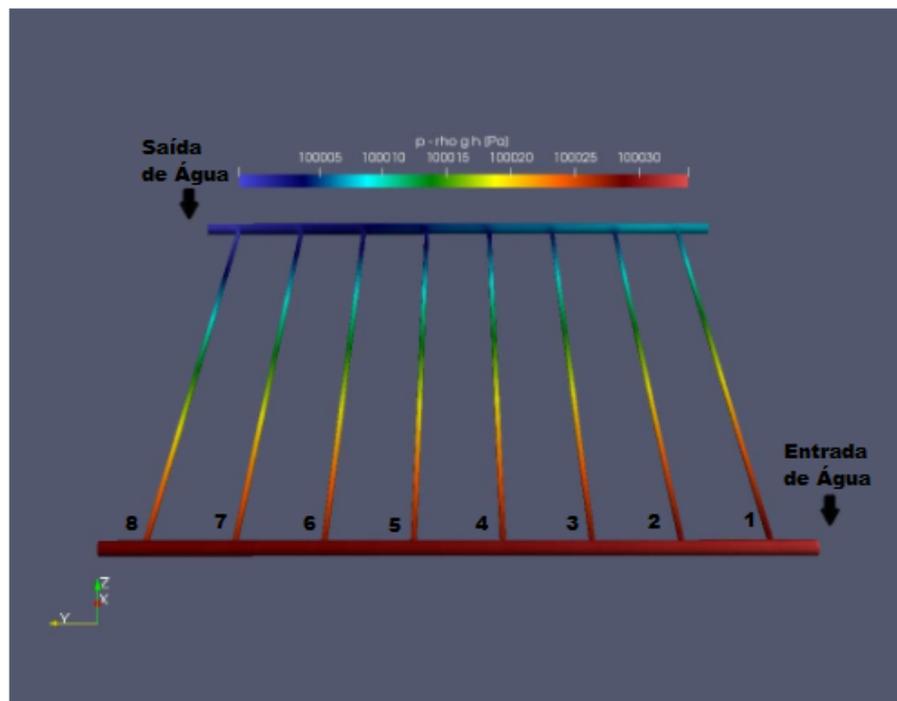


Figura 15 - Campo de pressão estática descontada a energia potencial gravitacional ($P - \rho gh$)

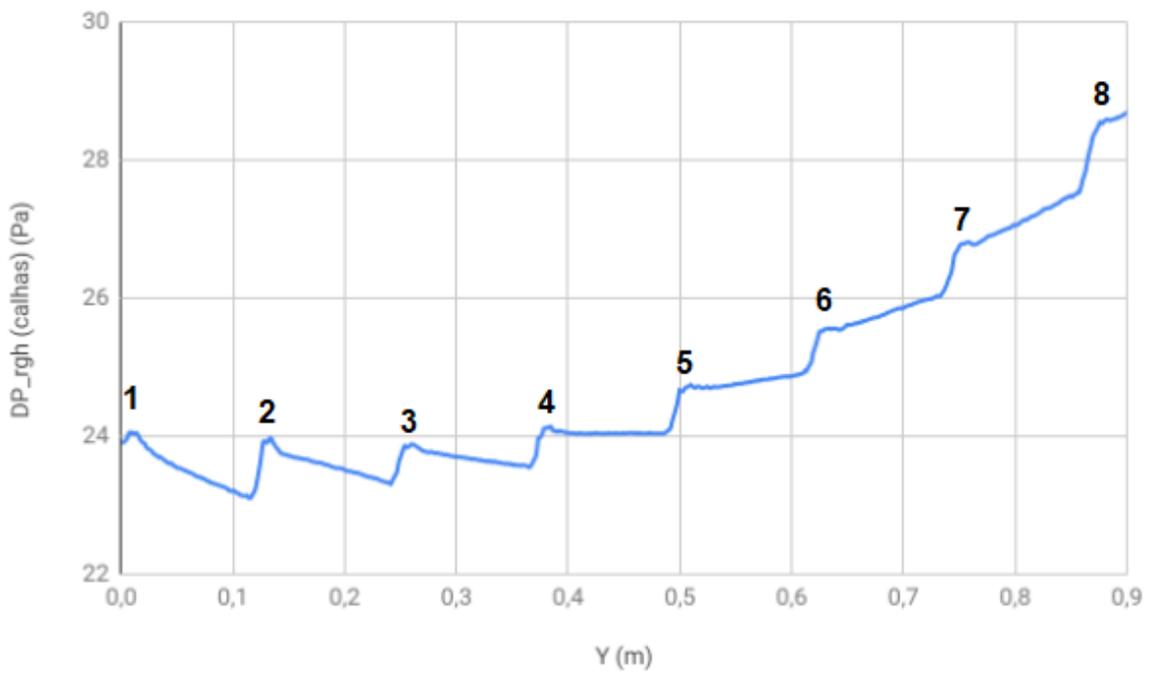


Figura 17 - Gráficos do $\Delta(P-\rho gh)$ entre as calhas alimentadora e coletora

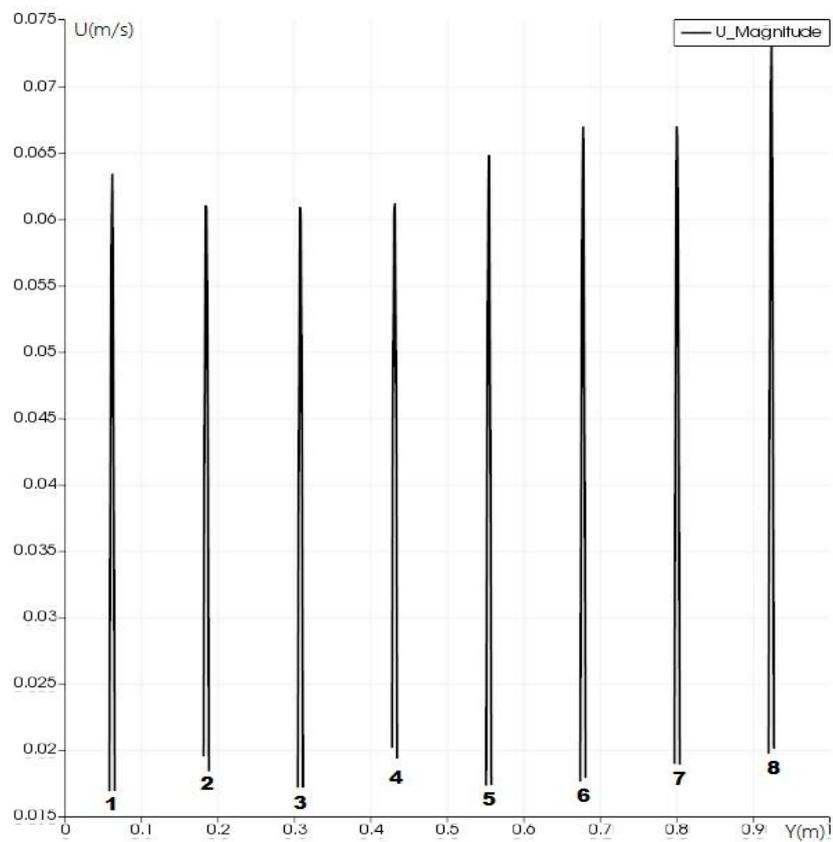


Figura 18 - Gráfico do perfil de velocidade nas seções de saídas

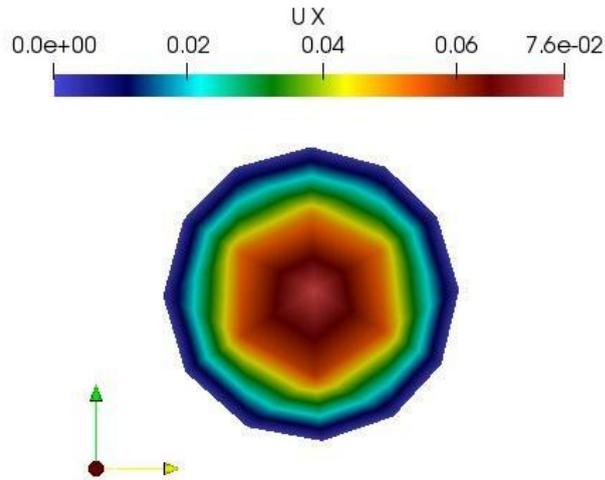


Figura 19 - Campo de velocidade na seção de saída do tubo 1

As Figs. 16 a 19 nos permitem obter informações relacionadas ao comportamento dinâmico da água.

A Fig 16 apresenta o campo de pressão (P) subtraído da energia potencial gravitacional do fluido (ρgh), em um escoamento interno de um fluido incompressível, a variação dessa propriedade implica na variação da velocidade do fluido.

Para compreender melhor o escoamento foi gerado o gráfico da Fig. 17, que mostra o $\Delta(P-\rho gh)$ em função de Y entre a calha alimentadora e a calha coletora. Este gráfico mostra uma tendência de aumento do $\Delta(P-\rho gh)$ com o aumento dos números dos tubos. Tal comportamento explica o aumento da velocidade do escoamento nos tubos com maiores números, que pode ser observado no gráfico da Fig. 18.

Por fim a Fig. 19 mostra o campo de velocidade na seção de saída do tubo 1, observa-se um crescimento da velocidade do fluido da superfície do tubo para o centro, o que era o esperado para um escoamento interno.

Finalmente, é possível estabelecer uma correlação entre o comportamento térmico e o dinâmico da água. Percebe-se que a tendência de aumento da velocidade nos tubos com o crescimento do número do tubo é acompanhada pela

redução da temperatura da água, esses comportamentos se correlacionam uma vez que uma maior velocidade implica em uma maior vazão mássica e conseqüentemente, em uma menor variação de temperatura para fluxos de calor equivalentes.

A correlação entre o aumento da velocidade e diminuição da temperatura explica a discrepância de comportamento da temperatura do tubo 1 (Fig. 15) pois ele também foge do padrão de comportamento da velocidade, possuindo maior velocidade que os tubos 2, 3 e 4 mesmo com menores coordenadas de Y.

Outro fator que corrobora com a diminuição da temperatura no tubo 1 é o pré-aquecimento que ocorre na calha alimentadora, a água que entra no tubo 1 não sofre tanta influência desse processo por estar muito próxima da entrada. Esse processo também pode explicar o aumento da temperatura no tubo 8, que, por se tratar do último tubo, sofre uma maior pré-aquecimento, aumentando a temperatura de entrada da água e conseqüentemente provocando uma maior temperatura de saída, mesmo com a maior velocidade do escoamento.

Comparação com teste experimental

Os valores de temperatura de saída, temperatura média e taxa de transferência de calor, obtidos pela simulação para cada temperatura de entrada. São apresentados na Tab.3.

Tabela 3 - Energia em Função da Temperatura

| Temperatura de Entrada (K) | Temperatura de Saída (K) | Temperatura Média (K) | Taxa de Transferência (W) |
|----------------------------|--------------------------|-----------------------|---------------------------|
| 300 | 306,36 | 303,18 | 513 |
| 310 | 315,83 | 312,92 | 470 |
| 320 | 325,23 | 322,62 | 422 |
| 330 | 334,45 | 332,23 | 357 |

A partir da taxa de transferência de calor e das temperaturas médias simuladas é possível calcular a eficiência (Eq.13) e as temperaturas médias reduzidas (Eq.9). Uma comparação entre os dados calculados pela simulação numérica, e aqueles obtidos experimentalmente conforme a norma ABNT é apresentada na Tab.4.

Tabela 4 - Eficiências e Temperaturas Médias Reduzidas

| Temperatura de entrada (K) | 300 | 310 | 320 | 330 |
|--|---------|---------|---------|---------|
| Temperatura Média (K) | 303,18 | 312,92 | 322,62 | 332,23 |
| Temperatura Média Reduzida (K/(W.m ²)) | 0,00398 | 0,01614 | 0,02827 | 0,04028 |
| Eficiência Simulação | 0,669 | 0,613 | 0,550 | 0,468 |
| Eficiência Calculada equação experimental | 0,720 | 0,639 | 0,547 | 0,411 |

A partir dos pontos obtidos de temperatura média reduzida foi possível obter uma equação quadrática, da eficiência do coletor em função da temperatura média reduzida, como é sugerido pela ABNT NBR 1547-2 na Eq.17:

$$\eta(T_m^*) = a_1 \cdot G \cdot T_m^{*2} + a_2 \cdot T_m^* + \eta_0 \quad (17)$$

Em que G é a radiação térmica solar incidente na placa que para a simulação foi de 800 W/m², e a_1, a_2, η_0 são os coeficientes obtidos pela regressão dos pontos cujos valores são respectivamente: -0,043, -6,03 e 0,745.

As curvas de eficiência em função da temperatura média reduzida podem ser observadas na Fig. 20:

Comparação das eficiências

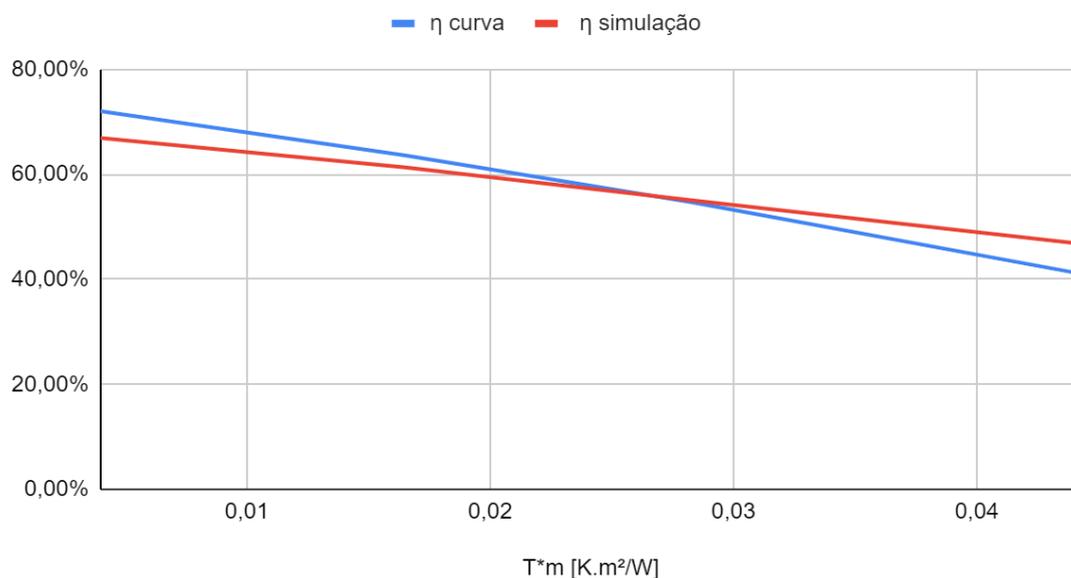


Figura 20 - Gráfico das eficiências

A partir dos pontos obtidos foi calculado o erro absoluto entre as eficiências experimentais e calculadas.

Tabela 5 - Desvio das eficiências em função da temperatura

| Temperatura de Entrada (K) | Temperatura Média Reduzida (K/(W.m²)) | Desvio da Eficiência |
|----------------------------|---------------------------------------|----------------------|
| 300 | 0,00398 | 0,05139 |
| 310 | 0,01614 | 0,02293 |
| 320 | 0,02827 | -0,00335 |
| 330 | 0,04028 | -0,05723 |

Percebe-se ainda que os maiores desvios absolutos ocorreram para os pontos de 300 K e 330 K correspondendo respectivamente a 0,0514 e 0,0572. O valor médio de desvio é 0,033, o que foi considerado satisfatório. Além disso, a curva apresentada como resultado do ensaio é produzida através de regressão e pode não ajustar alguns pontos experimentais precisamente.

Conclusão

A análise gráfica dos resultados demonstrou que os dados obtidos pela simulação numérica são consistentes, principalmente para os valores de 310K e 320K. Constatou-se a presença de variações na temperatura e na velocidade do fluxo dentro dos tubos da serpentina, essas variações se inter-relacionam de forma coerente e apesar de discretas podem interferir na eficiência global do coletor.

Pode-se concluir que de maneira geral a simulação é compatível com o modelo experimental. Os valores médios de erro e desvio são aceitáveis, principalmente para os valores intermediários da simulação (310K e 320K).

Ademais, os erros encontrados podem estar relacionados à obtenção dos parâmetros físicos para a simulação. As fontes da literatura para esses parâmetros divergiam de maneira significativa para certas propriedades como: a condutividade térmica do material isolante, propriedades ópticas do vidro e absortividade e emissividade da tinta preta. Tais divergências impossibilitaram a obtenção de valores que representassem a realidade de maneira fiel.

Outros fatores que podem ter gerado distorções estão relacionados à obtenção de informações sobre o teste experimental e os resultados obtidos dele. Uma vez que, apesar da norma ter mecanismos que minimizem as distorções geradas por variações nas condições de teste, não é possível eliminá-las completamente.

Além disso, a comparação foi feita a partir de dados obtidos da curva de regressão do teste experimental. Portanto, não é possível saber se a divergência dos pontos extremos da curva (300K e 330K) é referente a uma falha na simulação, ou se eles realmente divergem e foram atenuados pela regressão quadrática realizada no modelo experimental.

Desse modo a simulação numérica se mostra útil para desenvolvimento de novos produtos, podendo ser utilizada para determinar a viabilidade de produção de protótipos de novos produtos e no aprimoramento dos produtos existentes. No entanto, para obter resultados verossímeis é necessário obter valores precisos das

propriedades físicas dos materiais utilizados na construção do coletor, o que na prática pode demandar a realização de testes experimentais para obtenção desses valores.

Além disso, para melhor verificação da validade do modelo numérico, seria necessário obter as condições exatas da simulação, assim como os dados obtidos por ela, uma vez que a obtenção dos dados a partir da curva de regressão pode distorcer a comparação.

Por fim, é válido ressaltar que a simulação numérica não elimina a necessidade de realização dos testes experimentais, uma vez que são adotadas simplificações em relação às condições laboratoriais ou de campo. Além disso, para comercialização do produto é necessária a obtenção da classificação de eficiência, a qual deve ser feita experimentalmente. Portanto, a aplicabilidade da simulação numérica se restringe a comparação de novos protótipos e no aprimoramento dos produtos existentes.

Sugestões de Trabalhos Futuros

Este trabalho buscou apenas validar a possibilidade de simular o teste de eficiência térmica um coletor de placas planas. Entretanto esse tipo de coletor já é amplamente comercializado e fabricantes já possuem conhecimento empírico sobre os fatores que influenciam na eficiência dos coletores.

Para aprimorar a simulação numérica, sugere-se que em trabalhos futuros sejam realizados experimentos a fim de obter valores mais precisos das propriedades físicas dos materiais. Também é pertinente fazer uma simulação mais detalhada do comportamento dinâmico da água no interior dos tubos, a fim de entender melhor o que causa diferenças de velocidades da água nos tubos.

Ademais, seria interessante elaborar um modelo numérico para simular o teste de eficiência de coletores solares planos com concentradores parabólicos. Este tipo de coletor é uma tecnologia relativamente recente no país, com a qual os fabricantes ainda não estão familiarizados. Portanto, uma simulação desse produto será de grande utilidade para o setor.

Bibliografia

BRASIL. CRESESB. Ministério de Minas e Energia. **Coletores Solares**. 2016. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br>. Acesso em: 26 nov. 2020.

BRANDÃO, Bráulio Bezerra. **COLETOR CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPOSTO (CPC) COM ABSORVEDOR V INVERTIDO COMPLETAMENTE ILUMINADO**. 2004. 75 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares, Departamento de Energia Nuclear, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2004

BRASIL. Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético. Ministério de Minas e Energia. **Resenha Energética Brasileira**. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2020. 30 p. Disponível em: <http://www.mme.gov.br> Acesso em: 26 nov. 2020

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). Ministério de Minas e Energia. **Consumo anual de energia elétrica por classe**. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2020. Disponível em:

<https://www.epe.gov.br/pt/areas-de-atuacao/energia-eletrica/consumo-de-energia-el%C3%A9trica>. Acesso em: 26 nov. 2020.

FEDRIGO, Natália Sens; GONÇALVES, Guilherme; LUCAS, Paulo Figueiredo. **Usos Finais de Energia Elétrica no Setor Residencial Brasileiro**. 2009. 94 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Civil, Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

INCROPERA, Frank P. *et al.* Fundamentos de Transferencia de Calor e Massa. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008. 643 p. Tradução e Revisão Técnica: Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pelegrini Pessoa

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15747-2: Sistemas solares térmicos e seus componentes – Coletores solares. 1 ed. Rio de Janeiro: Abnt, 2009. 123 p.

WHITE, Frank M.. Mecânica dos Flúidos. 6. ed. New York: Mc Graw Hill, 2011. 880 p. Tradução e Revisão Técnica: Mario Moro Fecchio, Nelson Manzanares Filho, José Carlos Cesar de Amorim.

PEREIRA, Ulysses Lucius Salles *et al.* ESTUDO NUMÉRICO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM DISSIPADORES. *Ciência, Tecnologia e Informação*, Belo Horizonte, v. 1, n. 1, p. 153-173, jan. 2019. <https://doi.org/10.22533/at.ed.25119180219>

RODRIGUES, Gabriel Saldanha. ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA TRANSMISSIVIDADE ESPECTRAL NA EFICIÊNCIA ÓTICA E PERDAS RADIANTES DA COBERTURA DE UM SECADOR SOLAR. 2012. 67 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

OLIVEIRA FILHO, Álvaro Henriques de; MOUNSIF, Prof. Dr. Saïd. MODELOS DE TURBULÊNCIA APLICADOS AO ESCOAMENTO DE AR EM AMBIENTES INTERNOS: UM ESTUDO NUMÉRICO. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 12., 2008, Belo Horizonte. **Proceedings [...]**. Belo Horizonte: Encit, 2008. p. 1-10.

GABBI, Renan. MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO EM CANAL AXISSIMÉTRICO COM “BLUFF-BODY”. 2013. 92 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Moldagem Matemática, Departamento de Ciências Exatas e Engenharias, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2013.

ABDELKADER, Tarek Kh et al. Energy and exergy analysis of a flat-plate solar air heater coated with carbon nanotubes and cupric oxide nanoparticles embedded in black paint. *Journal Of Cleaner Production*. Wuhan, p. 4-37. 28 nov. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119501>

ARGEMIRO PERTENCE NETO. Noções Sobre Termografia. Rio de Janeiro. 2004 (Apostila de Curso: Inspeções de Equipamentos e Instalações Petrobrás / UN - Rio)

ISAR (São Paulo). MANTAS DE LÃ DE ROCHA MIT. Disponível em: <https://www.isar.com.br/isolamento-termico/mantas-de-la-de-rocha-mit>. Acesso em: 14 mar. 2021

MENDES, J. U. L. *et al.* DETERMINAÇÃO DA DIFUSIVIDADE TÉRMICA DE UM COMPÓSITO NATURAL VISANDO CLASSIFICÁ-LO COMO ISOLANTE TÉRMICO. In: CBECIMAT - CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIA DOS MATERIAIS, 20., 2012, Joinvile. Anais [...] . Joinvile: Cbecimat, 2012. p. 4689-4696

MENTER, Florian; ESCH, Thomas. ELEMENTS OF INDUSTRIAL HEAT TRANSFER PREDICTIONS. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16., 2001, Uberlândia. Lectures. Uberlândia: Abcm, 2001. p. 117-127

LOURENÇO, Pedro Miguel da Silva. Modelação de Coletores Solares Térmicos. 2012. 95 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia da Energia e do Ambiente, Departamento de Engenharia Geográfica, Geofísica e Energia, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2012.