UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

PAULO JOSÉ SCHIAVON ARA

Influência relativa dos parâmetros de projeto na eficiência térmica de coletores solares planos utilizando simulações em Fluidodinâmica Computacional

São Paulo
2022

PAULO JOSÉ SCHIAVON ARA

Influência relativa dos parâmetros de projeto na eficiência térmica de coletores solares planos utilizando simulações em Fluidodinâmica Computacional

Versão Corrigida

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Ciências.

Área de Concentração: Eng. Mecânica de Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Racine Tadeu Araújo Prado

São Paulo

2022

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob Responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 5 de novembro de 2022

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

Catalogação-na-publicação

Ara, Paulo José Schiavon
Influência relativa dos parâmetros de projeto na eficiência térmica de coletores solares planos utilizando simulações em Fluidodinâmica Computacional / P. J. S. Ara -- versão corr. -- São Paulo, 2022.
135 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Coletor solar 2.Energia solar 3.Dinâmica dos fluídos computacional 4.Eficiência energética 5.Sistemas numéricos (Modelagem) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Nome: ARA, Paulo José Schiavon

Título: Influência relativa dos parâmetros de projeto na eficiência térmica de coletores solares planos utilizando simulações em Fluidodinâmica Computacional

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Ciências.

Aprovado em: 07/10/2022

Banca Examinadora

Prof. Dr. Racine Tadeu Araujo Prado

Instituição: Universidade de São Paulo (USP)

Julgamento: Aprovado

Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira

Instituição: Universidade de São Paulo (USP)

Julgamento: Aprovado

Prof. Dr. Arno Krenzinger

Instituição: Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS)

Julgamento: Aprovado

Profa. Dra. Thalita Gorban Ferreira Giglio

Instituição: Universidade Estadual de Londrina (UEL)

Julgamento: Aprovado

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha

Instituição: Universidade Federal do Ceará (UFC)

Julgamento: Aprovado

Dedico esta tese a Deus, à Virgem Maria, ao meu pai Amilton, à minha mãe Nice e ao meu irmão Thiago.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos, sem exceção, que me ajudaram a realizar esse trabalho. Mesmo sendo impossível citá-los todos aqui, gostaria de apresentar alguns agradecimentos particulares.

Antes de tudo, agradeço a Deus pelo dom da vida e por me permitir colaborar com a obra da criação por meio dos dons que Dele recebi. Esses dons não são meus, mas do Senhor, portanto, tudo é sempre para louvor e glória de Deus Altíssimo. Agradeço pela saúde, pelo ânimo e pela perseverança que o Senhor me concedeu sempre e, em especial, nesse período de pesquisa. Sou muito grato, também, à Virgem Maria, minha mãe do céu, que está sempre ao meu lado.

Agradeço também a minha família, que me ajuda todos os dias de maneira indescritível, sendo para mim a imagem mais perfeita e concreta do amor, paciência, fidelidade e ternura de Deus.

Agradeço também a todos os meus amigos que me apoiaram e me incentivaram sempre que eu precisei.

Agradeço ao meu amigo Eduardo Galindo por todo apoio que me deu neste percurso.

Agradeço a todos os professores da Escola Politécnica da USP que me ajudaram a construir um conhecimento de grande importância para elaboração deste trabalho. Incluo também um agradecimento aos funcionários da EPUSP que me ajudaram em todo o processo.

Agradeço ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo (IPT), que me forneceu todo o apoio que eu necessitava para a realização desse trabalho, a infraestrutura para os experimentos, os softwares de simulação e todo o suporte e incentivo necessários. Dirijo um agradecimento muito especial aos pesquisadores e colegas Fúlvio Vittorino, Douglas Messina e Daniel Sowmy por tanto me apoiarem nessa trajetória. Agradeço também aos demais colegas de laboratório do IPT que me acompanharam e ajudaram nesse tempo.

Por fim, agradeço de maneira muito especial ao professor Racine Prado que a quase 20 anos atrás, quando eu ainda iniciava os estudos universitários na EPUSP, enxergou em mim um potencial e me abriu as portas para o “mundo fascinante” da energia solar, me aceitando como seu orientando de Iniciação Científica. Com seu exemplo, me ajudou a chegar até aqui e me ensinou não somente o que se refere à ciência, mas também aos valores humanos, não facilmente descritos por palavras.

“Se sabes muitas coisas, mas o teu coração está fechado,
não és sábio”

Jorge Mario Bergoglio

RESUMO

O aumento da eficiência térmica de um coletor solar fechado plano (FPC – *Flat Plate Collector*) depende fortemente de alterações nos parâmetros construtivos do seu projeto. Mas dentre as diversas alternativas de alterações, surge a questão de qual parâmetro causaria mais impacto na eficiência do aquecedor, quando alterado. Nesse contexto, este trabalho procura, para um FPC convencional, classificar em ordem de importância (hierarquizar) alguns dos seus principais parâmetros construtivos, com relação ao efeito produzido por suas variações, na eficiência térmica do aquecedor. Para tal, foi proposto um modelo numérico 3D solucionável por Fluidodinâmica Computacional (CFD) para o FPC, incluindo tubulação, placa absorvedora, isolamento térmico e cobertura de vidro, e considerando os fenômenos físicos presentes durante a operação, tais como, incidência de radiação solar, escoamento do fluido de trabalho, transferência de calor entre os componentes e convecção natural no *airgap*. O modelo foi validado experimentalmente por meio de testes em dois protótipos de FPC e os desvios entre as eficiências térmicas obtidas numericamente e experimentalmente foram inferiores a 2%. O modelo numérico foi então utilizado para realizar um conjunto de simulações computacionais, previamente definidas por planejamento de experimentos, por meio do software ANSYS *Fluent* e os resultados, após analisados estatisticamente, geraram uma equação de previsão da eficiência em função dos parâmetros construtivos estudados, que por sua vez, foi utilizada para a hierarquização. Os resultados mostraram que a variação na distância entre tubos é a que produz maior impacto na eficiência. As variações na espessura do isolamento, na espessura da placa e na emissividade de sua superfície também se mostraram importantes, porém com, respectivamente, 53%, 48% e 47% do efeito observado pela variação na distância entre os tubos. Como parâmetros de menor importância na hierarquia, ficaram a absortividade da superfície da placa e a distância entre placa e cobertura, cujas variações produzem, respectivamente, cerca de 15% e 5% do efeito da variação no parâmetro mais importante. Adicionalmente, os contornos de temperatura e velocidade obtidos pelas simulações CFD possibilitaram uma análise que poderá servir de base para estudos futuros sobre os fenômenos físicos presentes no coletor em operação.

Palavras-Chave: Coletor solar, Parâmetros construtivos, Fluidodinâmica Computacional (CFD), Modelagem numérica, Validação experimental.

ABSTRACT

The improvement in a flat-plate solar collector (FPC) thermal efficiency heavily depends on its design constructive parameter changes. But among the diverse change alternatives, arises the question of which parameter would cause more impact on the solar water heater efficiency, when design changes take place. Considering these circumstances, this work seeks, for a conventional FPC, to rank some of its main constructive parameters, regarding the effect produced by its variations on solar water heater thermal efficiency. For such situation, a 3D numerical model solvable through computational fluid dynamics (CFD) was proposed in order to model the FPC, including pipes, the absorber plate, the thermal insulation and the glass cover, also considering the existing physics phenomena during the operation, such as, solar radiation incidence, the working fluid flow inside the tubes, the heat transfer between components and natural convection in the airgap. The model was experimentally validated through tests on two FPC prototypes and the deviations between the thermal efficiencies, obtained numerically and experimentally, were lower than 2%. Then the numerical model was used to run a set of computer simulations, previously defined by design of experiments, through the ANSYS Fluent software and later with the results being statistically analyzed, an efficiency prediction equation was created according to the studied constructive parameters, which was then used for the hierarchy rank determination. The results showed that the variation of the distance between tubes is the one which produces the biggest impact on efficiency. Variations on insulation thickness, on the absorber plate thickness and on its surface emissivity ended up being important as well, but with an impact of 53%, 48% and 47% respectively, when compared with the distance between tubes variation. As less important parameters on the hierarchy we have the plate surface absorptivity and the distance between plate and cover, which produced, respectively, a variation effect of about 15% and 5% in comparison with the most important parameter. Additionally, the temperature and velocity contours obtained by the CFD simulations made possible an analysis that can be used to support future studies related to existent physics phenomena in a solar collector.

Keywords: Solar collector, Constructive parameters, Computational Fluid Dynamics (CFD), Numerical modeling, Experimental validation.

SUMÁRIO

Lista de Figuras iii

Lista de Tabelas v

Lista de Símbolos e Siglas vii

1 INTRODUÇÃO 1

2 OBJETIVOS 7

3 CONCEITUAÇÃO TEÓRICA 11

3.1 COLETORES SOLARES 11
3.2 EFICIÊNCIA TÉRMICA DE COLETORES SOLARES 15
3.3 CURVA DE EFICIÊNCIA EXPERIMENTAL 18
3.4 MODELAGEM NUMÉRICA DE COLETORES SOLARES 21
3.5 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL 23
3.6 APRIMORAMENTO DE COLETORES SOLARES 28

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 31

4.1 PROJETO DO COLETOR E EFICIÊNCIA TÉRMICA 31
4.2 CFD APLICADO A COLETORES SOLARES 37

5 MATERIAIS E MÉTODOS 49

5.1 ETAPAS DO TRABALHO 49
5.2 HIERARQUIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DE PROJETO 51
5.2.1 Seleção dos parâmetros variáveis 51
5.2.2 Método para hierarquização 53
5.2.2.1 Planejamento das simulações numéricas 53
5.2.2.2 Equação de previsão da eficiência 55
5.2.2.3 Faixas de variação dos parâmetros 55
5.2.2.4 Método para cálculo da importância relativa dos parâmetros 56

5.3 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS 59
5.3.1 Coletor solar em estudo 59
5.3.2 Domínio computacional das simulações 61
5.3.2.1 Cavidade de ar 65
5.3.2.2 Fluido de trabalho 66
5.3.2.3 Isolamento térmico 66
5.3.2.4 Placa absorvedora 66
5.3.2.5 Tubulação 67
5.3.3 Propriedades dos materiais e superfícies 68
5.3.4 Hipóteses adicionais para modelagem 70
5.3.5 Resumo dos fenômenos físicos envolvidos 71
5.3.6 Equações utilizadas no modelo 73
5.3.6.1 Região fluida 73
5.3.6.2 Turbulência 74
5.3.6.3 Região sólida 75
5.3.7 Execução das simulações 76
5.3.8 Cálculo da eficiência do coletor a partir dos resultados das simulações 78
5.4 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL 79

6 RESULTADOS 87

6.1 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS 87
6.1.1 Resultados numéricos 87
6.1.2 Contornos de velocidade e temperatura 89
6.2 EQUAÇÃO DE PREVISÃO DE EFICIÊNCIA 94
6.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL 94
6.4 HIERARQUIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DE PROJETO 98

7 CONCLUSÕES 99

7.1 CONCLUSÕES DA TESE 99
7.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS 103

REFERÊNCIAS 105

Lista de Figuras

Figura 3.1 – Circuito térmico equivalente ao coletor solar. 14

Figura 3.2 – Curva de eficiência do coletor pela ASHRAE 93. 16

Figura 3.3 – Curva de eficiência do coletor pela NBR 15747-2. 19

Figura 3.4 – Modelo de capacitâncias conjugadas (3 pontos). 22

Figura 3.5 – Modelo discretizado de 3-nós. 23

Figura 5.1 – Esquema de uso do modelo numérico para cada simulação computacional 50

Figura 5.2 – Desenho ilustrativo do coletor estudado 60

Figura 5.3 – Seção transversal do coletor 60

Figura 5.4 – Tubulação do coletor 61

Figura 5.5 – Domínio do modelo 61

Figura 5.6 – Região modelada dentro do coletor 62

Figura 5.7 – Seção transversal do modelo (simplificada) 62

Figura 5.8 – Seção transversal do modelo (detalhada) 63

Figura 5.9 – Domínio completo de simulações em 3D 64

Figura 5.10 – Tubulações do coletor e domínio computacional (vista superior). 68

Figura 5.11 – Vista em perspectiva da malha de volumes finitos 77

Figura 5.12 – Simulador solar e da bancada experimental 81

Figura 5.13 – Simulador solar e da bancada experimental 81

Figura 5.14 – Esquema da bancada experimental utilizada nos ensaios. 83

Figura 6.1 – Contorno de temperatura da placa absorvedora (vista superior). 90

Figura 6.2 – Esquema do domínio computacional seccionado pelo plano transversal 91

Figura 6.3 – Contorno de temperatura na seção transversal do domínio. 91

Figura 6.4 – Contornos de velocidade na direção “x” na seção transversal do domínio 92

Figura 6.5 – Contorno de velocidade na direção “z” na seção transversal do domínio..... 93

Figura 6.6 – Curva de eficiência do coletor CP1, determinada experimentalmente..... 95

Figura 6.7 – Curva de eficiência do coletor CP2, determinada experimentalmente..... 95

Lista de Tabelas

Tabela 5.1 – Parâmetros variáveis a serem estudados. 52

Tabela 5.2 – Planejamento das simulações. 54

Tabela 5.3 – Faixa de valores dos parâmetros variáveis. 56

Tabela 5.4 – Resumo da nomenclatura e cálculo das importâncias relativas. 58

Tabela 5.5 – Superfícies limites do domínio de simulação. 65

Tabela 5.6 – Propriedades dos materiais utilizados nas simulações. 69

Tabela 5.7 – Propriedades das superfícies. 69

Tabela 5.8 – Condições adotadas para modelagem e simulação. 70

Tabela 5.9 – Valores de referência para o cálculo da eficiência simulada. 78

Tabela 5.10 – Descrição dos coletores solares utilizados para os ensaios experimentais. 80

Tabela 6.1 – Temperatura de saída da água obtidas nas simulações. 87

Tabela 6.2 – Coeficientes das curvas de eficiência experimentais. 96

Tabela 6.3 – Parâmetros para validação calculados para CP1. 97

Tabela 6.4 – Parâmetros para validação calculados para CP2. 97

Tabela 6.4 – Resultados de importância e nota relativa dos parâmetros. 98

Lista de Símbolos e Siglas

Símbolos

A	Área, em m^2
A_t	Área transparente do coletor, em m^2
C	Comprimento da placa, em mm
C_p	Capacitância térmica da placa, em J/°C
C_v	Capacitância térmica do vidro, em J/°C
C_f	Capacitância térmica do fluido, em J/°C
D_e	Dimensão externa dos tubos do coletor, em mm
D_i	Dimensão interna dos tubos do coletor, em mm
F	Fator de eficiência da aleta, adimensional
F'	Fator de eficiência do coletor, adimensional
F''	Fator de vazão do coletor, adimensional
F_R	Fator de remoção de calor do coletor, adimensional
G	Irradiância solar global no plano do coletor, em W/m^2
G_{dif}	Irradiância solar difusa incidente no plano do coletor, em W/m^2
G_{dir}	Irradiância solar direta incidente no plano do coletor, em W/m^2
I_i	Importância relativa do parâmetro *i*, em porcentagem
L_t	Comprimento dos tubos do coletor, em m
L	Espessura da cavidade de ar, em mm
Nu	Número de *Nusselt*, adimensional
P_{ab}	Potência térmica absorvida pela placa absorvedora por unidade de área, em W/m^2
Pe^*	Número de Peclet modificado, adimensional
P_f	Potência térmica absorvida pelo fluido, em W

P_{perda}	Potência térmica dissipada da placa para o ambiente, em W
Ra	Número de *Rayleigh*, adimensional
Re	Número de *Reynolds*, adimensional
R_h	Razão entre a irradiância direta no plano do coletor e na horizontal, adimensional
S_ϕ	Termo fonte, das equações governantes do escoamento
T	Temperatura, em $°C$
T_a	Temperatura ambiente, em $°C$
T_e	Temperatura de entrada da água no coletor, em $°C$
T_m	Temperatura média do fluido no coletor, em $°C$
T_m^*	Temperatura média reduzida, em $°C\ m^2/W$
T_p	Temperatura da placa absorvedora, em $°C$
T_s	Temperatura de saída da água no coletor, em $°C$
T_{sup}	Temperatura da superfície, em °C
T_w	Temperatura do fluxo de ar, em °C
U_L	Coeficiente Global de Perda de Calor do Coletor, em $W/(°C.m^2)$
$\vec{V}$	Vetor velocidade do escoamento, em determinada posição e tempo
X_i	Parâmetro variável em estudo, referente à construção do coletor
W	Distância entre tubos do coletor, em mm
a_1	Coeficiente do termo de 1° grau da equação de eficiência, em $W/(°C.m^2)$
a_2	Coeficiente do termo de 2° grau da equação de eficiência, em $W/(°C.m)^2$
b	Espessura do isolamento térmico da base do coletor, em mm
c_p	Calor específico do fluido, em $J/(kg°C)$
c_i	Coeficiente da equação de previsão da eficiência
g	Aceleração da gravidade, em m/s^2
h_{cav}	Profundidade do *airgap*, em mm
h_{iso}	Espessura do isolamento, em mm

h	Coeficiente de transferência de calor por convecção, em $W/(°Cm^2)$
k	Condutividade térmica, em $W/(m°C)$ ou energia cinética turbulenta, em J/kg
$\dot{m}$	Vazão mássica, em kg/s
n	Quantidade de tubos do coletor
p	Pressão, em Pa
q_{rad}	Fluxo de transferência de calor por radiação, em W/m^2
q	Fluxo de transferência de calor total, em W/m^2
t	Tempo, em s
u	Componente da velocidade do escoamento na direção x
v	Componente da velocidade do escoamento na direção y
w	Componente da velocidade do escoamento na direção z
α	Difusividade térmica, em m^2/s ou coeficiente de expansão térmica, em 1/K ou absortividade da superfície, adimensional
β	Inclinação do coletor em relação à horizontal, em graus
δ	Espessura da placa, em mm
ε	Emissividade da superfície da placa, adimensional ou taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, em m^2/s^3
ϕ	Quantidade transportada, das equações governantes do escoamento
η	Eficiência térmica, adimensional ou em porcentagem
η_0	Coeficiente independente da curva de eficiência do coletor, adimensional
θ	Ângulo de incidência da radiação solar direta na abertura do coletor, em graus
λ	Comprimento de onda, em μm
μ	Viscosidade dinâmica, em $kg/(ms)$
ν	Viscosidade cinemática, em m^2/s
ρ	Massa específica, kg/m^3
ρ_{ref}	Refletividade do entorno, adimensional

τ	Transmissividade do vidro, adimensional ou em porcentagem
$(\tau\alpha)$	Produto entre transmissividade do vidro e absortividade da placa, adimensional
Γ	Constante de difusão, das equações governantes do escoamento

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANN	*Artificial Neural Network*
ASHRAE	*American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*
CAD	*Computer Aided Design*
CFD	Fluidodinâmica Computacional
DTRM	*Discrete Transfer Radiation Model*
EN	*European Standards*
ESSS	*Engineering Simulation and Scientific Software*
FEM	*Finite Element Method*
FPC	*Flat Plate Collector*
GEE	Gases Efeito Estufa
IEA	*International Energy Agency*
ISO	*International Organization for Standardization*
ONU	Organização das Nações Unidas
PCM	*Phase Change Materials*
PVT	Painel Fotovoltaico Térmico
RANS	*Reynolds Averaged Navier Stokes equations*
REN21	*Renewable Energy Policy Network for the 21st Century*
SAS	Sistema de Aquecimento Solar
THPP	Parâmetro de desempenho Termo Hidráulico
TIM	*Transparent Insulation Material*

1 INTRODUÇÃO

A preocupação pela redução das emissões de gases de efeito estufa (GEE) é evidente no contexto energético mundial. Essa pauta tem sido alvo de discussões entre países e organizações a fim de que as mudanças climáticas sejam mitigadas e não causem os danos previstos. A Conferência das Partes, que decidiu adotar o Acordo de Paris, sob a Convenção Quadro da Organização das Nações Unidas sobre Mudança do Clima, em 2015, reconheceu a ameaça urgente e potencialmente irreversível das mudanças climáticas, afirmando que são necessárias reduções profundas nas emissões globais e enfatizando a necessidade de limitar, na pior das hipóteses, o aumento da temperatura em 1,5°C acima dos níveis pré-industriais (ONU, 2015).

Apesar da relevância do assunto, os avanços na mitigação das mudanças climáticas não têm sido suficientes. Para uma efetiva redução das emissões de GEE é necessária uma mudança na matriz energética global, com base na substituição dos combustíveis fósseis por fontes de energia renováveis. Embora essa transição esteja em curso, seu ritmo atual é lento para atingir as metas propostas pelo Acordo de Paris, de forma que são necessárias transformações ainda mais rápidas e maiores nos sistemas globais energéticos, territoriais, urbanos e industriais (DE CONINCK; REVI, 2018).

Em relação ao uso de energias renováveis, de acordo com o relatório de 2018 da REN21 (*Renewable Energy Policy Network for the 21st Century*) progressos são necessários principalmente nos setores aquecimento e refrigeração, que contabilizam aproximadamente metade do consumo energético global (REN21, 2018). O mesmo relatório aponta que a transição para renováveis deve abranger as seguintes estratégias: hibridização de fontes de energia, eficiência energética, alinhamento de políticas energéticas nas esferas locais, regionais e nacionais, políticas que foquem em energias renováveis através da colocação de entraves para a expansão dos combustíveis fósseis e incentivos às alternativas renováveis (REN21, 2018).

Estudos recentes confirmam que a transição para renováveis é factível e estimam que na década de 2030 o consumo de combustíveis fósseis atingirá seu pico e depois tenderá a um declínio, cedendo espaço para as energias renováveis (BOND, 2018).

Neste contexto, de acordo com IEA (2018), o potencial para o uso do aquecimento solar é grande. De fato, a demanda de energia do setor de aquecimento (47% do total mundial), supera

as demandas do setor de transporte (27%) e do setor elétrico (17%) (IEA, 2018). Esse potencial também pode ser observado no contexto brasileiro, visto que a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) prevê que a porcentagem de domicílios brasileiros com sistemas de aquecimento solar de água passará de 8,7% em 2020 para 20,2% em 2050 (EPE, 2016).

Esse potencial do aproveitamento térmico da energia solar não é uma descoberta recente. Com efeito, o uso de energia solar térmica pela sociedade iniciou-se dezenas de séculos atrás.

Os primeiros registros ocorreram no século 3 (a.C.), na Grécia, quando diversas aplicações utilizavam concentradores solares para produção de fogo, inclusive para fins militares. Mais recentemente, no século 18 surgiram as caldeiras solares (*solar furnaces*) para fundição de metais. No século 19, máquinas a vapor começaram a ser alimentadas por vapor proveniente da energia solar (*solar engines*). No século 20, observou-se a expansão dos sistemas e construção de instalações maiores com aplicações diversas, tais como, produção de energia elétrica a partir da conversão térmica e acionamento de bombas e máquinas (KALOGIROU, 2004).

Os aquecedores solares residenciais surgiram apenas nas décadas de 1930 e 1940, nas quais os coletores solares de geometria simples começaram a ser utilizados para aquecimento do ar ambiente e produção de água quente para fins domésticos. Na década de 1960, surgiram os primeiros fabricantes de aquecedores solares em escala industrial (KALOGIROU, 2004).

Atualmente, o aproveitamento térmico da energia solar atinge uma escala considerável e segundo SIMÕES-MOREIRA et al. (2017), a energia solar representará futuramente uma parcela considerável da matriz energética em todo o mundo. Ao final de 2017, a capacidade instalada de sistemas de aquecimento solar no mundo atingiu 472 GW_{th} e a energia produzida foi de aproximadamente 390 TWh, neste mesmo ano (IEA, 2018). Já em 2021, a capacidade instalada global de sistemas de aquecimento solar de água passou a ser de 522 GW_{th}, sendo que, desse total, cerca de 17 GW_{th} foi adicionado apenas na China de 2020 a 2021 (REN21, 2022).

Ao mesmo tempo, porém, conforme WEISS e SPÖRK-DÜR (2018), o setor solar térmico possui seus desafios e embora se observe um crescimento anual da capacidade instalada e da energia produzida, esse crescimento tem sido percentualmente menor com o passar dos anos. Os autores mostram que, em escala mundial, a capacidade instalada cresceu 18% de 2010 para 2011 enquanto que de 2016 para 2017 cresceu apenas 4%. Esse fato se deve, principalmente, às pressões de mercado causadas por outras tecnologias, tais como, bombas de calor e sistemas fotovoltaicos, especialmente nos mercados de sistemas de aquecimento de pequeno porte na Europa e na China (WEISS e SPÖRK-DÜR, 2018).

Diante desse contexto, é determinante o aprimoramento dos sistemas de aquecimento solar (SAS), o que passa necessariamente pelo aumento da eficiência térmica do coletor solar, que é o principal componente de um SAS, responsável pela absorção da radiação solar e pela transferência da energia absorvida para o fluido de trabalho.

O aumento da eficiência de conversão da radiação solar em energia térmica melhora a relação custo-benefício da tecnologia, contribuindo para proporcionar a viabilidade de sua utilização. Em uma determinada instalação, por exemplo, a utilização de coletores de maior eficiência reduz a área necessária de coletores do SAS o que pode tornar viável a adoção da tecnologia.

Muitos são os fatores que interferem na eficiência térmica de um coletor solar plano (FPC – *flat plate collector*) de forma que o coletor pode apresentar diferentes valores de eficiência (taxa de conversão da energia solar incidente em energia térmica útil) a cada momento de seu uso.

Os fatores podem ser decorrentes das condições climáticas, das condições de operação, das características do SAS, ou podem estar relacionados aos parâmetros construtivos do FPC.

Os fatores climáticos envolvem as condições ambientais às quais está submetido o coletor. Um exemplo de fator ambiental é a radiação solar incidente. O nível de radiação, por sua vez, depende da latitude do local, da hora do dia, do dia do ano, da nebulosidade, das características de reflexão de radiação do entorno, entre outras.

A temperatura ambiente é outro fator ambiental relevante. Ao contrário dos painéis fotovoltaicos que têm sua eficiência prejudicada pela elevação da temperatura, para os coletores solares, o aumento da temperatura ambiente melhora sua eficiência térmica, dado que as perdas térmicas do coletor estão diretamente relacionadas à diferença entre a temperatura da placa absorvedora e a temperatura ambiente. Quanto menor for essa diferença, menor será a perda de energia térmica da placa para o ambiente e maior será a eficiência.

Pluviosidade e nebulosidade também são fatores ambientais relevantes, pois interferem nas condições térmicas às quais é submetido o coletor.

Adicionalmente, fatores de operação do SAS exercem influência sobre a eficiência do coletor. Sistemas ativos com circulação forçada e sistemas com convecção natural por termossifão operam com diferentes taxas de conversão energética.

O fluido de trabalho também exerce influência já que introduz propriedades térmicas próprias tais como calor específico, massa específica, viscosidade, condutividade térmica, entre outras que interferem nos fenômenos de transferência de calor no coletor. Nanofluidos vêm sendo

recentemente utilizados para elevar a eficiência térmica (MAOUASSI et al., 2018). Também geradores de turbulência no escoamento do fluido têm sido utilizados para proporcionar elevação dos coeficientes de troca de calor por convecção entre o fluido e a tubulação ou placa absorvedora (PANDEY; CHAURASIYA, 2017).

A temperatura de entrada do fluido de trabalho no FPC é também um fator determinante para a eficiência térmica. Segundo PRADO (2017), a eficiência de um coletor diminui com o aumento da temperatura de operação. Esse fato é observável pela curva de eficiência de um FPC na qual a eficiência térmica decai com o aumento da temperatura média reduzida, sendo esta última proporcional à temperatura de operação do coletor.

Os fatores relacionados à instalação, por sua vez, que dizem respeito à configuração e montagem do SAS, também interferem na eficiência do coletor.

Exemplos são a inclinação da placa em relação à horizontal e sua orientação em relação ao norte. Além disso, o comportamento de outros componentes do sistema tais como tubulações, reservatório térmico e sistemas de aquecimento auxiliares são fatores que interferem indiretamente na eficiência térmica.

Sombreamento é outro fator relacionado à instalação. Especialmente em zonas urbanas, esse fator pode ser preponderante para a inviabilização do aquecimento solar. Outro ponto relativo aos fatores da instalação é a manutenção ou degradação do coletor, já que a redução de transparência do vidro da cobertura causada por sujeira ou degradação do equipamento reduz a energia absorvida e afeta a eficiência térmica.

Por último, existem os fatores relacionados à construção do coletor ou parâmetros de projeto do FPC, os quais serão objeto de estudo deste trabalho.

O coletor solar, por se tratar de um trocador de calor que converte radiação solar em energia térmica (DUFFIE; BECKMAN, 2013) possui diversos parâmetros construtivos e geométricos que afetam sua eficiência térmica: área externa, área transparente, área absorvedora, geometria dos componentes, tubos, caixa e aletas, espessura da placa absorvedora, detalhes e rugosidades, tipo de contato entre tubo e placa, tipo da cobertura, tipo de pintura da placa, quantidade de tubos, diâmetro interno e externo dos tubos, qualidade da vedação, entre outros.

Embora seja importante considerar as condições de operação, instalação e ambientais, esse trabalho se restringe ao estudo dos parâmetros construtivos, desenvolvendo relações entre a construção do coletor (projeto do aquecedor solar) e sua eficiência térmica. Neste estudo, o coletor solar é analisado isoladamente, como um sistema térmico, em um volume de controle

definido. Os efeitos das variações nas dimensões e características dos elementos do FPC são analisados tendo-se como indicador de eficiência a taxa de produção de energia pelo coletor pela quantidade de energia solar recebida.

A absorção de radiação pela placa absorvedora e a transferência de calor ao fluido de trabalho devem ser maximizadas e as perdas térmicas para o ambiente (pela cobertura, laterais e base) devem ser minimizadas, a fim de que o desempenho térmico do FPC seja aprimorado.

Em última instância, conforme JALURIA (2008), "a sobrevivência de um dado produto é predominantemente função de seu desempenho".

Embora diversos estudos já tenham versado sobre o aprimoramento da eficiência térmica de um coletor solar plano para aquecimento de água (estudos apresentados no Capítulo 4), alguns até considerando o papel de seus elementos construtivos na eficiência, o presente trabalho, pretende estabelecer uma escala de importância relativa dos parâmetros, o que o distingue dos realizados anteriormente. Adicionalmente, a contribuição de cada parâmetro para a elevação da eficiência do coletor é quantificada por meio de valores numéricos, o que facilita a interpretação dos resultados. Em resumo, essa comparação visa atender uma recorrente pergunta, na fase de projeto do coletor solar por parte do fabricante e do projetista do equipamento: qual elemento do coletor priorizar para elevar sua eficiência térmica?

Como é apresentado nas conclusões, essa resposta não é única e incorpora incertezas, pois adotam-se nesse trabalho premissas e condições de operação que condicionam o resultado obtido. Entretanto, as conclusões podem servir de referência para o aprofundamento do assunto, inclusive, com a possível futura incorporação de análise econômica e estudo de outras condições diferenciadas e mais críticas de operação do aquecedor.

Sendo assim, tendo apresentado, no Capítulo 1, os aspectos introdutórios, passa-se a expor, no Capítulo 2, os objetivos do trabalho. No Capítulo 3 é apresentada uma revisão conceitual e no Capítulo 4 é apresentada uma revisão dos trabalhos até aqui realizados sobre o assunto. Os materiais e métodos são descritos no Capítulo 5 e os resultados e conclusões são apresentados nos Capítulos 6 e 7, respectivamente.

2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é classificar, em ordem de importância, os principais parâmetros construtivos de um coletor fechado plano (FPC) para aquecimento solar de água, com relação ao efeito de suas variações na eficiência térmica do coletor, definidas condições típicas de operação do aquecedor.

Essa classificação será expressa tanto em forma de lista que hierarquiza desde o parâmetro construtivo com maior impacto na eficiência térmica até o que possui menor influência (hierarquização dos parâmetros), como também quantitativamente, com atribuição de um valor numérico correspondente ao impacto na eficiência para cada parâmetro hierarquizado, de forma que seus efeitos possam ser comparados entre si.

Para alcançar o objetivo geral exposto acima, são propostos os objetivos específicos a seguir:

a) Realizar, através da pesquisa na literatura, um estudo conceitual do coletor solar, a fim de identificar os parâmetros construtivos do equipamento que possam causar algum efeito na eficiência térmica do coletor. O Capítulo 3 apresentará a revisão conceitual realizada;
b) Levantar os trabalhos realizados nesse tema e estudar as publicações que correlacionam o projeto do coletor e sua eficiência. O Capítulo 4 apresentará as publicações sobre o assunto;
c) Definir, com base nos estudos realizados e levando em conta as restrições do método de análise proposto, os parâmetros passíveis de serem hierarquizados. No Capítulo 5, eles serão apresentados e designados como parâmetros variáveis;
d) Definir os demais parâmetros que serão fixados com seus respectivos valores numéricos de referência. No Capítulo 5, estes serão designados como parâmetros de referência (no caso de parâmetros construtivos do coletor) e como condições de referência (no caso de grandezas associadas às condições climáticas, de instalações e de operação), para este trabalho.

A análise dos efeitos de variações nos parâmetros de projeto do coletor exigiria a determinação da eficiência térmica em inúmeros protótipos de aquecedores solares com construções diferentes, o que tornaria inviável o trabalho, tanto pelo tempo como pelo custo que seria

empregado na construção e teste dos protótipos. Por isso, como será descrito mais adiante no texto, optou-se por conceber um modelo numérico que represente o coletor solar, por meio do qual, diversas configurações do equipamento pudessem ser analisadas com mais facilidade, valendo-se da simulação computacional. Sendo assim, são também objetivos específicos desse trabalho, os apresentados a seguir:

a) Propor um método para modelagem numérica de um coletor fechado plano que permita a obtenção da eficiência térmica do coletor, a partir das informações dos parâmetros construtivos do mesmo e condições de operação de referência;
b) Planejar o conjunto de simulações[1] a serem realizadas a fim de que os efeitos das variações nos parâmetros na resposta de eficiência térmica possam ser observados. Para isso, será estabelecida, para cada parâmetro variável, uma faixa de valores típicos;
c) Executar as simulações planejadas, utilizando o método de modelagem proposto, rodando as simulações com auxílio de software baseado em fluidodinâmica computacional (CFD);
d) Analisar estatisticamente os dados obtidos pelas simulações e obter uma equação de regressão linear multivariada que correlacione os parâmetros construtivos variáveis em estudo com a eficiência do coletor;
e) Propor um método, a ser apresentado no Capítulo 5, que permita hierarquizar os parâmetros construtivos, utilizando as faixas de valores típicos de cada um deles e a equação de correlação obtida;
f) Traçar conclusões e discutir os resultados obtidos, assim como identificar potencialidades e limitações no método do trabalho, propondo possíveis estudos futuros.

A equação de correlação entre os parâmetros e a eficiência será validada experimentalmente. Sendo assim, esse trabalho tem, ainda, os objetivos específicos a seguir:

a) Obter da indústria, 2 protótipos de coletores solares fechados planos em escala real, cujos parâmetros construtivos são conhecidos;
b) Submeter ambos os coletores ao teste experimental, de acordo com procedimento de ensaio normatizado, a fim de determinar suas eficiências térmicas experimentais, nas condições de referência pré-definidas[2];

[1] Cada simulação i=n a ser realizada, corresponde a um coletor com parâmetros construtivos específicos, diferente do coletor da simulação i≠n.
[2] Como os experimentos serão realizados em bancada de testes *indoor* e com uso de simulador solar, as condições de teste poderão ser bem controladas e monitoradas.

c) Prever a eficiência dos protótipos, inserindo na equação de correlação, os parâmetros construtivos previamente conhecidos de ambos os coletores, e assim obter para cada um as suas eficiências térmicas resultantes do uso da equação que teve origem nas simulações CFD;
d) Obter os desvios entre os resultados experimentais e numéricos e compará-los com um desvio máximo aceitável definido neste trabalho, a fim de assegurar a confiabilidade do modelo.

3 CONCEITUAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão dos principais conceitos pertinentes ao trabalho, a fim de introduzir a teoria relacionada ao assunto.

3.1 Coletores Solares

Coletores solares são equipamentos que convertem radiação solar em energia térmica. O coletor promove a absorção da radiação solar por meio de uma placa ou elemento com elevada absortividade na faixa de comprimentos de onda λ correspondente ao espectro da radiação solar incidente.

Conforme DUFFIE; BECKMAN (2013) a radiação solar incidente no coletor está praticamente em sua totalidade dentro da faixa de 0,3 μm a 3 μm, incorporando as regiões ultravioleta (λ<0,38μm), visível (0,38μm<λ<0,78μm) e infravermelho (λ>0,78μm) do espectro de radiação solar. Para coletores que rastreiam em dois eixos a posição do Sol, a magnitude da radiação solar incidente no coletor é basicamente a radiação extraterrestre atenuada pelos efeitos da atmosfera, da massa de ar (*air mass*) e da nebulosidade. Caso o coletor não possua concentração ótica, o fluxo de radiação raramente ultrapassa cerca de 1100 W/m^2 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Coletores solares apresentam variação de radiação incidente ao longo do dia e do ano, de tal forma que o fluxo de energia, por área de coletor, absorvido P_{ab}, em W/m^2, pelo elemento absorvedor (energia por unidade de tempo e de área) é função das parcelas direta, difusa e refletida da radiação solar, conforme a equação 3.1:

$$P_{ab} = G_{dir}R_h(\tau\alpha)_{dir} + G_{dif}(\tau\alpha)_{dif}\left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) + G\rho_{ref}(\tau\alpha)_{ref}\left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \qquad (3.1)$$

onde G_{dir} é a irradiância[3] solar direta no plano horizontal em W/m^2, R_h é a razão entre a

[3] O fluxo de radiação solar por unidade de área (W/m^2) será denominado irradiância.

irradiância direta no plano do coletor e na horizontal, $(\tau\alpha)_{dir}$, $(\tau\alpha)_{dif}$, $(\tau\alpha)_{ref}$ são os produtos transmissividade da cobertura de vidro e absortividade da placa, relativos a radiação direta, difusa e refletida, respectivamente, G_{dif} é a irradiância solar difusa no plano horizontal em W/m^2, G é a irradiância global no plano horizontal em W/m^2, β é a inclinação do coletor e ρ_{ref} é a refletividade do entorno.

Conhecendo os valores medidos[4] de incidência solar no coletor G_{dir}, G_{dif}, G e utilizando as equações da geometria solar conforme apresentado por DUFFIE; BECKMAN (2013), que permitem a determinação das grandezas envolvidas na equação (3.1), é possível calcular a energia disponível na placa, para ser transferida ao fluido de trabalho que escoa no coletor.

O fluido de trabalho mais comum é a água, porém outros podem ser utilizados tais como compostos de etileno-glicol ou fluidos com nano partículas que potencializam a transferência de calor, os chamados nanofluidos (SUMAN; KHAN; PATHAK, 2015; PANDEY; CHAURASIYA, 2017; MAOUASSI et al., 2018). No presente trabalho, o fluido considerado é a água.

Este trabalho se restringe ao estudo dos coletores fechados planos, sem concentração e estacionários, embora sejam diversos os tipos de coletores, tais como os concentradores e com rastreamento, para uma grande quantidade de aplicações industriais e geração de energia (KALOGIROU, 2004). O coletor solar fechado plano é o tipo mais utilizado no mundo, dadas suas diversas vantagens, que, conforme apresentado por JIANDONG; HANZHONG; SUSU (2015) são: a estrutura simples, alta resistência à pressão, durabilidade, baixa necessidade de manutenção, alta eficiência térmica e baixo custo de fabricação.

Além do elemento absorvedor, o coletor possui sua tubulação pela qual escoa o fluido de trabalho que resfria a placa absorvedora, coletando a energia nela absorvida. A transferência de calor entre a placa e o fluido ocorre predominantemente por condução na placa absorvedora e contato tubo-placa e convecção entre a parede interna do tubo e o fluido em escoamento.

A energia não absorvida pelo fluido é perdida para o ambiente. Para minimizar esse efeito, a placa absorvedora é posicionada em uma caixa metálica com elementos isolantes térmicos em sua base e eventualmente nas laterais. A parte superior do coletor é protegida por uma cobertura de vidro que permite a transmissão de grande parcela da radiação solar incidente e proporciona o efeito estufa da radiação de longo comprimento de onda emitida pela placa, no espaço de ar

[4] Medições de radiação solar são realizadas por radiômetros. No caso desse trabalho, a radiação solar no ensaio experimental foi medida por um piranômetro.

entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro. Mesmo assim, as perdas térmicas pela parte superior representam a maior parcela das perdas, aproximadamente 75% (ZHOU; WANG; HUANG, 2019).

Na cavidade entre a placa e a cobertura (*airgap*) podem estar presentes tanto condução de calor ou radiação térmica, assim como trocas de calor por convecção. De acordo com ZHOU; WANG; HUANG (2019) quando as forças causadas por diferença de temperatura e densidade (*buoyancy forces*) não superam as forças inerciais, isto é, para números de *Rayleigh* (Ra) menores que um valor crítico, a convecção natural cede lugar à radiação e condução dentro da cavidade. Estudos mais aprofundados sobre os fenômenos térmicos presentes no *airgap* indicam ocorrência de convecção natural com vórtices de rotação em eixos paralelos aos tubos, tendo os vórtices a dimensão aproximada da altura da cavidade (CERÓN et al., 2015). Esse fenômeno foi também observado de maneira semelhante neste presente trabalho e será apresentado em mais detalhes no Capítulo 6, dos Resultados.

Se não houvesse perdas térmicas no coletor, o fluxo de energia P_f absorvido pelo fluido, em W poderia ser expresso pela equação (3.2), a seguir:

$$P_f = P_{ab} A_t \tag{3.2}$$

onde P_{ab} é o fluxo de energia absorvido pela placa dado pela equação (3.1) e A_t é a área transparente do coletor, em m^2, isto é, a área que admite a radiação solar[5]. Na situação real, ocorrem perdas térmicas que reduzem a energia coletada pelo fluido. Essas perdas podem ser expressas pelo fluxo de energia P_{perda} em W, da equação (3.3) e são função da diferença entre a temperatura média da placa (T_p), da temperatura ambiente (T_a) e do coeficiente global de perda de calor do coletor (U_L), em $W/(°Cm2)$ cuja determinação pode ser feita pela formulação apresentada por DUFFIE; BECKMAN (2013).

$$P_{perda} = A_t U_L \left(T_p - T_a\right) \tag{3.3}$$

A potência útil aproveitada pelo fluido é, portanto, expressa pela equação (3.4):

[5] Neste caso, supõe-se que a área absorvedora pode ser aproximada pela área transparente.

$$P_f = P_{ab}A_t - P_{perda} = A_t\left[P_{ab} - U_L\left(T_p - T_a\right)\right] \tag{3.4}$$

O coeficiente U_L é um coeficiente de transferência de calor que abrange todas as perdas térmicas do coletor para seu entorno, a determinada temperatura ambiente (T_a), conforme indicado pela figura 3.1:

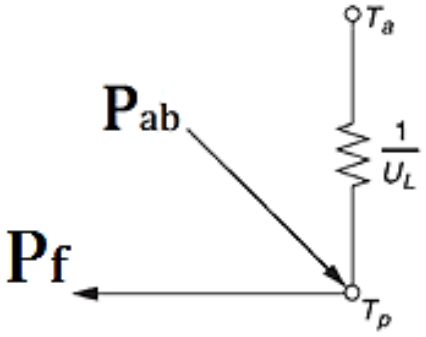

Figura 3.1 – Circuito térmico equivalente ao coletor solar.

Mesmo em regime permanente, a placa absorvedora não apresenta temperatura homogênea em toda sua área, ao contrário, a temperatura varia espacialmente na placa. Mais próximo aos tubos, a placa é resfriada com maior intensidade, portanto, sua temperatura é menor, da mesma forma que próximo à entrada de água, a transferência de calor da placa para o fluido é maior. Já nas regiões mais distantes aos tubos e próximas à saída de água quente, a temperatura da placa é maior. Tendo isso em conta, a temperatura média da placa T_p é de difícil determinação.

Por outro lado, a temperatura de entrada da água (T_e) no coletor é de fácil obtenção, por meio, por exemplo, de um sensor de temperatura instalado na tubulação de entrada de água. Pode-se, então, modificar a equação (3.4) de forma que T_p seja substituído por T_e, à custa da aplicação de um fator multiplicativo F_R, chamado fator de remoção de calor do coletor, adimensional e menor ou igual à 1, conforme a equação (3.5):

$$P_f = F_R A_t[P_{ab} - U_L(T_e - T_a)] \tag{3.5}$$

Neste trabalho, os testes experimentais serão realizados por meio de um simulador solar indoor. Por este motivo, as condições climáticas durante o ensaio serão mais facilmente monitoradas e controladas, já que os experimentos ocorrerão em uma sala climatizada, com controle de temperatura e geração de radiação solar artificial em direção e intensidade desejadas. Dessa forma, a incerteza dos resultados de eficiência térmica obtida nos testes será da ordem de 2%, considerando tanto as incertezas decorrentes das medições como as incertezas originadas pela regressão estatística (SOWMY; ARA; PRADO, 2017).

Sendo assim, os termos relativos à radiação difusa e refletida podem ser desprezados, de tal forma que P_{ab} apresentado na equação (3.1) pode passar a ser expresso pela equação (3.6):

$$P_{ab} = G_{dir} R_h (\tau\alpha)_{dir} \tag{3.6}$$

No simulador solar *indoor*, as medições são realizadas com incidência normal[6] da radiação, assim R_h iguala-se a 1 e $(\tau\alpha)_{dir}$ corresponde à $(\tau\alpha)_n$, isto é, ao produto da transmissividade do vidro da cobertura pela absortividade da superfície da placa, em incidência normal[7]. Com isso, é possível reescrever a equação (3.6) como:

$$P_{ab} = G(\tau\alpha) \tag{3.7}$$

3.2 Eficiência térmica de coletores solares

Substituindo P_{ab} da equação (3.7) na equação (3.5), dividindo ambos os membros pelo fluxo de energia solar incidente $P_s = GA_t$, e sabendo que P_f/P_s é a eficiência térmica instantânea η do coletor, obtém-se a equação de eficiência do coletor, na sua forma linear:

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_e - T_a)}{G} \tag{3.8}$$

[6] A incidência normal é caracterizada pelo ângulo de incidência θ igual a zero.
[7] A partir desse ponto do texto, $(\tau\alpha)_n$ será designado apenas por $(\tau\alpha)$ e G_{dir} por G.

Nesse ponto, duas observações são pertinentes: primeiro, a eficiência térmica da equação (3.8) diz respeito à área transparente, suposta aproximação da área absorvedora (ver Nota 5) e segundo, os coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ podem ser determinados por meio de teste em regime permanente pelo método apresentado pela norma ASHRAE 93:2003 (ROJAS et al., 2008). A curva de eficiência trata-se, portanto, de uma função resultante da regressão linear do tipo:

$$\eta(x) = ax + b \tag{3.9}$$

onde x é $(T_e - T_a)/G$, a é $-F_R U_L$ e b é $F_R(\tau\alpha)$. O valor da eficiência η correspondente à $x = 0$ está relacionado ao potencial de absorção e coleta de energia pela água e o termo $F_R U_L$, por sua vez, está fortemente relacionado às perdas térmicas da placa para o ambiente (inclinação da curva de eficiência). A figura 3.2, mostra o exemplo de uma curva de eficiência de um coletor solar obtida por teste laboratorial conforme a norma ASHRAE 93:2003.

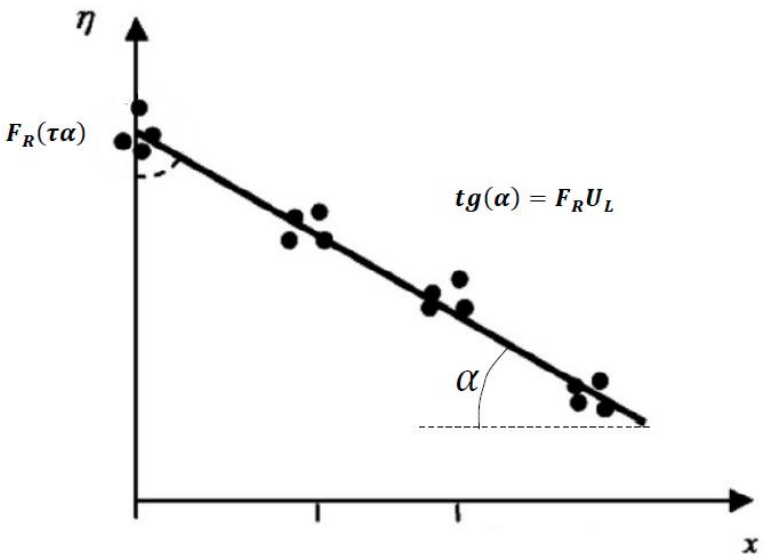

Figura 3.2 – Curva de eficiência do coletor pela ASHRAE 93.

Fonte: ROJAS et al. (2008).

Sobre o fator de remoção de calor do coletor (F_R), presente na equação (3.5), pode-se dizer que corresponde à razão entre o fluxo de energia P_f efetivamente absorvido pelo fluido e o fluxo de

energia que seria absorvido pelo fluido se toda a placa estivesse na temperatura de entrada da água. Esta última grandeza é maior que P_f real, já que, a placa apresentaria uma temperatura menor que a real e consequentemente as perdas térmicas para o ambiente seriam menores. Por isso, F_R resulta em um valor menor que 1. Em outras palavras, pode-se dizer que quanto mais próxima for a temperatura da placa do coletor da temperatura de entrada da água, mais próximo será de 1, o valor do fator de remoção de calor F_R. A situação ideal corresponderia a uma remoção de calor de 100% ($F_R = 1$), na qual a placa estaria supostamente à temperatura de entrada da água, isto é, todo o calor da placa estaria sendo coletado pelo fluido.

Além de F_R, é conveniente definir outro adimensional, denominado fator de eficiência do coletor (F') como sendo a razão entre o fluxo de energia P_f efetivamente absorvido pelo fluido e o fluxo de energia que seria aproveitado se toda a placa estivesse na temperatura média do fluido (T_m). DUFFIE; BECKMAN (2013) apresentam uma formulação teórica para o cálculo de F', em função de diversas variáveis, dentre elas a distância entre tubos (W), o diâmetro interno do tubo (D_i), o diâmetro externo do tubo (D_e), a espessura da placa (δ), entre outras.

Os mesmos autores correlacionam F_R com F', pelo fator de vazão do coletor (F''), sendo o primeiro igual ao produto $F' \times F''$ e sendo F'', assim como F_R e F', menor que 1 e tendendo à unidade para vazões elevadas.

O valor de F' é relevante, pois, assim como F_R pode ser obtido experimentalmente pela curva de eficiência da figura 3.2, por meio de teste laboratorial conforme a norma ASHRAE 93:2003, também F' pode ser obtido experimentalmente por métodos experimentais apresentados pelas normas ABNT NBR 15747-2:2009, EN 12975-2:2006 e ISO 9806:2017. Como no presente trabalho serão utilizados ensaios em simulador solar conforme a ABNT NBR 15747-2:2009, será possível obter, para os protótipos submetidos aos testes, uma boa aproximação de F' pela curva de eficiência experimental (EISENMANN; VAJEN; ACKERMANN, 2004).

Por fim, é importante ressaltar que, para um determinado coletor solar em operação, sua eficiência não corresponde a um valor fixo, mas variável de acordo com as condições de operação, representada pela variável x da equação (3.9). No caso desse trabalho, para que as diferentes configurações construtivas de coletores solares pudessem ser comparadas, foram fixadas condições de operação de referência, conforme apresentadas no Capítulo 5. Sendo assim, a análise desse trabalho está baseada em um ponto da curva de eficiência do coletor.

Passa-se, na seção 3.3, a detalhar os conceitos envolvidos nos testes experimentais.

3.3 Curva de eficiência experimental

Pode-se reescrever a equação (3.3) considerando U_L não mais constante e sim como uma função linear de $(T_p - T_a)$, do tipo $U_L = c_1 + c_2(T_p - T_a)$, onde c_1 e c_2 são constantes:

$$P_{perda} = A_t c_1(T_p - T_a) + A_t c_2(T_p - T_a)^2 \tag{3.10}$$

Nesse caso, o fluxo de energia aproveitado pelo fluido será:

$$P_f = P_{ab}A_t - P_{perda} = A_t\left[P_{ab} - c_1(T_p - T_a) - c_2(T_p - T_a)^2\right] \tag{3.11}$$

Usando a definição de F', pode-se reescrever a equação (3.3), substituindo T_p por T_m:

$$P_f = A_t F'[P_{ab} - c_1(T_m - T_a) - c_2(T_m - T_a)^2] \tag{3.12}$$

Substituindo P_{ab} dado pela equação (3.7) na equação (3.12), dividindo ambos os membros por $P_s = GA_t$, considerando-se duas constantes a_1 e a_2 de forma que $c_1 = a_1/G$ e $c_2 = a_2/G$, tem-se que:

$$\eta = \frac{P_f}{P_s} = F'(\tau\alpha) - a_1\frac{(T_m - T_a)}{G} - a_2 G\left(\frac{T_m - T_a}{G}\right)^2 \tag{3.13}$$

Chamando $F'(\tau\alpha)$ de η_0 e $(T_m - T_a)/G$ de temperatura média reduzida T_m^*, tem-se a curva de eficiência do coletor solar:

$$\eta = \eta_0 - a_1 T_m^* - a_2 G(T_m^*)^2 \tag{3.14}$$

A curva de eficiência é representada graficamente por uma função de 2° grau conforme a figura 3.3:

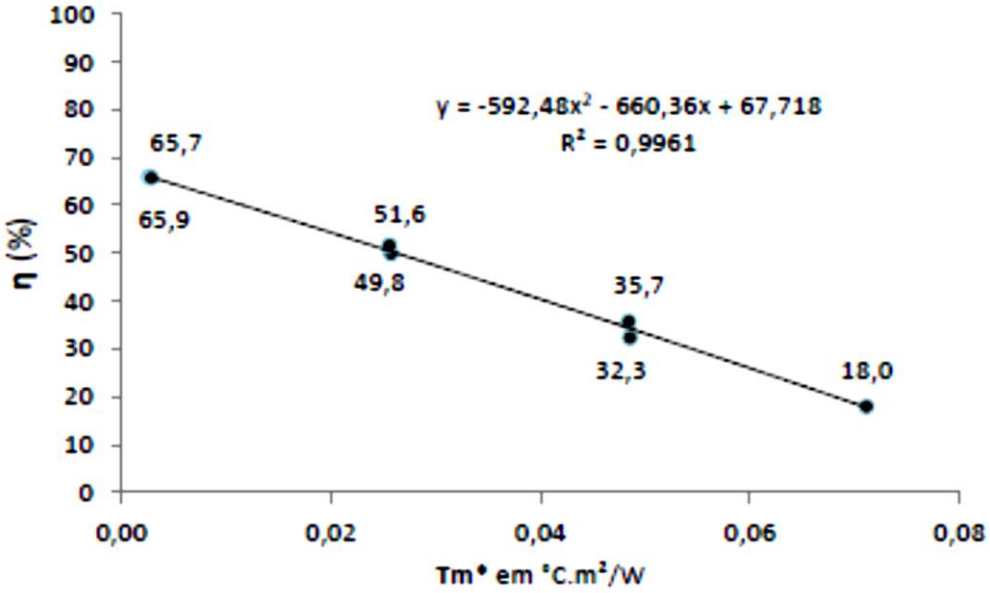

Figura 3.3 – Curva de eficiência do coletor pela NBR 15747-2.

Fonte: o autor.

Neste trabalho, conforme apresentado no Capítulo 2, dos Objetivos, os protótipos de coletor solar foram submetidos a teste no laboratório para validar o modelo numérico e foram obtidas, para cada um dos coletores, suas curvas de eficiência na forma da equação (3.14). A obtenção da curva de eficiência consiste, portanto, na determinação das constantes η_0, a_1 e a_2 apresentadas anteriormente. No Capítulo 6, dos Resultados, os valores das constantes determinadas para cada protótipo serão apresentados.

De acordo com o procedimento de teste da norma, cada ponto da curva de eficiência (figura 3.3) corresponde a uma eficiência térmica instantânea e é determinado pela equação (3.15), na condição de regime permanente e em relação à área transparente (ABNT, 2009):

$$\eta = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{A_t G} \tag{3.15}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho em kg/s, c_p é o calor específico do fluido na sua temperatura média em $J/(kg°C)$, $(T_s - T_e)$ é a diferença entre as temperaturas de saída e entrada de água no coletor em $°C$, A_t é a área transparente do coletor em m^2 e G é a irradiância solar incidente em W/m^2.

Em determinada condição de operação em regime permanente, cada ponto tem sua coordenada *y* definida pelo resultado de η obtido pela equação (3.15).

A coordenada *x*, para cada ponto de ensaio, corresponde ao valor da temperatura média reduzida (T_m^*) definida anteriormente no texto, em função da temperatura média do fluido (T_m), da irradiância incidente no coletor (G) e da temperatura ambiente (T_a). A irradiância é medida por um piranômetro e a temperatura ambiente é obtida por um sensor de temperatura convencional, como, por exemplo, uma termorresistência.

Para o cálculo de T_m, utiliza-se a equação (3.16):

$$T_m = T_e + (T_s - T_e)/2 \tag{3.16}$$

Os testes são realizados com uma vazão, do fluido de trabalho pelo coletor, fixa em kg/s de 0,02 vezes a área transparente do coletor, conforme prescrito pela norma ABNT NBR 15747-2:2009. No ensaio indoor, também se exige um fluxo de ar paralelo à cobertura do coletor de $(3{,}0 \pm 1)m/s$.

Neste ponto, é importante salientar que a eficiência térmica será a grandeza a ser utilizada para avaliar a efeito dos parâmetros construtivos do coletor no presente trabalho. Entretanto, poderiam ser utilizados outros critérios para hierarquização, diferentes da eficiência térmica. Um deles poderia ser o desempenho termo-hidráulico do coletor, que corresponde à razão entre os ganhos de energia decorrentes da transferência de calor para o fluido e as perdas energéticas por atrito. Outro conceito que poderia ser utilizado é o da eficiência exergética, relacionada à 2ª lei da termodinâmica e ao potencial do sistema para produção de trabalho.

Entretanto, os conceitos de desempenho termo-hidráulico e eficiência exergética do parágrafo anterior não foram utilizados, pois a eficiência térmica foi considerada suficiente para atender aos objetivos do trabalho, conforme apresentados no Capítulo 2.

3.4 Modelagem numérica de coletores solares

A fim de evitar a realização de repetidos testes para a caracterização térmica dos coletores solares, que resultariam em alto custo e complexidade, nos últimos 40 anos foram desenvolvidos diversos procedimentos para modelagem numérica de coletores solares (TAGLIAFICO; SCARPA; DE ROSA, 2014).

De acordo com TAGLIAFICO; SCARPA; DE ROSA (2014), os primeiros modelos numéricos consideravam a abordagem em regime permanente usando resistências térmicas e estabelecendo uma analogia com circuitos elétricos. Esses modelos utilizavam o conceito de um coeficiente global de perda de calor do coletor, inversamente proporcional à resistência térmica à transferência de calor entre placa e ambiente externo, em regime permanente.

Mais recentemente, surgiram os modelos dinâmicos, isto é, que simulam regimes transientes. Embora mais precisos do que os modelos de regime permanente, não diminuíram a importância desses últimos. Isso pois é mais difícil e caro reproduzir experimentalmente uma condição de regime permanente (TAGLIAFICO; SCARPA; DE ROSA, 2014).

Por outro lado, os modelos dinâmicos são convenientes, pois situações não permanentes ocorrem na operação real. Eles são classificados em dois tipos: modelos de capacitâncias conjugadas (*lumped capacitance models*) e modelos discretizados (*discretized models*). Os modelos de capacitâncias conjugadas utilizam o conceito de resistências térmicas e representam cada elemento do coletor como um ponto, assim como nos modelos de regime permanente. Entretanto, consideram a temperatura de cada ponto dependente do tempo e sua variação proporcional à uma capacitância térmica, conforme a equação (3.17):

$$C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = P_{ab} A_t - P_f - P_{perda} \tag{3.17}$$

onde C_p é a capacitância térmica da placa em $J/°C$, T_p é a temperatura da placa em $°C$, t é o tempo em segundos, A_t é a área do coletor e as grandezas P_{ab}, P_f e P_{perda} são respectivamente a potência térmica absorvida pelo coletor em W, a potência térmica transferida para o fluido de trabalho em W e as perdas térmicas do coletor, também em W. A equação diferencial anterior corresponde ao modelo de capacitância conjugado de um ponto, porém, equações adicionais

poderiam ser expressas para outros componentes do coletor (modelo de 2 ou 3 pontos). A figura 3.4 ilustra o modelo conjugado de 3 pontos (placa, vidro da cobertura, fluido), no qual há 3 capacitâncias térmicas envolvidas (C_p, C_v e C_f), modelando o comportamento transiente desses componentes.

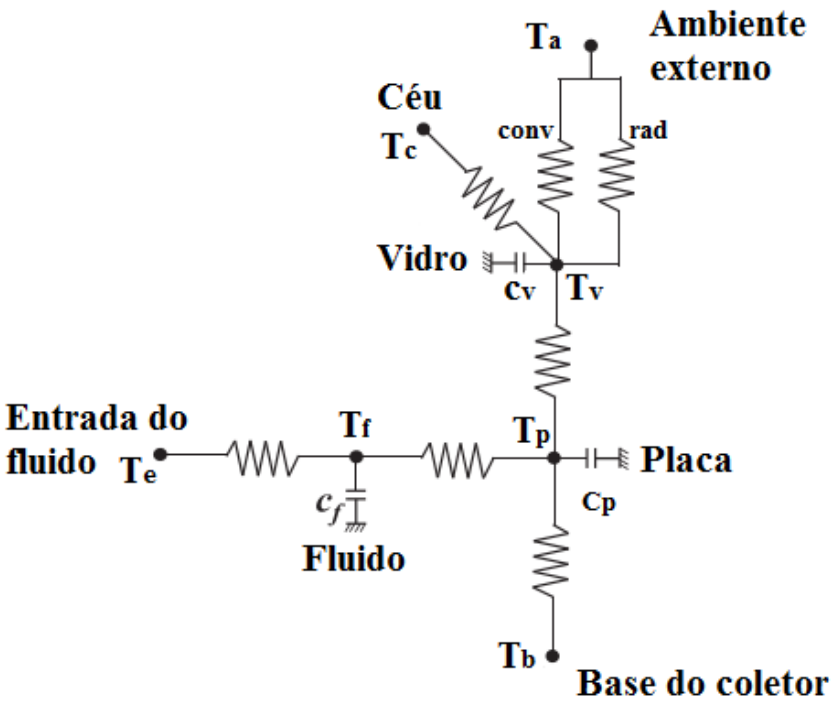

Figura 3.4 – Modelo de capacitâncias conjugadas (3 pontos).

Fonte: TAGLIAFICO; SCARPA; DE ROSA (2014).

Estes modelos, porém, não consideram a variação de temperatura ao longo de cada elemento do coletor. Sendo assim, segundo SAKHAEI; VALIPOUR (2019) os modelos de capacitâncias conjugadas representam bem o comportamento do coletor apenas em situações em que os parâmetros ambientais, tais como temperatura ambiente e radiação solar, apresentam pequenas variações.

Nestes casos, pode-se utilizar outra classe de modelos dinâmicos, os modelos discretizados, nos quais a temperatura pode variar no espaço e as capacitâncias podem ser utilizadas ponto a ponto ao longo da direção do escoamento. Dependendo da quantidade de componentes a serem discretizados, os modelos são chamados de 1n-nó a 4n-nós. Na Figura 3.5, é ilustrado um modelo de 3n-nós, no qual são discretizados os componentes: placa, fluido e vidro.

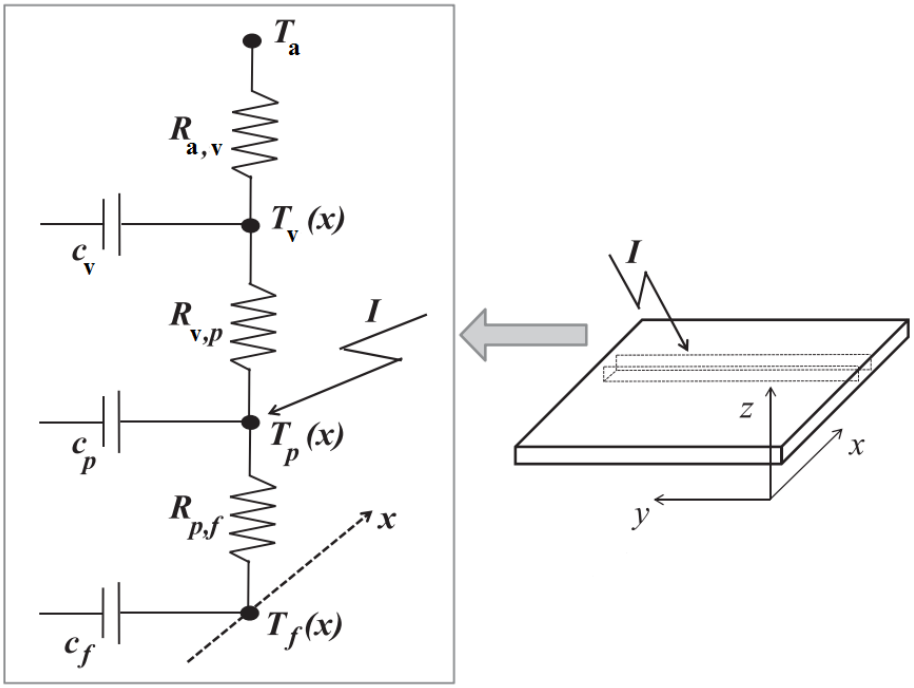

Figura 3.5 – Modelo discretizado de 3-nós.

Fonte: TAGLIAFICO; SCARPA; DE ROSA (2014).

Conforme (SAKHAEI; VALIPOUR, 2019), para cálculos mais precisos da temperatura da água quente na saída do coletor, os modelos discretizados são mais indicados, principalmente o de 2n-nós, já que o de 3n e 4n-nós requerem grande capacidade de processamento computacional.

Adicionalmente aos modelos dinâmicos descritos anteriormente, TAGLIAFICO; SCARPA; DE ROSA (2014) apresentam modelos de coletores solares utilizando redes neurais artificiais. Os mesmos autores, também, afirmam que nos últimos 10 anos inúmeros estudos e pesquisas utilizaram-se da Fluidodinâmica Computacional (CFD).

3.5 Fluidodinâmica computacional

A Fluidodinâmica estuda o comportamento físico dos fluidos em escoamento, através dos princípios fundamentais que os governam: conservação de massa, segunda lei de Newton e conservação de energia (ANDERSON et al., 1992).

A física dos escoamentos pode ser representada por uma série de equações matemáticas cuja

solução analítica é complexa ou até impossível de ser realizada. Sendo assim, utilizando os métodos de solução numérica, isto é, transformando a formulação matemática complexa (em geral, equações diferenciais parciais e integrais) em operações matemáticas solucionáveis numericamente, tem-se a possibilidade de obter uma aproximação acurada da solução das equações que descrevem o fenômeno.

Esse processo envolve a manipulação de uma quantidade enorme de valores numéricos, sendo que se torna necessária a utilização de recursos computacionais. Decorrente dessa necessidade e dos avanços na capacidade de processamento computacional surge a Fluidodinâmica Computacional (*computational fluid dynamics*) ou CFD.

De acordo com ANDERSON et al. (1992), CFD sustenta e complementa tanto a teoria como a experimentação, com igual importância em relação a ambos. Entretanto, por possuir incertezas na representação da física dos problemas, deve-se haver consciência da presença delas nas soluções CFD.

As equações governantes do escoamento do fluido, de acordo com ESSS (2018), são expressas genericamente pela equação (3.18), para massa, quantidade de movimento (*momentum*) e energia em cada volume finito do domínio, em termos do transporte de uma quantidade ϕ.

$$\left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)\right] + \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\phi)\right] = \left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right)\right] + S_\phi \quad (3.18)$$

onde ϕ é a quantidade transportada através de um meio de massa específica ρ, Γ é a constante de difusão, (u, v, w) são os componentes da velocidade do escoamento, S_ϕ é o termo fonte.

Para a equação de conservação da massa usa-se ϕ=1, nessa equação (3.18). Para as equações de conservação da quantidade de movimento, a quantidade ϕ corresponde às componentes u, v e w da velocidade do escoamento, respectivamente, para quantidade de movimento em x, y e z. Por fim, a equação de energia decorre da substituição de ϕ pela temperatura T do fluido em escoamento. Em cada equação (massa, *momentum* e energia), Γ e S_ϕ podem descritos por expressões matemáticas, porém não serão detalhados nesse trabalho.

No membro da esquerda da equação (3.18), o primeiro termo entre colchetes representa a taxa de variação de ϕ com o tempo e o segundo termo entre colchetes representa o termo convectivo, isto é, a taxa de variação de ϕ por convecção através da superfície do elemento decorrente da

discretização do domínio no espaço. No membro da direita da mesma equação, o primeiro termo entre colchetes representa o termo difusivo, isto é, a taxa de variação de ϕ por difusão através da superfície do elemento decorrente da discretização do domínio no espaço e S_ϕ representa a taxa de geração de ϕ no elemento. A equação (3.18) pode ser reescrita em termos de operadores matemáticos:

$$\left[\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right] + \left[div\left(\rho\emptyset\vec{V}\right)\right] = [div(\Gamma\ grad\ \emptyset)] + S_\phi \tag{3.19}$$

onde ϕ é a quantidade transportada (uma para cada equação governante) através de um meio de massa específica ρ, Γ é a constante de difusão (uma para cada equação governante), $\vec{V}$ é a velocidade do escoamento em determinada posição e tempo, S_ϕ é o termo fonte (um para cada equação governante).

Pelas hipóteses consideradas nesse trabalho (apresentadas no Capítulo 5), o escoamento do fluido pela tubulação do coletor é laminar. Sendo assim, as equações podem ser tratadas em termos de grandezas sem componentes de variação aleatória, como ocorreria no caso de presença de turbulência. Em caso de escoamento turbulento, o fechamento das equações governantes necessitaria de equações adicionais, tornando necessário o uso de modelos de turbulência desenvolvidos pela teoria de escoamentos turbulentos. Embora não seja modelada no escoamento da água, este trabalho considera presença de turbulência no *airgap* do coletor, por analogia a estudos similares, apresentados no Capítulo 4.

Algumas observações devem ser consideradas na aplicação das equações gerais de transporte para resolução dos fenômenos térmicos e fluidodinâmicos neste trabalho. Primeiramente, considera-se a hipótese do contínuo que, conforme POPE (2000), concilia a natureza molecular dos fluidos com a abordagem contínua, já que as escalas temporais e geométricas presentes nos escoamentos – inclusive nos turbulentos – excedem três ou mais ordens de magnitude em relação às escalas moleculares. Além disso, utiliza-se a descrição *Euleriana* ao invés da *Lagrangeana*, pois o domínio é discretizado em volumes de controle fixos no espaço e no tempo.

Os fluidos são considerados incompressíveis, isto é, $\partial\rho/\partial t = 0$ simplificando a equação (3.18) e equação (3.19) e é considerado newtoniano, ou seja, a viscosidade é constante. Outras

hipóteses serão apresentadas mais adiante nesse texto, conforme oportuno, em especial no Capítulo 5.

Aplicando a hipótese de fluido incompressível na equação de conservação de massa (equação (3.19) com ϕ igual a 1, Γ e S_ϕ nulos), tem-se:

$$div(\vec{V}) = \nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{3.20}$$

E, portanto, as equações se resumem a:

$$\left[\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right] = [div(\Gamma\ grad\ \emptyset)] + S_\phi \tag{3.21}$$

Em coletores solares são presentes também fenômenos de transferência de calor em regiões sólidas. O balanço de fluxo de calor em cada elemento na temperatura T pode ser escrito na forma de operadores matemáticos pela equação (3.22), sendo a quantidade transportada $\emptyset = T$, a constante de difusão $\Gamma = \alpha$ onde α é a difusividade térmica e o termo fonte é nulo:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - div(\alpha\ grad\ T) = 0 \tag{3.22}$$

onde $\alpha = k/(\rho c_p)$, sendo k a condutividade térmica do fluido em $W/(m°C)$, c_p o calor específico em $J/(kg°C)$ e ρ é a massa específica em kg/m^3.

Sendo a temperatura $T = T(x, y, z, t)$ e considerando que não há calor sendo gerado, a condução de calor pode ser expressa ainda, em coordenadas cartesianas, como:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{3.23}$$

Esses equacionamentos são solucionados numericamente pelo software de CFD em cada volume finito do domínio solido ou fluido pertencente ao coletor. A construção da geometria é feita com auxílio de ferramenta de CAD e em seguida cria-se uma malha de volumes finitos para essa geometria. Posteriormente, através do software de simulação são definidos os parâmetros que descrevem a física do problema, os métodos de solução numérica e os modelos a serem utilizados. As condições de contorno e condições de convergência são definidas igualmente.

Após a execução das simulações, os resultados são visualizados por meio de uma ferramenta de pós-processamento que, neste trabalho, forneceu, além das temperaturas de saída da água, dos coletores simulados, apresentadas mais adiante na Tabela 6.1, também os contornos de velocidade e temperatura dentro do coletor. Segundo PANDEY; CHAURASIYA (2017) essas são vantagens únicas do CFD: possibilitar estudos rápidos e analisar os sistemas em condições específicas complexas, difíceis ou impossíveis de realizar na prática.

Em um estudo em CFD, além da formulação matemática apresentada até aqui para descrever o interior do domínio do problema (regiões sólidas e fluidas), é necessário a definição das condições de contorno nas superfícies (*wall boundary conditions*). Nas paredes internas dos tubos, por exemplo, usa-se a condição de não escorregamento (*no-slip*). Outro exemplo é o cálculo da transferência de calor do vidro de cobertura do coletor para o ambiente externo ao aquecedor solar, para o qual pode-se usar a equação (3.24), conforme ANSYS (2019):

$$q = h_f\left(T_{sup} - T_w\right) + q_{rad} \tag{3.24}$$

onde q é o fluxo de calor da superfície da cobertura para o ambiente, h_f é o coeficiente local de transferência de calor do fluido, T_{sup} é a temperatura da superfície e T_w a temperatura do vento. A grandeza q_{rad} representa as perdas térmicas por radiação para o ambiente.

No Capítulo 5 são apresentadas as hipóteses, simplificações e condições de contorno utilizadas nas simulações.

3.6 Aprimoramento de coletores solares

Dado que o contexto do presente trabalho é estudar a relação entre os parâmetros de projeto do coletor e sua eficiência térmica, sob a justificativa de que o aprimoramento da eficiência é preponderante para o desenvolvimento dessa tecnologia, passa-se a apresentar nessa seção, na forma de revisão conceitual, algumas inovações e estratégias para se obter aquecedores solares de água de melhor eficiência térmica.

De acordo com COLANGELO et al. (2016), embora os coletores solares tenham alcançado um bom nível de desenvolvimento tecnológico e boa difusão, a otimização das soluções existentes e a introdução de novas e mais efetivas tecnologias, tem ganhado atenção do mundo científico e da indústria.

A utilização de materiais inovadores é uma alternativa para aprimorar a eficiência de coletores. Polímeros são utilizados em coletores abertos, isto é, sem cobertura, para que a eficiência seja maior em operação em baixas temperaturas nas quais as perdas térmicas são pequenas (COLANGELO et al., 2016).

Tratamento de superfícies da placa absorvedora usando substâncias químicas com propriedades especiais é também uma possibilidade, no sentido de potencializar a absorção de radiação em comprimentos de onda na faixa da radiação solar (COLANGELO et al., 2016).

Materiais de mudança de fase (*PCM*), novos materiais para cobertura e para isolamento térmico, tais como, superfície acrílica ou materiais à base de sílica gel também são alternativas (COLANGELO et al., 2016).

Outras formas de aprimoramento dos sistemas são a adaptação do coletor solar para uso como elemento construtivo de fachadas e uso de ar como fluido de trabalho (COLANGELO et al., 2016), nos coletores a ar, como são conhecidos.

Com relação aos aspectos construtivos, também há oportunidades para melhorias. Um exemplo é o uso de micro canais para potencializar a transferência de calor da placa para o fluido, embora cuidados devam ser tomados para que o aumento da perda de carga não prejudique o desempenho do sistema (PANDEY; CHAURASIYA, 2017).

Ainda de acordo com PANDEY; CHAURASIYA (2017), outras alternativas para aprimoramento de coletores podem ser consideradas:

a) uso de vidro duplo na cobertura do coletor;
b) emprego de tubos à vácuo;
c) uso de elementos refletores;
d) modificações na geometria das aletas;
e) uso de nanofluidos[8];
f) uso de dispositivos para aumento de turbulência no interior dos tubos.

Previsões de SUMAN; KHAN; PATHAK (2015) apontam que os nanofluidos, pinturas especiais e novas geometrias da placa serão as tendências inovadoras para o futuro.

Não se deve esquecer que o coletor solar é parte integrante de um sistema de aquecimento que possui outros componentes. Nesse sentido, JAMAR et al. (2016) ressaltaram que inovações passam por aprimoramentos também nas técnicas de armazenamento da energia térmica produzida pelos coletores.

VENGADESAN; SENTHIL (2020), que investigaram os desenvolvimentos recentes em coletores solares, afirmam que o aprimoramento desses aquecedores passa por duas estratégias principais:

a) aprimoramento dos parâmetros de projeto;
b) melhora do coeficiente convectivo de transferência de calor entre os tubos e o fluido.

VERMA; GUPTA; RAKSHIT (2020), por sua vez, interpretaram o aprimoramento de coletores solares como o agrupamento de um conjunto de estratégias, apresentadas nas alíneas a seguir:

a) modificações de projeto;
b) modificações no fluido de trabalho;
c) otimização dos parâmetros de operação;
d) uso de materiais avançados de isolamento (redução das perdas térmicas);
e) uso de materiais avançados para absorção (aumento da energia absorvida).

Embora sejam muitas as possibilidades de aprimoramento dos coletores, esse trabalho se restringe ao estudo de melhorias na eficiência térmica por meio de alterações nos parâmetros construtivos de projeto. No Capítulo 4 é apresentada uma revisão sobre trabalhos anteriores nos

[8] Trata-se do uso de partículas de dimensões nanométricas suspensas no fluido de trabalho.

dois aspectos seguintes: relação entre projeto do coletor e eficiência térmica (seção 4.1) e uso de CFD para estudo de coletores solares (seção 4.2).

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1 Projeto do coletor e eficiência térmica

Desde o século passado tem-se desenvolvido pesquisas relacionando projeto do coletor solar e sua eficiência térmica.

No Capítulo 3, foram introduzidos os fatores de eficiência F_R, F' e F''. Os mesmos foram deduzidos matematicamente por BLISS (1959) incluindo, ainda, um fator adicional, o fator de eficiência da aleta (F), para diferentes tipos de coletor e condições de operação.

Em seu trabalho, BLISS (1959) conclui que os fatores de eficiência, anteriormente mencionados, são influenciados principalmente pelo coeficiente global de perda de calor do coletor (U_L), pela vazão do fluido de trabalho, pelo diâmetro dos tubos de elevação (*risers*), pelo material da placa absorvedora, pela distância entre tubos e pela espessura das aletas.

Com relação ao fator de remoção de calor F_R, ABDEL-KHALIK (1976) o estudou para o caso específico de um coletor solar plano com tubulação em forma de serpentina. Para esse caso, o autor deduziu equações que descrevem a temperatura do fluido ao longo da serpentina e apresentou uma formulação matemática para o cálculo analítico de F_R.

Nesse mesmo trabalho, foi apresentado que F_R depende de três grupos adimensionais formados por parâmetros construtivos e de operação e, sendo assim, ABDEL-KHALIK (1976) propôs um ábaco para projeto de coletor com serpentina que permite o dimensionamento geométrico em função do valor de F_R desejado. O autor conclui que, para cada coletor, estando definidas as condições de operação, a otimização dos parâmetros geométricos produz um valor máximo de F_R possível de ser alcançado, para o qual são esgotadas as possibilidades de aumento de eficiência via ajustes nos parâmetros de projeto.

Coletores com tubulação em serpentina também foram investigados por ALVAREZ et al. (2010). Os autores utilizaram o método dos elementos finitos (FEM) para analisar o comportamento térmico dos elementos do coletor e método analítico para validá-lo, além de experimento para comparar os resultados com um coletor comercial similar ao que foi analisado pelo FEM.

ALVAREZ et al. (2010) determinaram os fatores de eficiência, a eficiência térmica e as temperaturas de operação do coletor estudado e concluíram que o coletor em serpentina apresenta eficiências térmicas satisfatórias.

Ainda utilizando análise por método dos elementos finitos, SUBBA; GORLA (1997) investigaram o comportamento térmico de coletores solares, por meio de uma abordagem bidimensional, conduzindo a resultados semelhantes aos provenientes da formulação teórica clássica de coletores solares. Por fim, o uso do FEM por SUBBA; GORLA (1997), permitiu a obtenção de curvas de eficiência para diferentes vazões do fluido de trabalho e correlações entre eficiência térmica e razão entre largura das aletas e diâmetro dos tubos, para diferentes vazões.

A influência da vazão do fluido de trabalho na eficiência térmica do coletor solar já havia sido identificada na década anterior por JONES (1987). O autor estudou relações entre o regime de escoamento do fluido de trabalho e eficiência térmica do coletor. O autor correlacionou o valor da razão F_R/F, envolvendo os adimensionais apresentados anteriormente, com o número de *Peclet* modificado (Pe^*), dado por:

$$Pe^* = 3734\ \dot{m}/(nL_t) \tag{4.1}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica do escoamento no coletor, n é a quantidade de tubos e L_t é o comprimento dos tubos.

JONES (1987) obteve que, para coletores solares, Pe^* varia tipicamente entre 1 e 25, e que há três possibilidades em relação ao regime escoamento, que são:

a) para Pe^* de 1 a 4 (vazões baixas), o fator F_R/F aumenta aproximadamente 20% com o aumento de Pe^* e ocorre significativo incremento na eficiência térmica;
b) para Pe^* de 4 a 7 há uma estabilização de F_R/F em torno de 0,920;
c) para vazões mais elevadas, correspondentes a Pe^* superior a 7, não há significativo acréscimo de eficiência térmica com aumento da vazão, sendo que o valor de F_R/F estabiliza por volta de 0,945.

Mais recentemente, a influência da vazão do fluido de trabalho na eficiência do coletor foi abordada por DIEZ et al. (2019). Os autores desenvolveram uma Rede Neural Artificial (ANN)

para estudo do comportamento térmico do aquecedor e identificaram forte correlação entre eficiência e vazão. Sendo assim, DIEZ et al. (2019) recomendaram que, para determinação experimental da curva de eficiência térmica instantânea, o fluxo mássico de fluido seja fixado em um valor constante.

De fato, como será visto no Capítulo 5 do presente trabalho, a vazão de água, para o levantamento experimental da curva de eficiência dos protótipos, foi fixada em 0,02 vezes a área transparente do coletor, conforme prescrito na referência normativa para os ensaios.

Ainda no que se refere ao fator F_R, mencionado anteriormente, NORTON; HOBSON; PROBERT (1989) analisaram a influência da geometria da aleta neste adimensional. Conforme o fluido de trabalho escoa pelos tubos do coletor, a sua temperatura se eleva e aumenta a resistência térmica local à transferência de calor entre placa e fluido, resultando que a temperatura da aleta também cresce na direção do escoamento.

Para eliminar as regiões da placa com temperatura elevada, os autores propuseram a configuração triangular da placa com largura da aleta reduzindo-se na direção do escoamento ao invés da usual forma retangular. Tomando como referência o coletor com aleta de área A (F_R igual a 0,785) foi obtido o valor de 0,866 para F_R para a aleta triangular de área $A/2$. E para um coletor com aleta retangular de área $A/2$ obteve-se F_R igual a 0,897.

Assim, pode-se dizer que a eliminação das regiões da placa que apresentam temperatura mais elevada, conduz a valores maiores de F_R.

Com relação ao fator de eficiência F' deduzido por BLISS (1959) e apresentado no Capítulo 3 deste texto, EISENMANN; VAJEN; ACKERMANN (2004) utilizaram-no como indicador da eficiência do coletor.

Os autores fizeram uso do conceito de conteúdo de massa (*material content*) para otimizar o projeto do coletor, estabelecendo como objetivo a maximização da razão entre o fator de eficiência F' e o conteúdo de massa. Por meio de um modelo matemático, os autores propuseram um ábaco que define os valores de alguns parâmetros construtivos que minimizam a quantidade de massa para o fator F' desejado.

Com o método, os EISENMANN; VAJEN; ACKERMANN (2004) alcançaram uma redução de 20 a 25% na massa de material, porém, apresentaram a ressalva de que existem limitações técnicas para fabricação de qualquer dimensão de componentes, já que a indústria utiliza padrões dimensionais já bem definidos.

Em trabalhos que envolvem estudos sobre o coletor solar, deve-se ter claro que o coletor é parte de um sistema de aquecimento solar (SAS). O sistema é também composto, além do coletor solar, por outros elementos e dispositivos dentre os quais se destacam os reservatórios térmicos para armazenamento de água quente.

Sendo assim, sob o ponto de vista de sistema coletor – reservatório, MORRISON; RANATUNGA (1980) estudaram o efeito de suas diferentes configurações geométricas na produção de energia térmica diária. O estudo do SAS, realizado por esses autores, foi experimental e numérico, considerando operação em termossifão e regime transiente.

Os autores identificaram que, embora as diferentes configurações geométricas do SAS influenciem o comportamento da temperatura da água ao longo do dia e causem efeito sobre as vazões de circulação de água pelo sistema, o resultado de produção de energia total diário não apresentou grandes variações, entre as configurações geométricas estudadas.

Sistemas SAS integrando coletor e reservatório foram também objeto de estudo de ELHABISHI; GRYZAGORIDIS (2016). Os autores estudaram a operação de três coletores com razões de aspecto diferentes integrados a um reservatório térmico idêntico. Os três coletores possuíam a mesma área, porém com comprimentos diferentes. Para tal, cada uma das configurações foi ensaiada em uma bancada instrumentada para possibilitar a determinação da energia produzida e acumulada no reservatório conectado ao coletor.

Os resultados experimentais mostraram que o coletor de lados iguais proporcionou maior ganho de energia térmica ao reservatório de água quente. Adicionalmente, utilizando o teorema Π de Buckinghan e os dados experimentais, ELHABISHI; GRYZAGORIDIS (2016) obtiveram uma correlação entre a perda de pressão no sistema e grupos adimensionais envolvendo variáveis de projeto.

Ainda considerando o SAS como um todo, BELLO; SAMBO (1992) investigaram para um SAS composto por coletor solar e reservatório térmico, o efeito de variações no espaçamento entre tubos e na capacidade volumétrica do sistema. Para isso, desenvolveram um modelo matemático com procedimento de solução iterativo baseado nas equações de balanço energético no sistema e validaram-no por meio de testes experimentais.

Os autores identificaram a que o valor ótimo do espaçamento entre tubos depende da área do coletor e obtiveram que a quantidade de 10 tubos por metro quadrado de área coletora é o valor ideal. Com relação ao volume do reservatório térmico, concluiu-se que volumes maiores favorecem a eficiência térmica do sistema pois resultam em temperaturas da água menores.

Entretanto, requisitos econômicos, estruturais e estéticos devem ser considerados, ressaltaram BELLO; SAMBO (1992).

O espaçamento entre tubos foi também estudado por GHAMARI; WORTH (1992) no que diz respeito ao custo-benefício do coletor solar. O custo diferenciado entre tubo (em geral de cobre) e aleta (em geral de alumínio) foi levado em consideração. Os autores obtiveram um modelo para determinação da distância entre tubos que maximiza a razão entre o ganho de energia do coletor (q) e o custo do projeto (c), para cenário de custo de materiais e fabricação próprios da localidade em que foi desenvolvido o trabalho (Suva, ilhas Fiji). O espaçamento ótimo obtido no trabalho foi de 16 cm.

Para simular as diferentes distâncias entre tubos, sem a necessidade de obter diversos protótipos para os testes experimentais, GHAMARI; WORTH (1992) utilizaram tiras opacas de diferentes larguras coladas ao longo do vidro da cobertura do coletor, paralelamente aos tubos, para produzir sombreamento nas aletas, conforme o espaçamento desejado. Essas áreas sombreadas não contribuíam para a produção de energia do coletor solar.

Outro trabalho que versou sobre o assunto a largura da aleta (ou espaçamento entre tubos) foi publicado por BADESCU (2006). Esse parâmetro, juntamente com a espessura da aleta, foi investigado no que diz respeito à melhoria do custo–benefício do projeto do coletor solar, considerando diferentes condições climáticas. Segundo o autor, o projeto ótimo envolveria aletas de espessura variável, dificultando, porém, o processo de fabricação.

Adicionalmente, BADESCU (2006) estabeleceu relações ótimas entre espessura e distância entre tubos em climas quentes ou climas frios. A relação entre os dois parâmetros - espessura e distância entre tubos - se mostrou aproximadamente inversamente proporcional, isto é, a utilização de espessura e distância entre tubos (largura da aleta) reduzidas é equivalente ao uso de espessura e distância entre tubos (largura da aleta) maiores, em termos de eficiência do coletor solar.

Por fim, o autor investigou também a melhor configuração dos parâmetros em função da temperatura de operação do coletor e concluiu que para coletores que trabalham a temperaturas mais altas é preferível aletas de largura menor e de espessura maior.

A inclinação β de instalação do coletor em relação ao plano horizontal é também um fator importante a ser considerado. Nesse sentido, KUMAR; MULLICK (2012) identificaram que a inclinação causa um impacto sobre as perdas de calor, caracterizadas pelo coeficiente global de

perda de calor do coletor (U_L), já que estas são dependentes do movimento de ar na cavidade entre o vidro de cobertura e a placa absorvedora.

Para uma determinação mais acurada do coeficiente U_L para coletores de diferentes inclinações, KUMAR; MULLICK (2012), portanto, propuseram um equacionamento analítico para previsão das perdas térmicas do coletor abrangendo situações de inclinações elevadas ou na posição vertical (β=90º).

O efeito de variações de projeto do coletor também foi investigado por meio de ensaios experimentais. Trata-se do trabalho desenvolvido por CHOI (2018) que construiu bancadas de testes outdoor a fim de avaliar experimentalmente a eficiência térmica de sete tipos de coletores solares, cada um com características particulares de projeto.

Após a obtenção experimental das curvas características de cada coletor, o autor simulou a produção de energia desses aquecedores, para diferentes condições climáticas existentes no Japão. Com isso, CHOI (2018) conclui que a escolha do coletor mais adequado depende da localidade a ser implantado e que aspectos econômicos devem ser considerados.

HOLLANDS (1985), por sua vez, propõe o uso combinado de dois artifícios de projeto para aumentar a eficiência do coletor: um deles é o uso de superfície seletiva da placa absorvedora e o outro é a inserção, entre a placa e a cobertura do coletor, de um elemento plástico transparente em forma de "colmeia" (*honeycomb*), a fim de reduzir as perdas de calor por convecção natural.

O autor investiga teoricamente e experimentalmente o efeito dessas alterações de projeto na perda de calor do coletor e na eficiência térmica e conclui que ocorre pequena melhora na eficiência quando se insere a camada *honeycomb* em adição à melhora obtida pela superfície seletiva da placa. A espessura ótima da camada de ar entre a placa e o *honeycomb* é de aproximadamente 10 mm. O coletor investigado apresentou bom desempenho térmico especialmente quando opera à altas temperaturas.

Uma alternativa, semelhante à apresentada por HOLLANDS (1985), de projeto e seu efeito na eficiência do coletor foi estudada por KESSENTINI et al. (2014): a incorporação, entre placa e cobertura, de um material transparente de isolamento (*TIM*) com a finalidade de reduzir as perdas de calor para o ambiente.

KESSENTINI et al. (2014) modelaram matematicamente o funcionamento desse tipo de coletor

e validaram o modelo por meio de experimentos realizados em protótipo do coletor. Os resultados indicaram a viabilidade da solução para aplicações em baixas e médias temperaturas, desde que seja incorporado um canal de ventilação interno, para evitar superaquecimento das partes poliméricas e sua consequente degradação. Por fim, os autores conduziram uma análise paramétrica para obter a configuração ótima para os elementos desse coletor.

Coletores que utilizam ar como fluido de trabalho foram estudados por PENG et al. (2010). Os autores investigaram a influência da vazão de ar, da temperatura de entrada do fluxo de ar e da irradiância solar incidente na eficiência térmica desse tipo de aquecedor solar. A partir de dados experimentais, os autores desenvolveram uma equação de correlação a fim de relacionar parâmetros de projeto e eficiência térmica.

Para encerrar a seção 4.1, cita-se o trabalho desenvolvido por FAURE et al. (2019) que analisa o impacto das falhas na eficiência do coletor solar. Nesse sentido, os autores propuseram um modelo de coletor solar e estudaram o impacto de três tipos diferentes de “falhas” na eficiência térmica, a saber, danos na cobertura, redução de transparência do vidro e degradação do isolamento térmico. A importância da detecção de falhas e da qualidade e durabilidade dos coletores solares foram ressaltadas pelos autores.

4.2 CFD aplicado a coletores solares

Dado que este trabalho se utiliza da fluidodinâmica computacional (CFD) para investigar os efeitos das variações nos parâmetros de projeto do coletor solar plano em sua eficiência térmica, passa-se, nesta seção 4.2, a apresentar alguns trabalhos anteriores que utilizaram CFD para o estudo de coletores solares.

É importante ressaltar, porém, que os trabalhos a serem citados a seguir, não necessariamente envolvem análises dos efeitos de variações nos parâmetros construtivos do aquecedor, mas, foram incluídos nessa seção por se tratar de aplicações de CFD em coletores. De fato, nos últimos anos, com o avanço das técnicas de modelagem numérica, a fluidodinâmica computacional (CFD) começou a ser utilizada de maneira significativa para simular a operação de coletores solares.

Um dos pioneiros foi o trabalho de GADI (2000) que investigou diferentes configurações para um coletor a ser integrado em sistema de aquecimento e resfriamento passivo de ar em um

edifício. Para isso, GADI (2000) construiu protótipos de coletores em escala real de forma a identificar a configuração que maximiza a coleta de calor pelo fluido de trabalho e assim orientar o projeto. O funcionamento dos coletores foi simulado em CFD por meio do software ANSYS *Fluent*. O autor validou as simulações computacionais através de experimentos em um simulador solar indoor de pequeno porte, obtendo boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos.

FAN; SHAH; FURBO (2007) investigaram, experimentalmente e por simulações em CFD, o comportamento térmico e hidrodinâmico de um coletor fechado plano (FPC) com tubos horizontais, sem bombeamento do fluido de trabalho (operação em termossifão) e instalado inclinado em relação à horizontal.

Os autores determinaram, pelas simulações computacionais, as distribuições de temperatura e vazão ao longo do coletor e constataram a importância das forças decorrentes de diferenças de temperatura e densidade do fluido (*buoyancy forces*), promovendo a circulação da água dentro das tubulações horizontais do coletor. Relações entre o número de *Grashof* (Gr) e o número de *Reynolds* (Re) foram utilizadas para quantificar esse fenômeno.

Dessa análise, FAN; SHAH; FURBO (2007) obtiveram que, para vazões baixas, a importância das forças de flutuação é maior, sendo que vazões maiores foram obtidas nos tubos de baixo (mais próximos ao plano horizontal de apoio do coletor) comparados com os de cima[9]. Os autores concluíram também que a uniformidade de distribuição de vazão entre os tubos contribui para a eficiência do coletor e que essa uniformidade ocorre principalmente nas três situações a seguir:

a) quando a inclinação β do coletor em relação ao plano horizontal é baixa;
b) quando o coletor opera com temperaturas menores;
c) quando o coletor opera com vazões mais elevadas.

Também, decorrente do efeito de *buoyancy* (forças de flutuação), FAN; SHAH; FURBO (2007) indicaram que há risco de ebulição da água dentro do coletor, quando a vazão é baixa e a temperatura de entrada da água é alta.

A questão da uniformidade de vazão de água entre os tubos de um FPC foi também estudado por FACÃO (2016). O autor utilizou-se de simulações computacionais em CFD, validadas por

[9] O coletor estudado nessa ocasião possuía tubulação horizontal, isto é, cada tubo com distância em relação ao plano horizontal constante.

experimentos em protótipo em escala real.

FACÃO (2016) constatou a presença de não uniformidade da vazão entre os tubos e comprovou que a configuração de projeto que potencializa a eficiência térmica é aquela na qual a calha superior (saída de água quente) tem diâmetro maior que a calha inferior (entrada de água fria). O autor observou, também, que essa não uniformidade, decorrente das forças de flutuação (*buoyancy*), afeta diretamente a eficiência térmica do coletor, de maneira semelhante ao que tinha sido constatado por FAN; SHAH; FURBO (2007), citado no parágrafo anterior.

SELMI; AL-KHAWAJA; MARAFIA (2008) propuseram o modelo do coletor fechado plano (FPC) com apenas um tubo. Os autores construíram um protótipo do coletor em escala real com uma caixa externa de madeira com dimensões $(7 \times 17 \times 150)cm$, o tubo coletor de cobre paralelo à dimensão maior da caixa, uma cobertura de vidro, isolamento térmico de $3\ cm$ na base da caixa e a placa absorvedora de alumínio.

As simulações numéricas foram realizadas com auxílio do software CFD-ACE considerando algumas horas de um dia típico, sendo determinadas as temperaturas do escoamento e dos elementos do coletor, resultantes da incidência de radiação solar sobre a cobertura do coletor.

As medições experimentais no protótipo forneceram as condições de contorno para as simulações e foram utilizadas adicionalmente para validar o modelo numérico. Os resultados mostraram, de acordo com os autores, boa concordância com as medições no protótipo, indicando ganhos de temperatura de até 9°C pelo fluido de trabalho. Além disso, as simulações forneceram contornos de temperatura da seção transversal média[10] do coletor. As maiores temperaturas foram identificadas nas condições de estagnação, isto é, quando não havia circulação de água.

Diferente do trabalho de SELMI; AL-KHAWAJA; MARAFIA (2008) citado anteriormente, KARANTH; MANJUNATH; SHARMA (2011) simularam um FPC com uso de CFD incluindo no modelo numérico, adicionalmente à tubulação, ao fluido de trabalho e à placa absorvedora, também a cavidade de ar entre placa e cobertura (*airgap*) e a própria cobertura de vidro.

Os autores utilizaram o modelo DTRM (*Discrete Transfer Radiation Model*) para simular as trocas de calor por radiação entre as superfícies internas do aquecedor. As simulações mostraram que quanto maior a vazão no coletor solar, maior será a transferência de calor para o fluido e menor será a temperatura da placa.

[10] Corresponde ao plano perpendicular à tubulação e equidistante da entrada e saída de água.

MARTINOPOULOS et al. (2010) investigaram um coletor solar de material polimérico. Na prática, estes coletores planos são utilizados para aquecimento solar de piscinas. Os autores procederam as análises utilizando as vias experimental e numérica com auxílio de CFD. Os resultados de eficiência térmica decorrentes de ambas as análises foram similares, de acordo com os autores. Entretanto, a simulação em CFD se mostrou interessante por revelar particularidades do escoamento, tais como regiões de estagnação, o que permitiu identificar limitações desse tipo de aquecedor.

O uso de materiais poliméricos também foi objeto de estudo FILIPOVIĆ et al. (2019). Os autores procederam a análise utilizando CFD para modelar e simular a operação do aquecedor. De acordo com os autores, o modelo numérico proposto mostrou-se acurado para analisar o comportamento térmico desses coletores solares.

Assim como foi exposto na seção 4.1, é importante, adicionalmente ao estudo do coletor, também o estudo do SAS como um todo. Nesse sentido, ÁNGEL et al. (2013) utilizaram o software ANSYS CFX para analisar dois tipos de coletores acoplados a reservatórios térmicos operando em termossifão, ambos utilizando os tubos como elemento absorvedor, sendo um deles com tubos de seção circular e outro com tubos de seção retangular.

Particularidades no perfil de escoamento de cada um dos dois tipos de coletores resultaram em diferenças na eficiência térmica, sendo que o coletor com tubos cilíndricos (seção circular) obteve melhor eficiência térmica, resultante, provavelmente, de uma distribuição mais uniforme de vazão. O coletor com tubos de seção retangular apresentou regiões de estagnação, com número de *Reynolds* baixo, o que prejudicou a transferência de calor da placa para o fluido de trabalho.

Ainda no que se refere ao estudo da geometria da seção transversal dos tubos do coletor, BASAVANNA; SHASHISHEKAR (2013) analisaram, com auxílio dos softwares de CFD, ANSYS *Design Modeler*, ANSYS *Meshing* e ANSYS *Fluent*, a possível configuração dos tubos apresentando seção transversal triangular. O parâmetro utilizado para comparar as alternativas de projeto foi a elevação obtida na temperatura da água.

BASAVANNA; SHASHISHEKAR (2013) consideraram um coletor solar de 0,5 m^2 de área e com apenas quatro tubos. A base dos tubos de seção triangular foi simulada em contato com a placa absorvedora. Os resultados mostraram que a alternativa de projeto é interessante em termos do aquecimento da água e que o modelo utilizado, no qual foi considerado apenas a placa absorvedora e os tubos, prevê bem o desempenho do coletor.

Ainda no que se refere à seção transversal dos tubos, YARSHI; PAUL (2015) investigaram, por meio de simulações em CFD, duas alternativas de seção transversal para tubulação de um FPC: tubo circular e tubo semicircular. O coletor, com ambas as configurações, foi simulado com quatro tubos e apenas a placa, os tubos e as calhas coletoras[11] foram incluídos da modelagem. Isolamento térmico, *airgap*, cobertura de vidro e caixa externa não foram considerados.

YARSHI; PAUL (2015) obtiveram as conclusões a seguir:

a) a seção transversal semicircular dos tubos (*risers*) conduz à eficiência térmica maior do coletor, em comparação com a seção circular;
b) a operação em vazões mais elevadas conduz à eficiência térmica maior do coletor, em comparação com vazões reduzidas;
c) o uso de tubos de cobre conduz à eficiência térmica maior do coletor, em comparação ao uso de tubos de alumínio.

Da mesma forma que muitos trabalhos citados nessa seção 4.2, o software ANSYS *Fluent* foi utilizado na pesquisa de EKRAMIAN; ETEMAD; HAGHSHENASFARD (2014). Os autores propuseram um modelo numérico para um coletor solar fechado plano (FPC) e investigaram o efeito de alguns parâmetros de projeto do coletor na sua eficiência térmica.

O domínio computacional tridimensional foi simplificado por EKRAMIAN; ETEMAD; HAGHSHENASFARD (2014), usando apenas um tubo de elevação. Também, aproveitaram da condição de simetria presente na aleta, isto é, o plano de simetria foi considerado o plano vertical que separa a seção transversal do tubo em áreas equivalentes[12].

Os resultados mostraram que a eficiência térmica do coletor é influenciada pela posição dos tubos em relação à placa absorvedora, sendo que a condição de tubo sobre a placa[13] se mostrou mais eficiente. Os resultados mostraram também que conforme se aumenta a quantidade de vértices da seção transversal do tubo, a eficiência térmica do coletor aumenta, assim, conclui-se que a seção circular é a ideal. Por fim, EKRAMIAN; ETEMAD; HAGHSHENASFARD

[11] O FPC convencional possui duas calhas coletoras, uma superior e outra inferior, ambas horizontais e perpendiculares aos tubos de elevação (*risers*). A calha coletora inferior distribui a água fria de entrada no coletor para os tubos de elevação e a calha coletora superior coleta a água quente que sai dos tubos de elevação e leva-a para fora do aquecedor (água quente para consumo).
[12] Nota-se que a condição de simetria utilizada por esses autores difere da que foi adotada para o presente trabalho, conforme apresentado no Capítulo 5 deste texto.
[13] Nessa condição, o tubo está acima da placa e recebe diretamente a radiação solar.

(2014) apresentaram algumas ações para aprimorar a eficiência térmica do aquecedor, listadas a seguir:

a) utilizar material da placa absorvedora de elevada condutividade térmica;
b) operar o coletor com vazões elevadas;
c) utilizar superfície de placa absorvedora com elevada absortividade térmica;
d) utilizar cobertura de vidro com elevada transmissividade.

YADAV; BHAGORIA (2014) estudaram coletores a ar por meio de simulações CFD com a proposta de inserção de rugosidades nas tubulações de escoamento de ar. As simulações mostraram que aumento da turbulência, causado pelas rugosidades, resultou em ganho na transferência de calor para o ar, porém também resultou em aumento do atrito, quantificado pelo fator de fricção (*friction factor*).

Os resultados numéricos foram validados experimentalmente e o modelo mostrou boa acurácia, de acordo com os autores.

JIANDONG; HANZHONG; SUSU (2015) estudaram a eficiência térmica em regime permanente de coletores solares planos (FPC) por meio de um modelo numérico baseado no método dos volumes finitos e validado por experimentos em modelo físico realizados em laboratório.

Os autores obtiveram as ações listadas a seguir contribuem para a elevação da eficiência do coletor:

a) aumento da espessura da placa absorvedora;
b) aumento do comprimento dos tubos (*risers*);
c) aumento da espessura do isolamento térmico da base do coletor;
d) redução da distância entre tubos;

De acordo com JIANDONG; HANZHONG; SUSU (2015), a maximização da eficiência ocorreria com a redução máxima da distância entre tubos, isto é, na situação de espaçamento nulo entre os tubos paralelos. Assim, segundo os autores, a condição ideal seria aquela na qual os próprios tubos, dispostos lado a lado, fazem o papel de elemento absorvedor.

Adicionalmente, os autores determinaram a espessura ótima para a camada de isolamento térmico, para o coletor simulado, obtendo o valor de aproximadamente 30 mm como valor

ideal.

CERÓN et al. (2015) desenvolveram um modelo numérico tridimensional para coletores solares planos, solucionável por CFD. Placa, tubos, isolamento térmico, a cavidade entre vidro e placa, as laterais e cantos do coletor foram incluídos nas simulações. A radiação solar incidente foi modelada pelo algoritmo *Solar Ray Tracing* disponível no software *Fluent* e a radiação emitida pelas superfícies internas aquecidas foi simulada pelo modelo *S2S* (*Surface to Surface*) disponível no software *Fluent*.

A turbulência na cavidade de ar foi considerada pelo modelo de turbulência RNG $k - \epsilon$ e as trocas de calor por convecção e radiação entre o coletor e o ambiente externo também foram incluídas no modelo. Os autores consideraram a presença de três tubos no coletor, a fim de investigar os fenômenos térmicos em regiões centrais da placa (tubo central) e, também, em regiões de extremidade da placa.

Com as simulações em CFD, diversos resultados foram obtidos por CERÓN et al. (2015), tais como:

a) determinação do número de *Nusselt* local (Nu_L) ao longo do escoamento do fluido de trabalho;
b) linhas de corrente da convecção natural do ar no *airgap*;
c) curva de eficiência do coletor;

Outro característica do modelo proposto por CERÓN et al. (2015) é a possibilidade de repartição do modelo em subdomínios de forma a desacoplar a simulação em domínios computacionais distintos.

Com relação a coletores inovadores e diferenciados dos convencionais, pode-se citar, também, algumas pesquisas, envolvendo simulações em CFD.

Uma delas é o trabalho de WANG et al. (2015) que propuseram uma nova configuração para FPC composto por uma placa absorvedora com superfície corrugada alojando tubos de calor (*heat pipes*). Os autores utilizaram o software *Fluent* para rodar as simulações numéricas e obtiveram a curva de eficiência do coletor para diferentes vazões do fluido de trabalho.

A validação dos resultados numéricos foi realizada por meio de ensaios experimentais e foram obtidos desvios de no máximo 5% nos coeficientes $F_R U_L$ e $F_R(\tau\alpha)$ da curva de eficiência térmica. O FPC proposto apresentou máxima eficiência de aproximadamente 85% e os

resultados indicaram a melhora na eficiência térmica com o aumento da vazão, porém com uma tendência de estabilização para elevadas vazões.

Por fim, WANG et al. (2015) obtiveram valores ótimos para alguns parâmetros de projeto do coletor, considerando a localidade de Gangzhou na China:

a) vazão do fluido de trabalho de 0,15 kg/s;
b) distância entre placa e vidro de cobertura de 20 mm;
c) inclinação do coletor de 10° no verão e de 30° a 35° no inverno;

Outro coletor inovador foi proposto por HE et al. (2016). Os autores projetaram um coletor solar com dupla função: aquecimento de água e elemento arquitetônico. O coletor foi modelado numericamente e simulado com auxílio de CFD, assim como foi submetido a ensaios experimentais de forma a validar o modelo numérico.

Os resultados mostraram a viabilidade dessa tipologia de coletor, inclusive com o uso de cobertura transparente do coletor em forma de calhas, de maneira a integrar-se visualmente às edificações tradicionais chinesas. As simulações mostraram que a temperatura de entrada da água no coletor é inversamente proporcional à eficiência térmica do equipamento. Por outro lado, a vazão do fluido e a temperatura ambiente são diretamente proporcionais.

Quanto à curva de eficiência obtida para o coletor inovador projetado por HE et al. (2016), observou-se um valor de $F_R(\tau\alpha)$ menor do que o usual para um FPC convencional. Entretanto as perdas térmicas não se mostraram elevadas, conduzindo a um valor aceitável de $F_R U_L$.

Outra geometria diferenciada foi proposta por JUN (2017) que estudou uma placa plana com um tubo em forma de “U”. Simulações foram realizadas em CFD e a distribuição de temperatura na placa absorvedora foi obtida para o FPC inovador.

HUNG et al. (2017) propuseram um FPC tendo o ar como fluido de trabalho para integração em fachadas de edificações. Os autores conceberam o modelo numérico para representar o coletor e utilizaram simulações em CFD para solucionar as equações governantes do modelo. De acordo com os autores, a integração desse tipo coletor às fachadas mostrou-se ter uma eficiência aceitável desde que respeitadas as dimensões ótimas de comprimento, largura e espessura do coletor e vazão de operação, sugeridas no trabalho.

GUNJO; MAHANTA; ROBI (2017) simularam em CFD um FPC considerando, a fim de reduzir o esforço computacional, apenas um tubo (com vazão igual à vazão total dividida pela

quantidade de tubos) e a região da placa (aletas) em contato com ele. Os autores utilizaram o software *Fluent* (versão 14.5) e determinaram a temperatura de saída da água do coletor em função das temperaturas de entrada e ambiente e da irradiância solar incidente.

Os autores validaram o modelo numérico por meio de experimentos, obtendo desvios máximos de 5,2 % para a temperatura de saída, quando feita a comparação do resultado numérico com o experimental. Também foi estudada a distribuição de temperaturas na placa absorvedora e foi identificada uma elevação na temperatura da placa na direção do escoamento de aproximadamente 25°C e um aumento de temperatura da placa na direção ortogonal ao tubo, de aproximadamente 5°C.

Em outro trabalho publicado no mesmo ano pelos mesmos autores, GUNJO; MAHANTA; ROBI (2017) analisaram um coletor de tubos com curvas com aplicação em um sistema de aproveitamento energético de biogás. O sistema foi modelado numericamente e simulado em CFD. A validação do modelo ocorreu por meio de medições experimentais em uma instalação real de aproveitamento energético de biogás já existente.

Além da geometria diferenciada da tubulação (tubos com curvas), o trabalho de GUNJO; MAHANTA; ROBI (2017) utilizou como parâmetro de avaliação do coletor a eficiência exergética ao invés da eficiência energética.

O estudo da eficiência exergética torna a análise mais abrangente, pois quantifica mais detalhadamente as perdas e amplia a visão do processo sob o ponto de vista da 2ª lei da termodinâmica. A questão que se coloca é avaliar o quanto o sistema está perto da condição de equilíbrio, em termos de entropia, e comparar com o potencial de produção de trabalho (exergia). Isso envolve a análise de geração de entropia e reversibilidades no processo termodinâmico. Para tanto, os autores determinaram, via simulação CFD, temperaturas de saída da água e temperaturas do coletor de forma a possibilitar a análise exergética do coletor.

JATAU; BELLO-OCHENDE (2018) descreveram o comportamento térmico e fluidodinâmico de uma placa solar plana, sem cobertura e sem isolamento, recebendo irradiância normal à placa de 500 W/m^2, por meio das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. A fluidodinâmica computacional foi utilizada pelos autores para obter a solução numérica das equações do modelo e fornecer os valores de temperatura, pressão e vazão na placa absorvedora e no fluido.

A partir desses resultados, JATAU; BELLO-OCHENDE (2018) calcularam a geração de entropia devido às irreversibilidades causadas pelo escoamento e processos de transferência de

calor. Adicionalmente, os autores procederam a otimização dos parâmetros espaçamento entre tubos, diâmetro dos *risers* e comprimento da placa, para diferentes números de *Reynolds* do escoamento, identificando os valores que minimizam a geração de entropia.

MARRAKCHI et al. (2018) aplicaram CFD para modelagem e simulação de coletores solares concentradores de calha parabólica (PTC). O software utilizado foi o *Comsol Multiphysics* (versão 5.1). Os resultados indicaram a elevação de 20 K na temperatura do fluido sob a radiação de 1000 W/m^2 para cada metro de coletor.

HOSSEINZADEH et al. (2018) realizaram simulações em CFD para um painel fotovoltaico-térmico (PVT) com uso de nanopartículas oxido-metálicas no fluido (*nanofluids*). Os autores obtiveram eficiências elétricas cerca de 9% maiores que um painel fotovoltaico convencional e atingiram uma redução de 20% na temperatura da célula.

Adicionalmente, os autores identificaram os principais parâmetros de projeto do PVT e utilizaram o método de Taguchi para otimizá-los. Os principais parâmetros mencionados por HOSSEINZADEH et al. (2018), que influenciam as eficiências térmica e elétrica do painel híbrido são os seguintes:

a) temperatura de entrada da água no PVT;
b) magnitude da radiação solar incidente;
c) vazão do fluido de trabalho;
d) fração de nanopartículas presentes no fluido;
e) temperatura ambiente;
f) velocidade do vento no entorno do painel.

Ainda no que se refere ao uso de nanofluidos, MAOUASSI et al. (2018) estudaram sua aplicação em coletores FPC via simulação fluidodinâmica (CFD). Os autores utilizaram os números de *Nusselt* (Nu) e de *Reynolds* (Re) para avaliar o efeito das nanopartículas e concluíram que o uso de nanofluidos elevam a eficiência térmica do coletor. Em contrapartida ocorre o aumento da perda de carga na tubulação devido à presença das partículas sólidas, porém esse efeito é mínimo e ocorre apenas para número de *Reynolds* baixos (Re <100).

ALOBAID et al. (2018) estudaram um FPC para fornecimento de calor para um chiller de absorção de 10 kW. Para tal, utilizaram simulações em CFD validadas experimentalmente. Os autores destacaram a importância de se evitar elevações na temperatura de entrada da água no coletor. De fato, ALOBAID et al. (2018) determinaram que, para o sistema em estudo, uma

redução de temperatura de entrada da água de 370 K para 298 K resultaria em um aumento de eficiência do coletor de 65% para 93%.

SINGH et al. (2018) simularam via CFD um coletor com tubulação em serpentina a fim de determinar a produção de energia e o fator de fricção em função do número de *Reynolds* do escoamento. Os autores determinaram que a elevação do número de *Reynolds* correspondente ao escoamento da água pela tubulação do coletor, causa dois efeitos principais:

a) aumento da quantidade de energia térmica produzida pelo aquecedor;
b) aumento da perda de pressão da água que circula pelo coletor.

QADER et al. (2019) simularam via CFD um coletor a ar com aletas inclinadas para aumento da turbulência e intensificação da transferência de calor. Os autores determinaram o parâmetro de desempenho termo hidráulico (THPP), que relaciona o ganho de energia por transferência de calor com a perda de energia por aumento do atrito e perda de carga no escoamento.

O aprimoramento do THPP em função do número de *Reynolds*, inclinação, passo e comprimento das aletas foi realizada pelo método de superfície de resposta. Os autores obtiveram um valor de 1,928 para o THPP, melhor que as resultantes das configurações usuais desses coletores e maior que 1, indicando a viabilidade da solução.

Outro modelo numérico de FPC solucionável por meio de CFD foi proposto por GARCIA; OLIVEIRA; SCALON (2019). Os autores realizaram a modelagem e simulação computacional do coletor em conjunto com ensaios em protótipo.

Perante a observação da considerável perda térmica devido ao movimento de ar por convecção natural no *airgap* entre placa e cobertura, GARCIA; OLIVEIRA; SCALON (2019) propuseram a utilização de barreiras verticais internas para redução da circulação de ar. Com o uso das barreiras verticais, foi constatado que houve redução da convecção natural na cavidade de ar, de tal forma que a inserção de 3 barreiras se mostrou responsável pela redução de cerca de 5,3% na perda térmica do coletor.

ZHOU; WANG; HUANG (2019) propuseram um modelo numérico 3D para um FPC com TIM (*Transparent Insulation Material*). Os autores utilizaram CFD para executar as simulações. Para simulação da radiação térmica, foi utilizado o modelo DO (*Discrete ordinates*) e para modelagem de turbulência, foi adotado o modelo RNG $k - \varepsilon$.

A alternativa da incorporação de TIM no coletor se mostrou interessante para climas frios

resultando em uma elevação de cerca de 11% na eficiência comparado com um FPC convencional para a condição de operação com T_m^* igual a 0,1 $m^2/(W°C)$ e -20°C de temperatura ambiente.

Além disso, foi observada pouca interferência do vento no entorno do coletor e da sua inclinação na eficiência térmica. Por fim, os autores identificaram que o principal parâmetro que influencia a eficiência é a transmitância do TIM e a que vazão ótima de fluido de trabalho é da ordem de 0,06 kg/s, para esse tipo de coletor.

Por fim, para finalizar o Capítulo 4, cita-se o trabalho de BADIEI; ESLAMI; JAFARPUR (2020). Os autores investigaram um FPC, para um dia de inverno e outro de verão, em uma específica localidade (Shiraz, Iran), propondo a aplicação de duas alternativas de aprimoramento do projeto do coletor:

a) uso de material de mudança de fase (PCM);
b) presença de aletas verticais incorporadas no PCM.

Para o estudo, BADIEI; ESLAMI; JAFARPUR (2020) desenvolveram um modelo tridimensional em CFD que representasse a operação do coletor em regime transiente. Os resultados mostraram que o coletor, embora apresente menor temperatura de saída pela manhã, é capaz de fornecer água quente durante um período mais prolongado de tempo ao final da tarde, durante a descarga de energia do PCM. Quanto à presença das aletas verticais no PCM, foi constatado que promovem uma elevação adicional na eficiência térmica do coletor.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

Após a contextualização do trabalho (Capítulo 1), a apresentação dos objetivos (Capítulo 2), a revisão dos conceitos (Capítulo 3) e dos trabalhos anteriores (Capítulo 4), passa-se a apresentar, neste Capítulo 5, a metodologia da pesquisa.

5.1 Etapas do trabalho

Nessa primeira seção do Capítulo 5, são apresentadas as etapas do trabalho, a fim de que se tenha uma visão geral do método utilizado para atingir as metas apresentadas no Capítulo 2.

Antes, porém, de listar as etapas realizadas, deve-se deixar claro, para esse trabalho, uma questão de nomenclatura: os parâmetros de projeto objetos do presente estudo se referem ao equipamento "coletor solar" ou comumente chamado aquecedor solar, tais como suas dimensões e características construtivas e não os parâmetros de projeto do sistema de aquecimento solar (SAS) composto por coletores solares, reservatório térmico, tubulações, sistemas auxiliares, dimensionado para atender a demanda de energia de uma residência, edificação ou indústria. Além disso, reforça-se que objeto de estudo é o coletor solar fechado plano (FPC), sem concentração, para aquecimento a baixas temperaturas, isto é, inferiores a 100ºC.

Dessa maneira, as etapas do trabalho são apresentadas a seguir:

a) Realização de pesquisa introdutória sobre o contexto e importância do tema (Capítulo 1);
b) Definição do objetivo geral e dos objetivos específicos do trabalho (Capítulo 2);
c) Realização de estudos conceituais para embasamento teórico (Capítulo 3);
d) Realização de revisão bibliográfica (Capítulo 4) de trabalhos anteriores sobre:
   - Relações entre projeto de FPC e sua eficiência térmica (Seção 4.1);
   - Uso de CFD para simulação computacional de coletores solares (Seção 4.2).
e) Definição do tipo e as restrições do coletor solar a ser estudado no trabalho;

f) Seleção[14] dos parâmetros (variáveis) de projeto do coletor solar a serem hierarquizados conforme sua importância na eficiência. No trabalho, essas grandezas são chamadas *parâmetros variáveis*;

g) Definição das faixas de variação de cada parâmetro variável selecionado na etapa anterior, estabelecendo um limite quantitativo mínimo e máximo para cada um;

h) Escolha dos parâmetros e condições de operação do coletor solar, que serão fixados como referência (constantes), a serem utilizados para as análises de sensibilidade dos *parâmetros variáveis*. No trabalho, os parâmetros de projeto fixos são chamamos *parâmetros de referência* e as condições de operação fixas são chamadas *condições de referência*;

i) Criação do modelo numérico (com suas restrições, hipóteses e simplificações) para o coletor solar (modelo solucionável em CFD). O modelo foi utilizado para rodar as simulações computacionais conforme o esquema da figura 5.1, para cada simulação:

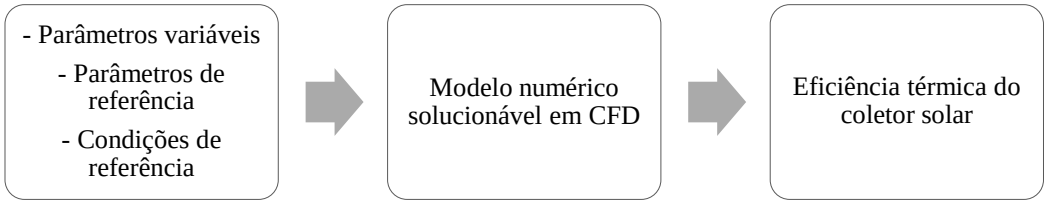

Figura 5.1 – Esquema de uso do modelo numérico para cada simulação computacional

Fonte: o autor

j) Planejamento do conjunto das simulações computacionais utilizando o modelo criado na etapa anterior. O planejamento das simulações[15] consiste em definir a quantidade de simulações a serem realizadas e, para cada uma delas, os valores dos parâmetros variáveis (entradas no modelo) e de tal forma que seja possível com os resultados estabelecer uma relação de correlação entre os parâmetros variáveis e a eficiência do coletor. No trabalho, essa equação de correlação entre parâmetros variáveis e eficiência térmica será chamada equação de previsão da eficiência;

k) Execução das simulações computacionais planejadas na etapa anterior;

l) Com base no resultado das simulações realizadas na etapa anterior, obtenção da equação

[14] Essa seleção leva em conta as informações obtidas nas etapas c) e d), além das limitações do modelo numérico criado na etapa i).

[15] O planejamento utilizou-se de técnicas de Planejamento Experimental conforme é apresentado mais adiante, na Seção 5.2.2.3, deste Capítulo 5.

de previsão da eficiência;

m) Hierarquização dos parâmetros variáveis selecionados na etapa f) conforme a influência relativa de suas variações na eficiência térmica do coletor. O método utilizado para construir a hierarquia é apresentado na Seção 5.2.2.4 mais adiante no texto. A hierarquização dos parâmetros variáveis será considerada concluída quando obtidas as importâncias relativas mencionadas nesta mesma etapa do trabalho.

n) Validação do modelo numérico. A validação consiste na realização de ensaios experimentais conforme o procedimento descrito mais adiante, na Seção 5.4, deste trabalho[16];

o) Análise dos resultados obtidos;

p) Elaboração das conclusões e sugestões para estudos futuros.

5.2 Hierarquização dos parâmetros de projeto

Nesta Seção são apresentados os parâmetros variáveis selecionados para serem hierarquizados (Seção 5.2.1), assim como o método utilizado para realizar a hierarquização (Seção 5.2.2).

5.2.1 Seleção dos parâmetros variáveis

O coletor solar pode ser caracterizado por parâmetros de projeto que definem sua construção e por parâmetros de operação que descrevem as condições de funcionamento do equipamento. Conforme explicado na seção 5.1, os parâmetros de projeto foram separados em dois grupos: os que serão hierarquizados (chamados de parâmetros variáveis) e os que serão considerados fixos (parâmetros de referência).

A tabela 5.1 apresenta os parâmetros variáveis para este trabalho:

[16] Conforme detalhado posteriormente na seção 5.4, a validação utilizará a equação de previsão de eficiência para evidenciar a confiabilidade do modelo numérico solucionável em CFD, confrontando os resultados obtidos pela equação de previsão com os resultados obtidos na bancada de testes experimental.

Tabela 5.1 – Parâmetros variáveis a serem estudados.

Parâmetro	Símbolo		Comentário
	Convencional	Para equação de previsão da eficiência	
Distância entre a placa absorvedora e o vidro da cobertura	L	X_1	Outras nomenclaturas são encontradas na literatura: altura do *airgap* ou profundidade da cavidade de ar.
Absortividade da superfície placa[17]	α	X_2	-
Emissividade da superfície da placa absorvedora	ε	X_3	-
Espessura da placa absorvedora	δ	X_4	Considera-se espessura constante em toda a placa.
Distância entre tubos (*risers*)	W	X_5	Pode ser aproximada pela largura da placa dividida pela quantidade de tubos. Pode ser relacionada com a largura da aleta
Espessura do isolamento da base	b	X_6	Conforme exposto mais adiante na Seção 5.3.2.3, este trabalho, por hipótese, não abrange coletores com isolamento térmico na lateral.

Fonte: o autor

Para selecionar o conjunto dos parâmetros da tabela 5.1, levou-se em consideração o que de mais relevante se observou nos trabalhos citados no Capítulo 4, as limitações do modelo, e a prática profissional do autor no setor de aquecimento solar.

[17] No texto deste trabalho, entende-se o termo "placa" como sendo o elemento absorvedor metálico (chapa lisa ou aletas) inserido dentro do coletor correspondente à placa absorvedora. Portanto, o termo "placa" não deve ser confundido com o coletor como um todo e sim um elemento dele. No setor de aquecimento solar brasileiro, é comum referir-se à "placa solar" como sinônimo do coletor solar, mas isso não é aplicável a este trabalho.

Os demais parâmetros de projeto e de operação foram considerados fixos (chamados parâmetros de referência) e são apresentados mais adiante no texto nas Seções 5.3.1 até 5.3.4.

5.2.2 Método para hierarquização

A presente Seção descreve a forma pela qual os parâmetros variáveis (L, α, ε, δ, W e b) apresentados na tabela 5.1 são hierarquizados. O método apresentado é exclusivo desse trabalho e consiste, basicamente, em:

a) planejamento das simulações computacionais em CFD, cada qual representando um coletor solar diferente, em termos das variáveis da tabela 5.1 (Seção 5.2.2.1);
b) execução das simulações em CFD e obtenção, por meio de análise estatística dos resultados, da equação de correlação entre parâmetros de projeto e eficiência do coletor (Seção 5.2.2.2);
c) definição de faixas típicas ou usuais de variação dos parâmetros da tabela 5.1 e análise de sensibilidade na eficiência decorrente das suas variações, utilizando a equação de correlação (Seção 5.2.2.3).

5.2.2.1 Planejamento das simulações numéricas

A fim de serem gerados resultados confiáveis, as simulações numéricas foram planejadas conforme uma técnica de Planejamento Experimental.

No caso deste trabalho, onde há 6 variáveis independentes, é possível fazer uso de duas estratégias para planejar os experimentos[18]: uma opção seria realizar um delineamento em esquema fatorial 2^k, com k igual a 6. Outra, seria realizar um planejamento fracionado 2^{k-1} conforme RODRIGUES; IEMMA (2005). Por praticidade, escolheu-se essa última opção.

Sendo assim, foram planejadas 32 simulações com as variáveis em nível alto (A) ou nível baixo (B) conforme a configuração apresentada por RODRIGUES; IEMMA (2005) para o

[18] O termo “experimento” neste caso não se refere ao teste experimental de bancada que é utilizado para validação do modelo, mas a cada uma das simulações computacionais realizadas. A opção por manter essa designação no texto decorre do fato dessa área do conhecimento ser conhecida como Planejamento de Experimentos.

planejamento fracionado 2^{k-1}. Quatro "experimentos" adicionais (simulações 33 a 36) foram realizados com valores intermediários (M) entre o nível alto (A) e o nível baixo (B) da variável, a fim de melhorar a precisão da análise.

Tabela 5.2 – Planejamento das simulações.

Simulação	L	α	ε	δ	W	b
1	B	B	B	B	B	B
2	A	B	B	B	B	A
3	B	A	B	B	B	A
4	A	A	B	B	B	B
5	B	B	A	B	B	A
6	A	B	A	B	B	B
7	B	A	A	B	B	B
8	A	A	A	B	B	A
9	B	B	B	A	B	A
10	A	B	B	A	B	B
11	B	A	B	A	B	B
12	A	A	B	A	B	A
13	B	B	A	A	B	B
14	A	B	A	A	B	A
15	B	A	A	A	B	A
16	A	A	A	A	B	B
17	B	B	B	B	A	A
18	A	B	B	B	A	B
19	B	A	B	B	A	B
20	A	A	B	B	A	A
21	B	B	A	B	A	B
22	A	B	A	B	A	A
23	B	A	A	B	A	A
24	A	A	A	B	A	B
25	B	B	B	A	A	B
26	A	B	B	A	A	A
27	B	A	B	A	A	A
28	A	A	B	A	A	B
29	B	B	A	A	A	A
30	A	B	A	A	A	B
31	B	A	A	A	A	B
32	A	A	A	A	A	A
33	M	M	M	M	M	M
34	M	M	M	M	M	M
35	M	M	M	M	M	M
36	M	M	M	M	M	M

Legenda: A: nível alto da variável; B: nível baixo da variável; M: valor intermediário entre B e A para a variável X_i.

5.2.2.2 Equação de previsão da eficiência

A equação de previsão da eficiência será determinada a partir da análise estatística dos resultados das simulações computacionais que serão rodadas utilizando o modelo numérico solucionável em CFD. A equação (5.1) representa a equação de previsão da eficiência:

$$\eta = 100 \times (c_0 + \sum_{I=1}^{6} c_i X_i) \tag{5.1}$$

Onde c_0 e c_i (i de 1 a 6) são constantes determinadas estatisticamente, X_i (i de 1 a 6) são os parâmetros variáveis em estudo e η é a eficiência térmica instantânea de 0% a 100% do coletor solar. A equação é válida quando os valores dos parâmetros estão dentro dos limites apresentados na tabela 5.3, a ser apresentada na próxima Seção.

5.2.2.3 Faixas de variação dos parâmetros

Para cada um dos parâmetros variáveis da tabela 5.1 foram definidos valores máximos e mínimos.

É importante ressaltar que o valor máximo do parâmetro (chamado nível "alto" e designado por A_i para cada parâmetro i da tabela 5.1), embora numericamente maior que o valor mínimo (chamado de nível "baixo" e designado por B_i para cada parâmetro i), não necessariamente produz uma melhor eficiência térmica do que a aplicação de B_i.

Sendo assim, na tabela 5.3, além de serem apresentados os níveis alto e baixo para cada um dos 6 parâmetros independentes, também se indica, nas últimas duas colunas à direita, qual o valor que produz um efeito melhor na eficiência térmica do coletor (chamado de $X_i^{máx}$) e qual valor produz um efeito pior na eficiência térmica (chamado de $X_i^{mín}$), considerando os demais parâmetros constantes[19].

[19] Convenciona-se, neste trabalho, que o valor que maximiza a eficiência térmica pode ser apenas Ai ou Bi, nenhum valor intermediário M.

Tabela 5.3 – Faixa de valores dos parâmetros variáveis.

Símbolo	i	$\boldsymbol{B_i \leq X_i \leq A_i}$		Parâmetro	$X_i^{máx}$	$X_i^{mín}$
		B_i	A_i			
L	1	15 mm	45 mm	Distância entre placa e cobertura	A_1	B_1
α	2	0,90	0,97	Absortividade da placa	A_2	B_2
ε	3	0,04	0,90	Emissividade da placa	B_3	A_3
δ	4	0,3 mm	0,7 mm	Espessura da placa	A_4	B_4
W	5	92 mm	194 mm	Distância entre tubos	B_5	A_5
b	6	9 mm	47 mm	Espessura do isolamento	A_6	B_6

Legenda:

A_i: nível alto da variável X_i;

B_i: nível baixo da variável X_i;

$X_i^{máx}$: valor da variável X_i que maximiza a eficiência do coletor (pode ser apenas A_i ou B_i);

$X_i^{mín}$: valor da variável X_i que minimiza a eficiência do coletor (pode ser apenas A_i ou B_i).

Da mesma forma que para selecionar os parâmetros variáveis da tabela 5.1, para construir a tabela 5.2, foram considerados a experiência do autor, os valores típicos encontrados na indústria e as referências na literatura. Considerou-se também esses critérios para atribuir A_i ou B_i para $X_i^{máx}$ e $X_i^{mín}$.

Mais detalhes sobre o comportamento dos parâmetros X_i em relação à eficiência térmica do coletor serão apresentados no Capítulo 6, das conclusões.

5.2.2.4 Método para cálculo da importância relativa dos parâmetros

A fim de estabelecer um critério para posicionar determinado parâmetro i $(1 \leq i \leq 6)$ na hierarquia, define-se, para este trabalho, o indicador I_i, denominado "Importância relativa do parâmetro i" em termos de efeito de suas variações na eficiência térmica do coletor.

Tomando-se a função multivariável η dada pela equação (5.1) apresentada anteriormente, define-se:

a) o percentual η^{+} como sendo a eficiência térmica do coletor (de 0% a 100%) obtida pela aplicação na equação (5.1) dos valores $X_i^{máx}$ ($1 \leq i \leq 6$) da tabela 5.3 para todos os parâmetros i;
b) o percentual η^{-} como sendo a eficiência térmica do coletor (de 0% a 100%) obtida pela aplicação na equação (5.1) dos valores $X_i^{mín}$ ($1 \leq i \leq 6$) da tabela 5.3 para todos os parâmetros i;
c) o percentual η_k (k de 1 a 6), como sendo a eficiência térmica (de 0% a 100%) do coletor menos eficiente[20] otimizado exclusivamente pelo uso do melhor valor do parâmetro k, no que se refere à eficiência. Por exemplo, se $k = 1$, então η_1 trata-se da eficiência obtida no coletor menos eficiente quando se otimiza unicamente o parâmetro X_1 e os demais (X_2 até X_6) são mantidos na pior condição. Se $k = 2$, então η_2 trata-se da eficiência obtida no coletor menos eficiente quando se otimiza unicamente o parâmetro X_2 e os demais (X_1 e X_3 até X_6) são mantidos na pior condição, assim por diante.

Isso posto, a importância relativa I_i do parâmetro i pode ser calculada pela equação (5.2), resultando em um percentual de 0% a 100%:

$$I_i = \frac{(\eta_i)-(\eta^{-})}{(\eta^{+})-(\eta^{-})} \times 100 \qquad (5.2)$$

Em decorrência das premissas adotadas tem-se que:

$$\sum_{i=1}^{6} I_i = 100\ \% \qquad (5.3)$$

[20] O coletor menos eficiente, para este trabalho, é aquele que possui eficiência térmica η^{-}.

Um resumo do método de cálculo das importâncias relativas é apresentado, a seguir, na tabela 5.4:

Tabela 5.4 – Resumo da nomenclatura e cálculo das importâncias relativas.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Fórmula de cálculo
Distância entre placa e cobertura (L)	I_1	%	$\frac{(\eta_1)-(\eta^-)}{(\eta^+)-(\eta^-)} \times 100$
Absortividade da placa (α)	I_2		$\frac{(\eta_2)-(\eta^-)}{(\eta^+)-(\eta^-)} \times 100$
Emissividade da placa (ε)	I_3		$\frac{(\eta_3)-(\eta^-)}{(\eta^+)-(\eta^-)} \times 100$
Espessura da placa (δ)	I_4		$\frac{(\eta_4)-(\eta^-)}{(\eta^+)-(\eta^-)} \times 100$
Distância entre tubos (W)	I_5		$\frac{(\eta_5)-(\eta^-)}{(\eta^+)-(\eta^-)} \times 100$
Espessura do isolamento da base (b)	I_6		$\frac{(\eta_6)-(\eta^-)}{(\eta^+)-(\eta^-)} \times 100$

Fonte: o autor

Para melhor interpretação dos resultados, define-se também para este trabalho, um indicador adicional denominado "Nota relativa do parâmetro i" e simbolizado por NR_i para cada um dos 6 parâmetros variáveis "i" da tabela 5.1:

$$NR_i = 10 \times \frac{I_i}{I_{max}} \tag{5.4}$$

Onde I_{max} é o maior valor de I_1 até I_6 da tabela 5.4.

Os valores de "Nota relativa" são apresentados no Capítulo 6, para cada parâmetro, como um número real de 0,0 a 10,0 com uma casa decimal.

5.3 Simulações computacionais

Na presente Seção 5.3, são apresentadas as informações referentes às simulações computacionais em CFD realizadas no trabalho[21]. As simulações foram realizadas para obtenção da equação de previsão da eficiência – equação (5.1) da seção anterior. A equação obtida com os coeficientes c_0 até c_6 foi utilizada para o cálculo da importância relativa dos parâmetros de projeto (hierarquização) conforme o método apresentado anteriormente.

5.3.1 Coletor solar em estudo

Antes de apresentar detalhes sobre a modelagem numérica e as simulações, é importante reforçar as características do equipamento objeto do presente estudo. A lista de características apresentada a seguir, serve também para delinear as restrições para a aplicabilidade do modelo numérico solucionável em CFD proposto por este trabalho

As características do coletor solar modelado numericamente são as seguintes:

a) coletor fechado plano FPC, sem concentração[22];
b) opera com água como fluido de trabalho;
c) possui isolamento térmico na base;
d) possui placa absorvedora metálica plana, não corrugada;
e) possui duas calhas coletoras[23], uma inferior e outra superior;
f) possui tubos de elevação (*risers*) paralelos e equidistantes[24] entre si que conduzem a água da calha inferior para a calha superior e não é construído em forma de serpentina;
g) entrada de água pela calha inferior e a saída de água pela calha superior do lado oposto da entrada;
h) opera em um sistema com circulação forçada, com vazão constante do fluido de trabalho;
i) possui cobertura de vidro liso comum sobre cavidade de ar;

[21] A tabela 5.2 apresenta a lista das simulações computacionais realizadas.
[22] A aplicação usual desse tipo de coletor é em sistemas de aquecimento de água para banho, comumente chamadas de aplicações à baixa temperatura.
[23] O conceito de calha coletora pode ser encontrado na Nota 11 do Capítulo 4 deste trabalho.
[24] Essa distância corresponde ao parâmetro W, apresentado na tabela 5.1.

j) o contato entre os tubos e as aletas da placa ocorre nas geratrizes dos tubos pertencentes ao plano das aletas;
k) todas as tubulações são de cobre;
l) Área transparente aproximadamente igual à área absorvedora.

Além disso, as simulações foram realizadas com o coletor operando em regime permanente. A figura 5.2 ilustra uma vista em perspectiva do tipo do coletor solar objeto deste trabalho.

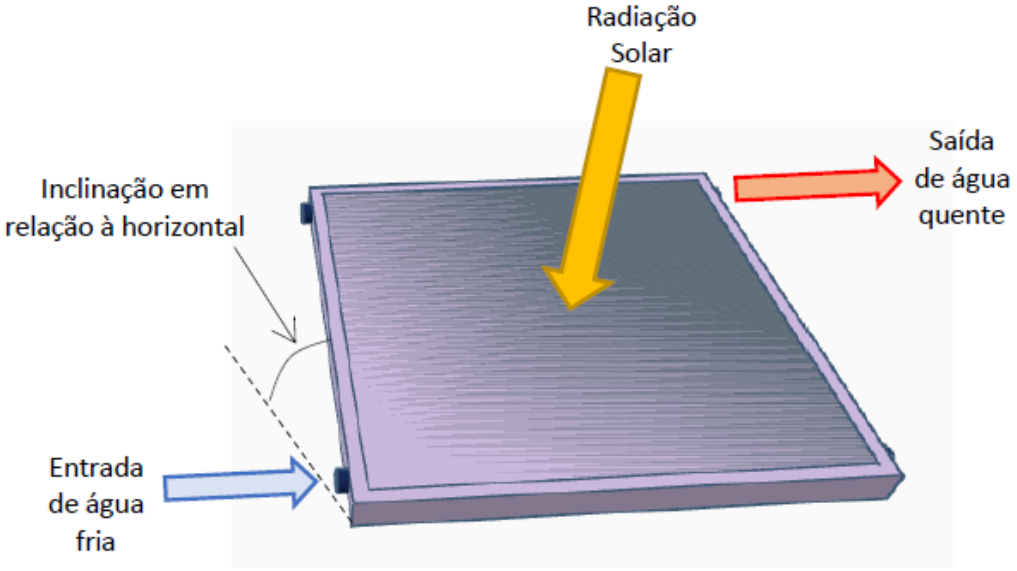

Figura 5.2 – Desenho ilustrativo do coletor estudado

Fonte: o autor

A figura 5.3 ilustra uma seção transversal do aquecedor, considerando o corte por um plano paralelo às calhas e perpendicular aos tubos de elevação:

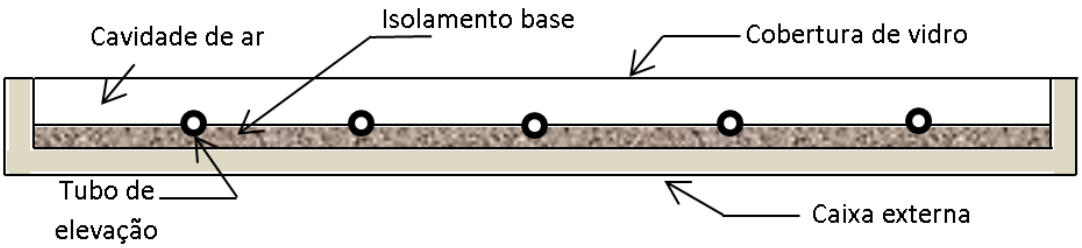

Figura 5.3 – Seção transversal do coletor

Fonte: o autor

A figura 5.4 ilustra a configuração da tubulação presente no coletor:

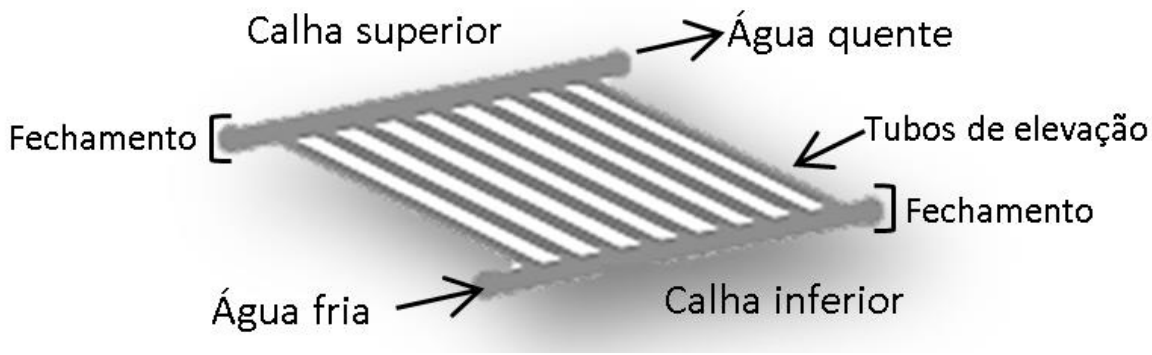

Figura 5.4 – Tubulação do coletor

Fonte: o autor

5.3.2 Domínio computacional das simulações

O domínio do modelo para simulação do coletor solar foi concebido sem a calha coletora e considerando apenas um tubo de elevação, com vazão mássica igual à vazão total dividida pela quantidade de tubos de elevação, conforme mostra a figura 5.5 e a figura 5.6.

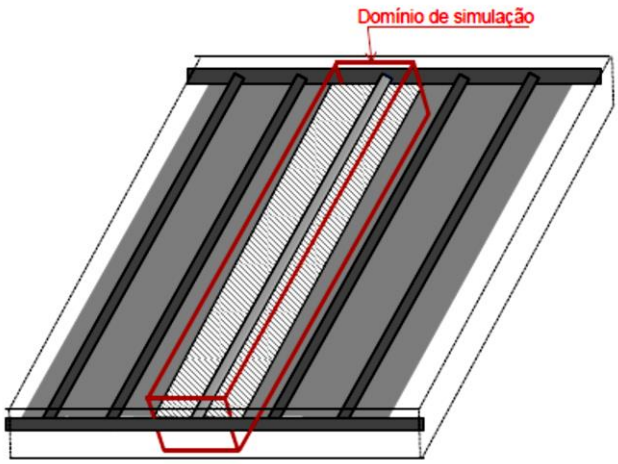

Figura 5.5 – Domínio do modelo

Fonte: o autor

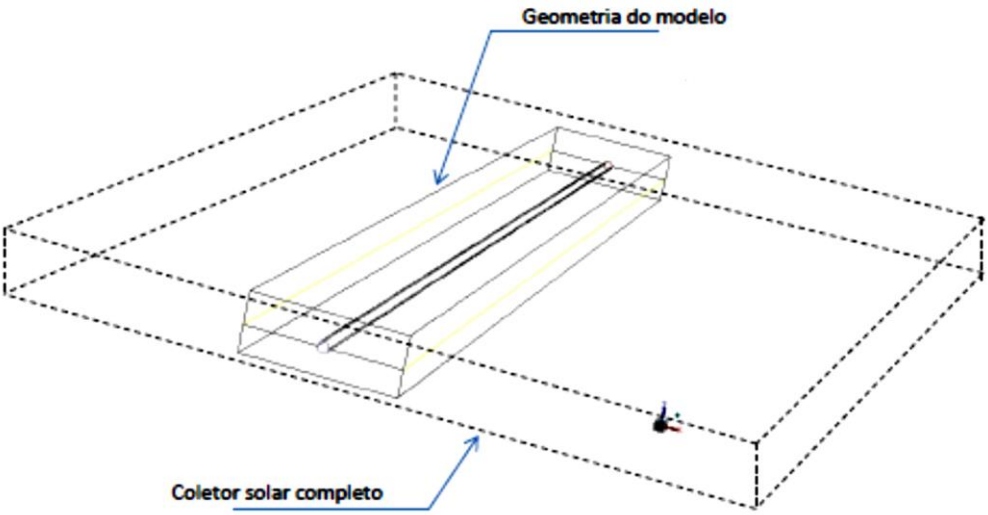

Figura 5.6 – Região modelada dentro do coletor

Fonte: o autor

Levando em conta, portanto, que o volume de controle modelado é uma parcela do coletor solar completo, passa-se a detalhar apenas a região do modelo. A seção transversal do modelo é apresentada pela figura 5.7 e pela figura 5.8, a seguir:

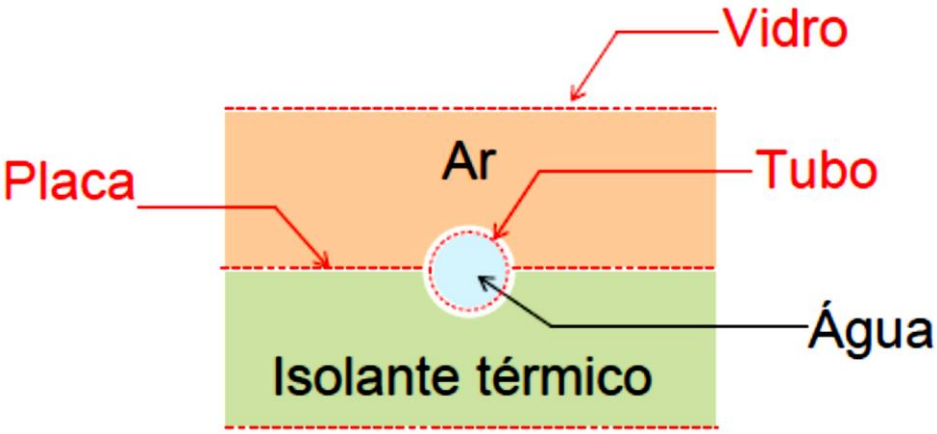

Figura 5.7 – Seção transversal do modelo (simplificada)

Fonte: o autor

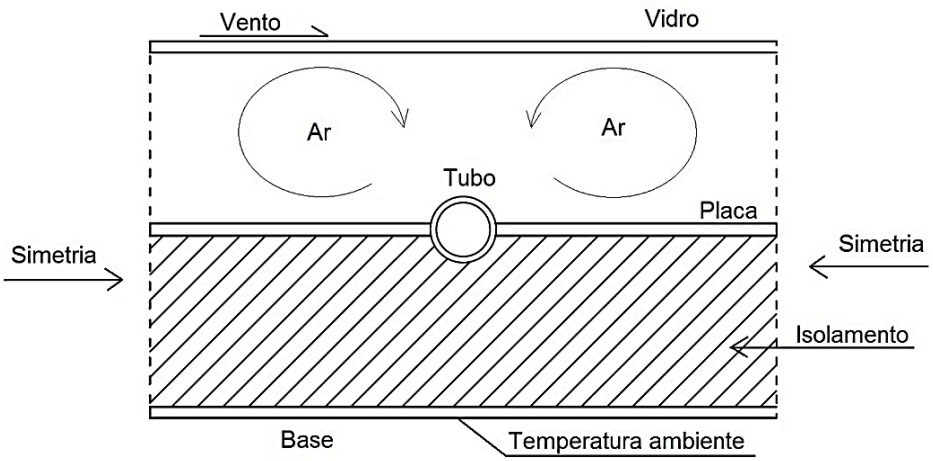

Figura 5.8 – Seção transversal do modelo (detalhada)

Fonte: o autor

Conforme pode ser visto nas figuras anteriores, o domínio de simulação é composto pelos seguintes volumes, correspondentes às áreas presentes na figura 5.7:

a) zona correspondente à cavidade de ar entre a placa e a cobertura de vidro (*airgap*)[25];
b) zona correspondente ao volume interno ao tubo (*riser*), pela qual escoa a água em processo de aquecimento;
c) zona correspondente ao isolamento térmico composto de material de baixa condutividade térmica.

Adicionalmente, o domínio do modelo é composto pelas seguintes superfícies, correspondentes às linhas presentes na figura 5.7:

a) superfície correspondente à cobertura de vidro, sobre o *airgap*;
b) superfície correspondente ao tubo de elevação, no centro do domínio;
c) superfície correspondente à placa absorvedora, separando a região do *airgap* da região do isolamento térmico;
d) superfícies correspondentes às linhas verticais na extrema direita e esquerda do domínio, sobre as quais foram impostas condições de simetria.

[25] A distância entre placa e cobertura corresponde ao parâmetro L, apresentado na tabela 5.1.

e) superfície correspondente à base do coletor (chapa de alumínio), sob a camada de material isolante térmico;

Por fim, o modelo é composto ainda por mais duas superfícies, que não são visualizadas nas figuras 5.7 e 5.8 que contém uma a entrada de água fria e outra a saída de água quente do domínio de simulação. O domínio completo, incluindo as superfícies de entrada e saída é ilustrado na figura 5.9.

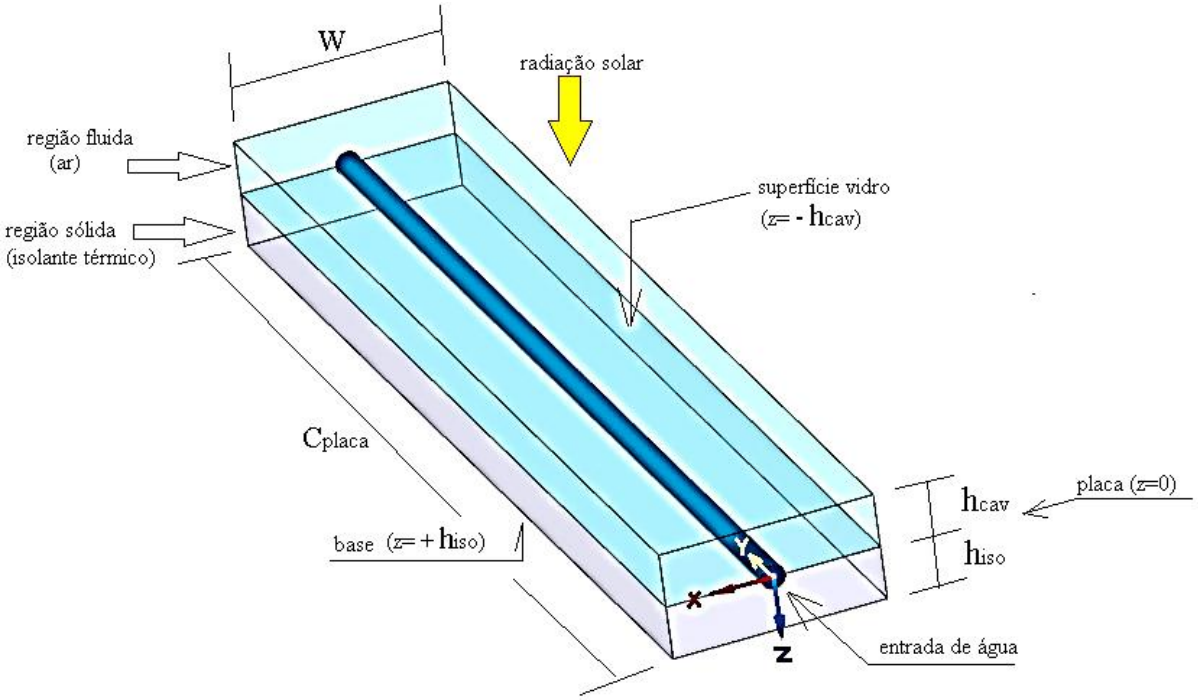

Figura 5.9 – Domínio completo de simulações em 3D

Fonte: o autor

Pela observação da figura 5.9 acima, pode-se observar, em relação ao sistema de coordenadas adotado, que a placa absorvedora está toda na coordenada z=0, o escoamento se desenvolve no sentido positivo de y, a entrada de água está na coordenada y=0. As dimensões h_{iso} e h_{cav} indicadas na figura 5.9 correspondem, respectivamente aos parâmetros b e L da tabela 5.1. O parâmetro W da tabela 5.1 também pode ser observado na figura anterior, pois embora visualmente não represente a distância entre dois *risers* paralelos, matematicamente pode ser estimado pela largura do domínio. A dimensão C_{placa} foi aproximada pelo comprimento da

placa absorvedora. A tabela 5.5 a seguir apresenta um resumo das superfícies externas do domínio:

Tabela 5.5 – Superfícies limites do domínio de simulação.

Superfície	Coordenadas máximas e mínimas						Condição de contorno aplicada
	$x_{mín}$	$x_{máx}$	$y_{mín}$	$y_{máx}$	$z_{mín}$	$z_{máx}$	
Cobertura	-W/2	+W/2	0	+ C	- L	- L	Incidência de radiação solar
Base	-W/2	+W/2	0	+ C	+ b	+ b	Temperatura igual a ambiente
Lateral esquerda	+W/2	+W/2	0	+ C	- L	+ b	Simetria
Lateral direita	-W/2	-W/2	0	+ C	- L	+ b	Simetria
Face de entrada de água	-W/2	+W/2	0	0	- L	+ b	Adiabática
Face de saída de água	-W/2	+W/2	+ C	+ C	- L	+ b	Adiabática

Legenda: C: comprimento da placa; W: distância entre tubos; L: distância entre placa e cobertura; b: espessura do isolamento térmico.

Passa-se, nas seções 5.3.2.1 até 5.3.2.4 a seguir, a apresentar em mais detalhes as condições adotadas para as simulações em regiões ou partes específicas do domínio computacional.

5.3.2.1 Cavidade de ar

A cavidade de ar, também denominada *airgap*, é o volume de ar entre a cobertura de vidro e a placa absorvedora. A radiação solar que atravessa a cobertura passa pela cavidade de ar e atinge a placa absorvedora. As superfícies aquecidas no interior do *airgap* emitem radiação térmica de alto comprimento de onda, isto é, há transferência de calor por radiação.

Esse fenômeno foi modelado, no presente trabalho, pelo modelo de radiação *S2S*, como será visto mais adiante no texto.

Adicionalmente, no *airgap*, ocorre o fenômeno da convecção natural resultante da diferença de temperatura e densidade do ar dentro da cavidade. Essa movimentação do ar no interior da cavidade colabora para as perdas de calor do coletor, pois há transferência de energia térmica da placa absorvedora a uma temperatura maior, para o vidro da cobertura e consequentemente para o ambiente externo, a uma temperatura mais baixa.

Por fim, a presença de aleatoriedade nas componentes x, y e z da velocidade do ar na cavidade geram turbulência no escoamento interno. A turbulência foi modelada pelo modelo de turbulência RNG k-ε que também será descrito com mais detalhes adiante no texto. As propriedades do ar são apresentadas na tabela 5.6.

5.3.2.2 Fluido de trabalho

O fluido de trabalho escoa dentro da tubulação no sentido positivo de y conforme indica a figura 5.9. Ao longo do escoamento, o fluido retira calor da parede interna do tubo por convecção. O escoamento foi modelado como laminar. O fluido de trabalho é a água e possui as propriedades descritas na tabela 5.6.

5.3.2.3 Isolamento térmico

O isolamento térmico é responsável por reduzir as perdas térmicas da placa para o ambiente externo. No presente modelo em CFD, considerou-se a presença da camada de isolamento apenas na base do coletor (sob a placa). Nesta região ocorre transferência de calor por condução. O isolamento foi considerado de Lã de Rocha com as propriedades descritas na tabela 5.6.

5.3.2.4 Placa absorvedora

A placa absorvedora é responsável por absorver a radiação solar que atravessa o *airgap* e transferir calor por condução (na direção x) para a região do tubo. No modelo, a placa é representada pela superfície que separa a cavidade de ar e o isolamento. Embora seja uma superfície na coordenada $z = 0$, o procedimento de modelagem para simulação em CFD

atribuiu ao plano, via software de simulação, uma espessura δ que também foi um parâmetro hierarquizado (ver tabela 5.1). A placa foi considerada de alumínio com as propriedades descritas na tabela 5.6.

5.3.2.5 Tubulação

A tubulação do coletor solar é mostrada na figura 5.10. De maneira a simplificar o modelo adota-se, neste trabalho, apenas um tubo de elevação (*riser*) e são desconsideradas as calhas coletoras. As hipóteses referentes à tubulação são, portanto, as seguintes:

a) tubo de elevação único com vazão igual à vazão total dividida pelo número de tubos do coletor;
b) as calhas coletoras não estão incluídas no modelo.

A hipótese de tubo de elevação único é justificada pelos pontos a seguir:

a) é adotada por DUFFIE; BECKMAN (2013) para formular a teoria básica de coletores solares térmicos;
b) é usualmente adotada para simular coletores solares em CFD, conforme Capítulo 4;
c) o escoamento do fluido pelo coletor ocorre por circulação forçada, reduzindo a interferência das forças gravitacionais que poderiam resultar em não uniformidade na distribuição de vazão entre os tubos;
d) o esforço de processamento computacional é significativamente menor do que na simulação do coletor por inteiro.

A hipótese da não inclusão das calhas coletoras no modelo é justificada pelos pontos a seguir:

a) a temperatura de entrada de água fria no coletor é aproximadamente igual à temperatura de entrada da água no domínio (T_e na figura 5.10);
b) a temperatura de saída de água quente do coletor é aproximadamente igual à temperatura de saída da água do domínio (T_s na figura 5.10);

c) essa hipótese é utilizada por diversos autores e é utilizada em DUFFIE; BECKMAN (2013) para construir as equações básicas do coletor.

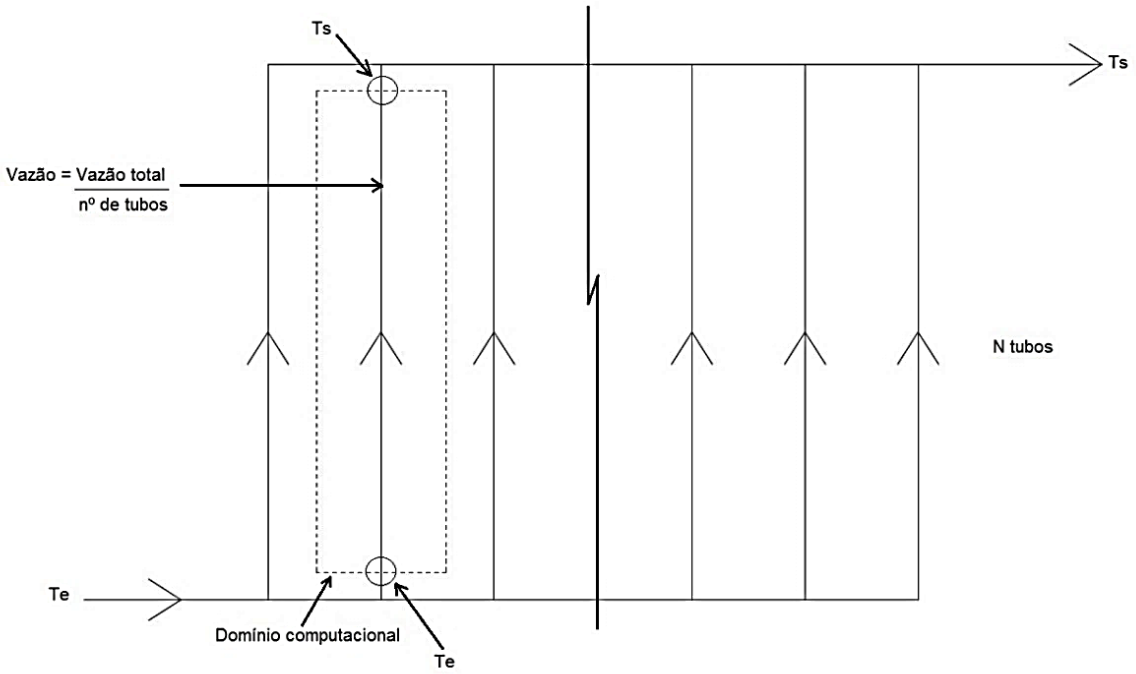

Figura 5.10 – Tubulações do coletor e domínio computacional (vista superior).

Fonte: o autor

Pela figura 5.10 observa-se que o domínio computacional é parte do coletor como um todo, inclui apenas um *riser* e não inclui as calhas inferior e superior.

5.3.3 Propriedades dos materiais e superfícies

As propriedades dos materiais consideradas no modelo são apresentadas na tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Propriedades dos materiais utilizados nas simulações.

Propriedade	Elemento do modelo					
	Cavidade	Fluido	Isolante	Placa	Tubo	Cobertura
Material	Ar	Água	Lã de Rocha	Alumínio	Cobre	Vidro liso comum
ρ [kg/m^3]	1,225	998	23	2719	8978	2230
c_p [J/(kg.K)]	1006	4182	1800	871	381	837
k [W/(m.K)]	0,024	0,6	0,038	202	388	1,14
μ [kg/(m.s)]	0,0000179	0,001	-	-	-	-
α [1/K]	0,0034	-	-	-	-	-

Legenda: ρ: massa específica; c_p: calor específico; k: condutividade térmica; μ: viscosidade dinâmica; α: coeficiente de expansão térmica.

As propriedades térmicas das superfícies consideradas para as simulações são apresentadas na tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Propriedades das superfícies.

Propriedade	Superfície do modelo			
	Caixa externa do coletor	Tubulação[26]	Vidro da cobertura	Superfície absorvedora
α	0,30	0,18	0,04	0,90 – 0,97
ε	0,09	0,07	0,94	0,04 – 0,90
τ	-	-	0,92	-

Legenda: α: absortividade; ε: emissividade; τ: transmissividade.

[26] Os valores apresentados se referem à tubulações sem pintura.

5.3.4 Hipóteses adicionais para modelagem

Adicionalmente às condições apresentadas anteriormente, fez-se necessário definir algumas condições de referência para a modelagem e as simulações, resumidas na tabela 5.8 a seguir.

Tabela 5.8 – Condições adotadas para modelagem e simulação.

Tópico	Hipótese adotada	Observação
Inclinação do coletor	45° em relação ao plano horizontal	Em decorrência da inclinação do coletor e do sistema de coordenadas cartesianas adotado, as componentes da aceleração gravitacional resultaram em 6,94 m/s^2 no sentido positivo de "z" e 6,94 m/s^2 no sentido negativo de "y".
Dependência do tempo	Regime permanente	O método experimental utilizado para validação do modelo utiliza o regime permanente e é adequado para comparação de protótipos.
Vazão do fluido em kg/s	0,02 vezes a área transparente do coletor	Corresponde à vazão de ensaio conforme norma ABNT NBR 15747-2:2009.
Posição relativa entre placa e tubulações (*risers*)	As aletas da placa absorvedora estão contidas no plano que intercepta simultaneamente os eixos dos *risers*	Por hipótese, o contato entre placa e tubo foi considerado com resistência térmica desprezível à transferência de calor.
Distribuição de vazão entre os tubos	Uniforme	Hipótese apresentada anteriormente na Seção 5.3.2.5.
Regime de escoamento do fluido de trabalho	Laminar	Resulta das características do fluido de trabalho, das condições de operação e da geometria da tubulação.
Temperatura de entrada da água no coletor e temperatura ambiente	20°C	Trata-se de uma temperatura próxima à do abastecimento de água e de uma temperatura similar ao do ambiente em que foram realizados os ensaios experimentais (simulador solar *indoor*).
Radiação solar incidente	800 W/m^2 normal a superfície de abertura do coletor	Foi utilizado o Algoritmo *Solar Ray Tracing* com 100% de radiação direta (típica do simulador solar *indoor*) e 50% de radiação visível em relação à total.
Transferência de calor por convecção entre a superfície externa do vidro e o ar ambiente	Coeficiente de convecção h=17,1 W/(m^2°C)	Calculado utilizando a relação h=5,7+3,8V conforme DUFFIE; BECKMAN (2013) para a velocidade do vento V=3 m/s.

Continua

Continuação

Tópico	Hipótese adotada	Observação
Caixa externa do coletor	Temperatura constante igual a temperatura ambiente	Superfície que separa a região externa posterior ao coletor da região interna composta pelo material isolante térmico.
Convecção natural na cavidade entre placa e cobertura	A convecção natural no *airgap* é resultante das diferenças de densidade e temperaturas do ar que ocupa a cavidade	Para modelagem do fenômeno, utiliza-se a aproximação de *Boussinesq* que simplifica a densidade do fluido, aproximando-o por uma função que inclui o coeficiente de expansão térmica e a diferença de temperatura.
Escoamento turbulento na cavidade de ar	Ocorre dentro do *airgap* onde o escoamento do ar é induzido pelas diferenças de temperaturas dentro da cavidade	Para modelagem, foi utilizado o Modelo de duas equações RNG k-ε.
Radiação térmica emitida por superfícies internas aquecidas	Ocorre entre superfícies dentro do *airgap* e é utilizado o modelo de Radiação S2S (*Surface to Surface*) para sua representação	O modelo S2S leva em consideração os fatores de forma (view factors) das superfícies envolvidas dentro da cavidade do coletor.
Diâmetro da tubulação	Seção transversal circular com diâmetro interno de 8,72 mm e diâmetro externo 9,52 mm.	A opção por fixar a dimensão do *riser* decorre da observação do comportamento do setor industrial que fornece esse elemento aos fabricantes de coletores solares, sendo que são observados valores padrões ou com desvios pequenos entre produtos de diferentes marcas.
Vidro da cobertura	Vidro liso com 3 mm de espessura	Outros tipos de vidros (temperado, prismático, baixo ferro) tem uso significativamente mais restrito do que o vidro liso comum.
Área transparente do coletor	1,00 m^2	A eficiência do coletor solar é referida à área transparente (não à área externa, nem absorvedora)

Fonte: o autor

5.3.5 Resumo dos fenômenos físicos envolvidos

Essa Seção se dedica a sintetizar os fenômenos físicos envolvidos na modelagem e simulações computacionais. Os fenômenos físicos são resumidos a seguir:

a) A radiação solar incide sobre a cobertura do coletor, com ângulo de incidência $\theta = 0°$, isto é, com incidência normal;

b) A radiação incidente (800 W/m^2) é refletida, absorvida e transmitida para o interior do coletor conforme as propriedades óticas do vidro da cobertura (tabela 5.7);
c) A energia solar é absorvida pela placa absorvedora de alumínio e a temperatura da placa se eleva de acordo com a sua capacidade de absorção de energia (tabela 5.7);
d) O fluido de trabalho (água) entra no coletor pela calha inferior à esquerda (figura 5.10) escoando com o valor de vazão estabelecido neste trabalho (0,02 vezes a área transparente do coletor, em kg/s) e escoa pelo *riser* de forma a "coletar" calor da placa;
e) A placa absorvedora, após o período transiente, em que sua temperatura varia com o tempo, chega a uma temperatura estável. Sendo assim, é possível considerar uma situação de regime permanente na qual a placa apresenta elevação de temperatura no sentido perpendicular ao *riser* e apresenta elevação de temperatura no sentido paralelo ao *riser*[27];
f) Em regime permanente, a eficiência térmica instantânea do coletor pode ser obtida pela razão entre a potência térmica produzida e a potência solar incidente em um dado momento no coletor. A potência produzida é calculada pelo produto entre vazão mássica do fluido de trabalho, calor específico do mesmo e acréscimo de temperatura do fluido entre entrada e saída do coletor. A potência solar incidente pode ser obtida pelo produto entre irradiância solar incidente na área de abertura do coletor e a área do coletor;
g) Sendo a vazão do fluido de trabalho não nula, a água que escoa no interior da tubulação retira calor por convecção da parede interna do tubo (*riser*) que, por sua vez, permanece recebendo calor da placa absorvedora. O resfriamento da placa e consequente aquecimento da água resulta na coleta da energia solar;
h) O calor da placa deve ser majoritariamente coletado pelo fluido de trabalho e por isso as perdas térmicas da placa para o ar ambiente devem ser minimizadas. No modelo utilizado, as perdas ocorrem pela base ou pelo topo do coletor. Pelas laterais, as perdas são desprezadas no modelo, pois o domínio de simulações não considera um *riser* da extrema direita ou esquerda do aquecedor.
i) Na base, as perdas de calor da placa absorvedora para o ambiente são minimizadas pela presença da camada de isolante térmico;
j) No topo, as perdas de calor acabam ocorrendo devido à radiação de calor do vidro aquecido para o ambiente externo (a temperatura do céu adotada para as simulações foi

[27] A vazão nula implicaria na chamada condição de estagnação, na qual a temperatura da placa é máxima e constante no tempo em toda a placa, para uma dada radiação solar incidente e temperatura ambiente ao redor do coletor.

de 2,5 °C) e às trocas de calor por convecção causadas pelo fluxo de ar junto à superfície externa do vidro;

k) As superfícies internas do coletor, aquecidas, trocam calor entre si por radiação térmica, de maneira que há troca de energia térmica dentro da cavidade de ar entre as superfícies por radiação, convecção natural e condução de calor.

5.3.6 Equações utilizadas no modelo

A fim de modelar os fenômenos físicos nos fluidos presentes no coletor, equações de conservação de massa, conservação de quantidade de movimento e conservação de energia foram solucionadas numericamente pelo software *Fluent* (versão 19.1). Essas equações foram apresentadas de forma geral no Capítulo 3 e são detalhadas a seguir para o caso específico do modelo estudado, para cada região do modelo.

5.3.6.1 Região fluida

Considerando regime permanente e fluido incompressível, pode-se descrever a conservação de massa no escoamento, em notação indicial, como:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{5.5}$$

A conservação de quantidade de movimento pode ser expressa, em notação indicial, como:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + \upsilon \frac{\partial^2 u_i}{\partial {x_j}^2} + g_i \tag{5.6}$$

onde t é o tempo, p é a pressão, ρ é massa específica, υ é a viscosidade e g é a componente da aceleração gravitacional.

A conservação de energia, por sua vez, pode ser expressa por:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \nabla \cdot (\vec{u}T) = k\nabla^2 T + \mu\Phi \tag{5.7}$$

onde c_p é calor específico, ρ é massa específica, T é a temperatura, $\vec{u}$ é a velocidade, μ é a viscosidade e $\mu\Phi$ é o termo de dissipação viscosa.

5.3.6.2 Turbulência

A turbulência ocorre nas regiões do domínio de simulação onde, existindo escoamento do fluido, as forças de inércia predominam sobre as forças viscosas.

Uma das abordagens da modelagem da turbulência consiste em considerar que as componentes das variáveis u_i (i=1,2,3) das Equações de *Navier-Stokes* podem ser decompostos por uma soma de um componente médio ($\bar{u}_i$) com outro aleatório (u_i'), de forma que cada componente u_i pode ser expresso como:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \tag{5.8}$$

Analogamente, para um escalar φ (pressão, energia, concentração de partículas) pode-se considerar a mesma lógica da equação (5.8), de forma que:

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \tag{5.9}$$

Ao expressar as variáveis e escalares das equações de Navier-Stokes da forma proposta pelas equações (5.8) e (5.9), ficam formadas as equações RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*

equations), que possuem formato semelhante às equações originais de Navier-Stokes, porém com termo adicional, chamado de tensor de Reynolds, para representar os fenômenos turbulentos. A incorporação do tensor de Reynolds implica na inserção de mais incógnitas para as equações RANS, sendo que se torna necessário o uso de equações adicionais para o fechamento do sistema das equações.

Neste trabalho, para a modelagem dos fenômenos turbulentos presentes no coletor solar, faz-se uso do modelo de turbulência RNG k-ε que é um refinamento do modelo k-ε para modelagem da turbulência.

Essa formulação utiliza duas equações de transporte adicionais às equações RANS, uma relacionada à energia cinética turbulenta (k) e outra relacionada à sua taxa de dissipação (ε), que fazem uso de coeficientes empíricos. Mais detalhes sobre modelagem da turbulência e do modelo utilizado podem ser encontrados em ANDERSON et al. (1992).

5.3.6.3 Região sólida

No coletor solar em estudo ocorre também transferência de calor em regiões sólidas. Esse fenômeno está presente na região do isolante térmico e na placa absorvedora ao conduzir calor das regiões mais quentes (mais distantes dos *risers*) para as regiões próximas das tubulações.

Com relação à placa absorvedora e levando em consideração o sistema de coordenadas apresentado anteriormente na figura 5.9, tem-se que:

a) na direção z (fixados x e y): a temperatura não varia em z, ou seja, é considerada constante ao longo da espessura δ da placa;
b) na direção y (fixado x e z): a temperatura cresce com y, em cada reta paralela ao *riser*;
c) na direção x (fixado y e z): ocorre fluxo de calor por condução conforme a equação (5.10):

$$q(x) = -k\frac{\partial T}{\partial x} \tag{5.10}$$

onde $q(x)$ é o fluxo de calor em Watts em função da posição x, k é a condutividade térmica do material da placa absorvedora em W/(m.K) e T é a temperatura da placa na posição x em graus Kelvin.

5.3.7 Execução das simulações

Para cada simulação da tabela 5.2, utilizou-se as seguintes etapas:

a) desenho da geometria por meio do software *ANSYS SpaceClaim*;
b) geração da malha de volumes finitos, para a geometria criada na etapa anterior, por meio do software *ANSYS Meshing*. A malha utilizada é tetraédrica e foi gerada pelo método *Patch Conforming* (ver figura 5.11);
c) transferência[28] da geometria com sua malha para o software ANSYS *Fluent* (versão 19.1);
d) configuração do problema, inserindo, no software *Fluent*, informações sobre:

- a física do problema (propriedades dos materiais, por exemplo);
- condições iniciais e de contorno;
- modelos a serem utilizados pelo programa (*Solar Ray Tracing* para modelar a incidência de radiação solar, *S2S* para modelar a radiação térmica entre superfícies, *RNG k-ε* para modelar a turbulência, por exemplo);
- método de inicialização: método híbrido;
- métodos de solução a serem utilizados pelo programa: método dos mínimos quadrados, acoplamento pressão com velocidade e esquema SIMPLE conforme ANSYS (2019);
- critérios de convergência: resíduo inferior a 10^{-3} para equação da continuidade, para as componentes x, y e z da velocidade, para energia cinética turbulenta (k) e taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ε). Para a equação de energia, o critério de convergência utilizado foi o resíduo inferior a 10^{-6}.

e) execução da simulação utilizando o solver do ANSYS *Fluent* configurado na etapa anterior. As simulações foram realizadas em computador com Processador AMD

[28] O termo "transferência" é utilizado para descrever a ação de importar o arquivo com a geometria e malha para o ambiente do programa ANSYS *Fluent*.

Phenom(tm) II X4 B95 de 3 GHz, memória RAM de 8,00 GB e sistema operacional de 64 Bits;

f) registro do resultado da simulação: temperatura média da água na saída do domínio (T_s). Conforme apresentado anteriormente, a temperatura real de saída da água do coletor foi considerada igual à temperatura de saída de água (T_s) do domínio;

g) cálculo da eficiência do coletor correspondente à simulação em questão, a partir do valor obtido de T_s. Para tal, será utilizado o método proposto na Seção 5.3.8.

A figura 5.11 mostra uma vista em perspectiva da malha de volumes finitos gerada para um dos coletores solares simulados: a região mostrada na figura corresponde à extremidade do domínio computacional (ver figura 5.10 como referência) sendo que a região cuja malha é mais refinada corresponde ao *riser* (tubulação) que atravessa o domínio computacional.

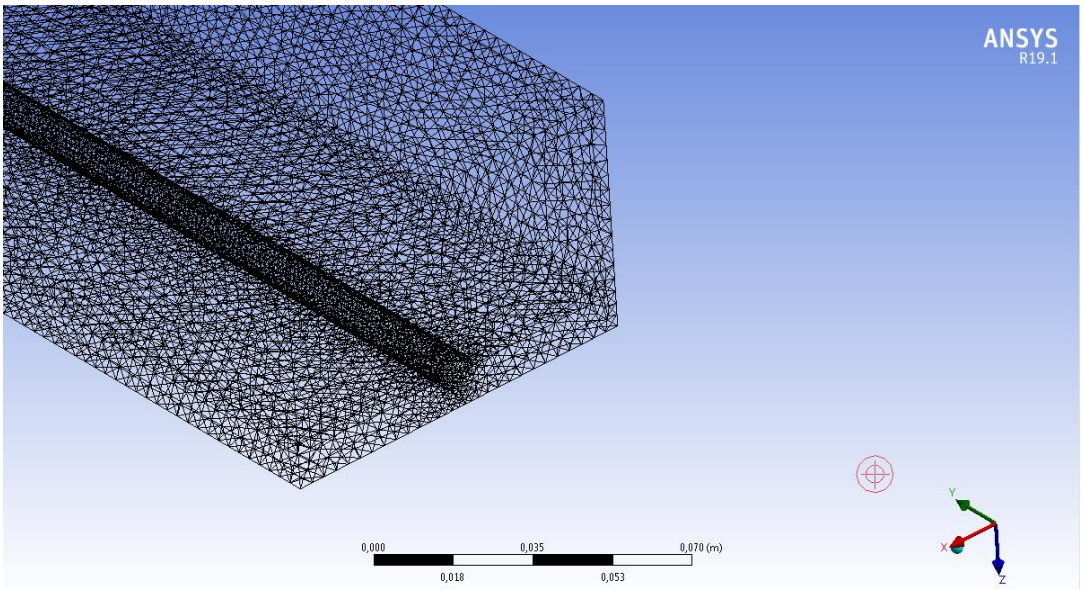

Figura 5.11 – Vista em perspectiva da malha de volumes finitos

Fonte: o autor

Observa-se que o coletor cuja malha de volumes finitos é mostrada na figura acima possui uma espessura b do isolamento térmico menor que a distância L entre placa e cobertura da cavidade de ar. Nota-se, também que a placa absorvedora está no plano XY que contém o eixo do *riser*.

5.3.8 Cálculo da eficiência do coletor a partir dos resultados das simulações

Cada simulação k (de 1 a 36, conforme tabela 5.2) corresponde a um coletor solar diferente e devolve um valor de temperatura de saída da água T_s, considerando a entrada da água a 20ºC e as demais condições de referência fixadas, apresentadas neste Capítulo 5.

Sendo assim, pode-se calcular para cada simulação realizada, um valor de eficiência térmica η_k do coletor correspondente àquela simulação específica. Isso é feito por meio da equação (5.11):

$$\eta_k = \frac{\dot{m} \times c_p \times (T_s - T_e)}{A \times G} \tag{5.11}$$

onde T_s é o valor da temperatura na saída obtida na simulação k e os demais valores são dados como parâmetros de referência pela tabela 5.9:

Tabela 5.9 – Valores de referência para o cálculo da eficiência simulada.

Parâmetro	Valor de referência	Unidade
Vazão mássica ($\dot{m}$)	0,02	kg/s
Calor específico da água (c_p)	4180	J/(kg.ºC)
Temperatura de entrada da água (T_e)	20,0	°C
Área transparente (A)	1,00	m^2
Irradiância solar (G)	800	W/m^2

Fonte: o autor

Por exemplo, se determinada simulação k resultar em 28ºC para o valor de T_s, a eficiência η_k do coletor da simulação k será de 83,6 %. É importante lembrar que esse valor se trata de uma eficiência instantânea, decorrente de determinadas condições de referência fixados, e que será usada para caracterizar a eficiência do coletor da simulação k.

5.4 Validação experimental

Nesta seção, passa-se a descrever o método usado para executar a etapa n) da lista de etapas apresentadas na Seção 5.1, no início deste Capítulo 5.

Como foi dito, a validação consistiu na verificação da confiabilidade[29] da equação de previsão da eficiência, que se trata da equação (5.1) apresentada na Seção 5.2.2.2, resultante da análise estatística dos resultados das 36 simulações computacionais em CFD listadas na tabela 5.2.

O procedimento para validação experimental do modelo, neste trabalho, consistiu na realização das etapas apresentadas nas alíneas a seguir:

a) obtenção de dois coletores solares fechados planos, cada qual de um diferente fabricante de aquecedores solares, provenientes da indústria brasileira;
b) identificação arbitrária como CP1 e CP2 dos coletores anteriormente mencionados;
c) levantamento da curva de eficiência tanto para o protótipo CP1 e como para o protótipo CP2, por meio da execução dos ensaios experimentais conforme a referência normativa ABNT NBR 15747-2:2009, método de ensaio indoor com uso de simulador solar;
d) determinação de um valor de eficiência experimental para cada protótipo, utilizando uma condição de operação padrão (eixo das abscissas da curva de eficiência);
e) aplicação dos valores dos parâmetros variáveis da tabela 5.1 previamente conhecidos para CP1 e CP2 na equação (5.1), a fim de determinar, para cada protótipo, um valor de eficiência decorrente do uso do modelo numérico.
f) Comparar as eficiências experimentais com as obtidas na etapa descrita na alínea anterior, para cada um dos protótipos CP1 e CP2.

Cada coletor solar foi ensaiado experimentalmente conforme a norma brasileira ABNT NBR 15747-2:2009, seguindo procedimento em regime permanente (item 6.1 da norma). Os testes foram realizados com uso do simulador solar indoor e da bancada de testes do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT) nas instalações do Laboratório de Conforto Ambiental, Eficiência Energética e Instalações Prediais (LCAP).

[29] Neste contexto, o termo confiabilidade está sendo utilizado para exprimir a veracidade, validade ou efetividade do modelo de previsão. Para isso, como referência, será usada a comparação com medidas experimentais.

A Tabela 5.10 apresenta uma descrição dos coletores CP1 e CP2, com relação aos parâmetros variáveis que serão hierarquizados neste trabalho:

Tabela 5.10 – Descrição dos coletores solares utilizados para os ensaios experimentais.

Parâmetro	Símbolo	CP1	CP2
Distância entre placa e cobertura	L	21,2 mm	23,9 mm
Absortividade da placa	α	0,95	0,95
Emissividade da placa	ε	0,04	0,05
Espessura da placa	δ	0,3 mm	0,4 mm
Distância entre tubos	W	100,0 mm	121,9 mm
Espessura do isolamento da base	b	30 mm	25 mm

Nota: os valores apresentados na tabela foram obtidos das especificações dos fabricantes.

Fonte: o autor

Por tratar-se de um ensaio indoor, as variáveis climáticas e de radiação solar são controladas de forma que as condições de regime permanente sejam atingidas mais facilmente. Além disso, a bancada experimental possibilita a manutenção da amostra sob a incidência normal de radiação solar, o que, ao contrário, não pode ser obtido em todo momento em um ensaio *outdoor*, a não ser que se use uma bancada com rastreamento da posição do Sol.

O simulador solar do IPT e a bancada de ensaios são mostrados na figura 5.12, com as lâmpadas ligadas em potência intermediária a partir da rede elétrica com alimentação trifásica de 380V e 50 Hz. Na figura 5.13 o simulador pode ser visto de frente, com as lâmpadas desligadas.

O simulador (superior direito da figura 5.12) e a bancada (inferior esquerdo da figura 5.12) são elementos independentes entre si. Ambos têm sua movimentação controlada individualmente. O conjunto do simulador, que inclui as lâmpadas, pode se movimentar na vertical e girar em torno do eixo horizontal, já a bancada pode se movimentar na horizontal com uso dos trilhos paralelos no piso, se afastando ou se aproximando da parede posterior ao simulador.

O circuito hidráulico pertence à bancada sobre a qual é colocado o coletor para ensaio e as tubulações são conectadas ao aquecedor na entrada e saída de água do equipamento, para que se proceda o ensaio.

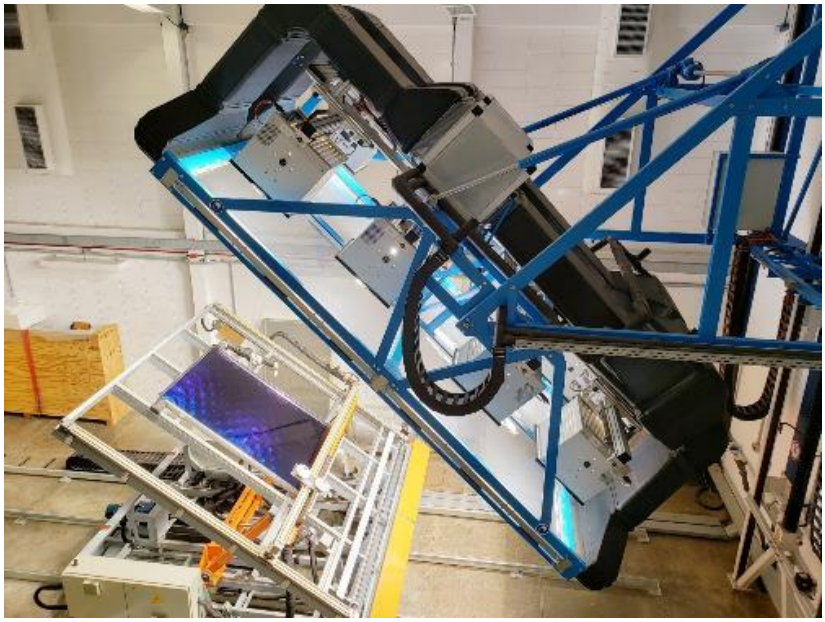

Figura 5.12 – Simulador solar e da bancada experimental

Fonte: Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT)

Figura 5.13 – Simulador solar e da bancada experimental

Fonte: Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT)

O simulador é composto por 8 lâmpadas especiais projetadas de tal forma a emitir radiação ultravioleta, visível e infravermelha de espectro semelhante à radiação solar. O item de ensaio

é posicionado na bancada em frente das lâmpadas de tal forma que o ângulo de incidência seja normal à cobertura do coletor.

Entre a bancada e as lâmpadas, é produzido artificialmente, um fluxo de ar frio que escoa entre dois vidros planos especiais. O ar frio permite que a temperatura da superfície do vidro do simulador permaneça baixa e minimiza o efeito de radiação de alto comprimento de onda que atinge o coletor. Esse elemento do simulador é denominado céu artificial (*artificial sky*) pois pretende-se simular a situação de temperatura do céu que ocorre na realidade.

O coletor solar é posicionado na bancada e conectado ao circuito hidráulico cujas temperaturas de alimentação de água são programáveis e controladas por um conjunto de aquecedores de passagem.

Há também um gerador de fluxo de ar na base da bancada responsável por produzir o escoamento de ar paralelo à área de abertura do coletor, durante o ensaio[30].

A sala do simulador é climatizada de forma a manter as condições térmicas ambientes na condição desejada. Na prática, com o sistema de controle e automação, observa-se que a temperatura ambiente da sala permanece aproximadamente estável durante o ensaio.

Simulador e bancada são monitorados por sistema de aquisição de dados e atuadores que permitem a execução de comandos de movimentação, dimerização das lâmpadas, controles de temperatura e vazão de água e estabilização dos parâmetros em torno de set-points desejados. Medidas de segurança devem ser tomadas no sentido de proteger os executores do ensaio do efeito da radiação solar.

A figura 5.14, a seguir, mostra um esquema ilustrativo do conjunto bancada e simulador, com detalhamento do aparato experimental. Os elementos numerados na figura são: (1) coletor solar em ensaio; (2) sensores[31] de temperatura para aferição da temperatura de entrada e saída de água no coletor; (3) gerador de fluxo de ar; (4) aquecedor de passagem para aquecimento da água de entrada no coletor[32]; (5) medidor de vazão mássica; (6) controlador de vazão; (7) bomba

[30] A norma de referência ABNT NBR 15747-2:2009 prevê que seja estabelecido um fluxo de ar paralelo à cobertura do coletor com velocidade de (3,0±1,0) m/s.
[31] Os sensores são termorresistências do tipo PT-100.
[32] Para a determinação da curva de eficiência do coletor, faz-se necessário o estabelecimento de regime permanente no item de ensaio sob o qual incide a radiação proveniente do simulador, para valores diferentes da temperatura média reduzida (T_m^*), conforme apresentado na Seção 3.3 deste trabalho. Dessa forma, é possível programar o *set-point* das temperaturas de entrada da água que se deseja utilizar.

hidráulica; (8) piranômetro para medição da radiação incidente sobre o coletor[33]; (9) sensor de temperatura ambiente.

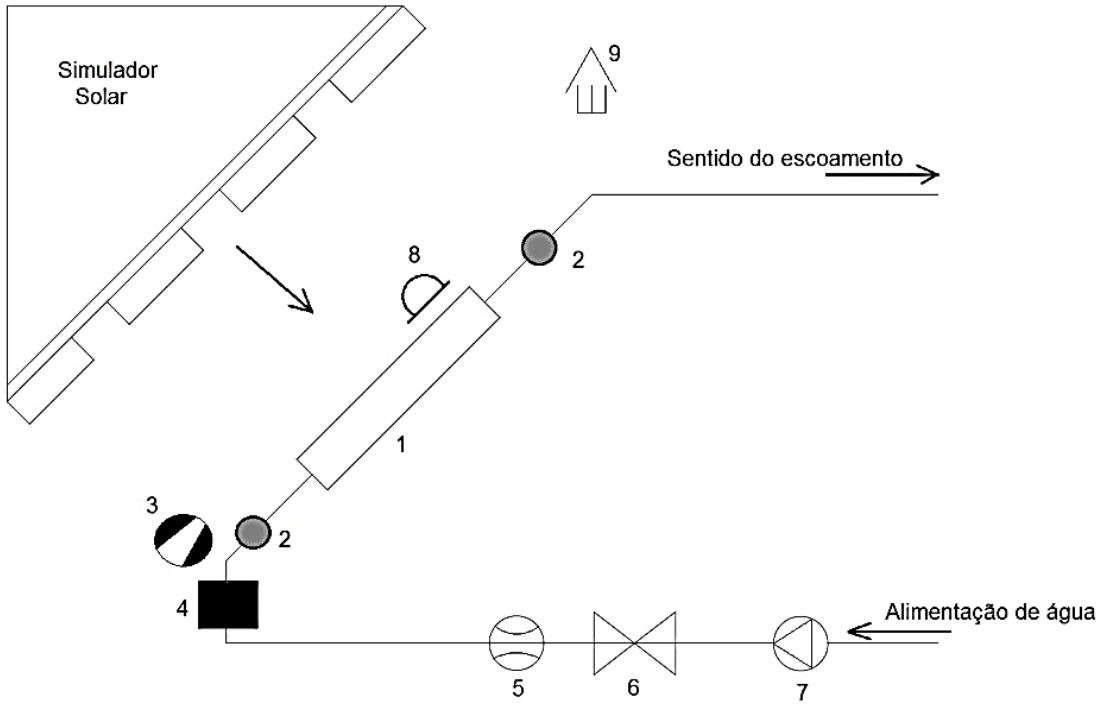

Figura 5.14 – Esquema da bancada experimental utilizada nos ensaios.

Fonte: o autor

Durante a execução do teste as seguintes grandezas são monitoradas e registradas na frequência de 1 Hz: a irradiância solar em W/m^2, as temperaturas de entrada e saída da água e as temperaturas da água nos aquecedores em $°C$, a velocidade do vento paralela ao plano de abertura do coletor em m/s, a temperatura e umidade ambientes da sala climatizada, a vazão mássica da água no circuito hidráulico em kg/s e, opcionalmente, a temperatura da placa absorvedora do coletor.

Os valores de temperatura são obtidos por meio de termo resistências do tipo PT-100, a

[33] Como as lâmpadas do simulado são elementos pontuais, faz-se necessário a realização de um mapeamento (ou varredura) dos valores de irradiância em toda a área de abertura do coletor. Para isso, utiliza-se um trilho acoplado à bancada pelo qual o piranômetro pode se deslocar no plano sobre a abertura do coletor e medir diversos pontos em posições diferentes. O valor da irradiância considerado para o ensaio é o valor médio das medições nas diversas posições sobre o coletor.

irradiância solar global é medida por um piranômetro Kipp & Zonen de classificação superior à classe I, conforme a norma ISO 9060:1990. A vazão de água pelo coletor é medida por medidor de vazão tipo turbina instalado na entrada do circuito hidráulico e a velocidade do ar é medida por anemômetro de fio quente com bainha perpendicular ao plano do coletor e ao fluxo de vento.

Após serem obtidos experimentalmente, para ambos os coletores CP1 e CP2, os coeficientes η_0, a_1 e a_2 da curva de eficiência - equação (3.14) do Capítulo 3 - para cada equipamento, os cálculos para validação são realizados.

Nota-se, porém, que, enquanto a equação de previsão de eficiência - equação (5.1) do Capítulo 5 - retorna um valor fixo de eficiência térmica, o ensaio experimental, por sua vez, determina uma "curva de eficiência" correspondente à um polinômio de 2°, para cada coletor ensaiado.

Para permitir a análise comparativa entre os resultados numéricos e experimentais, fez-se necessário utilizar apenas um ponto da curva experimental obtida para CP1 e CP2, para fins de comparação com os valores resultantes da equação (5.1) para ambos os protótipos.

Sendo assim, definiu-se, nesse trabalho, uma condição de operação T_m^* (valor no eixo das abscissas da curva de eficiência, chamado de temperatura média reduzida[34]) como referência para cada um dos protótipos. Além disso, fixou-se um valor de irradiância G de referência pois também se trata de uma variável na curva de eficiência representada pela equação (3.14).

O valor de irradiância de referência adotado para CP1 e CP2 foi de $\bar{G}$=800 W/m^2 tanto para CP1 como para CP2. O símbolo $\bar{G}$ foi utilizado para designar o valor fixo de referência para a variável G da equação (3.14).

O símbolo $\overline{T}$ foi utilizado para designar o valor fixo de referência adotado para a variável T_m^* da equação (3.14). Neste caso, cada protótipo teve um valor diferente de $\overline{T}$. Para facilitar o entendimento, usa-se o símbolo $(\bar{T})_1$ para CP1 e $(\bar{T})_2$ para CP2. Ambos foram calculados, para cada um dos protótipos.

O procedimento para cálculo de $(\bar{T})_1$ inicia-se com a aplicação dos parâmetros da tabela 5.10 referentes à CP1, na equação (5.1). Assim, obtém-se um valor de eficiência η_{mod} instantânea designado por $(\eta_{mod})_1$. O procedimento análogo aplicado à CP2 resulta no valor de $(\eta_{mod})_2$.

Sabe-se que a eficiência instantânea do coletor pode ser calculada pela equação (5.12) a seguir:

[34] Para mais detalhes sobre a temperatura média reduzida, consultar seção 3.3.

$$\eta = \frac{\dot{m} \times c_p \times (T_s - T_e)}{A \times G} \tag{5.12}$$

onde η é a eficiência instantânea do coletor, $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho, c_p é o calor específico da água, A é a área do coletor, G é a irradiância, T_e é a temperatura de entrada e T_s é o valor da temperatura na saída da água, aquecida pelo coletor.

Isolando a temperatura de saída na equação (5.12), tem-se:

$$T_s = \frac{A \times G \times \eta}{\dot{m} \times c_p} + T_e \tag{5.13}$$

Para cada protótipo, são inseridos na equação (5.13) o seu valor calculado de η_{mod} e para as demais variáveis, usa-se os valores padrão apresentados da tabela 5.9 da Seção 5.3.8.

De posse da temperatura T_s de saída da água para cada protótipo resultante da equação (5.13) e da mesma temperatura de referência da água na entrada do coletor utilizada acima (T_e=20ºC), determina-se a temperatura média do fluido T_m, para cada protótipo, por meio da equação (3.16) apresentada no Capítulo 3 deste trabalho. [35]

Sendo assim, a temperatura média da água interna às tubulações de CP1 pode ser designada por $(T_m)_1$ e a temperatura média da água interna às tubulações de CP2 pode ser designada por $(T_m)_2$.

Por fim, convencionando a temperatura ambiente T_a igual a 20ºC, pode-se calcular os valores de referência $(\bar{T})_1$ para CP1 e $(\bar{T})_2$ para CP2, respectivamente pela equação (5.14) e equação (5.15):

$$(\bar{T})_1 = [(T_m)_1 - 20]/\bar{G} \tag{5.14}$$

$$(\bar{T})_2 = [(T_m)_2 - 20]/\bar{G} \tag{5.15}$$

[35] Como se observa na equação (3.16) a temperatura média é a média aritmética das temperaturas de entrada e saída da água no coletor.

Através desse tratamento matemático, pode-se calcular para CP1, sua eficiência experimental $\left(\eta_{exp}\right)_1$, utilizando a equação (5.16) a seguir:

$$\left(\eta_{exp}\right)_1 = \eta_0' - a_1'(\bar{T})_1 - a_2'\bar{G}\,[(\bar{T})_1]^2 \tag{5.16}$$

onde as constantes η_0', a_1' e a_2' são os coeficientes característicos da curva de eficiência de CP1 determinados experimentalmente, $(\bar{T})_1$ é a temperatura média reduzida de referência obtida para CP1 pela equação (5.14) e $\bar{G}$ é a irradiância solar de referência cujo valor é 800 W/m^2.

Analogamente, pode-se calcular para CP2, sua eficiência experimental $\left(\eta_{exp}\right)_2$, utilizando a equação (5.17) a seguir:

$$\left(\eta_{exp}\right)_2 = \eta_0'' - a_1''(\bar{T})_2 - a_2''\bar{G}\,[(\bar{T})_2]^2 \tag{5.17}$$

onde as constantes η_0'', a_1'' e a_2'' são os coeficientes característicos da curva de eficiência de CP2 determinados experimentalmente, $(\bar{T})_2$ é a temperatura média reduzida de referência obtida para CP2 pela equação (5.15) e $\bar{G}$ é a irradiância solar de referência igual a 800 W/m^2.

Com esses valores é possível proceder a validação que se pretende. Para este trabalho, o método numérico foi considerado validado satisfatoriamente pelos resultados experimentais, caso seja satisfeita a desigualdade a seguir:

$$\left| \frac{\frac{(\eta_{mod})_1 - (\eta_{exp})_1}{(\eta_{exp})_1} + \frac{(\eta_{mod})_2 - (\eta_{exp})_2}{(\eta_{exp})_2}}{2} \right| \times 100 \leq 2\% \tag{5.18}$$

onde η é a eficiência térmica, os índices “mod” e “exp” se referem aos valores provenientes do modelo e do experimento, respectivamente e os índices “1” e “2” se referem aos protótipos CP1 e CP2, respectivamente.

No Capítulo 6 passa-se a descrever os resultados do trabalho.

6 RESULTADOS

6.1 Resultados das simulações computacionais

6.1.1 Resultados numéricos

Os resultados das simulações computacionais previstas na tabela 5.1 e realizadas pelo método apresentado no Capítulo anterior, são apresentadas na tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Temperatura de saída da água obtidas nas simulações.

Simulação	T_s (°C)	Simulação	T_s (°C)	Simulação	T_s (°C)
1	27,55	13	27,41	25	27,05
2	27,30	14	26,94	26	26,10
3	28,01	15	27,51	27	27,56
4	27,45	16	27,44	28	27,10
5	27,94	17	26,90	29	26,14
6	27,69	18	26,19	30	25,37
7	28,35	19	27,77	31	26,84
8	27,77	20	26,91	32	26,45
9	28,21	21	26,13	33	27,26
10	27,55	22	25,58	34	27,10
11	28,16	23	27,09	35	27,42
12	27,96	24	26,41	36	27,42

Legenda: T_s: temperatura de saída da água no coletor, em °C.

Lembrando que a temperatura de entrada da água utilizada nas simulações foi de 20°C, conforme a tabela 5.8, os coletores simulados produziram em média, uma elevação de aproximadamente 7,2 °C na temperatura da água.

Esse valor condiz com a experiência laboratorial para um coletor de 1 m^2 de área de abertura sobre o qual incide 800 W/m^2 de irradiância solar.

Um cálculo aproximado levaria a uma potência térmica produzida de $0{,}02 \times 4180 \times 7{,}2 \cong 600\ W$. Considerando a energia solar recebida $800 \times 1{,}0 = 800\ W$ chega-se à uma eficiência térmica de $600/800 = 75\ \%$ que é um valor razoável para um coletor solar operando nas condições estabelecidas.

Isso mostra, mesmo antes da aplicação da validação proposta na Seção 5.4, que o modelo numérico não produziu valores discrepantes em relação à realidade.

Outro resultado obtido é a temperatura média da placa absorvedora cuja média para o conjunto de simulações ficou em 36,7°C com desvio padrão de 7,3°C.

Constata-se que a placa absorvedora ficou em média mais quente que a temperatura da água na saída do coletor.

Considerando a definição do fator de remoção de calor F_R do coletor, introduzido no Capítulo 3, sendo o valor médio da temperatura da placa igual a 36,7°C maior que 20°C (temperatura de entrada da água), resulta que F_R é menor que 1, o que condiz com a conceituação teórica.

A temperatura do fluido dentro do coletor (considerando o valor médio do conjunto total das simulações), que é calculada como média aritmética entre 20°C (entrada do coletor) e 27,2°C (saída do coletor), resulta em 23,6°C. Considerando a definição do fator de eficiência F' do coletor, também apresentado no Capítulo 3, sendo o valor da temperatura da placa igual a 36,7°C maior que 23,6°C (temperatura média do fluido), resulta que F' é também menor que 1, o que condiz com a conceituação teórica. Além disso, como a temperatura média do fluido é maior que a temperatura de entrada de água, obtém-se que $F_R > F'$.

Por fim, a temperatura média da placa de 36,7 °C é significativamente menor que a temperatura de estagnação usual obtida em coletores solares (em geral, superior a 100°C)[36]. Isso mostra o efeito causado pela retirada ou "coleta" de calor que a água "fria" produz no sentido de resfriar a placa.

[36] Definida como a máxima temperatura que a placa absorvedora atinge, quando a vazão é nula, para determinado nível de irradiância e de temperatura ambiente. Usualmente, se adota como valores padrões 1000 W/m^2 de irradiância e 30ºC de temperatura ambiente, para o cálculo da temperatura de estagnação.

6.1.2 Contornos de velocidade e temperatura

Além dos resultados numéricos apresentados na Seção 6.1.1, foram obtidos nas simulações os contornos de temperatura e velocidade no coletor. Em geral, os programas em CFD permitem a visualização desses contornos que são as representações gráficas, por meio de escala de cores, dos valores das variáveis pré-definidas, após a convergência de uma determinada simulação numérica.

A figura 6.1 ilustra os contornos de temperatura na placa absorvedora, em vista superior. Embora a placa absorvedora adotada para este trabalho tenha lados de mesma dimensão, o elemento apresentado na figura 6.1 possui forma retangular, pois, conforme apresentado no Capítulo 5, o domínio computacional não abrange a placa como um todo, ao contrário, inclui apenas a região de um *riser*.

Na figura, a linha vertical central ao elemento representado coincide com a posição da tubulação ou *riser*, sendo que a entrada de água ocorre pela parte inferior e a saída de água ocorre pela parte superior.

Se não houvesse circulação de água pela tubulação, toda a placa estaria representada na cor vermelha (aproximadamente 57 °C), pois apenas estaria absorvendo radiação solar sem transferência de calor da placa para a água. No caso dos contornos apresentados, entretanto, a água "coleta" calor da placa[37] e resfria a mesma.

Pela distribuição de temperaturas, pode-se observar que:

a) a temperatura da placa se eleva no sentido do escoamento do fluido;
b) a temperatura da placa se eleva conforme a distância perpendicular ao tubo.

Ainda sobre a figura 6.1, compreende-se que as regiões mais quentes da placa são localmente menos eficientes que as mais frias, pois as perdas térmicas para o ambiente são maiores no primeiro caso. De fato, uma particularidade de um coletor solar enquanto equipamento térmico é que o aumento de sua temperatura de operação não implica no aumento da eficiência térmica, de forma que se por um lado o objetivo é maximizar a absorção de calor pela placa proveniente da radiação solar, por outro, a temperatura elevada da placa também induz a perdas.

[37] O termo "coletor solar" tem origem desse fato.

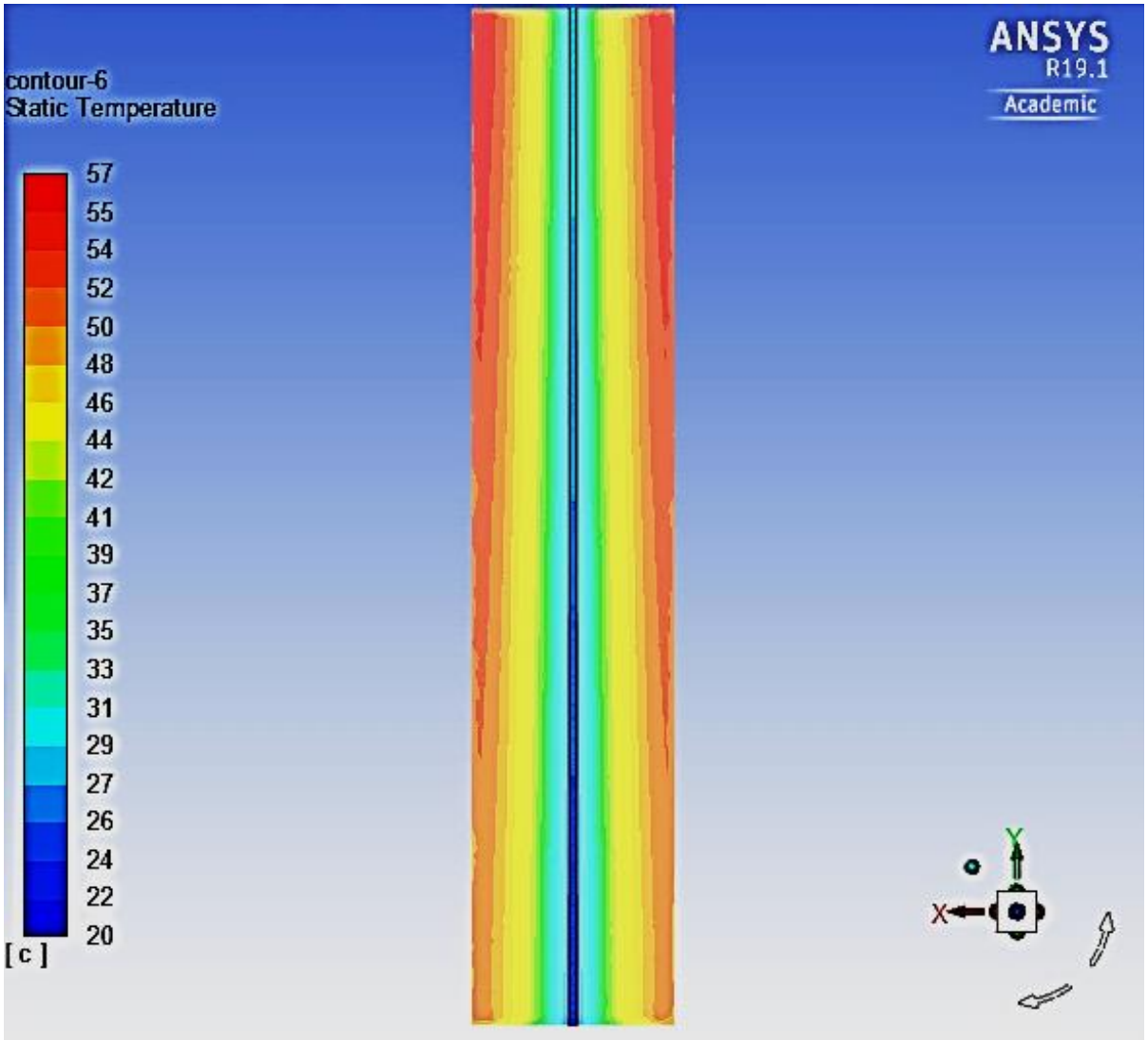

Figura 6.1 – Contorno de temperatura da placa absorvedora (vista superior).

Fonte: O autor.

A figura 6.2 ilustra um plano XZ seccionando o domínio computacional. Considerando o plano da figura 6.2, tem-se, para uma das simulações realizadas, os contornos de temperatura mostrados na figura 6.3.

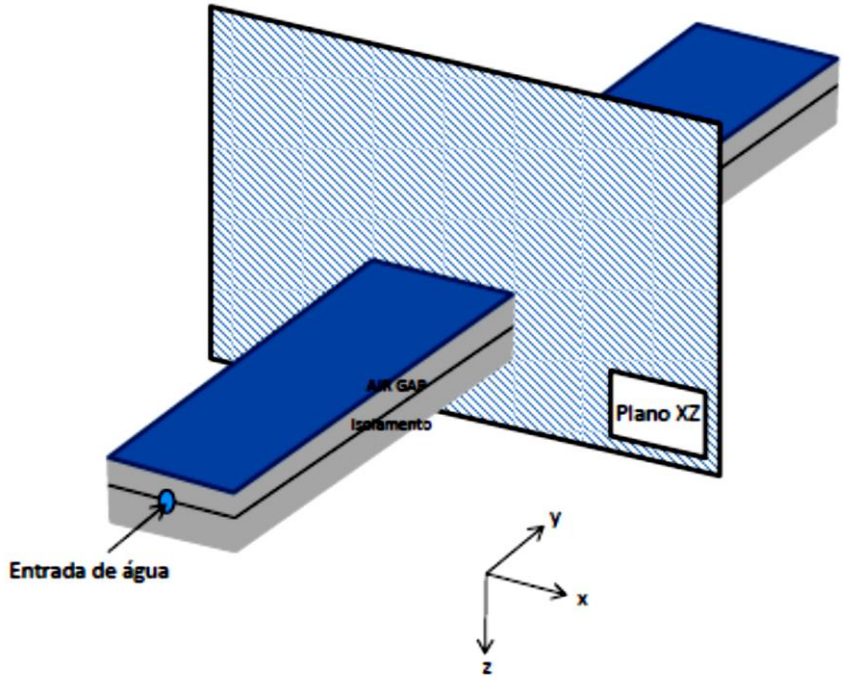

Figura 6.2 – Esquema do domínio computacional seccionado pelo plano transversal

Fonte: O autor.

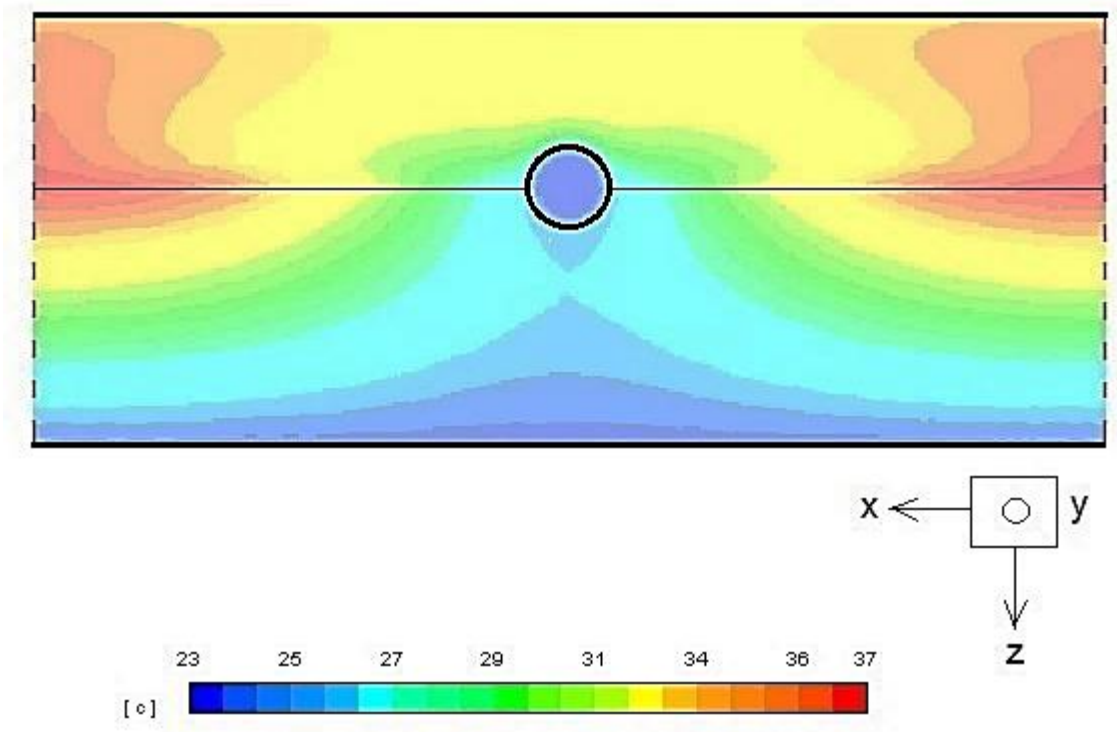

Figura 6.3 – Contorno de temperatura na seção transversal do domínio.

Fonte: O autor.

A escala de cores da figura 6.3 varia de 23 a 37°C. Examinando os contornos pode-se observar que:

a) a água dentro da tubulação está na temperatura de aproximadamente 25°C (cor próxima ao azul);
b) na região do material isolante térmico (região abaixo da linha da placa), a temperatura diminui conforme a distância em relação à placa absorvedora;
c) a região do *airgap* (região acima da linha da placa), a temperatura é em média maior que no isolante térmico;
d) a temperatura se eleva conforme aumenta a distância na direção "x" em relação à tubulação central, seja no isolamento térmico seja no *airgap*;

Ainda referente ao plano XZ da figura 6.2, passa-se a analisar os contornos obtidos para velocidade na direção "x', que são mostrados na figura 6.4.

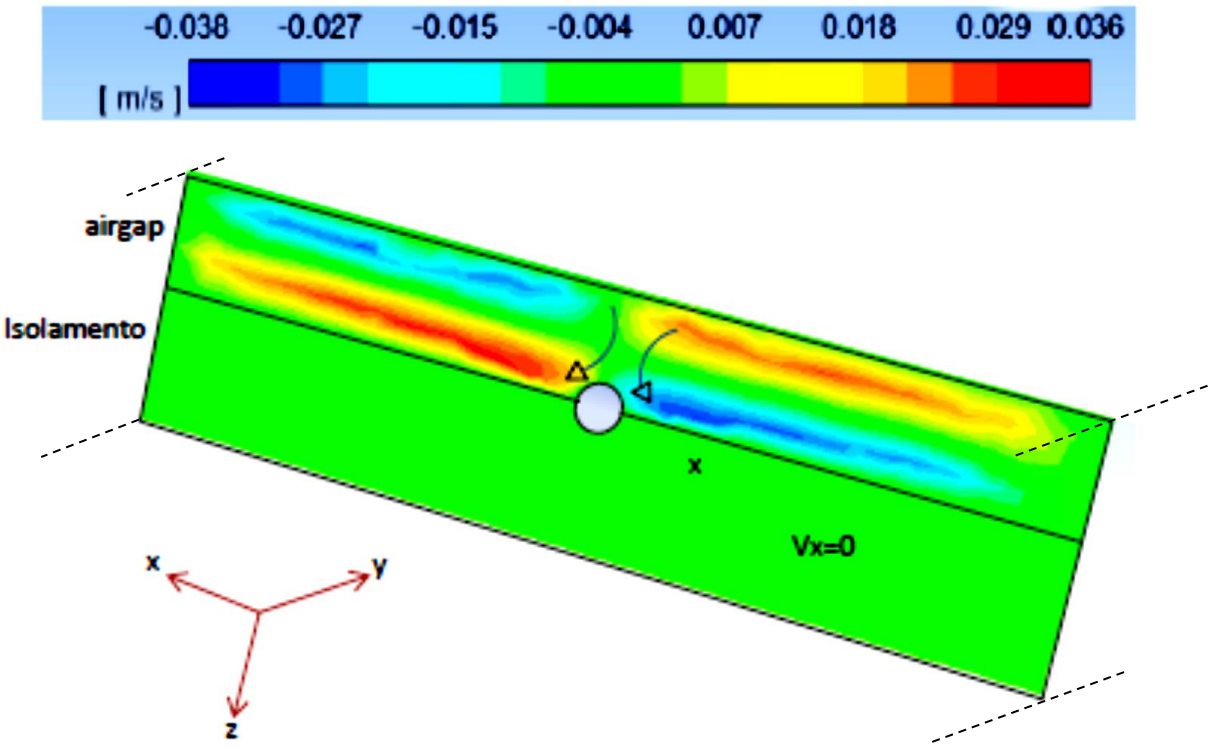

Figura 6.4 – Contornos de velocidade na direção "x" na seção transversal do domínio.

Fonte: O autor.

A escala de cores da figura 6.4 varia de aproximadamente -0,04 m/s a 0,04 m/s. Examinando os contornos da figura, pode-se observar que a região em verde corresponde à velocidade nula. O isolamento térmico sob a placa é uma região sólida sem movimentação e está caracterizado pela cor verde.

Entretanto, a região acima da placa (*airgap*) é ocupada por ar e nesta região a velocidade do ar na direção “x” é diferente de zero.

Na região azulada da figura 6.4, o ar se movimenta segundo o sentido negativo de “x” e na região próxima ao amarelo e vermelho, o ar se movimenta segundo o sentido positivo de “x”. Isso mostra que há um escoamento do ar em forma de vórtices, com movimento no sentido positivo de “z” acima da tubulação (que está mais fria), conforme mostram as setas indicadas na figura 6.4.

Esse mesmo tipo de movimento no *airgap* também foi constatado por GARCIA; OLIVEIRA; SCALON (2019).

Esse fenômeno pode ter um efeito significativo na transferência de calor entre a placa quente e o vidro, menos quente, em contato com o ambiente externo.

Com relação aos contornos de velocidade em “z”, a figura 6.5 deixa claro que, no *airgap*, o ar sobre a tubulação desce (sentido de “z” positivo) e sobre a região da placa mais distante dos tubos o ar sobe da placa para a cobertura (sentido de “z” negativo).

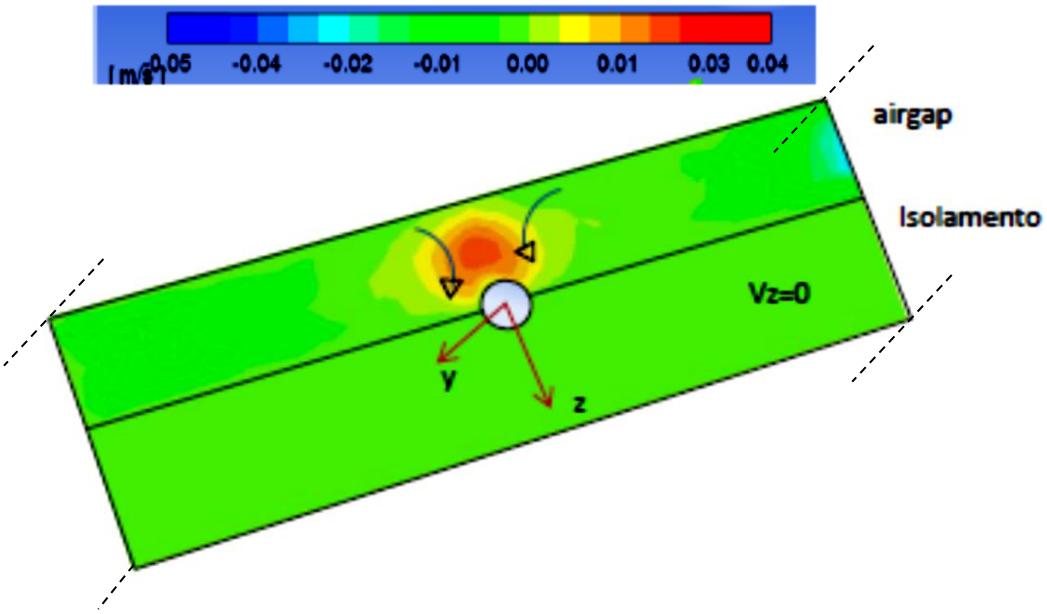

Figura 6.5 – Contorno de velocidade na direção “z” na seção transversal do domínio.

Fonte: O autor.

6.2 Equação de previsão de eficiência

Com base nas eficiências provenientes das simulações e dos cálculos realizados pelo método proposto neste trabalho, foram obtidos estatisticamente os coeficientes c_i da equação (5.1), introduzida no Capítulo 5. A Equação de previsão é apresentada a seguir:

$$\eta = 59{,}376 - 0{,}017\ (L) + 25{,}419\ (\alpha) - 6{,}341\ (\varepsilon) + 13{,}901\ (\delta) - 0{,}114\ (W) + 0{,}162\ (b)$$

Onde η é eficiência térmica de 0% a 100% do coletor solar (nas condições de referência fixadas para este trabalho), L é a distância entre placa absorvedora e cobertura em mm, α é a absortividade da placa (adimensional), ε é a emissividade da placa (adimensional), δ é espessura da placa em mm, W é a distância entre tubos em mm, e b é a espessura do isolamento da base em mm.

Com relação à regressão estatística, o coeficiente de explicação R^2 foi de 93,7%, para o modelo obtido.

6.3 Validação experimental

Passa-se nessa seção, a apresentar os resultados da validação experimental, realizada conforme o método proposto no Capítulo 5.

A figura 6.6 apresenta a curva de eficiência experimental obtida para o protótipo CP1, onde cada ponto representado por triângulo corresponde à um período de medição em regime permanente. O eixo das abscissas é a temperatura média reduzida, conceituada no Capítulo 3. O eixo das ordenadas corresponde à eficiência térmica instantânea do coletor, que decresce conforme se eleva a temperatura de operação do equipamento.

A figura 6.7 apresenta a curva experimental obtida para o protótipo CP2, também formada por sete pontos de medição em regime permanente. O deslocamento para esquerda dos pontos de medição em relação aos observados no ensaio do CP1 ocorreu por dificuldades no controle da temperatura de abastecimento de água, na entrada da bancada. Estas, no ensaio do CP2 foram mais baixas (deslocando os pontos para a esquerda) do que aquelas utilizadas no ensaio do CP1. Todavia, isso não é um problema para a confiabilidade na determinação das curvas.

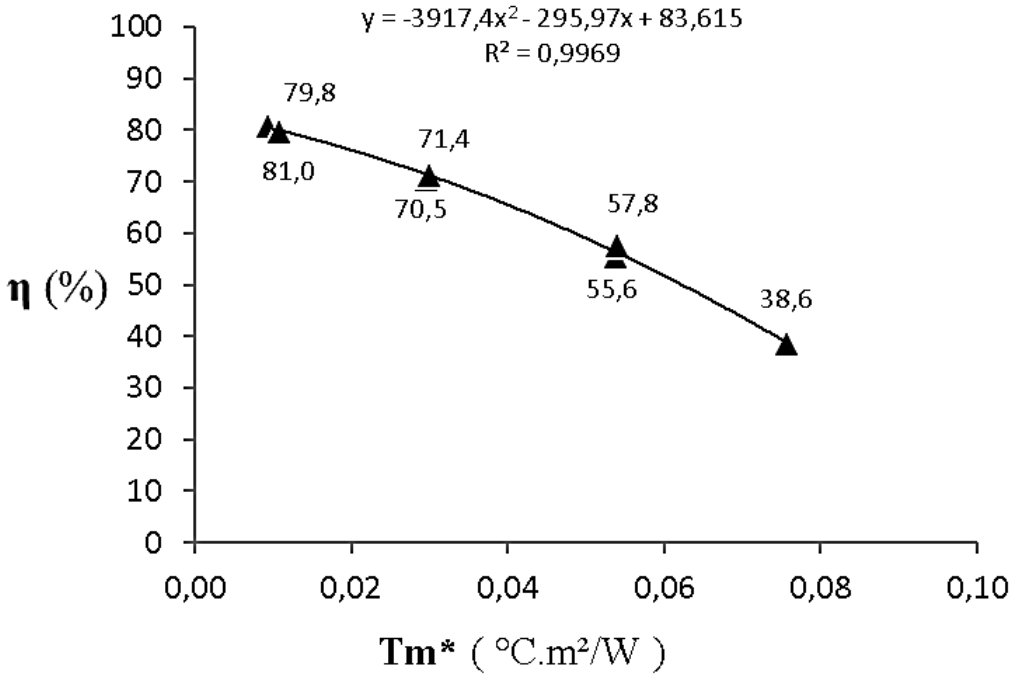

Figura 6.6 – Curva de eficiência do coletor CP1, determinada experimentalmente.

Fonte: O autor.

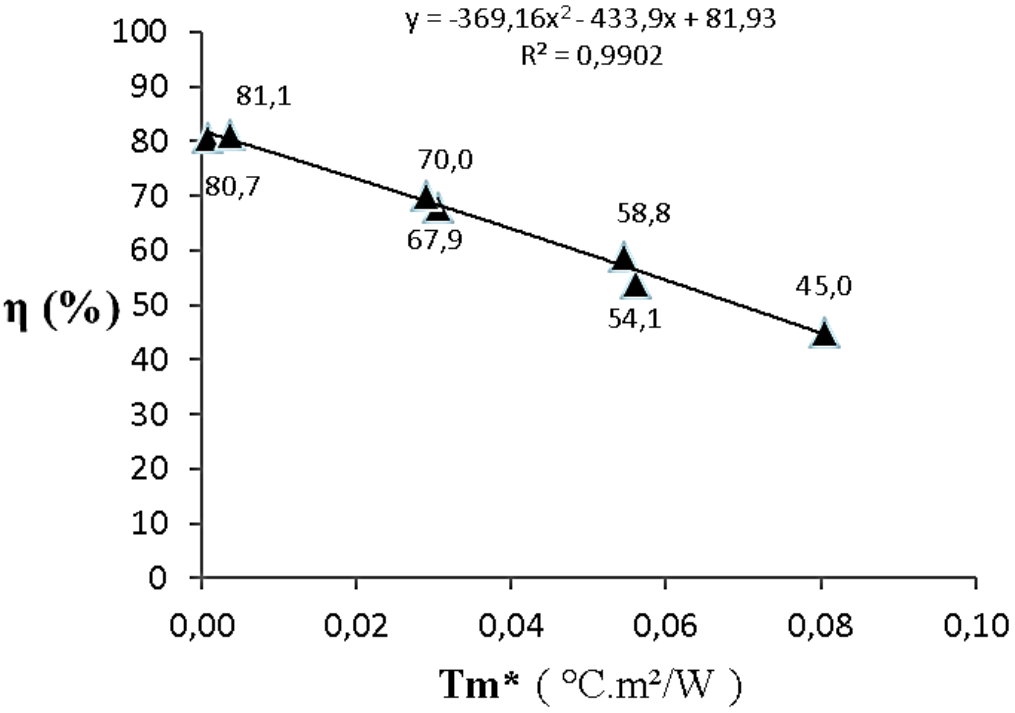

Figura 6.7 – Curva de eficiência do coletor CP2, determinada experimentalmente.

Fonte: O autor.

Em outras palavras, embora, os valores aferidos de T_m^* tenham sido diferentes para o ensaio de CP1 e o ensaio de CP2, esse fato não reflete no resultado da curva, visto que o valor de R^2 é muito próximo de 1.

Observa-se, também nas figuras anteriores, que a curva de eficiência do CP2 (figura 6.7) possui um comportamento mais linear do que a curva obtida experimentalmente para o CP1 (figura 6.6). Isso reflete características específicas de cada um dos protótipos, que neste caso, pode revelar que o coletor CP1 possui um coeficiente global de perda de calor (U_L) menos dependente da temperatura de operação do que o CP2. Esse fato também pode ser observado pelo resultado das constantes a_1 e a_2 das curvas obtidas.

A tabela 6.2 apresenta os coeficientes constantes da curva de eficiência, conforme a equação (3.14) do Capítulo 3, para ambos os protótipos ensaiados:

Tabela 6.2 – Coeficientes das curvas de eficiência experimentais.

CP1		CP2	
η_0	0,836	η_0	0,819
a1	2,960 W/(°C.m^2)	a1	4,339 W/(°C.m^2)
a2	0,051 W/(°C.m)^2	a2	0,005 W/(°C.m)^2

Legenda: CP1: Coletor protótipo 1, CP2: Coletor protótipo 2

Pela observação dos coeficientes, é possível primeiramente constatar que ambos os coletores possuem eficiências máximas (η_0) semelhantes. A constante a_2 maior para o CP1 do que para o CP2 mostra o fato da curvatura ser mais acentuada para o CP1, conforme discutido anteriormente. Essa redução mais brusca da eficiência instantânea η do CP1 com a elevação de T_m^* é compensada pelo coeficiente a_1 que é menor para o CP1 do que para o CP2. Isso faz com que a inclinação da reta tangente à curva do CP1, para T_m^*=0 °C.m^2/W seja menos acentuada do que a inclinação da reta tangente à curva do CP2, para T_m^*=0 °C.m^2/W.

No que diz respeito aos resultados da validação, foram calculadas as grandezas propostas no Capítulo 5. Os resultados são apresentados na tabela 6.3 para CP1 e na tabela 6.4 para CP2, a seguir:[38]

Tabela 6.3 – Parâmetros para validação calculados para CP1.

CP1	
$\bar{T}$	0,00481 °C.m^2/W
$\bar{G}$	800 W/m^2
η_{mod}	80,50 %
η_{exp}	82,08 %

Tabela 6.4 – Parâmetros para validação calculados para CP2.

CP2	
$\bar{T}$	0,00469 °C.m^2/W
$\bar{G}$	800 W/m^2
η_{mod}	78,47 %
η_{exp}	79,85 %

Aplicando-se as definições propostas no Capítulo 5, tem-se que os desvios relativos entre a eficiência resultante do modelo numérico em relação à eficiência resultante do modelo experimental foram de -1,92% e -1,73%, respectivamente para CP1 e CP2. Disso decorre que:

$$\frac{\frac{(\eta_{mod})_1-(\eta_{exp})_1}{(\eta_{exp})_1}+\frac{(\eta_{mod})_2-(\eta_{exp})_2}{(\eta_{exp})_2}}{2}\times 100=-1{,}8\%$$

o que satisfaz o critério máximo de 2% definido para validação do modelo.

[38] As notações apresentadas nas tabelas 6.3 e 6.4 são as mesmas que foram introduzidas na Seção 5.4.

6.4 Hierarquização dos parâmetros de projeto

Concluídas as etapas de modelagem e simulação numérica e sabendo que o modelo foi validado experimentalmente dentro do critério de aceitação, constrói-se, pelo método proposto no Capítulo 5, um "ranking" de importância (em relação à eficiência térmica), dos parâmetros variáveis em estudo apresentados na tabela 5.1.

Apresenta-se a seguir, o resultado da hierarquização, sendo o 1° da lista, o parâmetro cuja variação produz maior efeito na eficiência e o 6° o parâmetro cuja variação produz menor efeito na eficiência, dentre as variáveis estudadas e nas condições impostas pelo trabalho:

1° : Distância entre tubos
2° : Espessura do isolamento térmico da base
3° : Espessura da placa absorvedora
4° : Emissividade da superfície da placa
5° : Absortividade da superfície da placa
6° : Espessura da cavidade de ar

Na tabela 6.5 são apresentados, para cada parâmetro hierarquizado, os indicadores "Importância relativa (I)" e "Nota Relativa (NR)" definidos pela equação (5.2) e (5.3), respectivamente.

Tabela 6.4 – Resultados de importância e nota relativa dos parâmetros.

Parâmetro	I	NR
Espessura da cavidade de ar (L)	1,68 %	0,4
Absortividade da placa (α)	5,72 %	1,5
Emissividade da placa (ε)	17,52%	4,7
Espessura da placa (δ)	17,86 %	4,8
Distância entre tubos (W)	37,45 %	10,0
Espessura do isolamento da base (b)	19,77 %	5,3

No Capítulo de conclusões, os resultados serão retomados para serem discutidos em mais detalhes.

7 CONCLUSÕES

7.1 Conclusões da tese

No presente trabalho, os efeitos de variações nos parâmetros construtivos de projeto do coletor solar fechado plano (FPC) na sua eficiência térmica foram analisados. Para isso, um modelo numérico solucionável em Fluidodinâmica Computacional (CFD) foi proposto e utilizado para simular diferentes configurações do aquecedor solar, de forma a avaliar o impacto das variações construtivas possíveis de serem aplicadas ao coletor. Ensaios experimentais para determinação da eficiência térmica em coletores solares protótipos foram também realizados a fim de validar o modelo numérico.

Os trabalhos anteriores que trataram do tema, com ou sem a utilização da Fluidodinâmica Computacional, em geral, não estudam em conjunto diversos parâmetros de projeto do coletor. Além disso, a recorrência do questionamento, por parte dos projetistas e fabricantes de coletores solares planos, sobre qual parâmetro construtivo do equipamento teria mais influência relativa na eficiência térmica do aquecedor, motivou o presente trabalho.

De fato, a proposição de novos modelos de FPC pela indústria tende a passar por um estudo prévio das alternativas disponíveis para viabilizar a solução com um custo competitivo quando estiver disponível no mercado. Isso implica para um novo modelo de coletor solar a ser projetado por um fabricante, na necessidade de definição, por exemplo, da quantidade de tubos (*risers*) a ser utilizada, na decisão sobre qual espessura utilizar para compor o isolamento térmico da base, no tipo de pintura seletiva a ser aplicada na placa absorvedora, entre outros aspectos.

No que diz respeito ao desenvolvimento desse trabalho, pode-se concluir que a execução das simulações numéricas foi satisfatória para avaliar o efeito das variáveis de projeto na eficiência. A definição das simulações a serem realizadas, sendo que cada simulação avaliou a eficiência de um modelo específico de coletor, com características de projeto bem definidas, valendo-se de técnicas de planejamento de experimentos, pôde assegurar que os efeitos das variações paramétricas fossem satisfatoriamente medidos.

O método proposto para modelar numericamente um coletor solar fechado plano em CFD se mostrou viável de ser executado e foi capaz de fornecer resultados de eficiência térmica do

equipamento condizentes com a realidade, o que pôde ser evidenciado tanto pela ordem de grandeza dos valores obtidos, de acordo com a experiência do autor, como pelos resultados das medições experimentais realizadas nos protótipos reais no laboratório.

De fato, as medições experimentais para validação foram realizadas com êxito nos coletores solares protótipos em escala real (CP1 e CP2), pelas quais foram obtidas as curvas de eficiência características de cada um deles, sendo consideradas satisfatórias para validar o modelo em CFD.

Por fim, as simulações computacionais puderam capturar também, com boa precisão, os fenômenos envolvidos e levantar pontos importantes sobre a física presente na operação do aquecedor, como, por exemplo, o movimento do ar na cavidade entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro e a distribuição de temperaturas na placa.

O procedimento de modelagem proposto neste trabalho pode ser utilizado para executar outras simulações futuramente, considerando outros cenários e diferentes condições de contorno. Nesses casos, as hipóteses e simplificações propostas, tais como, o uso de apenas 3 domínios computacionais (região de isolante térmico, região de escoamento do fluido de trabalho e cavidade de ar) associado com as suas interfaces, para representar o coletor solar, são conceitos que poderão ser aproveitados.

Analisando os resultados das simulações, para temperatura da água na entrada de 20°C, a temperatura em um ponto qualquer pertencente à placa absorvedora se eleva conforme aumenta sua distância em relação à tubulação (*riser*) e conforme aumenta sua distância em relação à região da entrada de água fria. Na cavidade de ar entre a placa e o vidro, as simulações indicaram circulação de ar, que interfere no fenômeno de perda de calor do coletor para o ambiente, pela sua cobertura.

Com relação aos parâmetros construtivos para o estudo, conclui-se que a seleção das variáveis: distância entre placa e cobertura (L), absortividade da placa (α), emissividade da placa (ε), espessura da placa (δ), distância entre tubos (W) e espessura do isolamento térmico (b), ao levar em conta os estudos da literatura sobre o assunto, as pesquisas anteriores e a prática da indústria, de certo modo, já indica os parâmetros que usualmente são considerados como variáveis para elaborar o projeto do aquecedor solar plano.

É importante ressaltar, porém, que devido às restrições do modelo computacional, um parâmetro que modele a qualidade do contato entre a placa absorvedora e a tubulação não foi levado em consideração, embora saiba-se que, pela prática laboratorial, esse tópico possui

significativo efeito na eficiência do coletor. Conforme é apresentado na Seção 7.2, os trabalhos futuros poderiam procurar modelos que incorporem essa variável.

Quanto aos demais parâmetros de projeto do aquecedor, por exemplo, tipo de vidro de cobertura, diâmetro interno e externo das tubulações, materiais da caixa coletora, dos tubos, da placa absorvedora e do isolamento térmico, que também poderiam ser considerados como variáveis passíveis de hierarquização, foram fixados neste trabalho, pois embora possíveis de terem suas variações capturadas pelo modelo proposto, apresentam na realidade da indústria, pouca ou desprezível variação.

Por meio da análise estatística dos resultados das simulações obteve-se a equação de previsão de eficiência, conforme apresenta o Capítulo 6. Conclui-se que, embora sua aplicabilidade esteja restrita às hipóteses adotadas, a equação de previsão indica, pela análise dos sinais (positivo ou negativo) de cada termo, quais parâmetros são favoráveis e quais são desfavoráveis no aprimoramento da eficiência térmica. A aplicação da equação de previsão resultou em valores de eficiência na faixa entre aproximadamente 60% e 90%, respectivamente, para parâmetros desfavoráveis e favoráveis à eficiência. Esses percentuais são coerentes com os valores medidos em laboratório para as condições de operação fixadas neste trabalho (irradiância de 800 W/m^2 em incidência normal, temperatura de entrada da água de 20°C, temperatura ambiente de 20°C).[39]

Nesse aspecto, deve-se considerar que, em trabalhos futuros (Seção 7.2), a investigação de outras condições de operação é muito importante. A situação estudada nesse trabalho corresponde à uma condição em que o coletor opera com elevada eficiência térmica. Não necessariamente o efeito das variáveis estudadas é o mesmo para outras condições, como por exemplo, condições de operação correspondentes à T_m^* mais elevados, oriundos de menores valores de irradiância, temperatura de entrada da água maiores ou temperatura ambiente menor.

Tendo em vista esses comentários e no que diz respeito à hierarquização dos parâmetros obtida no trabalho, pode-se concluir que:

a) a distância entre tubos (W) se mostrou o parâmetro mais relevante. De fato, essa variável está ligada diretamente a possibilidade de coleta de calor pelo fluido de trabalho que escoa pela tubulação. Coletores com valores elevados do parâmetro (W) apresentam

[39] Dadas as condições de referência mencionadas, a temperatura média reduzida (T_m^*) é positiva e próxima de zero. Isso resulta que os valores de η fornecidos pela equação de previsão são próximos ao parâmetro η0, da equação característica do coletor, determinada em laboratório.

uma maior incidência de regiões quentes, o que aumenta as perdas térmicas da placa para o ambiente. Por outro lado, a proximidade dos tubos entre si (menores valores de W) implica em um resfriamento mais eficaz da placa absorvedora provocado pela água que entra no coletor;

b) na classificação de importância obtida, o parâmetro (W) é seguido pela espessura do isolamento da base (b), o que indica que a redução das perdas térmicas causadas pelo aumento da espessura do isolamento é significativa;

c) na sequência da classificação obtida, encontra-se o parâmetro espessura da placa absorvedora (δ), com índice de importância relativa, conforme definido no Capítulo 5, semelhante ao parâmetro (b), isolamento térmico. Esse resultado indica que o aumento da espessura da placa absorvedora potencializa a transferência de calor das regiões mais quentes da placa para a tubulação dentro da qual escoa o fluido de trabalho;

d) na sequência, encontra-se a emissividade da superfície da placa (ε), com índice de importância relativa, próximo ao parâmetro (b), isolamento térmico e ao parâmetro (δ), espessura da placa absorvedora. De fato, a redução da emissividade da superfície da placa, diminui as perdas pelo topo do coletor;

e) os 3 parâmetros (b), (δ) e (ε) mencionados nas alíneas anteriores, apresentaram índices de importância relativa (indicador I definido no Capítulo 5) próximos entre si, sendo que, cada um deles possui aproximadamente metade do efeito das variações na distância entre tubos (W);

f) o parâmetro que ocupa a 5ª posição na hierarquia é a absortividade da superfície da placa (α). Nesse ponto, é importante ressaltar que as hipóteses adotadas no trabalho exercem significativa influência no resultado obtido para este parâmetro, em especial, a faixa de valores definida para sua variação, conforme apresentado no Capítulo 5. Os valores de absortividade da placa estabelecidos para as simulações são elevados, ou seja, os coletores estudados já possuem alta capacidade de absorção de energia solar. Embora esse fato possa parecer descaracterizar a influência de (α), o resultado obtido incorpora a realidade da indústria que já adota valores de absortividade elevados;

g) a espessura da cavidade de ar (L) entre placa e vidro de cobertura obteve menor importância na classificação, com relação ao efeito de sua variação. A presença da convecção natural, da radiação térmica proveniente das superfícies da cavidade e da condução térmica pelo ar tornam complexa a análise do efeito da variação desse parâmetro, o que mereceria um estudo específico dedicado à sua análise. De qualquer maneira, pode-se dizer que, considerando a faixa de valores usuais do parâmetro (L), ele tem pouca influência na eficiência em relação aos demais parâmetros da lista;

h) a configuração da hierarquia obtida é resultado das premissas adotadas neste trabalho e dos valores de referência utilizados.

7.2 Sugestões de trabalhos futuros

Nos itens a seguir, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros:

a) a análise dos fenômenos físicos no interior da cavidade de ar mostrou-se de alta complexidade. Esse tópico mereceria uma atenção especial em trabalhos futuros, em especial, para que sejam analisados e comparados os efeitos individuais da convecção natural, radiação térmica e condução de calor;

b) no presente trabalho, o tema do contato entre placa absorvedora e tubulação foi abordado de maneira simplificada. Em trabalhos futuros, esse ponto poderia ser explorado com mais profundidade, considerando-se que ainda na indústria se observa oportunidades de melhoria nos produtos, nesse aspecto;

c) conforme exposto na Seção anterior, a condição de operação é condicionante para o resultado da hierarquização. Sugere-se, portanto, realizar o estudo de maneira semelhante para outras condições de operação diferentes das fixadas neste trabalho. Por exemplo, considera-se crítico para o coletor a operação em temperaturas mais elevadas nas quais as perdas térmicas são maiores;

d) nesse trabalho, não foram levados em conta aspectos de custo dos materiais e de fabricação do aquecedor. Este tópico poderia ser tratado em estudos futuros;

e) o tipo de coletor estudado foi o coletor fechado plano (FPC). Estudos futuros poderiam analisar outros tipos de aquecedores tais como coletores com tubos a vácuo, sistemas acoplados e coletores concentradores.

REFERÊNCIAS

ABDEL-KHALIK, S. I. Heat removal factor for flat plate solar collector with a serpentine tube. **Solar Energy**, v. 18, p. 59–64, 1976.

ABNT. **NBR 15747-2 - Sistemas solares térmicos e seus componentes** : coletores **Solares**. Rio de Janeiro - RJ: Segunda edição, 2009. 124p.

ALOBAID, M. et al. Determining the effect of inlet flow conditions on the thermal efficiency of a flat plate solar collector. **Fluids**, v. 3, n. 3, p. 1-17, 2018.

ALVAREZ, A. et al. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. **Energy**, v. 35, n. 9, p. 3707–3716, 2010.

ANDERSON, J. D. et al. **Introdution to computional fluid dynamics**. Belgium: Karman Institute, 1992. 290p.

ÁNGEL, M.-D. J. et al. Analysis of flow and heat transfer in a flat solar collector with rectangular and cylindrical geometry using CFD. **Ingeniería, Investigación y Tecnología**, v. 14, n. 4, p. 553–561, 2013.

ANSYS. **Fluent user's guide :** fluent 19.1. Disponível em: <https://ansyshelp.ansys.com>. Acesso em: 13 mar. 2019.

BADESCU, V. Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems. **Energy Conversion and Management**, v. 47, n. 15–16, p. 2397–2413, 2006.

BADIEI, Z.; ESLAMI, M.; JAFARPUR, K. Performance improvements in solar flat plate collectors by integrating with phase change materials and fins: A CFD modeling. **Energy**, v. 192, p. 116719, 2020.

BASAVANNA; SHASHISHEKAR. CFD ANALYSIS OF TRIANGULAR ABSORBER TUBE OF A SOLAR FLAT PLATE COLLECTOR. **International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research**, v. 2, n. 1, p. 19–24, 2013.

BELLO, M. B.; SAMBO, A. S. Simulation studies on pipe spacings for a collector and tank sizes for a solar water heater. **Energy Conversion and Management**, v. 33, n. 3, p. 215–223, 1992.

BLISS, R. W. The derivations of several "Plate-efficiency factors" useful in the design of flat-

plate solar heat collectors. **Solar Energy**, v. 3, n. 4, p. 55–64, 1959.

BOND, K. 2020 vision: why you should see peak fossil fuels coming. (Report. Sept. 2018)

CERÓN, J. F. et al. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. **Applied Energy**, v. 140, p. 275–287, Feb. 2015.

CHOI, Y. An experimental study of the solar collection performance of liquid-type solar collectors under various weather conditions. **Energies**, v. 11, n. 7, p. 1-13, 2018.

COLANGELO, G. et al. Innovation in flat solar thermal collectors: A review of the last ten years experimental results. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 57, p. 1141–1159, 2016.

DE CONINCK, H.; REVI, A. **Strengthening and implementing the global response**. 2018. (Global warming of 1.5 C an IPCC special report).

DIEZ, F. J. et al. Modelling of a flat-plate solar collector using artificial neural networks for different working fluid (water) flow rates. **Solar Energy**, v. 188, p. 1320–1331, Aug. 2019.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. 4.ed. Hoboken, N.J**. :** Wiley, 2013. 928p.

EISENMANN, W.; VAJEN, K.; ACKERMANN, H. On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. **Solar Energy**, v. 76, n. 4, p. 381–387, 2004.

EKRAMIAN, E.; ETEMAD, S. G.; HAGHSHENASFARD, M. Numerical Analysis of Heat Transfer Performance of Flat Plate Solar Collectors. **Journal of Fluid Flow, Heat and Mass Transfer**, v. 1, p. 1-9, 2014.

ELHABISHI, A.; GRYZAGORIDIS, J. Optimizing flat plate solar collector geometry for a solar water heating system. In: CONFERENCE ON THE DOMESTIC USE ENERGY, DUE,24., Cape Town. **Proceedings. Cape Town, South Africa: Cape Peninsula University of Technology, 2016.** p. 1–6

EPE. Nota técnica DEA 13/15. **Demanda de energia 2050.** Disponível em http://www.epe.gov.br. Rio de Janeiro/RJ. 2016.

ESSS. **Simulação fluidodinâmica utilizando o ANSYS**: apresentação do curso - aula 01. Florianópolis - SC : Instituto ESSS Virtual, 2018.

FACÃO, J. Optimization of flow distribution in flat plate solar thermal collectors with riser and header arrangements. **Solar Energy**, v. 120, p. 104–112, 2016.

FAN, J.; SHAH, L. J.; FURBO, S. Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips. **Solar Energy**, v. 81, n. 12, p. 1501–1511, 2007.

FAURE, G. et al. Impact of faults on the efficiency curve of flat plate solar collectors: a numerical analysis. **Journal of Cleaner Production**, v. 231, p. 794–804, 2019.

FILIPOVIĆ, P. et al. Numerical and experimental approach for evaluation of thermal performances of a polymer solar collector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 112, p. 127–139, Dec. 2019.

GADI, M. B. Design and simulation of a new energy-conscious system (CFD and solar simulation). **Applied Energy**, v. 65, n. 1–4, p. 251–256, 2000.

GARCIA, R. P.; OLIVEIRA, S. del R.; SCALON, V. L. Thermal efficiency experimental evaluation of solar flat plate collectors when introducing convective barriers. **Solar Energy**, v. 182, n. Mar., p. 278–285, 2019.

GHAMARI, D. M.; WORTH, R. A. The effect of tube spacing on the cost-effectiveness of a flat-plate solar collector. **Renewable Energy**, v. 2, n. 6, p. 603–606, 1992.

GUNJO, D. G.; MAHANTA, P.; ROBI, P. S. CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition. **Renewable Energy**, v. 106, p. 24–36, 2017.

GUNJO, D. G.; MAHANTA, P.; ROBI, P. S. Exergy and energy analysis of a novel type solar collector under steady state condition: Experimental and CFD analysis. **Renewable Energy**, v. 114, p. 655–669, 2017.

HE, W. et al. CFD and comparative study on the dual-function solar collectors with and without tile-shaped covers in water heating mode. **Renewable Energy**, v. 86, p. 1205–1214, 2016.

HOLLANDS, K. G. T. Proposal for a compound- Honeycomb collector. **Solar Energy**, v. 34, n. 4/5, p. 309–316, 1985.

HOSSEINZADEH, M. et al. Optimization and parametric analysis of a nanofluid based photovoltaic thermal system: 3D numerical model with experimental validation. **Energy Conversion and Management**, v. 160, p. 93–108, Mar. 2018.

HUNG, T. C. et al. Numerical analysis and experimental validation of heat transfer

characteristic for flat-plate solar air collector. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 1025–1038, 2017.

IEA. **Solar heat worldwide**: Cedar 2018. 19p. (Annual *Report. Solar heating and cooling programme:* newsletter v.68)

JALURIA, Y. **Design and optimization of thermal systems**. 2.ed. Ohio: CRC Press, 2008. 723p.

JAMAR, A. et al. **A review of water heating system for solar energy applications**. **International Communications in Heat and Mass Transfer,** v.76 p 178-187, 2016.

JATAU, T.; BELLO-OCHENDE, T. Constructal design of flat plate solar collector. **Proceedings of the Romanian Academy Series A** : Mathematics Physics Technical Sciences Information Science, v. 19, n. Sep., p. 160–165, 2018.

JIANDONG, Z.; HANZHONG, T.; SUSU, C. Numerical simulation for structural parameters of flat-plate solar collector. **Solar Energy**, v. 117, p. 192–202, 2015.

JONES, G. F. Consideration of the heat-removal factor for liquid-cooled flat-plate solar collectors. **Solar Energy**, v. 38, n. 6, p. 455–458, 1987.

JUN, Z. CFD Analysis of Circular Pipe Flat Plate Solar Collector. **International Journal of Emerging Trends in Science and Technology**, v. 4, n. 10, 2017.

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. ***Progress in Energy and Combustion Science, v. 30, n. 3, p. 231-295,*** *2004.*

KARANTH, K. V.; MANJUNATH, M. S.; SHARMA, N. Y. Numerical simulation of a solar flat plate collector using Discrete Transfer Radiation Model (DTRM) : a CFD approach. In: WORD CONGRESS ON ENGINEERIG , London, 2011. **WCE 2011**: Proceedings**. [s.L.] : [s.ed.] , 2011. 5.** v. 3, p. 2355–2360

KESSENTINI, H. et al. Development of flat plate collector with plastic transparent insulation and low-cost overheating protection system. **Applied Energy**, v. 133, p. 206–223, 2014.

KUMAR, S.; MULLICK, S. C. Glass cover temperature and top heat loss coefficient of a single glazed flat plate collector with nearly vertical configuration. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 3, n. 3, p. 299–304, 2012.

MAOUASSI, A. et al. Heat exchanges intensification through a flat plat solar collector by using nanofluids as working fluid. **Frontiers in Heat and Mass Transfer**, v. 10, n. Apr., 2018.

MARRAKCHI, S. et al. Temperature distribution analysis of parabolic trough solar collector using CFD. **Procedia Manufacturing**, v. 22, p. 773–779, 2018.

MARTINOPOULOS, G. et al. CFD modeling of a polymer solar collector. **Renewable Energy**, v. 35, n. 7, p. 1499–1508, 2010.

MORRISON, G. L.; RANATUNGA, D. Transient response of thermosyphon solar collectors. **Solar Energy**, v. 24, p. 55–61, 1980.

NORTON, B.; HOBSON, P. A.; PROBERT, S. D. Heat removal from a triangular finned flat-plate solar-energy collector. **Applied Energy**, v. 34, n. 1, p. 47–55, 1989.

ONU. **Convenção quadro sobre mudança do clima**: adoção do acordo Paris. 2015. 42 p. Disponível em: https://brasil.un.org/sites/default/files/2020-08/Acordo-de-Paris.pdf. Acesso em: 21 ago. 2018

PANDEY, K. M.; CHAURASIYA, R. A review on analysis and development of solar flat plate collector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 67, p. 641–650, 2017.

PENG, D. et al. Performance study of a novel solar air collector. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 16, p. 2594–2601, 2010.

POPE, S. B. The equations of fluid motion. **Turbulent Flows**. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. p. 10–33.

PRADO, R. T. A. **Fundamentos de energias renováveis:** coletores concentradores. São Paulo : EPUSP, 2017. 102 p. (Apresentação de Aula da disciplina PME5237)

QADER, B. S. et al. RSM approach for modeling and optimization of designing parameters for inclined fins of solar air heater. **Renewable Energy**, v. 136, p. 48–68, 2019.

REN21. **Advancing the global renewable energy transition**. Paris: REN21, 2018. 52 p (Highlights of the REN21 renewables 2018 global status report in perspective).

REN21. **Renewables 2022 global status report**. Paris: REN21, 2022. 309 p.

RODRIGUES, M. I.; IEMMA, A. F. **Planejamento de experimentos e otimização de processos**: uma estratégia sequencial de planejamen**tos**. Campinas: Casa do Pão Editora, 2005. 326 p.

ROJAS, D. et al. Thermal performance testing of flat-plate collectors. **Solar Energy**, v. 82, n. 8, p. 746–757, 2008.

SAKHAEI, S. A.; VALIPOUR, M. S. Performance enhancement analysis of The flat plate

collectors: A comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 102, p. 186–204, Nov.2018.

SELMI, M.; AL-KHAWAJA, M. J.; MARAFIA, A. Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector. **Renewable Energy**, v. 33, n. 3, p. 383–387, 2008.

SIMÕES-MOREIRA, J. R.; GRIMONI, J. A. B.; ROCHA, M. da S. Energia e Panorâma Energético. **Energias renováveis, geração distribuída e eficiência energética**. São Paulo: LTC, 2017. cap. 1. p. 420.

SINGH, V. V. et al. Computational evaluation of thermal and hydraulic characteristics of flat-plate solar collector for different glazing material. **Materials Today:** proceedings, v. 5, n. 14, p. 28211–28220, 2018.

SOWMY, D. S.; ARA, P. J. S.; PRADO, R. T. A. Uncertainties associated with solar collector efficiency test using an artificial solar simulator. **Renewable Energy**, v. 108, p. 644–651, 2017.

SUBBA, R.; GORLA, R. Finite element analysis of a flat plate solar collector. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 24, n. 4, p. 283–290, 1997.

SUMAN, S.; KHAN, M. K.; PATHAK, M. Performance enhancement of solar collectors - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 49, p. 192–210, 2015.

TAGLIAFICO, L. A.; SCARPA, F.; DE ROSA, M. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors : a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 30, p. 526–537, 2014.

VENGADESAN, E.; SENTHIL, R. A review on recent development of thermal performance enhancement methods of flat plate solar water heater. **Solar Energy**, v. 206, p. 935–961, Jun. 2020.

VERMA, S. K.; GUPTA, N. K.; RAKSHIT, D. A comprehensive analysis on advances in application of solar collectors considering design, process and working fluid parameters for solar to thermal conversion. **Solar Energy**, v. 208, p. 1114–1150, Sep. 2020.

WANG, N. et al. Numerical study of flat plate solar collector with novel heat collecting components. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 69, p. 18–22, 2015.

WEISS, W.; SPÖRK-DÜR, M. Solar heat worldwide. **Global market development and trends in 2017**: detailed market figures 2016: IEA solar heating and cooling programme.

Austrália : IEA, 2018. 94 p. Disponível em: https://www.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2018.pdf. Acesso em: 20 ago. 2018

YADAV, A. S.; BHAGORIA, J. L. Heat transfer and fluid flow analysis of an artificially roughened solar air heater: a CFD based investigation. **Frontiers in Energy**, v. 8, n. 2, p. 201–211, 2014.

YARSHI, K. A. M.; PAUL, B. Analysis of heat transfer performance of flat plate solar collector using CFD. **International Journal of Science, Engineering and Technology Research**, v. 4, n. 10, p. 3576–3580, 2015.

ZHOU, L.; WANG, Y.; HUANG, Q. CFD investigation of a new flat plate collector with additional front side transparent insulation for use in cold regions. **Renewable Energy**, v. 138, p. 754–763, 2019.

ZHOU, L.; WANG, Y.; HUANG, Q. Parametric analysis on the performance of flat plate collector with transparent insulation material. **Energy**, v. 174, p. 534–542, 2019.