

ESTUDO DO DESEMPENHO DE UM COLETOR SOLAR FLEXÍVEL DE BAIXO CUSTO

DOUGLAS DOS SANTOS SCARAMELLI

Relatório Final da Dissertação apresentado à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

Para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial
Ramo de Engenharia Mecânica

Dezembro 2018

ESTUDO DO DESEMPENHO DE UM COLETOR SOLAR FLEXÍVEL DE BAIXO CUSTO

DOUGLAS DOS SANTOS SCARAMELLI

Relatório Final da Dissertação apresentado à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

Para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial
Ramo de Engenharia Mecânica

Orientador do IPB:
Professor Doutor Luís Manuel Frólén Ribeiro
Co-Orientador da UTFPR:
Professor Doutor Fábio Kenji Suguimoto

Dezembro 2018

“Leave this world a little better than you found it.”

(Robert Stephenson Smyth Baden-Powell)

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais José Roberto e Virgínia
e aos meus irmãos Fábio e Daniel

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer primeiramente a Deus por ter dado esta oportunidade e me guiado nos momentos difíceis.

Agradeço aos meus pais e irmãos por nunca deixarem me faltar nada e terem feito esta experiência possível.

Quero agradecer ao meu orientador Professor Doutor Luis Manuel Frólén Ribeiro e ao meu co-orientador Professor Doutor Fábio Kenji Suguimoto pela disposição, orientação e apoio dados ao longo da realização desta dissertação.

Devo também um agradecimento ao Instituto Politécnico de Bragança por disponibilizar o espaço e materiais necessários.

Agradeço à Universidade Tecnológica Federal do Paraná por conceder os conhecimentos necessários e, em conjunto com o IPB, proporcionar este intercâmbio.

Meu sincero obrigado à empresa FactoryPlay pelo apoio e disposição para levar este projeto adiante.

Por último, mas não menos importante, gostaria de agradecer a todos os meus amigos por me incentivarem e me apoiarem desde o início desta jornada.

RESUMO

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver o projeto e simular o comportamento e desempenho de um coletor solar flexível de baixo custo. O projeto almejou desenvolver um coletor modular, flexível e com materiais de baixo custo para facilitar o transporte, ampliar a variedade de superfícies em que pode ser instalado e reduzir os gastos de aquisição.

As características geométricas do coletor foram definidas com nove canais para conduzir o fluido ao longo da placa (denominados canais de aquecimento, com 1000 mm de comprimento, 70 mm de largura e 10 mm de espessura), um canal de distribuição e um canal de coleta de 40 mm de largura, cada um acoplado nas extremidades dos canais de aquecimento. O vão entre a superfície absorvedora e uma camada transparente fixada na parte superior é de 10 mm. Estas dimensões foram acordadas depois de pesquisas e de reuniões com uma empresa de manufatura de materiais insufláveis.

Devido as suas boas propriedades térmicas e seu preço acessível, o material escolhido para compor a camada de cobertura e a placa absorvedora foi o filme de Poliuretano (PU) com proteção contra raios ultravioletas. Já para a camada isolante inserida na parte inferior da placa, o material selecionado foi a espuma elastomérica à base de borracha Etileno-Propileno-Dieno-monômero (EPDM) com 19 mm de espessura.

Simulou-se o coletor acoplado a um sistema de aquecimento de água contendo tubagens de condução e um reservatório cilíndrico de 150 L isolados termicamente. O sistema foi simulado no software ANSYS[®] sob cinco condições diferentes. As três primeiras referem-se a estudos numa zona temperada, onde é necessário o uso de água aquecida o ano todo e correspondem às estações de verão, outono e inverno do Porto, em Portugal. As quarta e quinta situações foram realizadas em Fortaleza e Rio de Janeiro, no Brasil, e por já estarem situadas em zonas tropicais, considerou-se que o uso de água aquecida seria necessária apenas no inverno.

Para cada local foi usado o fluxo solar das respectivas zonas. A situação mais gravosa, na nossa análise o inverno no Porto devido aos baixos valores de radiação solar, obteve uma temperatura de 30,9 °C na água de uso ao fim do dia. Fortaleza e Rio de Janeiro obtiveram temperaturas de 35,3 °C e 38,0 °C, respectivamente. Em seguida foi acoplada mais uma placa absorvedora no sistema onde a máxima temperatura da

água de uso retornada pelas simulações foi de 40,2 °C para o inverno do Porto, 49,1 °C em Fortaleza e 52,4 °C no Rio de Janeiro.

Num cenário onde haja consumo de água aquecida ao longo do dia, pôde-se concluir que é necessário no Porto um sistema contendo três placas coletoras ligadas em série, enquanto que Fortaleza e Rio de Janeiro, duas placas são suficientes para reduzir os gastos com aquecimento de água dentro de uma residência.

Realizou-se uma média entre as eficiências dos sistemas de uma placa de cada simulação e pôde-se concluir que o projeto se torna interessante por apresentar uma eficiência média de 75%, cerca de 15% maior que os coletores solares de polímero encontrados na literatura.

PALAVRAS CHAVES: Coletor Solar Flexível, Coletor Solar de polímero, Energia Solar, Baixo Custo.

ABSTRACT

The present project had as objective to develop and to simulate the behavior and performance of a flexible low cost solar collector. The project aimed to develop a modular, flexible, with low-cost materials collector to facilitate transportation, to expand the variety of surfaces on which it can be installed, and to reduce acquisition costs.

The geometric characteristics of the collector were defined with nine ducts to conduct the fluid along the plate (called heating ducts, 1000 mm long, 70 mm wide and 10 mm thick), a distribution duct and a collection duct 40 mm wide, each one coupled at the ends of the heating ducts. The gap between the absorber surface and a transparent layer attached to the top is 10 mm. These dimensions were agreed after researches and meetings with a manufacturing company of inflatable materials.

Due to its good thermal properties and its affordable price, the material chosen to compose the cover layer and the absorber plate was the Polyurethane (PU) film with protection against ultraviolet rays. For the insulation layer inserted in the lower part of the plate, the selected material was elastomeric foam based on Ethylene-Propylene-Diene-monomer (EPDM) rubber with 19 mm of thickness.

The collector coupled to a water heating system containing driving pipes and a cylindrical reservoir with 150 L thermally insulated was simulated. The system was simulated in the ANSYS[®] software under five different conditions. The first three conditions refer to studies in a temperate zone, where it is necessary to use heated water all over the year and correspond to the summer, autumn and winter seasons of Porto, in Portugal. The fourth and fifth situations were carried out in Fortaleza and Rio de Janeiro, in Brazil, and because they were already located in tropical zones, it was considered that the use of heated water would be necessary only in the winter.

For each site was used the solar flux of the respective zones. The most critical situation, in our analysis the winter in Porto due to the low values of solar radiation, obtained a temperature of 30.9 °C in the water of use at the end of the day. Fortaleza and Rio de Janeiro obtained temperatures of 35.3 °C and 38.0 °C respectively. Then, another absorber plate was coupled to the system where the maximum temperature of the water returned by the simulations was 40.2 °C for the winter of Porto, 49.1 °C in Fortaleza and 52.4 °C in Rio de Janeiro.

In a scenario where there was a consumption of heated water throughout the day, it was concluded that a system with three collector panels connected in series is necessary in Porto, while in Fortaleza and Rio de Janeiro, two plates are sufficient to reduce water-heating costs inside a residence.

An average efficiency between the systems with one plate of each simulation was obtained and it was concluded that the design becomes interesting because it presents an average efficiency of 75%, which is about 15% higher than the polymer solar collectors found in the literature.

KEYWORDS: Flexible Solar Collector, Polymer Solar Collector, Solar Energy, Low Cost.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivo e motivação.....	1
1.2	Contribuição do trabalho	2
1.3	Estrutura.....	3
CAPÍTULO 2	ESTADO DA ARTE	4
2.1	Energia solar e coletor solar na história	4
CAPÍTULO 3	CONCEITOS TEÓRICOS.....	13
3.1	Transferência de calor	13
3.1.1	Condução	14
3.1.2	Convecção	15
3.1.3	Radiação	16
3.2	Perdas de calor do sistema	17
3.3	Ângulo de inclinação e azimute da placa	20
3.4	Efeito termossifão	22
3.5	Estratificação no reservatório	22
3.6	Desempenho do coletor solar.....	23
CAPÍTULO 4	MATERIAIS E MÉTODOS	25
4.1	O modelo do coletor solar.....	25
4.1.1	Coletor solar.....	25
4.1.1.1	Características geométricas	27
4.1.2	Reservatório e tubagens de condução	30
4.1.3	Sistema completo	30
4.2	O modelo numérico	31
4.2.1	Ângulo da placa	32
4.2.2	Malha.....	33
4.2.3	Set up do ANSYS Fluent.....	35
4.2.3.1	Condições de fronteira	37
4.2.3.2	Fluxo de calor	38
CAPÍTULO 5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	43
5.1	Porto	44
5.2	Fortaleza	51

5.3 Rio de Janeiro	54
CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	58
6.1 Conclusões.....	58
6.2 Trabalhos futuros	60
REFERÊNCIAS	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Transferência de calor por condução unidimensional (Incropera, Bergman et al. 2011).	14
Figura 2 - Desenvolvimento da camada limite na troca de calor por convecção. (Incropera, Bergman et al. 2011).....	15
Figura 3 Transferência de calor por radiação entre uma superfície e o meio ambiente. (Incropera, Bergman et al. 2011).....	16
Figura 4 - Perdas térmicas do coletor. (Gillett and Moon 1985).....	17
Figura 5 Subdivisões da radiação solar (direta, difusa e refletida) (Duffie and Beckman 2005).	19
Figura 6 Relações geométricas entre os ângulos da placa e do Sol (Duffie and Beckman 2005).	20
Figura 7 Coletor solar, AAp - área de abertura, AA área da placa absorvedora, GA - área total(1 - cobertura transparente, 2 - carcaça de metal, 3 - placa absorvedora, 4 - canais, 5 - isolamento) (Olek, Olczak et al. 2016).....	23
Figura 8 Vista em perspectiva do modelo (a) e vista explodida das partes (b).....	26
Figura 9 Vista em perspectiva (a) e detalhe dos canais interiores do coletor (b).....	28
Figura 10 Desenho técnico da placa absorvedora.....	29
Figura 11 Detalhes do reservatório. (Jurado 2004)	30
Figura 12 Sistema completo com uma placa (a) e com duas placas conectadas em série (b).....	31
Figura 13 Distribuição dos nós no modelo (detalhe).	34
Figura 14 Divisão das zonas do modelo numérico.....	38
Figura 15 Variação média do fluxo solar ao longo do dia para cada caso estudado.	39
Figura 16 Hora de máximo fluxo solar	40
Figura 17 Perfis das variações do fluxo de calor gerados através das funções	42
Figura 18 Comportamento do aquecimento da água: um placa (a) e duas placas em série (b).....	44
Figura 19 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no verão com uma placa.....	45
Figura 20 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no outono com uma placa.	46

Figura 21 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no inverno com uma placa.	47
Figura 22 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no verão com duas placas em série.....	48
Figura 23 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no outono com duas placas em série.....	49
Figura 24 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no inverno com duas placas em série.	50
Figura 25 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Fortaleza com uma placa.	52
Figura 26 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Fortaleza com duas placas em série.	54
Figura 27 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Rio de Janeiro com uma placa.	55
Figura 28 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Rio de Janeiro com duas placas em série.	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Invenções de sistemas de aquecimento de água ao longo da história	5
Tabela 2 - Propriedades termofísicas de vários materiais polímeros.....	9
Tabela 3 - Condições de teste para o método de teste no regime estacionário (ASHARE 93). (Rojas, Beermann et al. 2008)	10
Tabela 4 - Condições de teste para o método de teste no regime quase-dinâmico (EN 12975-2). (Rojas, Beermann et al. 2008)	10
Tabela 5 Composição das membranas de borracha reforçada com fibra.....	12
Tabela 6 Condições de simulação para uma e duas placas	25
Tabela 7 Latitude (ϕ) e ângulo de inclinação da placa (β) nos locais estudados.....	33
Tabela 8 Quantidade de nós e elementos	35
Tabela 9 Quantidade de passos. O tamanho dos passos é de 45 s.	36
Tabela 10 Propriedades PVC.....	36
Tabela 11 Horas aproximadas do nascer e pôr do Sol e máximo de fluxo solar.....	40
Tabela 12 Dados coletados da simulação na cidade do Porto	51
Tabela 13 Dados coletados da simulação na cidade de Fortaleza	53
Tabela 14 Dados coletados da simulação na cidade do Rio de Janeiro	56

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área	[m ²]
C _p	Calor específico	[J/kgK]
G	Irradiação	[W/m ²]
h	Coefficiente convectivo	[W/m ² •K]
k	Condutividade térmica do material	[W/m•K]
L	Comprimento característico	[m]
m	Vazão mássica	[kg/s]
P	Potência	[W]
\dot{q}	Fluxo de calor	[W/m ²]
R ²	Coefficiente de correlação	[-]
t	Tempo	[h]
T	Temperatura	[K]
U _{loss}	Coefficiente global de perdas	[W/m ² K]

Letras Gregas

ΔT	Diferença de temperatura	[K]
η	Eficiência	[-]
α	Absortividade	[-]
α_s	Altura solar	[°]
β	Inclinação da placa	[°]
γ	Azimute	[°]
δ	Declinação da Terra	[°]
θ_z	Ângulo de incidência solar	[°]
σ	Constnate de Stefan-Boltzmann	[Wm ² K ⁴]
ϕ	Latitude	[°]
ε	Emissividade	[-]

Subscritos

1	Ponto 1
2	Ponto 2
∞	Fluido, ambiente
abs	Absorvida
c;i	Interior do coletor
c;o	Exterior do coletor
m	Média da placa
out	Saída do coletor
p	Perdida, placa
s	Superfície
s	Sol
sc;i	Interior do sistema
sc;o	Exterior do sistema
u	Transferida
x	Eixo x

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas e Técnicas
ASHARE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COPEL	Companhia Paranaense de Eletricidade
DVNR	Dynamically Vulcanised Natural Rubber
EN	European Norms
EPDM	Etileno-Propileno-Dieno-Monômero
EPS	Expanded Polystyrene
GPL	Gás de Petróleo Liquefeito
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
PU	Poliuretano
PVC	Polyvinyl chloride
SP	São Paulo

TPNR	Thermoplastic Natural Rubber
Udf	User Defined Functions
UV	Ultravioleta
WHO	World Health Organization

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo e motivação

O presente trabalho teve como objetivo estudar o desempenho e fabricar um coletor solar flexível de baixo custo em conjunto com a empresa FactoryPlay[®]. As simulações do sistema contendo o coletor solar projetado foram realizadas utilizando o método de elementos finitos através do software ANSYS[®], onde sua modelação foi feita através do software SolidWorks[®].

Muitos consideram o ato de tomar banho uma necessidade básica, e o fornecimento de água aquecida é fundamental para se obter um nível mínimo de conforto. Baseando-se na Associação Brasileira de Normas e Técnicas (ABNT 1993), Belinazo and Belinazo (2004) consideram que a água que sai do chuveiro deve ser de aproximadamente 40 °C para que um banho tenha o mínimo de conforto.

Em Portugal sistemas de aquecimento de água a gás são mais comuns, onde o custo médio (0,08 €/kWh) foi considerado o sexto mais caro da União Europeia no segundo semestre de 2017, segundo a Eurostat (2018). Já no Brasil o principal mecanismo de aquecimento de água é o chuveiro elétrico, pois é barato, fácil de instalar e possui uma eficiência energética superior a 95%, segundo o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO 2016), entretanto, de acordo com a Companhia Paranaense de Eletricidade (COPEL 2018), é o segundo maior consumidor de energia elétrica de uma residência, perdendo apenas para a geladeira. Sendo um dos principais responsáveis pelo aumento na fatura, muitas famílias não têm condições de manter esta tecnologia.

Tendo este cenário em vista, para que o número de residências, sem abastecimento de água aquecida, reduza substancialmente e os lares possam oferecer o mínimo de conforto para seus moradores, decidiu-se explorar esta fonte de energia para projetar um coletor solar flexível de baixo custo, sendo esta sua principal característica, além da facilidade de transporte e a fácil adaptação a qualquer tipo de superfície.

1.2 Contribuição do trabalho

Elaborou-se o projeto de um coletor solar flexível de baixo custo, para reduzir os gastos com aquisição, proporcionar maior facilidade no transporte e aumentar a variedade de superfícies na qual o coletor pode ser instalado. A placa absorvedora conta com nove canais de aquecimento de 1000 mm x 70 mm x 10 mm (comprimento x largura x espessura) e dois canais acoplados nas extremidades dos canais de aquecimento com 40 mm de largura. O vão entre a placa e a cobertura transparente é de 10 mm. A placa isolante possui 19 mm de espessura e é composta por uma espuma elastomérica à base de borracha EPDM. Por possuir boas propriedades térmicas e um preço acessível, o material escolhido para compor a placa absorvedora a cobertura transparente foi o filme de PU. Para facilitar a manutenção, a cobertura transparente e a placa isolante são fixadas na placa absorvedora com Velcro[®].

Por possuir conectores instalados nas quatro extremidades, é possível arranjar dois ou mais coletores em série ou paralelo, dependendo da necessidade do utilizador. Caso o utilizador necessite aquecer a água a temperaturas mais elevadas, recomenda-se utilizar os sistemas conectados em série. Caso não exija temperaturas muito elevadas, porém precise aquecer um volume maior de água, recomenda-se um sistema conectado em paralelo.

Foram simulados sistemas contendo apenas uma placa e contendo duas placas conectadas em série nas cidades do Porto, Fortaleza e Rio de Janeiro. Para as situações mais severas de cada local, o sistema contendo apenas uma placa elevou a temperatura da água de uso ao fim do dia de 20 °C para 30,9 °C no Porto, 35,3 °C em Fortaleza e 38,0 °C no Rio de Janeiro. Já o sistema com duas placas em série atingiu 40,2 °C no Porto, 49,1 °C em Fortaleza e 52,4 °C no Rio de Janeiro. Efetuou-se uma média entre as eficiências dos sistemas com uma placa, onde foi possível concluir que o projeto apresenta uma eficiência média de 75%.

1.3 Estrutura

Esta dissertação está dividida em seis capítulos:

O primeiro capítulo é composto pela introdução ao tema, justificativa, enquadramento da tecnologia e objetivo do trabalho. O segundo capítulo é composto pelo estado da arte, onde são mostrados os trabalhos relacionados ao tema já estudados ao longo da história. Já a revisão bibliográfica, onde os princípios de funcionamento da tecnologia são abordados, é exposta no capítulo três.

O quarto capítulo concentra-se na descrição dos métodos utilizados para realizar a simulação do sistema projetado, e o capítulo cinco expõe os resultados retornados das simulações e apresenta a discussão destes. Por fim, o sexto capítulo relata a conclusão desta dissertação e a proposta de trabalhos a serem realizados no futuro.

CAPÍTULO 2 ESTADO DA ARTE

2.1 Energia solar e coletor solar na história

A Terra recebe energia do Sol pela radiação eletromagnética. A radiação solar total é definida como a soma da radiação difusa e direta e é utilizada para indicar a radiação abrangendo todos os comprimentos de ondas (Duffie and Beckman 2005).

Dos $1,74 \times 10^{14}$ kW de potência de radiação do Sol, 33% é refletido para o espaço pela atmosfera. Se fossemos capazes de captar os $1,16 \times 10^{14}$ kW de radiação remanescentes, cada um dos sete mil milhões de habitantes teriam por volta de 16,5 MW à sua disposição (Lienhard 2008).

William J. Bailey inventou o primeiro sistema de aquecimento de água por circulação natural em 1909. Sua invenção consistia em um sistema composto por tubos finos relativos ao seu comprimento e feitos com material de boa condutividade térmica. Estes tubos não tinham a função de acumular água, apenas de aquecê-la. A água aquecida seria armazenada num reservatório separado do sistema, onde deveria ficar obrigatoriamente acima do coletor para que o efeito termossifão pudesse ocorrer (Bailey 1910).

Na Tabela 1 a seguir, é exibida com algumas invenções ao longo da história. Evidentemente não existiram apenas invenções americanas, porém foram listadas apenas patentes norte-americanas devido à maior facilidade de acesso.

Tabela 1 Invenções de sistemas de aquecimento de água ao longo da história

Invenção	Inventor	Ano
Aquecedor solar com circulação natural, onde as aletas de material condutor de calor podem ser arrançadas colinearmente ou de modo a concentrar os raios solares para os tubos. A invenção ainda conta com um reservatório envolvido com uma camada isolante.	(Bailey)	1910
Coletor solar de plástico rígido possuindo tubos com extremidades intercalando-se, um forro de plástico preto afixado à base em baixo do painel e uma cobertura de plástico transparente.	(Gough and Irwn)	1963
Combinação de coletor solar plano e permutador de calor composto por duas placas de vidro ou plástico, espaçadas paralelamente e vedadas hermeticamente entre elas, onde uma bomba bombeia o fluido absorvente para a placa do coletor e do permutador, enquanto a outra fornece circulação de um fluido de utilização através da placa do permutador para o exterior da montagem.	(Roark)	1978
Coletor solar flexível produzido essencialmente com materiais plásticos que flutua na superfície da piscina, podendo algumas unidades cobrir a maior parte desta. Durante o dia funciona como um coletor solar plano em virtude da circulação da água e durante a noite funciona como um isolante térmico.	(McColgan and O'Brien)	1978
Coletor solar flexível com duas camadas de plástico pigmentadas seladas termicamente para formar um caminho alongado por onde o fluido irá passar. Acima deste caminho alongado há uma camada de plástico transparente que proporciona um espaço de retorno.	(Crombie and Crombie)	1979
Conjunto de coletor solar com circulação natural. Dois coletores de água são interligados por um absorvedor de calor solar que é formado por tubos flexíveis de borracha, onde o coletor superior pode servir como reservatório.	(Zinn)	1982

Gillett e Moon realizaram uma pesquisa em dez países da União Europeia em 1985, onde categorizaram aproximadamente 2500 coletores e apontaram os defeitos mais ocorrentes nos sistemas. Dentre estes problemas, foram listados os problemas de sujeira na cobertura, envelhecimento em coberturas de plástico rígido, corrosão nas estruturas de metal e consequente vazamento. Ainda nesta pesquisa, os autores

comentaram sobre os materiais utilizados na fabricação de coletores solares e suas propriedades, para que estes proporcionem uma melhor transferência de calor para o fluido. Dentre os materiais e técnicas existentes para elevar a condutância do coletor, os autores destacam a técnica de utilizar superfícies seletivas nas placas, que podem ser aplicadas através de eletrodeposição, conversão química, pintura spray ou folha adesiva (Gillett and Moon 1985).

Em 2000, Tsilingiris investigou as condições sob as quais materiais poliméricos poderiam ser empregados na produção em larga escala de coletores solares grandes, modulares e de baixo custo. Neste trabalho, a condutância do material provou ser um parâmetro decisivo no design do coletor. O autor diz que poliolefinas são mais indicadas para a fabricação de absorvedores rígidos extrudados termicamente, enquanto materiais EPDM (etileno-propileno-dieno-monômero) são adequados para a produção de tubos flexíveis ou tiras de tubos interligados por teias flexíveis, principalmente aplicados em coletores para aquecimento de piscinas de baixa temperatura. A razão entre condutividade térmica da placa absorvedora [W/m^2K] e a espessura da mesma [m] é um parâmetro de extrema importância no projeto do absorvedor de polímero. Neste estudo verificou-se que o fator de eficiência do coletor diminui drasticamente quando esta razão é inferior a um valor crítico de 200. Respeitando este valor crítico e para uma condutividade térmica média de 0,33 e 0,14 W/m^2K para poliolefinas e EPDM, a espessura máxima das paredes das placas deve ser de 1,6 e 0,7 mm, respectivamente (Tsilingiris 2000).

Em 2000, Borges realizou um estudo das variáveis que influenciam no comportamento de um sistema de aquecimento solar de água, com o objetivo de desenvolver um procedimento computacional para calcular o dimensionamento otimizado deste sistema. Por otimizado, o autor considera um projeto que resulta no mínimo custo ao longo da vida útil do equipamento, englobam-se neste custo os gastos de aquisição, uso de energia auxiliar e gastos com manutenção. Foi realizado o estudo de caso dum sistema de aquecimento solar de água com circulação por efeito termossifão com placas planas sob as condições climáticas de Campinas-SP. Levou-se em consideração sete variáveis: área do coletor, ângulo de inclinação da placa, ângulo de azimute da placa, volume do reservatório, fator de forma do reservatório (diâmetro interno / altura interna), altura do duto de retorno das placas coletoras e temperatura ajustada no termostato do resistor interno. Dentre os parâmetros levados em consideração, o autor fala das diferentes configurações do reservatório e menciona

Morrison e Braun (1985) por indicarem que o tanque de armazenamento horizontal proporciona um desempenho global ao sistema menor que o reservatório vertical, pelo fato de possuírem caminhos mais curtos entre os estratos, facilitando assim, a condução e prejudicando a estratificação. Para reduzir os custos com aquisição, o autor fala dos materiais que podem compor a placa absorvedora e cita Sopian, Jaafar et al. (1998) e Oliva, Campos-Filho et al. (1994), por apontarem que superfícies absorvedoras de borracha podem atingir uma boa eficiência tecno-econômica, pois estes materiais requerem um investimento menor, tornando-os competitivos apesar da perda de eficiência na absorção de calor (Borges 2000).

Parâmetros como espessura de isolamento, fluxo de calor e espessura da camada de fluido foram analisados por Cristofari, Notton et al. em 1999 na França, com o objetivo de verificar sua influência no comportamento de um coletor solar construído inteiramente de copolímero policarbonato. Em comparação com um coletor solar tradicional, o coletor de copolímero obteve uma redução em seu peso de mais de 50%, o que acarreta uma maior facilidade na instalação do sistema. O sistema simulado deveria suprir as necessidades de uma casa localizada na ilha de Córsega com três habitantes. Foi considerado então um coletor com área absorvedora de 2 m² e um reservatório de 150 litros. Concluiu-se, através de simulações, que o sistema otimizado de um coletor solar de policarbonato deveria possuir uma camada isolante de 2 cm, uma camada de fluido de 1 cm e um caudal mássico de $2,65 \times 10^{-3}$ kg/s para cada metro quadrado de área transversal. Anualmente, este sistema possui uma eficiência de 56,5% e 49,0%, com um vento de 0 m/s e 5 m/s, respectivamente. Vale ressaltar que os resultados obtidos nesta pesquisa são apenas teóricos (Cristofari, Notton et al. 2002).

Uma mistura comercial de borracha natural termoplástica (Borracha natural vulcanizada dinamicamente - DVNR 9011) foi utilizada por Sopian, Zulkifli et al. em 2002 na Malásia, como absorvedor na análise de desempenho de um coletor solar passivo. Os testes foram realizados em regime estacionário segundo a norma GB 4271-84 e obteve-se uma água na saída do coletor com temperatura de 65 °C para um dia típico na cidade de Bangi de 550 W/m², para o método de teste com drenagem, onde se enche a água na noite anterior ao teste. Após repetir este teste sob variadas condições climáticas, notou-se um aumento na temperatura da água do reservatório de 15 °C para uma radiação solar acumulada de 4,5 kWh/m². Num segundo método de teste, o coletor solar foi submetido a seis dias de testes sem a drenagem do reservatório e obteve-se uma temperatura de saída de mais de 60 °C. A pesquisa concluiu então, que este sistema

tem potencial para ser utilizado como sistema de uso doméstico para aquecimento solar por termossifão. A borracha natural termoplástica (TPNR) foi utilizada na substituição do etileno-propileno-dieno-monômero (EPDM) segundo a afirmação de que esta troca de materiais acarretaria uma diminuição no impacto ambiental, visto que o EPDM provém do petróleo e o TPNR é produzido a partir do látex da seringueira. O coletor solar utilizado tem uma área absorvedora de 1,85 m², com 36 tubos de 20 mm de diâmetro e 1,8 m de comprimento. O reservatório vertical e cilíndrico possui 0,45 m de diâmetro e 0,90 m de altura e foi instalado a uma altura de 300 mm do topo do coletor (Sopian, Zulkifli et al. 2002).

Os materiais poliméricos mais adequados para o design de um coletor solar, segundo o estudo realizado por Tsilingiris em 2002 na Grécia, são os do grupo poliolefinico (polietileno e polipropileno), mais aplicados na fabricação de coletores poliméricos rígidos, e do grupo etileno-propileno-dieno-monômero (EPDM), conhecidos como borrachas sintéticas e aplicados na construção de coletores com tubos flexíveis sem cobertura para aquecimento de água de piscinas. Suas propriedades podem ser conferidas na Tabela 2. Nesta tabela é possível verificar que materiais poliméricos podem ser aplicados em coletores que produzem baixas temperaturas de serviço (entre 50°C e 80°C) quanto em coletores que produzem temperaturas de serviço razoavelmente altas (acima de 80°C). Observa-se também, nesta tabela, que a condutividade térmica destes materiais é quase três ordens de grandeza menor do que os materiais absorvedores metálicos, como por exemplo, o alumínio e o cobre (materiais mais comuns aplicados nos coletores solares convencionais) que possuem uma condutividade térmica de 237 e 401 [W/mK], respectivamente. Estas condutividades reduzidas tornam necessária uma mudança no design dos coletores solares, aumentando a superfície aquecida pelo Sol em contato com o fluido. Neste estudo verificou-se uma redução de aproximadamente 15% no coeficiente de perda de calor e um aumento de quase 20% no fator de eficiência do coletor com placa absorvedora abaixo dos tubos, em comparação com um coletor com placa absorvedora acima dos tubos. Esta melhoria dos coeficientes resultou em um aumento substancial na eficiência instantânea de 14% (Tsilingiris 2002).

Tabela 2 - Propriedades termofísicas de vários materiais polímeros

Grupo material	Propriedades termofísicas	Designação do material [g/cm ³]			
		Baixa densidade	Média densidade	Alta densidade	Ultra alta densidade
Polioléfinas	kp [W/mK] condutividade térmica (ASTEM C177)	0,33	0,33 - 0,419	0,46	0,46
	1 [1/K] Coeficiente de expansão térmica (ASTM D696)	10 - 22x10 ⁻⁵	14 - 16x10 ⁻⁵	11 - 13x10 ⁻⁵	14x10 ⁻⁵
	Tmax [°C] Máxima temperatura recomendada	82 - 100	104 - 121	121	-
EPDM	kp [W/mK]	0,138 - 0,159	-	-	-
	1 [1/K]	12x10 ⁻⁵	-	-	-
	Tmax [°C]	125	-	-	-

Uma comparação entre sistemas paralelos e em série de coletores solares assistidos por um sistema de aquecimento a gás (Gás de Petróleo Liquefeito – GLP) foi realizada por Lafay em 2005 para verificar o comportamento da estratificação da água no reservatório, nesta comparação o autor confirmou que a estratificação das temperaturas no reservatório do sistema em série é maior que no sistema em paralelo. Devido a esta maior estratificação, a temperatura de entrada no sistema de coletores em série é menor, proporcionando um maior ganho de energia e, conseqüentemente, um maior rendimento neste sistema do que no sistema em paralelo (Lafay 2005).

Há dois tipos de métodos normalizados que podem ser utilizados para verificar o comportamento dos coletores solares. São eles o método de teste em regime estacionário e o método de teste em regime quase-dinâmico. No método de teste em regime estacionário o dia precisa ter pelo menos 3 horas de radiação acima de 790 W/m² e sua radiação difusa não deve ultrapassar 20%, para que seja considerado adequado para as medições. A cada intervalo de 10 minutos, deve-se verificar a diferença entre a irradiância solar máxima e mínima no plano do coletor e esta diferença deve ser inferior a 64 W/m². Devido a estas condições climáticas estritas, os dias ao longo do ano elegíveis para este método são reduzidos e a resposta deste teste possui uma precisão menor. Devido a este fato, estes autores recomendam o método de teste quase-dinâmico onde a principal diferença é o intervalo de coleta de dados que ocorrem a cada 5-10 minutos enquanto a temperatura ambiente e a irradiância solar podem oscilar. As tabelas 3 e 4 representam as condições climáticas para os testes em regime estacionário e quase-dinâmico, respectivamente (Rojas, Beermann et al. 2008, Kong, Wanh et al. 2012, Osório and Carvalho 2012).

Tabela 3 - Condições de teste para o método de teste no regime estacionário (ASHARE 93). (Rojas, Beermann et al. 2008)

Variável	Limites absolutos
Irradiância solar normal total [W/m ²]	790 (mínimo)
Fração difusa [%]	20 (máximo)
Velocidade do vento, u [m/s]	$2,2 < u < 4,5$
Modificador do ângulo de incidência	$98\% < \text{valor de incidência normal} < 102\%$

Tabela 4 - Condições de teste para o método de teste no regime quase-dinâmico (EN 12975-2). (Rojas, Beermann et al. 2008)

Orientação do coletor [°]	Voltado para o sul ± 5
Ângulo de inclinação [°]	45 ± 5
Radiação solar [W/m ²]	> 300
Velocidade do vento [m/s]	1 - 4
Caudal mássico [kg/s * m ²]	$0,02 \pm 1\%$

Simulações foram realizadas na França, por Ango, Medale e Abid em 2012, para aperfeiçoar o design de coletores solares em polímero, onde se pretendeu avaliar a influência dos parâmetros de design e das condições de operação na eficiência do sistema. Utilizando um coletor solar plano de policarbonato transparente para a cobertura e policarbonato pintado de preto para o absorvedor, com dimensões de 2 x 0,2 x 0,062 m (comprimento x largura x espessura), os resultados gerados pelo software CFD Star-CCM+ mostraram que o comprimento do coletor não influencia na sua eficiência e o espaço entre a cobertura e o absorvedor deve ser de 10 mm para que a eficiência seja otimizada. O estudo concluiu que a eficiência também aumenta com o aumento do caudal mássico, porém, a temperatura de saída é reduzida. Além disso, a análise reforçou que a quantidade de radiação solar incidente tem pouca influência no rendimento, contudo, atua diretamente na diferença de temperatura da entrada e da saída, temperatura de entrada esta que deve ser pelo menos à temperatura ambiente para que o sistema obtenha uma boa eficiência (Ango, Medale et al. 2013).

Materiais como tubos PVC, polietileno expandido, vidro, alumínio e mantas de isolamento térmico com materiais de reuso foram aplicados num sistema de aquecimento solar de água com 1,00 m² de coletor solar plano para diminuir o custo de aquisição e ao mesmo tempo minimizar a perda de eficiência. Após um ano de testes, o sistema obteve uma temperatura máxima de fluido de 69 °C e uma temperatura máxima na parte inferior do reservatório de água quente de 57 °C. Através das equações 2.1 e

2.2, exibidas a seguir, o coletor solar atingiu uma eficiência média diária de 60,6%, enquanto que o sistema todo atingiu uma eficiência média de 52,8% (Georgi 2015).

$$\eta_c = \frac{[mC_p(T_{c;o} - T_{c;i})]}{A_c G} \quad \text{Eq. (2.1)}$$

$$\eta_s = \frac{[mC_p(T_{sc;o} - T_{sc;i})]}{A_c G} \quad \text{Eq. (2.2)}$$

η_c indica a eficiência do coletor solar e η_s , do sistema, m é a massa do fluido [kg], C_p corresponde ao calor específico do fluido [J/kgK], $T_{c;o}$ e $T_{sc;o}$ são as temperaturas externas do coletor e do sistema, respectivamente, e $T_{c;i}$ e $T_{sc;i}$ as temperaturas internas, todas medidas em [°C]. A_c é a área do coletor [m²] e G indica a radiação solar global total na superfície do coletor [W/m²].

Os métodos de teste quase-dinâmico e dinâmico foram comparados, onde se confirmou a vantagem do segundo método sobre o primeiro. As vantagens do método de teste dinâmico é a possibilidade de inconstância na temperatura de entrada do fluido e no caudal mássico deste. Com estes parâmetros mais tolerantes é possível incluir períodos de arrefecimento e aquecimento da água, sendo assim, dias inteiros do nascer ao por do sol podem ser considerados para a análise de desempenho do coletor, e consequentemente reduzir significativamente o número de dias de medição (Hofer, Büchner et al. 2015).

As propriedades termofísicas de um protótipo de coletor solar de borracha reforçada com fibras de lã de aço foram estudadas a fim de avaliar o seu desempenho térmico. Avaliou-se também, o comportamento térmico deste material quando utilizado como material absorvente de radiação solar. Foi utilizado pó de borracha reciclada com densidade de 1,189 g/cm³ e lã de fibra de aço de baixo carbono com densidade de 7,180 g/cm³ para fabricar e comparar quatro modelos de membranas utilizadas no coletor solar, um sem lã de fibra de aço e mais três com diferentes porcentagens desta lã. Os parâmetros são exibidos na tabela 5.

Tabela 5 Composição das membranas de borracha reforçada com fibra.

Tamanho da peneira [mm]	Massa retida do pó de borracha [%]	Massa cumulativa do pó de borracha [%]	Massa do pó de borracha [g]
0,425	10,8	10,8	41
0,25	63,6	74,4	244
0,18	21	95,3	80
< 0,18	4,7	100	18
Lã de fibras de aço [% vol. do pó de borracha]	Intervalo de comprimento [mm]	Diâmetro médio [mm]	Massa da lã de fibras de aço [g]
0,5% fibras	2 - 8	0,157	13
1,0% fibras			23
2,0% fibras			46

Os resultados mostraram que a condutividade térmica das membranas com 0,5%, 1,0% e 2,0% tiveram um aumento de 61,6%, 54,1% e 84,9%, respectivamente, em comparação com a membrana do coletor solar sem a lã de fibra de aço. Este estudo provou que esta alternativa de coletor solar de baixo custo e ambientalmente amigável pode fornecer aquecimento suficiente para aplicações de baixa temperatura, devido ao fato de que o reservatório localizado abaixo da membrana composta com 0,5% de lã de fibra de aço atingiu uma temperatura de 46 °C, em condições de máxima irradiação (Norambuena-Contreras, Concha et al. 2017).

CAPÍTULO 3 CONCEITOS TEÓRICOS

De acordo com Lafay (2005), o coletor é uma tecnologia que capta a radiação eletromagnética e a converte em energia térmica. Diferentemente da maioria dos permutadores de calor que transferem a energia térmica de um fluido para outro, os coletores solares transferem a energia emitida por uma fonte de energia radiante distante para um fluido. Atualmente há dois tipos de coletores solares, concentradores e planos.

Coletores solares planos (modelo utilizado no presente trabalho) possuem uma eficiência reduzida, porém são mais baratos. São utilizados quando se deseja atingir temperaturas inferiores a 100° C. A superfície de captação da radiação é a mesma superfície que a absorve.

As placas planas aproveitam tanto a radiação solar direta quanto a radiação difusa, não havendo a necessidade de mecanismos para estarem constantemente apontada para a direção do sol (mecanismo necessário em coletores concentradores), além de exigirem pouca manutenção (Borges 2000).

3.1 Transferência de calor

“Transferência de calor (ou calor) é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura espacial” (Incropera, Bergman et al. 2011).

A transferência de calor entre um meio sólido ou líquido estacionário ocorre através da condução. Caso o gradiente de temperatura ocorra entre uma superfície e um fluido em movimento, a transferência se dá por convecção. O terceiro modo de transferência de calor é denominado radiação térmica. Todas as superfícies com temperatura finita emitem energia em forma de ondas eletromagnéticas, conseqüentemente, na ausência de um meio material, a troca de calor entre duas superfícies com temperaturas diferentes ocorre exclusivamente através da radiação (Incropera, Bergman et al. 2011).

3.1.1 Condução

A condução ocorre devido à colisão entre as moléculas vizinhas de um meio material. Na presença de um gradiente de temperatura, a transferência de energia ocorre no sentido decrescente desta. Esta transferência de calor é melhor exemplificada na figura 1.

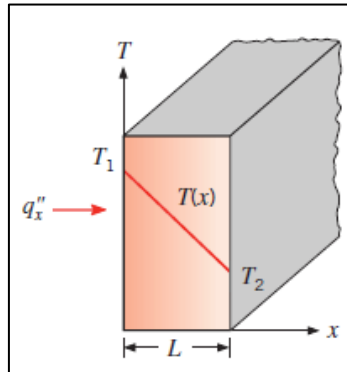


Figura 1 Transferência de calor por condução unidimensional (Incropera, Bergman et al. 2011).

As equações para quantificar a quantidade de energia transferida por unidade de tempo são conhecidas como Lei de Fourier, onde o fluxo de calor \dot{q}_x [W/m²] é a quantidade de calor transferida no eixo x por unidade de área perpendicular à direção do fluxo. A condutividade térmica do material k é medida em [W/mK] e indica a capacidade de condução de calor de um material. Quando em estado permanente, o gradiente de temperatura pode ser resumido como sendo a diferença das temperaturas pela espessura do corpo e é medido em [K]. Devido ao fato da transferência do calor ocorrer na direção decrescente da temperatura, a equação recebe um sinal negativo. Deste modo, a equação pode ser descrita como:

$$\dot{q}_x = -k \frac{(T_2 - T_1)}{L} = k \frac{(T_1 - T_2)}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad \text{Eq. (3.1)}$$

3.1.2 Convecção

O fluxo em um sistema pode ocorrer de forma forçada ou natural. Enquanto na convecção forçada o fluxo do fluido ocorre através de uma força externa, como por exemplo, um ventilador ou uma bomba; na convecção livre ou natural o fluxo é induzido por forças de impulsão, que acontecem devido à diferença de densidade do fluido causada pela expansão e contração resultantes de variações de calor.

De acordo com Çengel (2002), considerando o fluxo de fluido sobre a superfície aquecida da figura 2, uma consequência da interação fluido-superfície é o desenvolvimento de uma região no fluido através da qual a velocidade varia de zero na superfície para um valor finito u_∞ associado ao fluxo. Esta região do fluido é conhecida como a camada limite hidrodinâmica, ou camada limite da velocidade. Além disso, se as temperaturas de superfície e de fluxo diferirem, haverá uma região do fluido através da qual a temperatura varia de T_s em $y=0$ a T_∞ no fluxo externo. Essa região, denominada camada limite térmica, pode ser menor, maior ou do mesmo tamanho do que a camada limite hidrodinâmica. Em qualquer caso, se $T_s > T_\infty$, a transferência de calor por convecção ocorrerá da superfície para o fluxo externo.

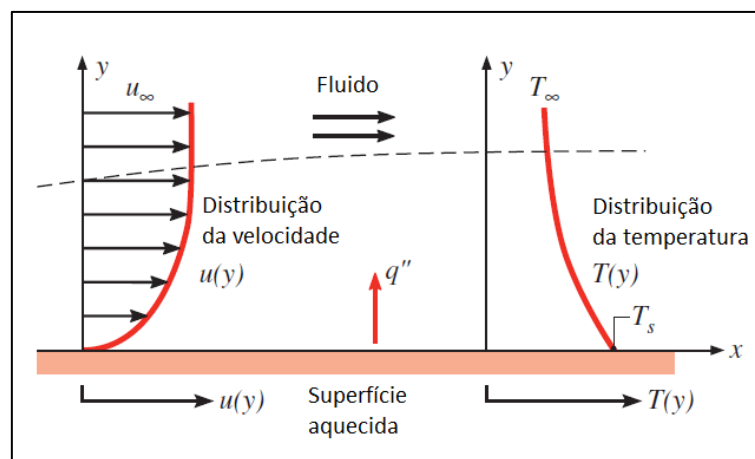


Figura 2 - Desenvolvimento da camada limite na troca de calor por convecção. (Incropera, Bergman et al. 2011)

A expressão que descreve este fenômeno é dada por

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad \text{Eq. (3.2)}$$

Onde \dot{q}_{conv} é medido em $[W/m^2]$ e indica o fluxo de calor convectivo, as temperaturas da superfície e do fluido são representadas respectivamente por T_s e T_∞ , tendo como unidade de medida o $[K]$. O parâmetro h $[W/m^2K]$ é conhecido como coeficiente convectivo.

3.1.3 Radiação

De acordo com Çengel (2002), a radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas. Ao contrário da condução e convecção, a transferência de energia por radiação não requer um meio intermediário. De fato, a transferência de energia por radiação é mais rápida (à velocidade da luz) e não sofre atenuação no vácuo. É assim que a energia do sol atinge a Terra.

Um caso comum que envolve a transferência de calor por radiação é a troca entre uma superfície pequena com temperatura T_s e uma superfície isotérmica muito maior que envolve completamente a primeira (figura 3) (Incropera, Bergman et al. 2011).

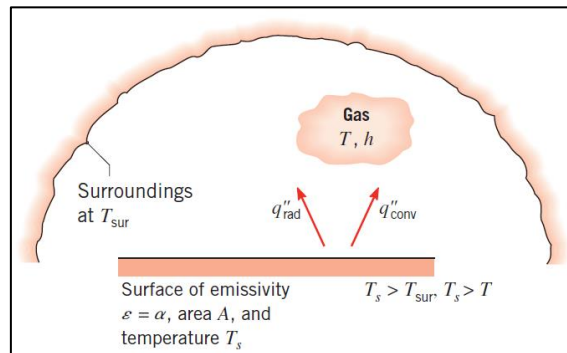


Figura 3 Transferência de calor por radiação entre uma superfície e o meio ambiente. (Incropera, Bergman et al. 2011)

Neste trabalho, a superfície pequena é representada pela placa coletora e a superfície isotérmica equivale ao meio ambiente, para tal condição, a irradiação emitida pelo meio envolvente pode ser aproximada para a emissão de radiação de um corpo negro a uma temperatura T_{sur} . Se for assumida uma superfície cinzenta ($\epsilon = \alpha$), a taxa líquida de transferência de calor por radiação pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\dot{q}_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{sur}^4) \quad \text{Eq. (3.3)}$$

Onde ε é a emissividade da superfície (adimensional), σ corresponde a constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) e T_s e T_{sur} são as temperaturas da superfície e do meio ambiente, respectivamente, medidas em [K].

3.2 Perdas de calor do sistema

As perdas de calor pelas laterais e pela parte inferior do coletor podem ser significativamente reduzidas pelo isolamento térmico, em muitos casos estas perdas podem ser desconsideradas, restando apenas as perdas de calor na parte frontal do coletor para serem contabilizadas (Gillett and Moon 1985).

Estas perdas são exibidas na figura 4 e podem ser consideradas como sendo um fluxo através de dois elementos resistivos ligados em série, onde a resistência térmica entre o absorvedor e a cobertura é maior que a resistência térmica entre a cobertura e o meio ambiente. Portanto, estas perdas são mais afetadas pela mudança de projeto do que pela mudança das condições climáticas.

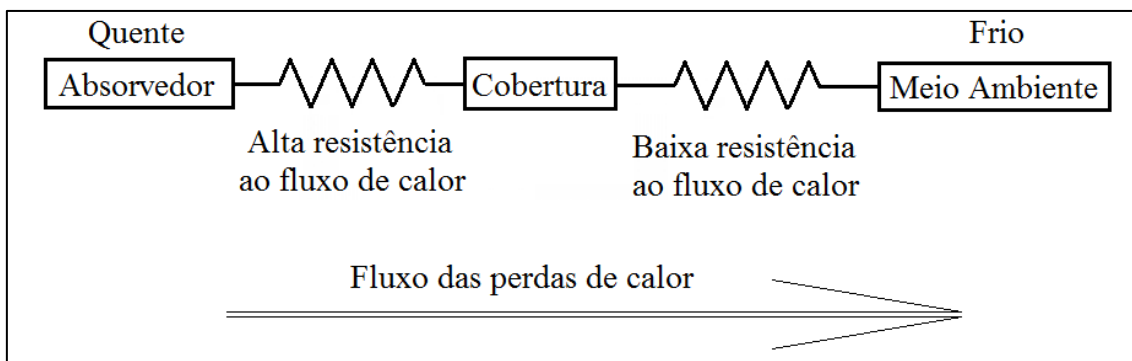


Figura 4 - Perdas térmicas do coletor. (Gillett and Moon 1985)

A propriedade que inclui todas essas perdas é chamada coeficiente global de perdas (U_{loss}) medido em [$\text{W/m}^2\text{K}$] que pode ser determinada através do método da perda térmica (Lopo 2010).

Para calcular o coeficiente global de perdas é necessário seguir o seguinte procedimento:

$$P_{abs} = \alpha_p * G * A \quad \text{Eq. (3.4)}$$

P_{abs} [W] é a potência térmica absorvida pelo coletor, α_p é a absorptividade da placa, G [W/m²] é a irradiação solar e A [m²] é a área exposta à radiação.

$$P_u = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad \text{Eq. (3.5)}$$

P_u [W] indica a potência térmica útil transferida ao fluido, \dot{m} [kg/s], o caudal mássico, c_p [KJ/kgK], o calor específico da água e ΔT [K] corresponde à diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido.

$$P_p = P_{abs} - P_u \quad \text{Eq. (3.6)}$$

P_p [W] equivale à potência térmica perdida pelo coletor e T_m e T_∞ [K] apontam as temperaturas médias do coletor e do ambiente.

$$U_{loss} = \frac{P_p}{A * (T_m - T_\infty)} \quad \text{Eq. (3.7)}$$

A radiação total incidente num coletor solar é subdividida em quatro partes: radiação solar direta (porção da radiação emitida pelo Sol que não sofre desvios na atmosfera); radiação solar difusa (porção dispersada pela atmosfera e nuvens); radiação solar refletida (radiação refletida pelo chão e por corpos existentes na área onde a placa está instalada) e irradiação térmica emitida pelas superfícies aquecidas ao redor da placa. As subdivisões da radiação provinda do Sol podem ser conferidas na Figura 5,

onde a radiação direta tem maior influência no aquecimento da placa, justificando os cálculos de inclinação dos coletores solares.

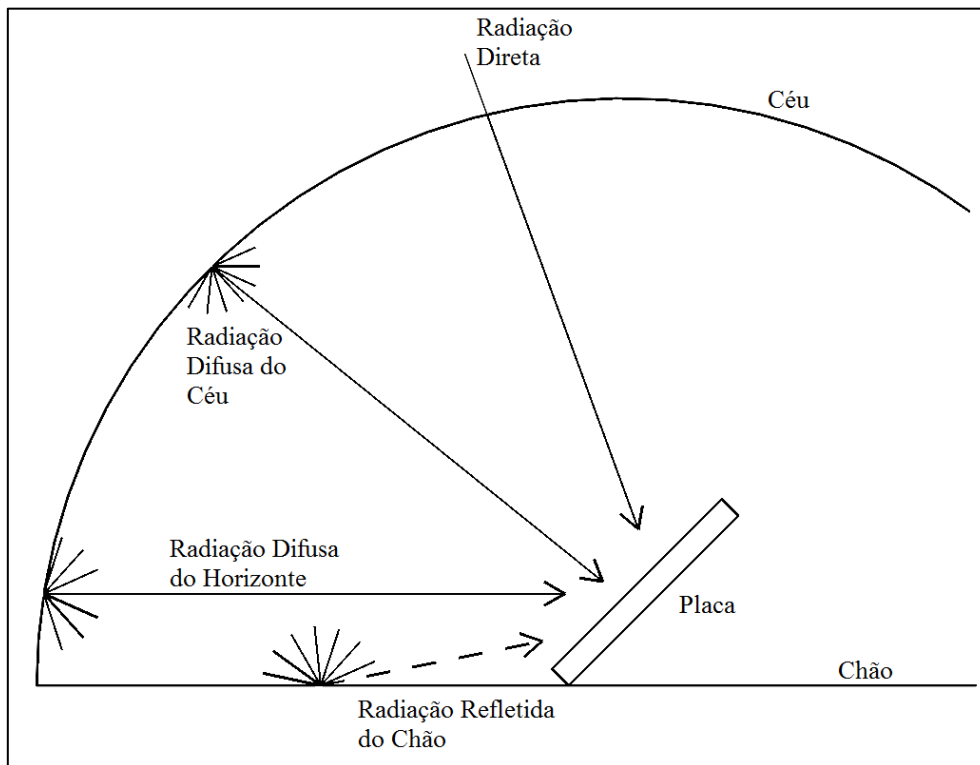


Figura 5 Subdivisões da radiação solar (direta, difusa e refletida) (Duffie and Beckman 2005).

Para minimizar a necessidade de correções de desempenho ao normalizar os resultados do teste às condições de referência é necessário instalar o coletor num local onde não haja obstáculos para a radiação solar direta e distante de objetos que emitam muita radiação térmica. É importante também que as radiações difusa e refletida não sejam significantes.

3.3 Ângulo de inclinação e azimute da placa

A Terra orbita em torno do Sol em uma órbita elíptica com uma excentricidade de 3%. Além deste movimento, a Terra também realiza um movimento de rotação com declinação (δ) equivalente a aproximadamente $23,5^\circ$. A figura 6 ilustra as relações geométricas entre o ângulo de inclinação da placa (β) e o ângulo de incidência solar (θ_z), onde este ângulo de incidência corresponde à altura solar (α_s) subtraída do eixo normal à superfície horizontal (zênite). É possível observar na imagem também, o ângulo de azimute da placa (γ), que corresponde ao ângulo entre seu eixo normal projetado na superfície horizontal e o sul, e o ângulo de azimute do Sol (γ_s), que corresponde ao ângulo entre o sul e a radiação direta projetada na superfície horizontal.

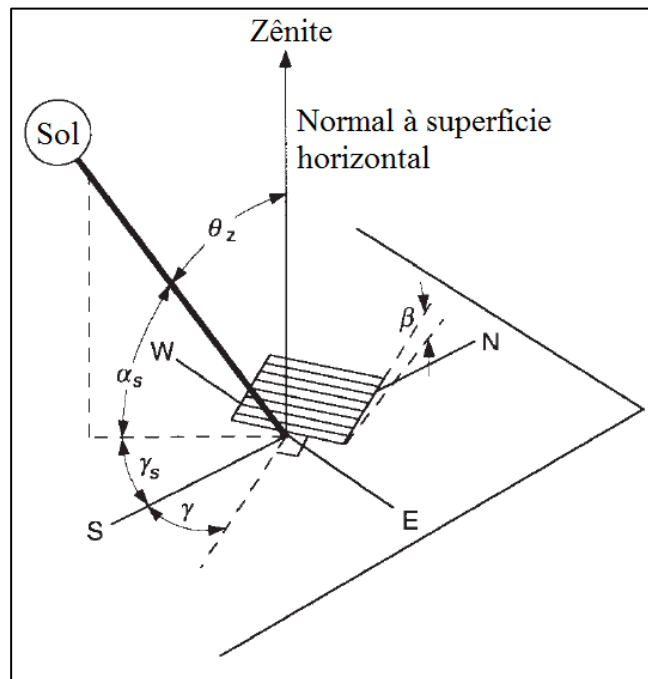


Figura 6 Relações geométricas entres os ângulos da placa e do Sol (Duffie and Beckman 2005).

Um estudo foi feito para determinar o ângulo ótimo dos coletores solares. Os cálculos foram realizados utilizando as fórmulas mais simples possíveis para que técnicos e empresas pudessem usá-las sem dificuldades (Patkó, Szeder et al. 2013).

Foram realizados testes para duas situações:

- Ângulo fixo para o ano todo, onde o ângulo do coletor solar (β_{year}) é constante;
- Ângulo com variação sazonal, onde o ângulo do coletor solar é modificado de acordo com a estação correspondente (β_{summer} , β_{winter} , β_{autumn} , β_{spring}).

Após realizarem os testes, chegaram à conclusão de que os melhores ângulos para cada cenário são:

$$\beta_{year} = \phi \quad \text{Eq. (3.8)}$$

$$\beta_{summer} = \phi - \delta \quad \text{Eq. (3.9)}$$

$$\beta_{winter} = \phi + \delta \quad \text{Eq. (3.10)}$$

$$\beta_{autumn} = \phi \quad \text{Eq. (3.11)}$$

$$\beta_{spring} = \phi \quad \text{Eq. (3.12)}$$

É necessário que a placa coletora acompanhe o movimento do sol para que haja a maior absorção possível da irradiação solar, porém, este tipo de instalação exige um investimento alto. Em sistemas mais simples, a placa se mantém fixa durante o ano todo. Nesta situação, as pesquisas de Elsayed (1989), Gunerhan and Hepbasli (2007) e Patkó, Szeder et al. (2013) afirmam que o ângulo de azimute ótimo para as placas é virado totalmente a sul para as placas situadas no hemisfério norte, e virado totalmente ao norte para os sistemas situados no hemisfério sul.

3.4 Efeito termossifão

O efeito termossifão é bastante aplicado nos sistemas de aquecimento de água apesar de possuir limitações em relação à produtividade solar, pois proporciona uma instalação simples e independe de sistemas mecânicos para provocar a circulação do fluido no interior do coletor solar.

Durante o tempo em que a radiação solar incide sobre o coletor, a água em seu interior sofre um aumento de temperatura e expande, o que resulta na diminuição da densidade. Esta redução na densidade faz com que o fluido ascenda do coletor para o reservatório e o fluido com temperatura inferior descenda do reservatório para o coletor. Este movimento é denominado circulação por convecção natural ou circulação por efeito termossifão.

3.5 Estratificação no reservatório

Assim como o efeito termossifão, a estratificação da água no reservatório advém da diferença de densidade do fluido, onde o fluido menos denso (mais quente) aloja-se na parte superior, enquanto o fluido mais denso (menos quente) se instala na parte inferior. Melhorar a estratificação do reservatório é importante, pois quanto maior for o gradiente de temperatura em seu interior, menor será a temperatura da água fornecida na entrada do coletor solar, aumentando conseqüentemente, a eficiência do sistema. É recomendado o uso de um reservatório vertical, por proporcionar uma estratificação maior em comparação a um reservatório horizontal (Lavan and Thompson 1977, Lafay 2005).

A estratificação se mantém enquanto não houver movimentação na água do reservatório, por isso é importante que o caudal volumétrico à entrada e saída do reservatório não ultrapasse os 40 L/h (Siqueira 2009).

3.6 Desempenho do coletor solar

Em regime permanente, a eficiência de um coletor pode ser definida como a potência térmica de saída Q_u [W], que equivale à potência transferida ao fluido e é expressa como a proporção do fluxo solar incidente na área de abertura do coletor.

A área de abertura do coletor é definida como a área da superfície superior que permite a entrada da radiação solar na placa absorvedora e é representada na figura 7 por AAp. AA corresponde à área da placa absorvedora e GA corresponde à área total do sistema.

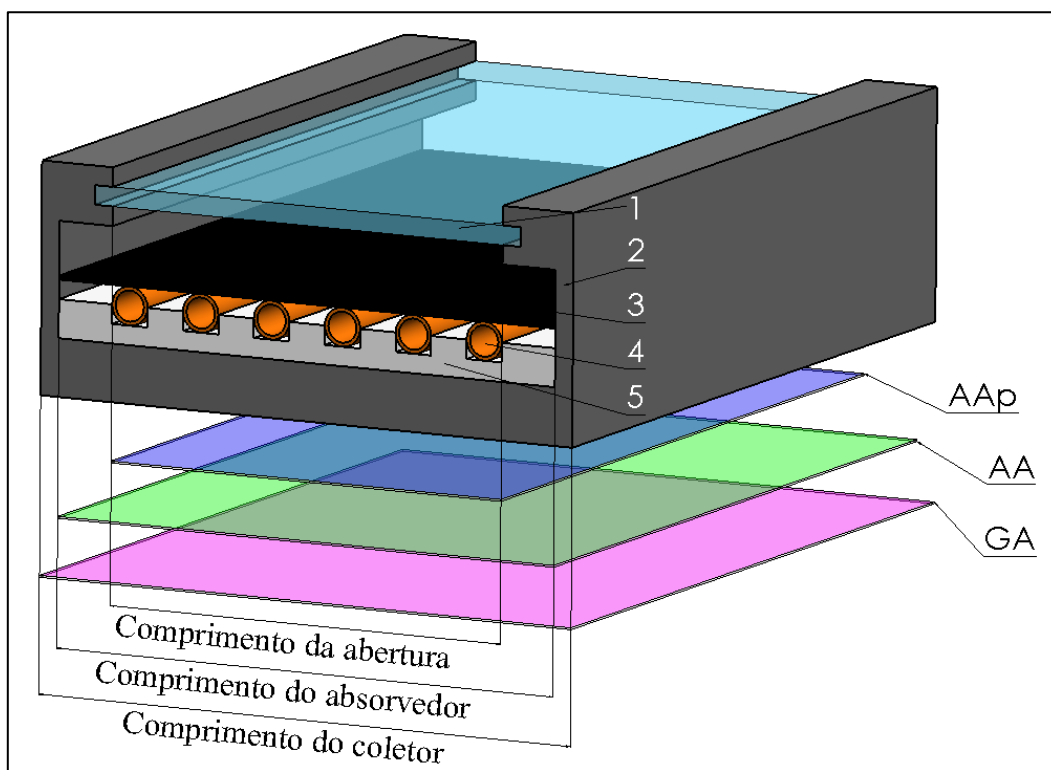


Figura 7 Coletor solar, AAp - área de abertura, AA área da placa absorvedora, GA - área total (1 - cobertura transparente, 2 - carcaça de metal, 3 - placa absorvedora, 4 - canais, 5 - isolamento) (Olek, Olczak et al. 2016).

A potência térmica à saída do coletor é expressa da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad \text{Eq. (3.13)}$$

Sendo \dot{m} o caudal mássico medido em [kg/s], C_p o calor específico com unidade expressa em [KJ/kg•K] e ΔT [K] a diferença de temperaturas entre saída e entrada.

A eficiência do coletor solar pode ser descrita como a razão do ganho útil de um período específico de tempo pela energia solar incidente do mesmo período.

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G dt} \quad \text{Eq. (3.14)}$$

Onde η é a eficiência térmica do coletor, G é a radiação solar global em [W/m²] e A_c é a área do coletor exposta à radiação solar, em [m²] (Siqueira 2009).

A eficiência dos coletores solares depende da temperatura ambiente, radiação solar e temperatura da água na entrada do coletor. A eficiência da placa coletora é maior quanto menor for a temperatura de entrada do fluido no mesmo (Lafay 2005).

CAPÍTULO 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste trabalho efetuou-se um estudo numérico de um novo modelo de coletor solar flexível de baixo custo com circulação natural, para verificação de seu comportamento. Foram simulados dois sistemas no software *ANSYS/Fluent™ 18.2*: o primeiro sistema composto por apenas uma placa coletora e o segundo composto por duas placas ligadas em série. As simulações consideraram o consumo de água durante o dia nulo.

A Tabela 6 descreve as situações às quais os sistemas foram submetidos. Por demandar um abastecimento de água aquecida durante o ano todo, foram simuladas três situações distintas no Porto, correspondendo às estações de verão, outono e inverno (situações 1, 2 e 3, respectivamente). Já Fortaleza e Rio de Janeiro exigem água aquecida apenas no inverno por estarem localizados numa zona tropical, tendo os sistemas no Brasil simulados apenas para a estação de inverno (situações 4 e 5, respectivamente).

Tabela 6 Condições de simulação para uma e duas placas

Situação	Cidade	Estação
1	Porto	Verão
2		Outono/Primavera
3		Inverno
4	Fortaleza	Inverno
5	Rio de Janeiro	

4.1 O modelo do coletor solar

4.1.1 Coletor solar

O coletor solar possui três partes: a primeira consiste numa cobertura transparente, que tem a função de propiciar o efeito estufa e aumentar a temperatura na superfície absorvedora; a segunda é a placa coletora propriamente dita, que é responsável por aquecer o fluido; e a terceira parte é a camada isolante, cuja função é reduzir as perdas térmicas do sistema. A montagem do coletor solar pode ser conferida na figura 8.

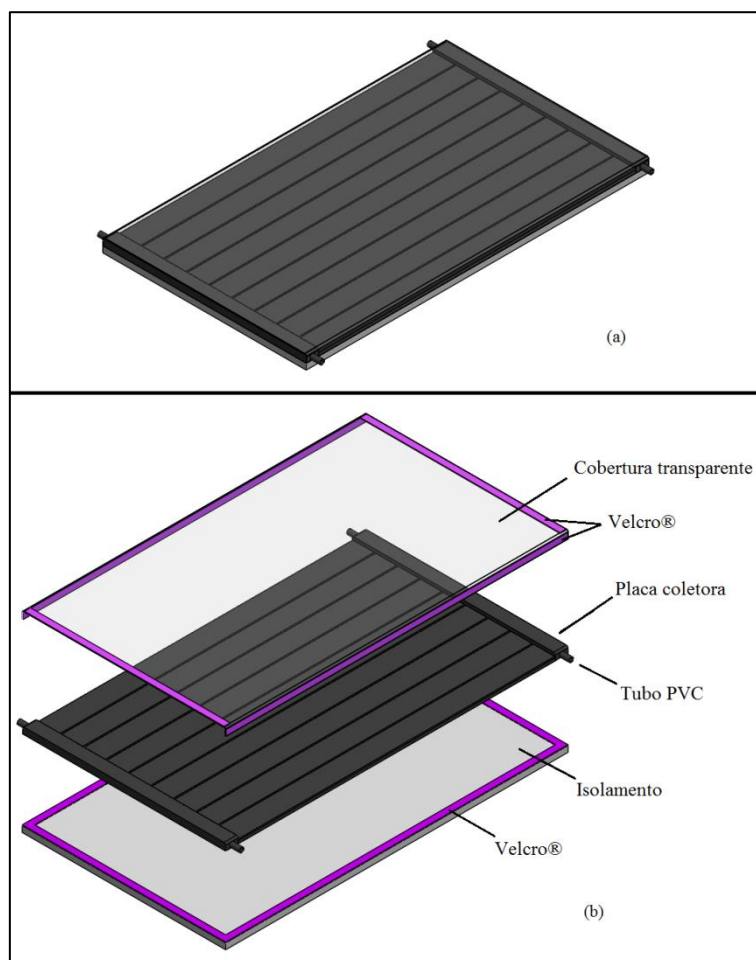


Figura 8 Vista em perspectiva do modelo (a) e vista explodida das partes (b)

Foi adotado o filme de Poliuretano (PU) para compor tanto a cobertura (PU transparente) quanto a placa coletora (PU preto). Este material foi escolhido levando em consideração seu preço acessível e sua camada de proteção contra raios UV, o que proporcionará uma vida útil maior.

Para facilitar a manutenção e substituição dos componentes avariados, será aplicado Velcro® em todo o perímetro da cobertura transparente e da camada isolante para fixá-las na placa absorvedora.

Procurou-se aproximar a espessura do isolamento na parte inferior do projeto à espessura otimizada indicada por Cristofari, Notton et al. (2002). Escolheu-se uma prancha de espuma elastomérica à base de borracha EPDM com 19 mm de espessura, 640,8 mm de largura e 1080 mm de comprimento da marca Armacell®, modelo HT/Armaflex, tendo como características células fechadas e alta flexibilidade. Suas

temperaturas máxima e mínima de trabalho são 130° C e -50° C, respectivamente. Segundo os dados fornecidos pelo fabricante, o produto apresenta uma condutibilidade térmica de 0,045 W/(m·K) para uma temperatura de 40° C (Armacell 2018).

Os conectores da placa permitem o consumidor arranjar vários coletores em série ou paralelo, dependendo das suas necessidades. São tubos de PVC de 15 mm de diâmetro externo, 30 mm de comprimento e são aplicados no produto através de compressão.

4.1.1.1 Características geométricas

Foram feitos dois modelos de coletor solar: o primeiro modelo adotado possuía quatro canais de aquecimento de 1000 mm de comprimento, 150 mm de largura e 10 mm de espessura e um canal de coleta e distribuição de água de 40 mm em cada extremidade, porém, após reunião na FactoryPlay, fábrica onde o protótipo será construído, algumas alterações foram realizadas chegando-se à conclusão de que o coletor deveria ter mais canais de aquecimento com largura menor, para diminuir sua deformação devido ao peso da água no seu interior. De um peso inicial de 1,62 kg de água dentro de cada canal do primeiro modelo, foi reduzido para 0,75 kg no segundo.

Por apresentar uma estética mais aliciante ao consumidor, as medidas do coletor foram aproximadas à proporção áurea, deixando o segundo modelo com a seguinte configuração: nove canais de aquecimento de 1000 mm de comprimento, 70 mm de largura e 10 mm de espessura cada, um canal distribuidor na extremidade inferior e um canal coletor na extremidade superior, ambos com 40 mm de largura. O modelo encontra-se representado na figura 9 e o seu desenho técnico na figura 10.

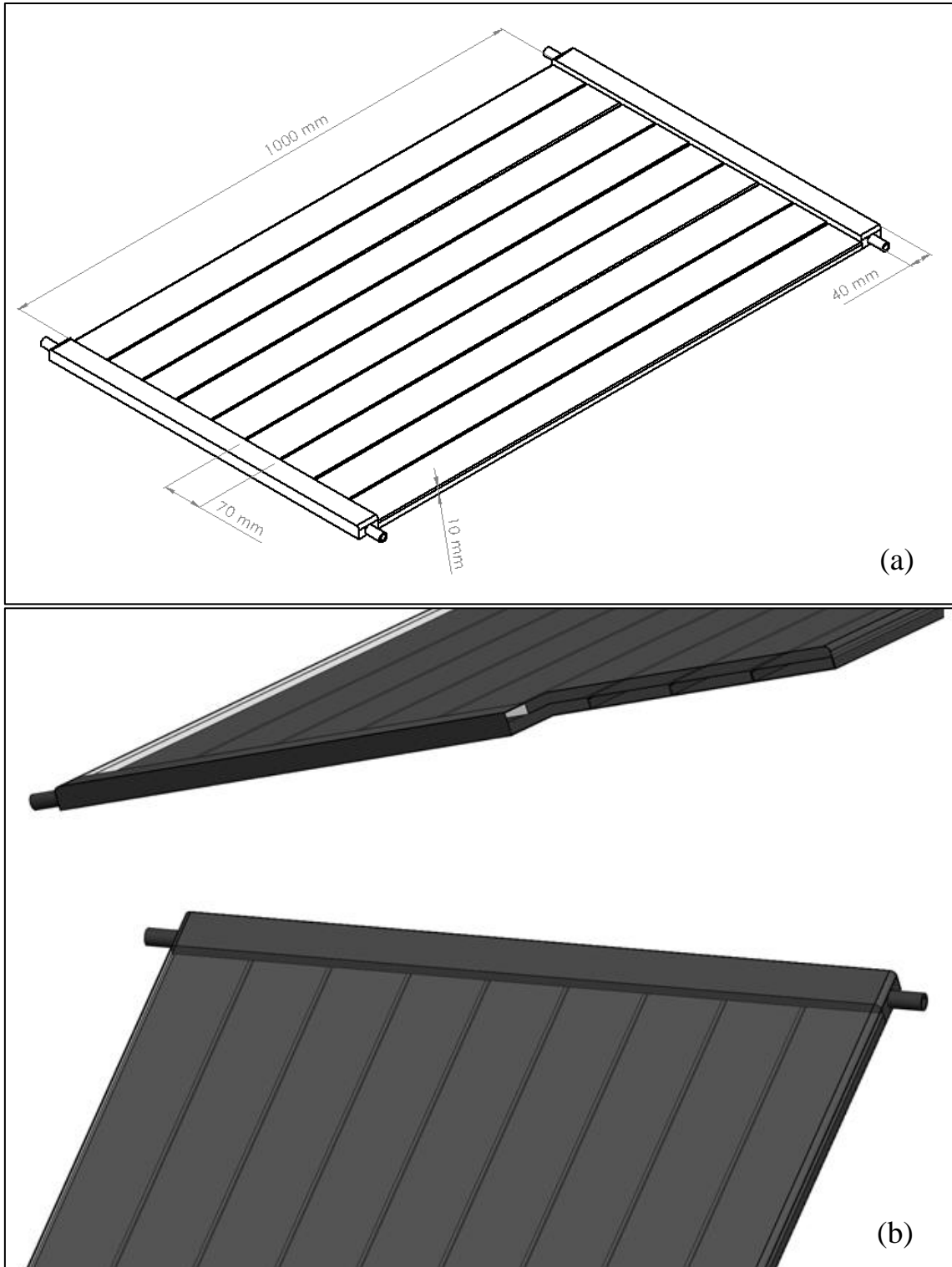
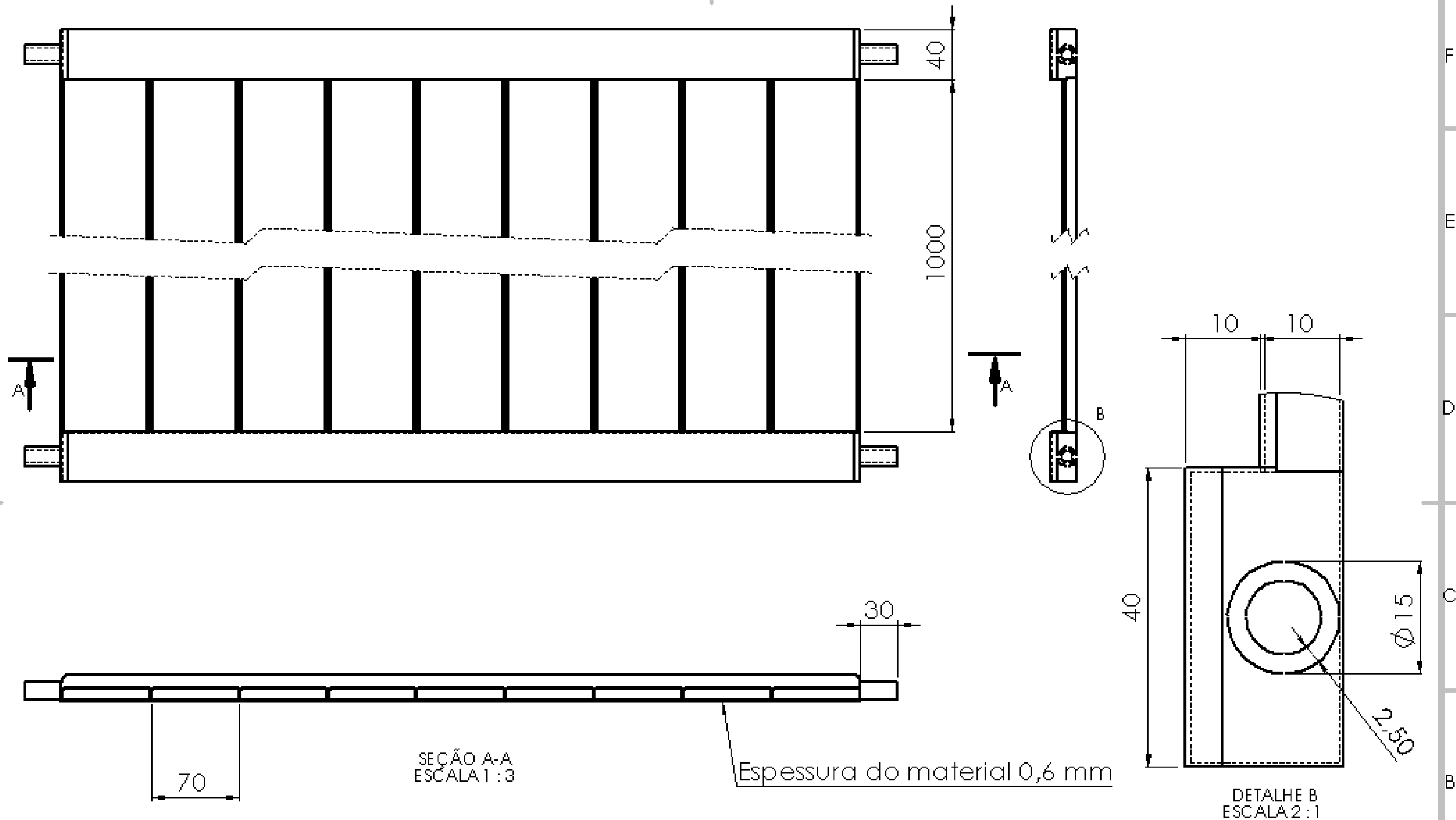


Figura 9 Vista em perspectiva (a) e detalhe dos canais interiores do coletor (b)




SEÇÃO A-A
ESCALA 1:3

Espessura do material 0,6 mm

DETALHE B
ESCALA 2:1

Figura 10 Desenho técnico da placa absorvedora.

IPB - Instituto Politécnico de Bragança		
Desenhista: Douglas S. Scaramelli	Coletor Solar	Documento: 1/1
Escala: 1:3		Data: 10/09/2018
		Material: P.U

4.1.2 Reservatório e tubagem de condução

O sistema de armazenamento de água foi baseado no reservatório apresentado por Jurado (2004). O reservatório consiste em dois tambores de plástico de polipropileno dispostos concêntricamente, sendo o tambor externo com 250 litros e o interno com 150 litros. Poliestireno expandido (EPS) foi utilizado como material isolante para preencher o espaço entre os tambores. Na figura 11 é possível observar a tubagem no interior do reservatório, bem como os dois tambores e o material isolante.

As tubagens de condução são mangueiras de borracha que conectam o coletor ao reservatório e são fixados a estes por braçadeiras. Essas tubagens também possuem isolamento para reduzir as perdas térmicas do fluido para o exterior.

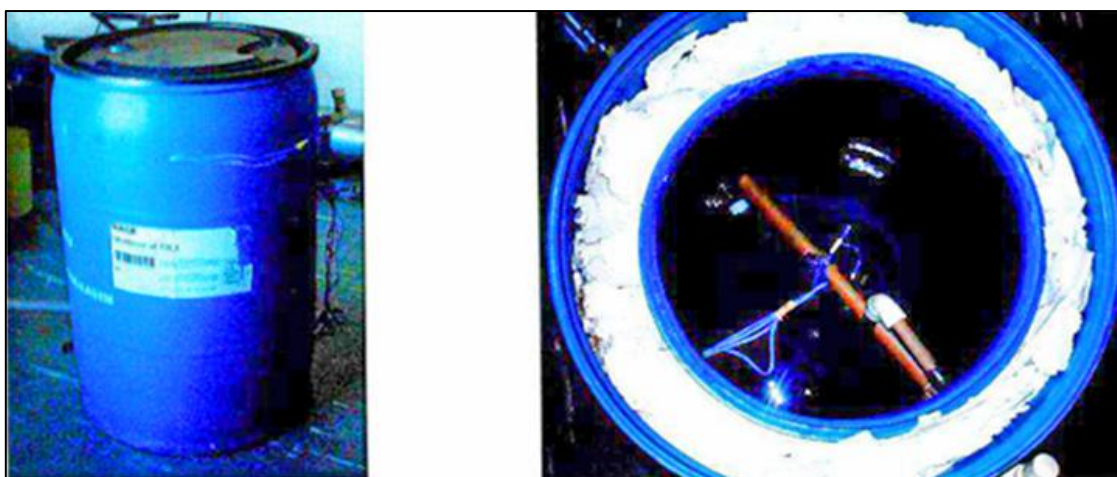


Figura 11 Detalhes do reservatório. (Jurado 2004)

4.1.3 Sistema completo

O sistema completo consiste em placa coletora, tubagem de condução e um reservatório cilíndrico. Foram simuladas duas variantes deste sistema: a primeira contendo apenas uma placa coletora e a segunda contendo duas placas conectadas em série (figura 12).

Para coletar os dados da simulação de temperatura no reservatório, na saída e na entrada do coletor foram inseridos cinco pontos no modelo. Siqueira (2009) sugere que três seções são o suficiente para apresentar uma aproximação razoável da estratificação do reservatório. Assim sendo, foram aplicados três pontos de coleta no reservatório, onde o ponto P1 está localizado na região central a aproximadamente 5 centímetros

abaixo da superfície. Este ponto indica a posição na qual está instalado o tubo para coleta de água aquecida para uso; os pontos P2 e P3 estão localizados no meio e na região inferior do reservatório com a finalidade de calcular a temperatura média no seu interior. O ponto P4 localiza-se na entrada do coletor (temperatura de entrada) e o ponto P5 na saída (temperatura de saída e caudal mássico).

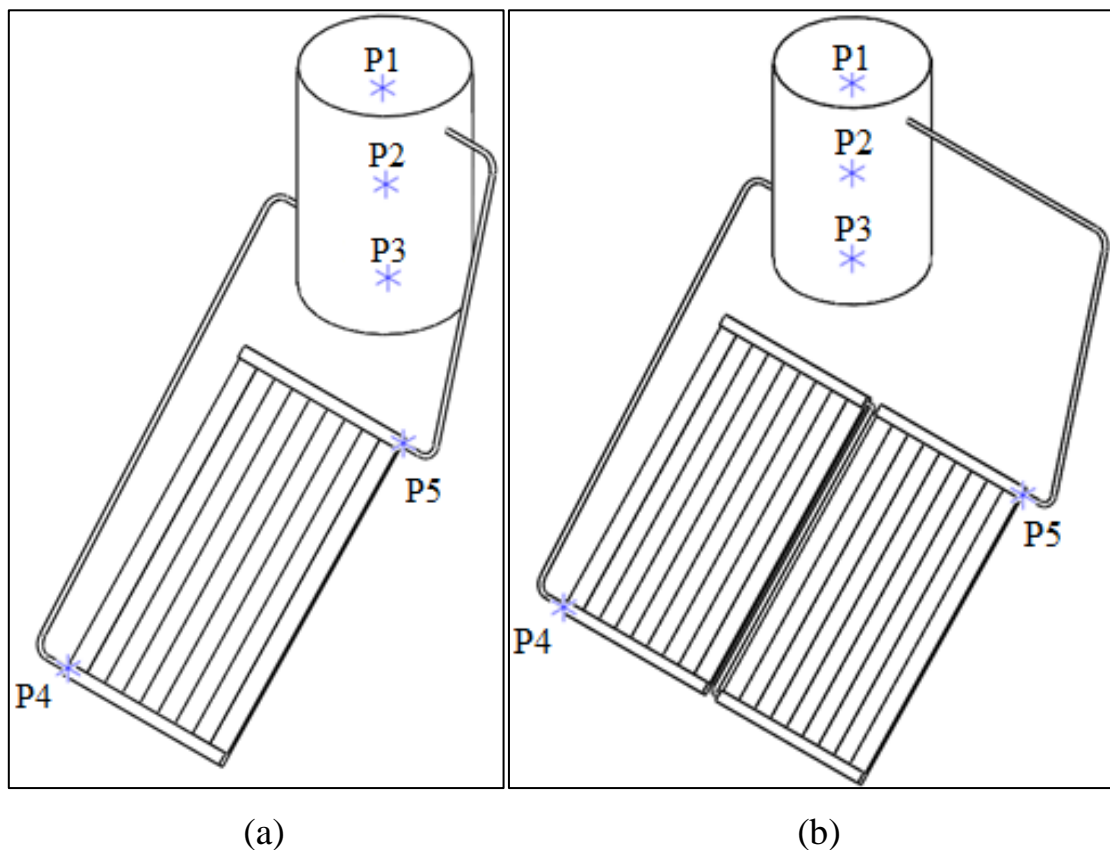


Figura 12 Sistema completo com uma placa (a) e com duas placas conectadas em série (b)

4.2 O modelo numérico

A modelação do coletor solar foi feita no software SolidWorks 2017 e as simulações numéricas foram realizadas no software *ANSYS/Fluent™ 18.2*. A máquina utilizada nas simulações possui uma placa de processamento Intel(R) Core(TM) i5-6600, CPU 3.30 GHz, memória RAM de 8 GB, sistema operacional Windows 64-bit placa de vídeo NVIDIA Quadro FX 580.

O modelo completo conta com uma camada isolante na parte inferior da placa e uma cobertura transparente na parte superior, porém foi considerado apenas um volume

de água ligado a um reservatório cilíndrico de 150 litros para reduzir o tempo e a complexidade do processamento, onde algumas simplificações foram adotadas:

- Irradiações direta e difusa transformadas em fluxo de calor global;
- Fluxo de calor uniforme na face superior da placa, variando apenas em relação ao tempo;
- Tubagem, reservatório e isolamentos inferior e lateral adiabáticos;
- A perda de carga na tubagem foi desprezada;
- Fluido incompressível;
- Escoamento laminar;

A norma europeia EN 12975 (Rojas, Beermann et al. 2008), diz que os testes devem ser feitos levando em consideração um fluxo de ar paralelo à superfície superior do coletor solar de $3 \text{ m/s} \pm 1 \text{ m/s}$, porém foi adotado um fluxo de ar paralelo de 0 m/s para simular a atmosfera entre a placa e a camada de cobertura.

4.2.1 Ângulo da placa

O coletor solar possui uma instalação fixa nas residências, ou seja, o ângulo de inclinação da placa não muda com o decorrer do ano. Em regiões temperadas, o uso de água aquecida ocorre durante todo o ano, enquanto regiões tropicais e subtropicais, água aquecida é necessária apenas no inverno.

Tendo esta premissa em vista e baseando-se na pesquisa de Patkó, Szeder et al. (2013) que visa à simplicidade dos cálculos, a determinação do ângulo ótimo de inclinação para zonas temperadas seguiu a equação 3.8, e para zonas tropicais usou-se a equação 3.10. A determinação do azimute ótimo foi baseada no mesmo estudo, onde diz que a placa deve estar virada totalmente a sul para o caso das placas situadas no hemisfério norte, e virado totalmente ao norte para as placas situadas no hemisfério sul.

A tabela 7 exhibe as latitudes e os ângulos ótimos para Porto, Fortaleza e Rio de Janeiro, que foram inseridos na modelação do sistema e nos softwares para a obtenção do perfil de radiação ao longo do dia no plano inclinado.

Tabela 7 Latitude (ϕ) e ângulo de inclinação da placa (β) nos locais estudados.

Local	Latitude (ϕ)	Ângulo de inclinação da placa (β)
Porto	41,2	41,2°
Fortaleza	-3,7	27,2°
Rio de Janeiro	-22,9	46,4°

4.2.2 Malha

A malha tetraédrica do modelo simplificado foi gerada automaticamente utilizando a função de tamanho “*proximity and curvature*”, com uma qualidade média de malha. A ilustração da distribuição dos nós pode ser conferida na figura 13, onde é possível verificar o aumento da concentração destes nós com a aproximação de regiões curvadas.

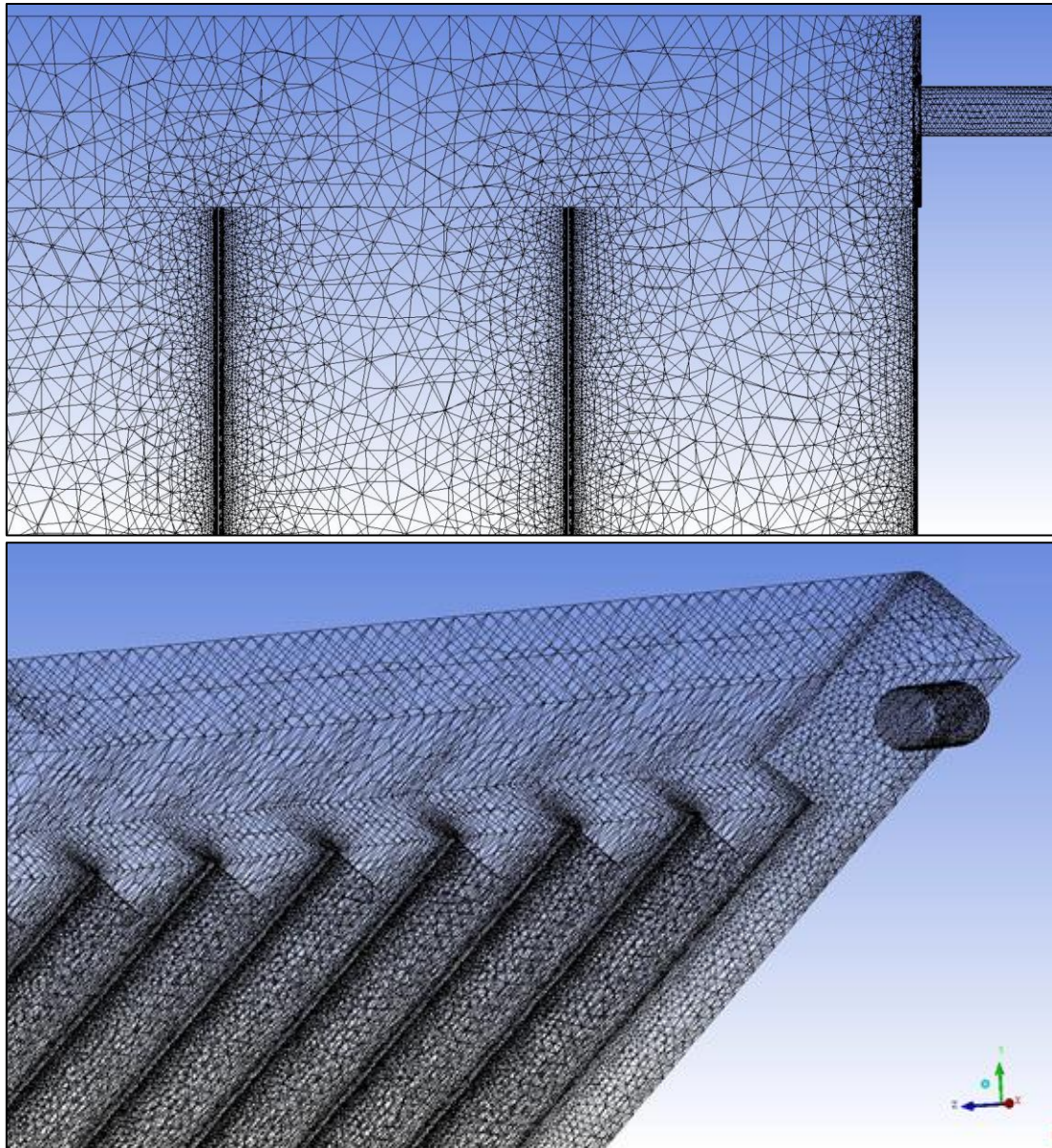


Figura 13 Distribuição dos nós no modelo (detalhe).

A quantidade de nós e elementos podem ser verificados na tabela 8. A diferença na quantidade de nós entre as cidades (por exemplo: Porto 1 placa possui 357897 nós enquanto Fortaleza 1 placa, 355261) dá-se pelos diferentes ângulos de inclinação da placa que geram de diferentes comprimentos na tubagem de conexão da placa ao reservatório.

Tabela 8 Quantidade de nós e elementos

Cidade	Nós		Elementos	
	1 placa	2 placas	1 placa	2 placas
Porto	357897	653021	1636774	2973476
Fortaleza	355261	658458	1628177	2997815
Rio de Janeiro	355676	654614	1628340	2985594

4.2.3 Set up do ANSYS Fluent

O *set up* da simulação foi configurado baseando-se na tese de doutoramento de Freegah (2016). O *solver* do sistema foi definido como *pressure-based* por requerer menos memória e ser aplicável para um regime de fluido incompressível de baixa velocidade, e o método de inicialização configurado para *Hybrid Initialization*.

Para visualizar o comportamento do sistema, utilizou-se o método transiente com viscosidade do fluido laminar, gravidade no eixo y de $-9,81 \text{ m/s}^2$ e função da energia configurada como “on”. O fluido de trabalho é a água e sua massa volúmica foi alterada de constante para Boussinesq, com valor de $998,2 \text{ kg/m}^3$ e coeficiente de expansão térmica de $0,0002061 \text{ 1/K}$. Nas condições de operação foi definida uma temperatura de operação de 293 K e foi ativada a opção de densidade de operação específica com um valor de 0 kg/m^3 , para incluir o efeito hidrostático e definir o estado inicial de repouso do fluido. Os valores de referência foram computados a partir do reservatório e o método de solução foi configurado do seguinte modo:

- *Scheme: SIMPLEC*
- *Skewness correction: 0*
- *Gradient: least squares cell based*
- *Pressure: body force weighted*
- *Momentum: second order upwind*
- *Energy: second order upwind*
- *Transient formulation: second order implicit*

O esquema padrão utilizado pelo ANSYS Fluent é o SIMPLE, porém, pela simulação envolver um sistema simples com escoamento laminar, o esquema SIMPLEC foi escolhido por proporcionar resultados com menor tempo de processamento. A

correção de assimetria é configurada como zero por padrão do sistema. O método de solução do gradiente por mínimos quadrados considera a variação entre o centroide de uma célula e outra como sendo linear. Apesar do método baseado em células ser menos estável que o baseado em nós, os dois métodos retornam resultados igualmente precisos. O método de solução da pressão foi configurado como *body force weighted* para incluir o efeito das forças de impulsão e, conseqüentemente, o efeito termossifão. Pelo fato da simulação requerer resultados precisos, o método de discretização numérica recomendado para as soluções do momento, energia e formulação transiente é o esquema de segunda ordem, no qual as aproximações utilizam uma reconstrução linear multidimensional nas faces das células através da expansão da série de Taylor.

Cada estação possui uma quantidade de horas de sol diferente, logo, cada simulação possui uma quantidade de passos diferente, por exemplo: para o Porto no verão o tempo total de irradiação é de 15 horas. Dividindo este período em passos de 45 segundos, têm-se uma quantidade de 1200 passos. É possível observar a quantidade de passos para cada situação na tabela 9.

Tabela 9 Quantidade de passos. O tamanho dos passos é de 45 s.

Local	Quantidade de passos	Tempo total [h]
Porto (verão)	1200	15,00
Porto (outono)	1000	12,50
Porto (inverno)	900	11,25
Fortaleza (inverno)	960	12,00
Rio de Janeiro (inverno)	960	12,00

Por falta de informação não foi possível simular o sistema com as propriedades do filme de PU, sendo utilizadas as propriedades do PVC plasticizado retiradas da base de dados do software SolidWorks®, indicadas na tabela 10.

Tabela 10 Propriedades PVC.

Lona PVC	
Densidade [kg/m ³]	1290,00
Calor específico [J/kgK]	1600,00
Condutividade térmica [W/mK]	0,16

4.2.3.1 Condições de fronteira

O modelo foi dividido em quatro zonas: reservatório, superfície aquecida, isolamento e tubagem. As zonas podem ser conferidas na figura 14.

Por questão de simplicidade, aborda-se o modelo do reservatório e tubagem como sendo volumes de água com superfícies adiabáticas e espessura de parede zero, para que o volume no interior do reservatório e o diâmetro no interior da tubagem não perdessem suas medidas. O isolamento, que consiste na parte inferior do coletor solar, também foi considerado como sendo adiabático, porém com espessura de parede igual a 0,6 mm, que corresponde à espessura do material a ser utilizado para fabricar o protótipo.

A situação mais complexa refere-se ao aquecimento da placa ao longo do dia, onde o fluxo de calor varia conforme a altura solar. A superfície aquecida possui uma parede de 0,6 mm de espessura e o perfil do fluxo de calor incidente nesta face foi inserido através de funções definidas pelo utilizador, a fim de simular o real comportamento do fluxo ao longo do dia. Estas funções são conhecidas como *User Defined Functions* (udf) e correspondem à variação horária da irradiação solar.

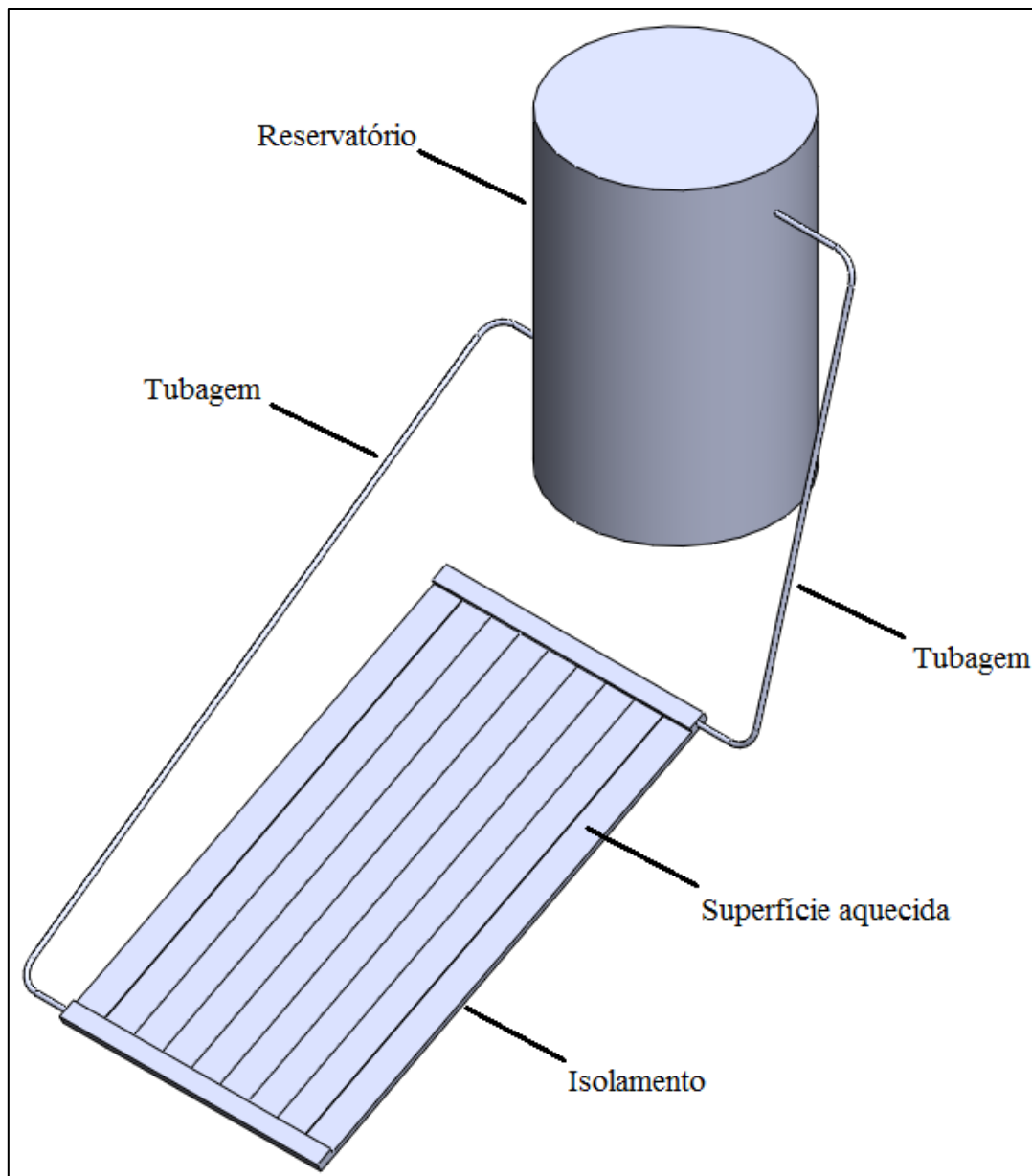


Figura 14 Divisão das zonas do modelo numérico

4.2.3.2 Fluxo de calor

O fluxo solar varia conforme as horas do dia, época do ano e posição da Terra em relação ao sol. Os perfis da variação do fluxo solar para cada caso foram retirados da plataforma PVgis (<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php#>), para o caso de Porto, e do software PVsyst 6.7.4, para os casos de Fortaleza e Rio de Janeiro. Tanto a plataforma quanto o software permitem aos utilizadores inserirem o ângulo da placa para que o valor da intensidade da irradiação solar seja referente ao plano inclinado.

Foi feita uma média da variação horária do fluxo solar para cada estação que pode ser conferida na figura 15, e foi gerada uma função de cada variação para ser inserida na simulação numérica, que será exibida posteriormente. Observa-se uma duração menor do dia no Porto no inverno comparado com a estação do verão. O horário de máximo fluxo de calor corresponde ao meio dia solar (Tempo Solar Verdadeiro), que não necessariamente corresponde à hora legal, que vemos no relógio.

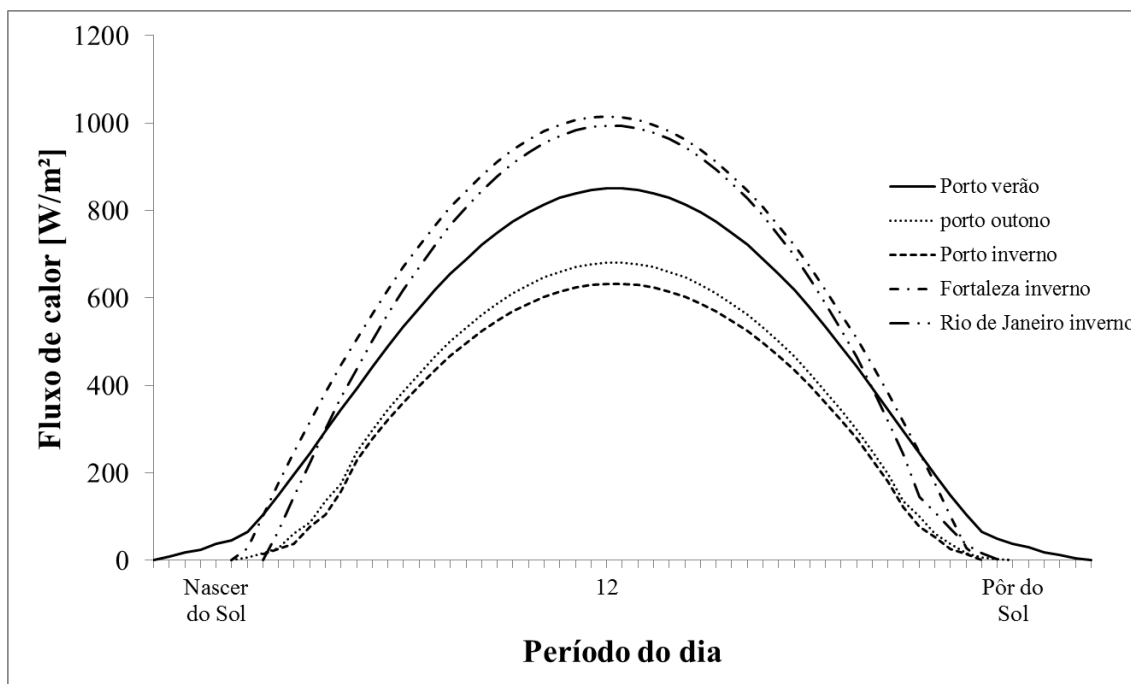


Figura 15 Variação média do fluxo solar ao longo do dia para cada caso estudado.

A figura 16 exibe os máximos de fluxo solar e a hora em que eles ocorrem em cada cenário. Os valores dos máximos em cada situação são: 851 W/m² para Porto no verão, 681 W/m² para Porto no outono, 633 W/m² para Porto no inverno, 1015 W/m² para Fortaleza no inverno e 994 W/m² para Rio de Janeiro no inverno. Observam-se, como seria de esperar, maiores máximos de fluxo solar em Fortaleza e Rio de Janeiro em relação a Porto, devido à proximidade destas cidades com a linha do Equador.

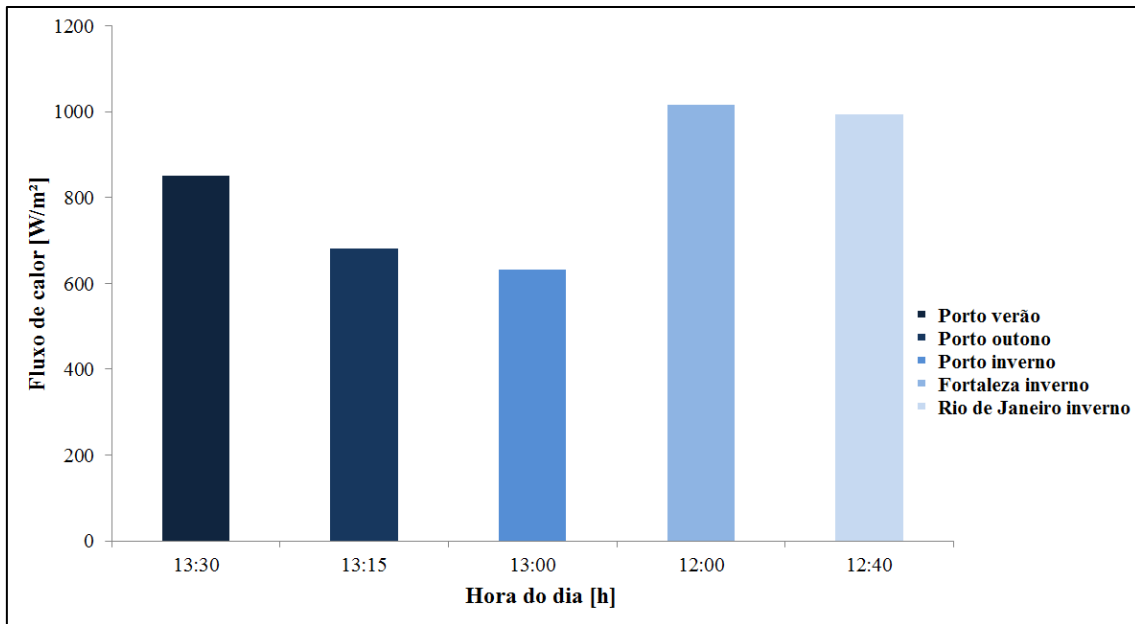


Figura 16 Hora de máximo fluxo solar

A tabela 11 exibe as horas de nascer do Sol, máximo do fluxo solar e pôr do Sol para cada caso apresentados na figura 15.

Tabela 11 Horas aproximadas do nascer e pôr do Sol e máximo de fluxo solar

Situação	Nascer do sol	Máximo de fluxo solar	Pôr do sol
Porto verão (1)	06:00	13:30	21:00
Porto outono (2)	07:00	13:15	19:30
Porto inverno (3)	07:10	13:00	18:30
Fortaleza inverno (4)	06:00	12:00	18:00
Rio de Janeiro inverno (5)	06:40	12:30	18:40

Após coletar as informações da variação do fluxo solar ao longo do dia, foram geradas funções destes perfis para serem inseridas nas condições de contorno das simulações. As equações 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 correspondem às situações 1, 2, 3, 4 e 5 da tabela 11, respectivamente.

$$\begin{aligned}
G(t) = & (-2.0708e - 29) * t^7 + (4.5957e - 24) * t^6 - (4.0344e - 19) * t^5 + (1.9723e - 14) * t^4 - (6.1714e - 10) \\
& * t^3 + (1.032e - 05) * t^2 - (0.029606 * t) \\
& + 22.413
\end{aligned} \quad \text{Eq. (4.1)}$$

$$\begin{aligned}
G(t) = & (5.1443e - 24) * t^6 - (6.9063e - 19) * t^5 + (3.7189e - 14) * t^4 - (1.0201e - 09) * t^3 + (1.2873e \\
& - 05) * t^2 - (0.019646 * t) + 6.8406
\end{aligned} \quad \text{Eq. (4.2)}$$

$$\begin{aligned}
G(t) = & (2.6986e - 32) * t^8 - (4.4402e - 27) * t^7 + (3.0647e - 22) * t^6 - (1.151e - 17) * t^5 + (2.5503e \\
& - 13) * t^4 - (3.3739e - 09) * t^3 + (2.3755e \\
& - 05 * t^2) - 0.024644 * t + 21.139
\end{aligned} \quad \text{Eq. (4.3)}$$

$$\begin{aligned}
G(t) = & (9.4502e - 16) * t^4 - (8.1649e - 11) * t^3 - (2.558e - 08) * t^2 + (0.077294) * t - 23.816
\end{aligned} \quad \text{Eq. (4.4)}$$

$$\begin{aligned}
G(t) = & (4.8447e - 24) * t^6 - (5.339e - 19) * t^5 + (2.2558e - 14) * t^4 - (4.6354e - 10) * t^3 + (2.2743e \\
& - 06) * t^2 + (0.078933) * t + 0.0029239
\end{aligned} \quad \text{Eq. (4.5)}$$

Foram utilizadas ferramentas de ajuste de curvas polinomiais no software MatLab[®], onde se variou o grau das funções para que pudessem se adequar aos perfis obtidos com os dados retirados dos softwares. A figura 17 exibe as curvas geradas pelas funções. O coeficiente de correlação R^2 é um parâmetro utilizado para definir a precisão de uma função e varia de 0 a 1, sendo 1 usado para indicar a precisão máxima da função. O valor de R^2 foi de 0,99 para todas as funções geradas.

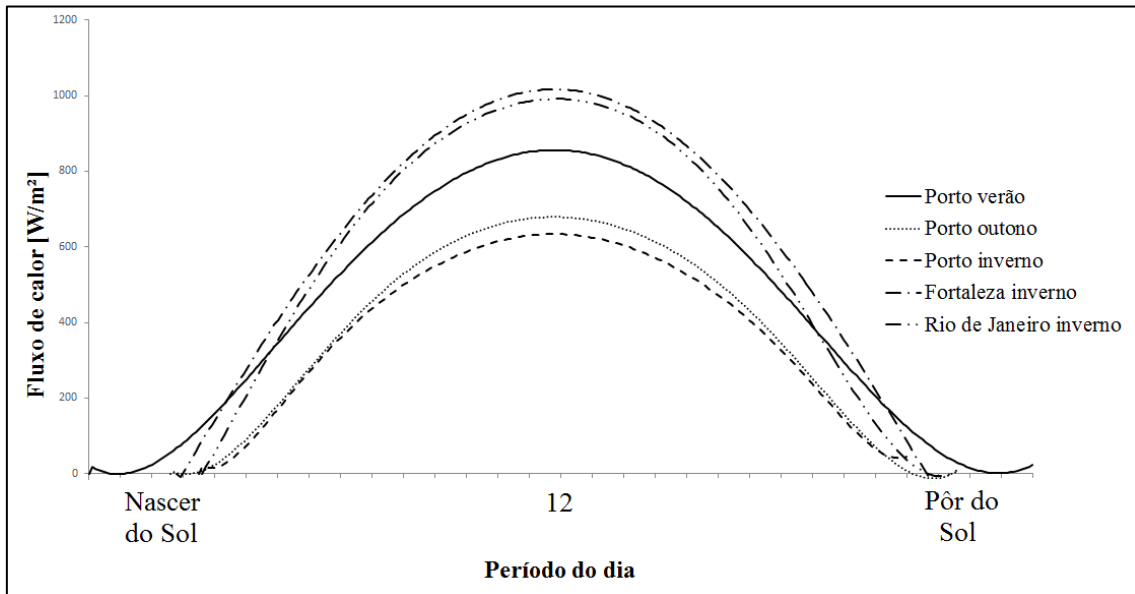


Figura 17 Perfis das variações do fluxo de calor gerados através das funções

CAPÍTULO 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são avaliados os resultados das simulações realizadas para os cinco cenários estudados, onde para cada cidade foram simulados dois sistemas de aquecimento: o primeiro com apenas uma placa coletora e o segundo com duas placas coletoras ligadas em série.

O sistema contendo uma placa coletora foi simulado sob as condições citadas no capítulo anterior, a fim de investigar o comportamento e a eficiência da placa. Já as simulações do sistema contendo duas placas em série tiveram a finalidade de verificar a obtenção da temperatura da água de uso de aproximadamente 40°C, indicada por Belinazo e Belinazo (2004).

Para cada caso foi coletada a temperatura máxima do fluido na saída do coletor ($T_{out} = P5$), a temperatura da água de consumo no fim do dia ($T_{uso} = P1$), aumento da temperatura média do reservatório após um dia de simulação ($\Delta T = P1, P2$ e $P3$), caudal mássico ($\dot{m} = P5$) e eficiência da placa (η), que foi calculada seguindo a equação 3.14. Em todos os casos, o aquecimento do fluido na placa se comporta de forma similar, comportamento este que pode ser verificado na figura 18. A distribuição de temperaturas no coletor do sistema com uma placa é diferente do primeiro coletor do sistema com duas placas, devido à diferença no comprimento efetivo que a água precisa percorrer. É necessário comparar a temperatura na entrada do coletor da figura (a) com a temperatura de entrada do primeiro coletor da figura (b), e a temperatura de saída do coletor da figura (a) com a temperatura de saída do segundo coletor da figura (b), para verificar a semelhança de comportamento dos sistemas.

O tempo de processamento tomado para simular os sistemas com uma placa foi de, em média, nove horas. Para simular os sistemas com duas placas em série, o computador demandou aproximadamente 14 horas de simulação.

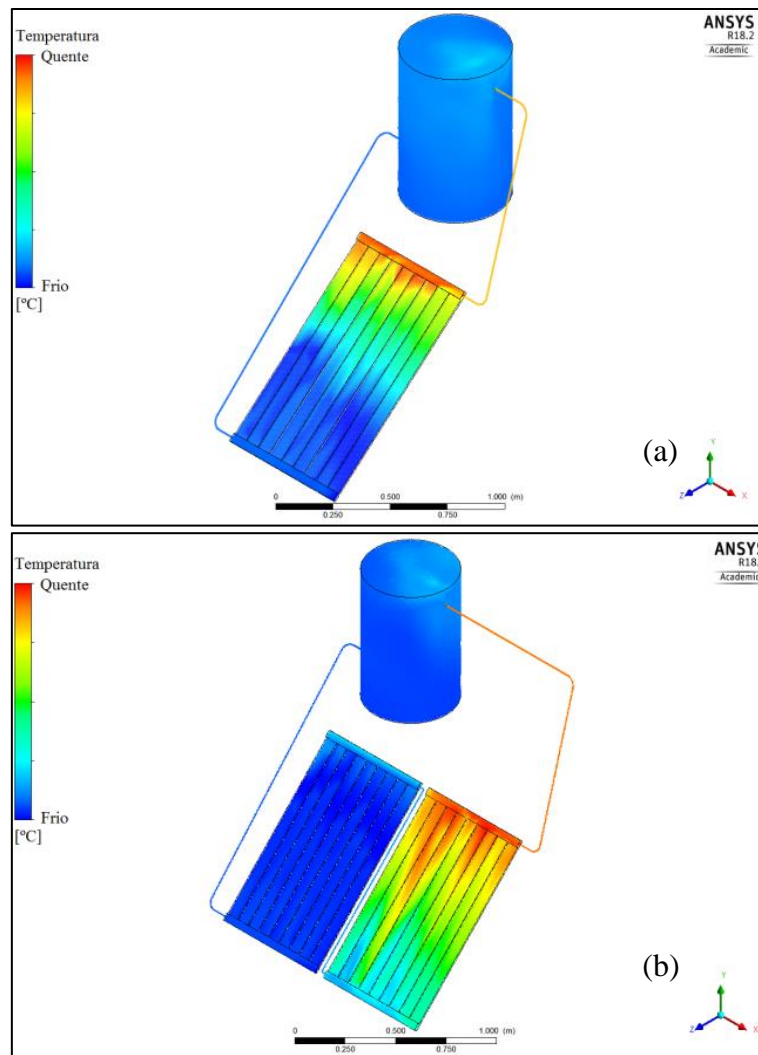


Figura 18 Comportamento do aquecimento da água: um placa (a) e duas placas em série (b).

5.1 Porto

Por utilizar água aquecida o ano todo, foram simulados três casos no Porto, verão, outono e inverno, que correspondem às situações 1, 2 e 3, respectivamente. A estação da primavera não foi simulada por corresponder às mesmas condições climáticas que o outono.

Foi coletada a temperatura máxima na saída do coletor, o maior caudal mássico produzido pelo sistema, a temperatura da água de uso (T_{uso}) no fim do dia e o aumento da temperatura média no reservatório (ΔT). O comportamento deste sistema pode ser conferido nas figuras 19, 20 e 21.

É possível observar o aumento na taxa de aquecimento da água de uso devido ao aumento do fluxo de calor. Após o meio dia solar, nota-se o decréscimo conforme o fluxo de calor diminui. Além disso, observa-se a influência da intensidade da irradiação solar sobre o caudal mássico, onde maiores fluxos aumentam as forças de impulsão do fluido no interior da placa, intensificando o efeito termossifão e elevando o caudal mássico na ordem de 10^{-3} kg/s. O mesmo comportamento é observado em todas as simulações realizadas neste trabalho.

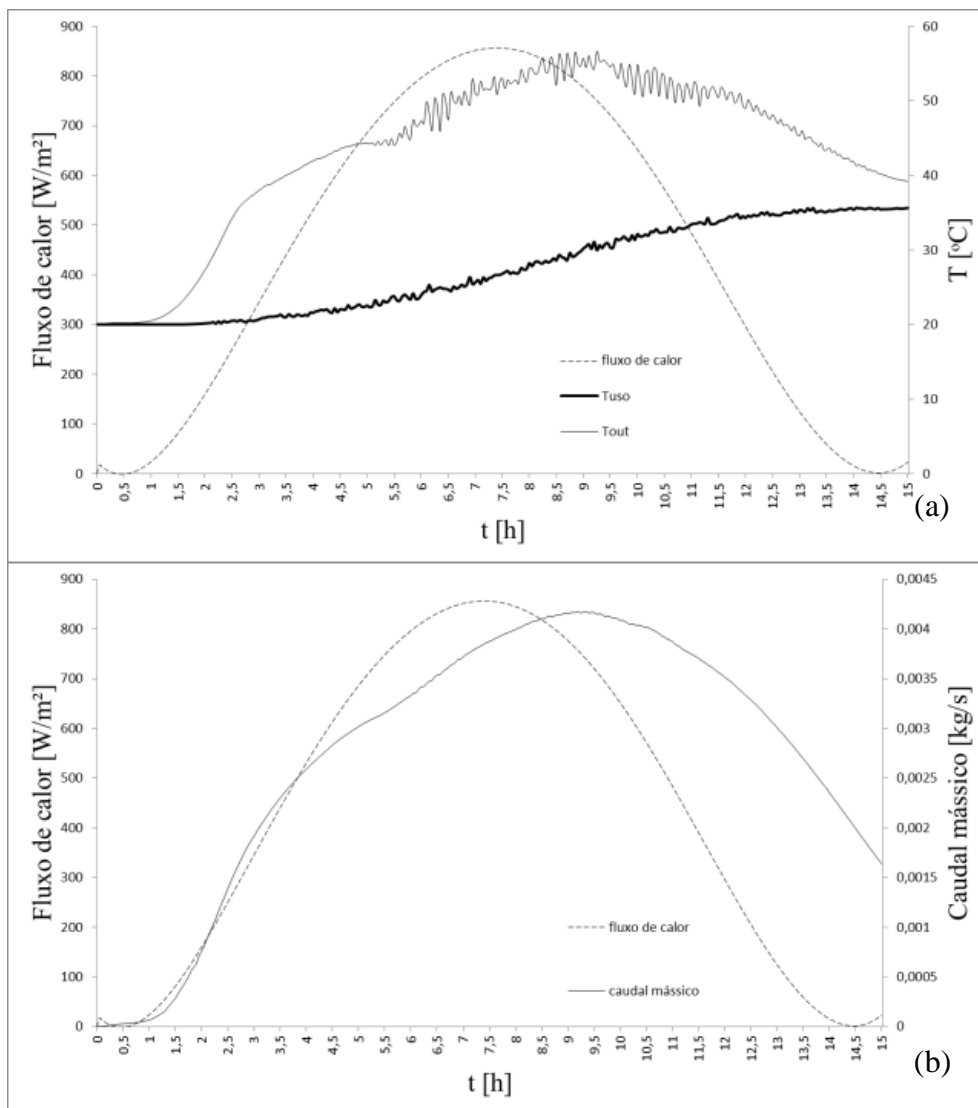


Figura 19 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no verão com uma placa.

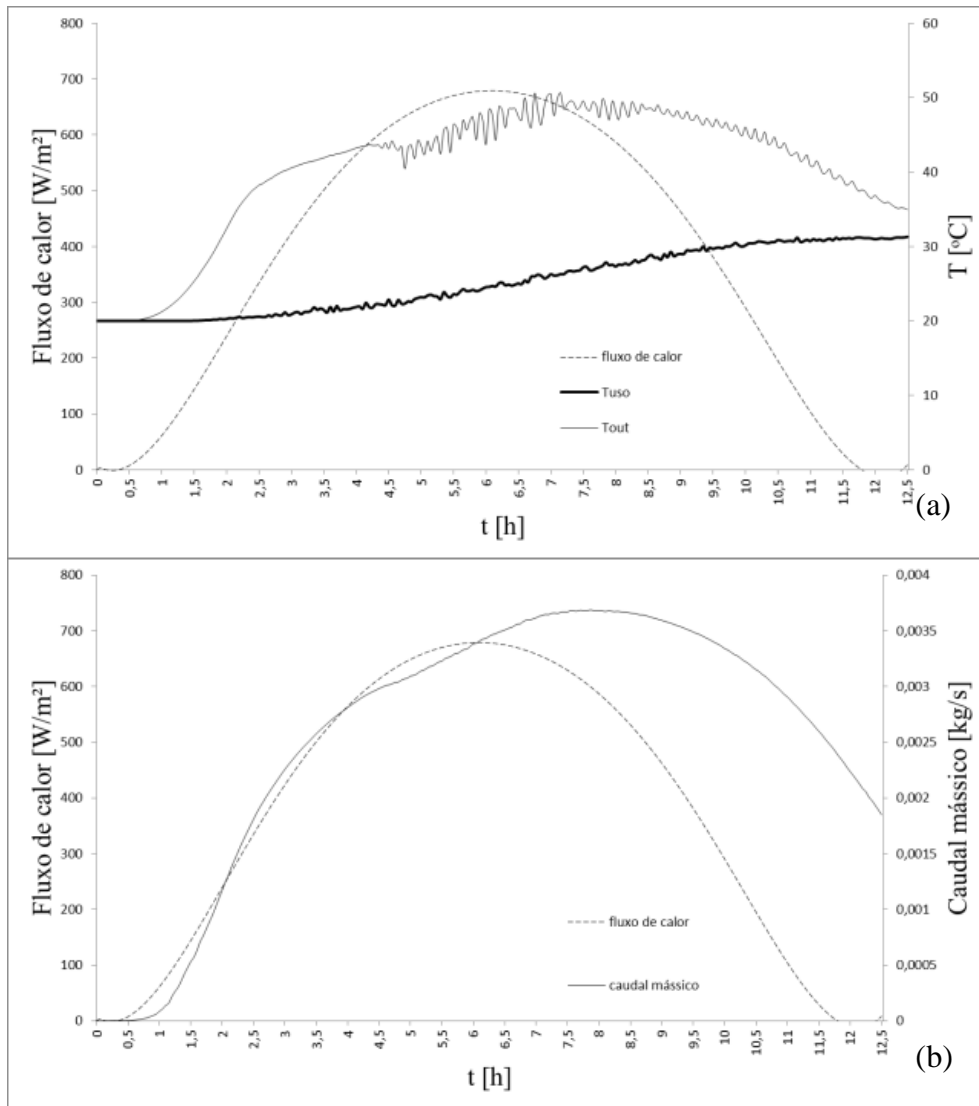


Figura 20 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no outono com uma placa.

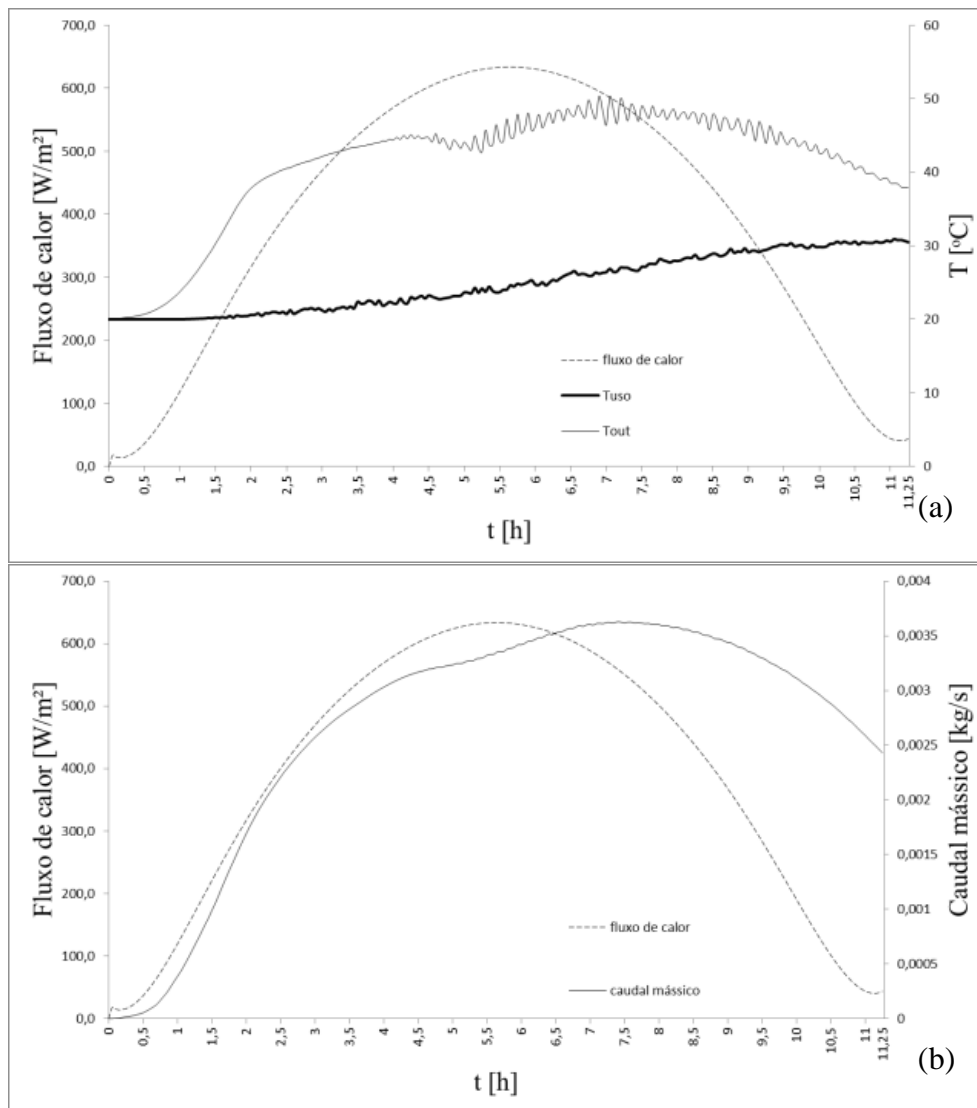


Figura 21 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no inverno com uma placa.

Verificou-se nas imagens 19, 20 e 21 que ao fim do dia, a placa contendo $0,69 \text{ m}^2$ de área superior, eleva a temperatura da água de uso de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ para $35,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $31,3 \text{ }^\circ\text{C}$ e $30,9 \text{ }^\circ\text{C}$ para verão, outono e inverno, respectivamente. Esta diferença entre as temperaturas é justificada pela maior incidência de radiação solar na estação do verão, além do maior tempo de exposição ao sol em relação às outras estações.

Um novo sistema contendo duas placas conectadas em série foi simulado para as três estações, pois mesmo considerando um consumo de água ao longo do dia igual a zero, o sistema com uma placa não foi suficiente para elevar a temperatura da água de uso para a temperatura indicada de 40°C .

Em seu estudo, Magalhães (2017) afirma que sistemas de aquecimento de água ligados em série, comparados a sistemas ligados em paralelo, diminuem o rendimento dos módulos devido ao aumento da temperatura da água na entrada dos coletores, porém esta configuração proporciona uma temperatura de saída da placa maior.

Após o período de irradiação para as estações de verão, outono e inverno, o sistema com duas placas elevou a temperatura de uso da água para 49,4 °C, 41,6 °C e 40,2 °C. Com estes resultados explicitados nas figuras 22, 23 e 24, pôde-se confirmar o estudo de Magalhães (2017) em relação ao aumento da temperatura na saída do coletor.

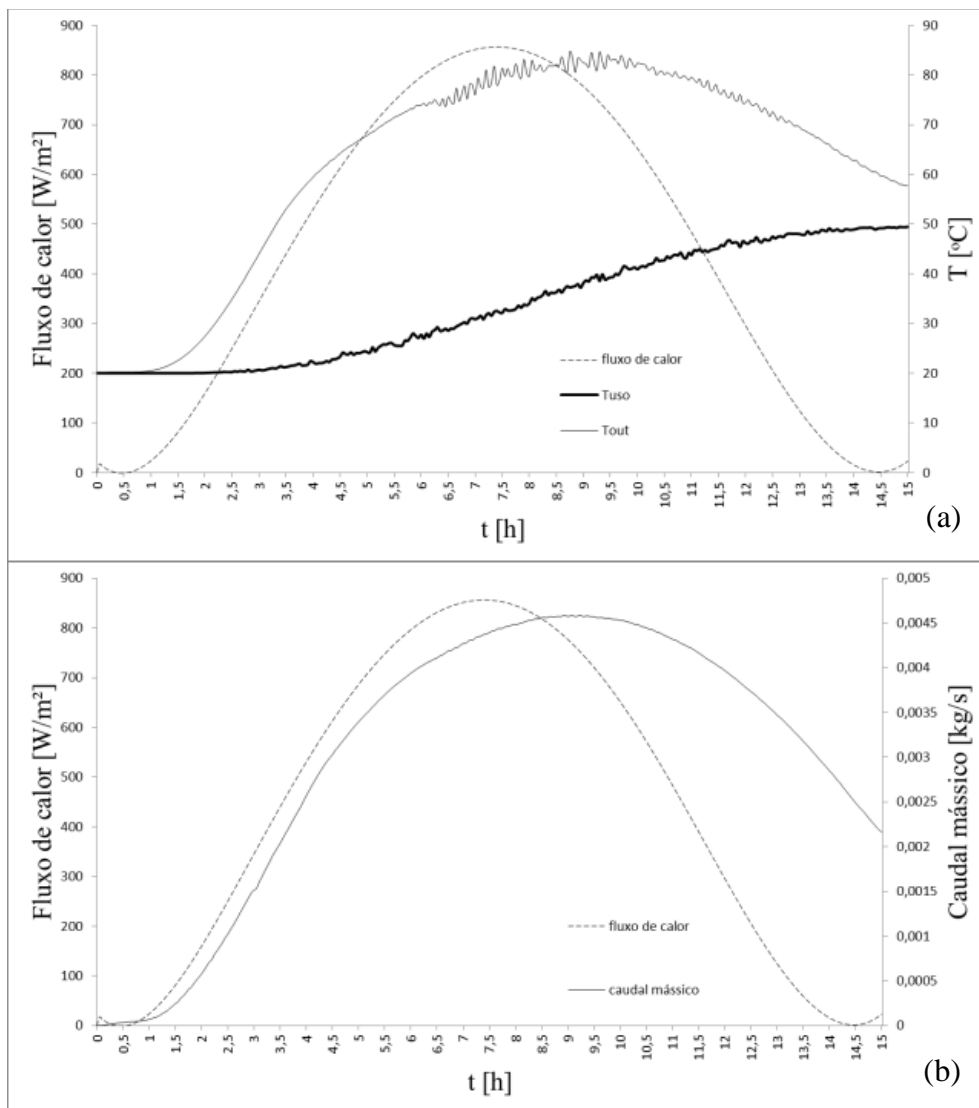


Figura 22 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no verão com duas placas em série.

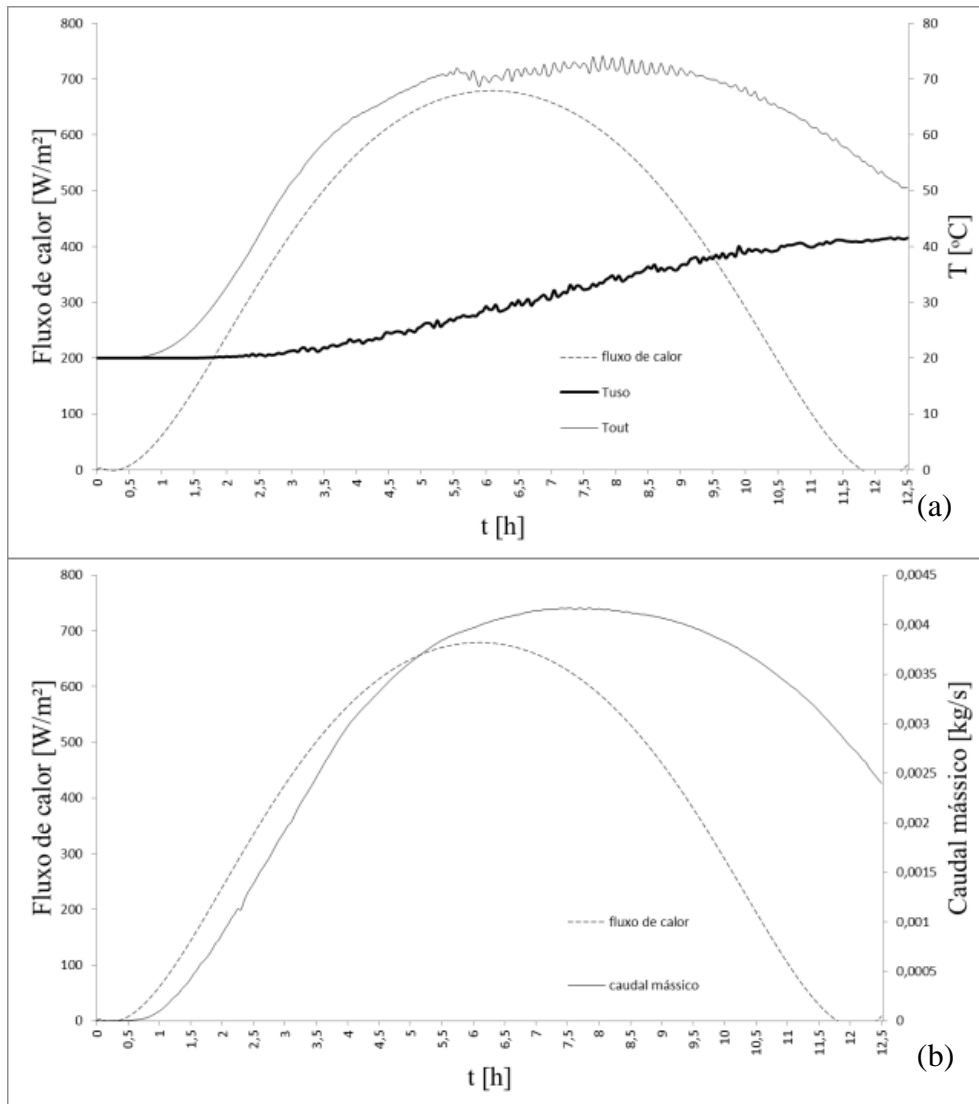


Figura 23 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no outono com duas placas em série.

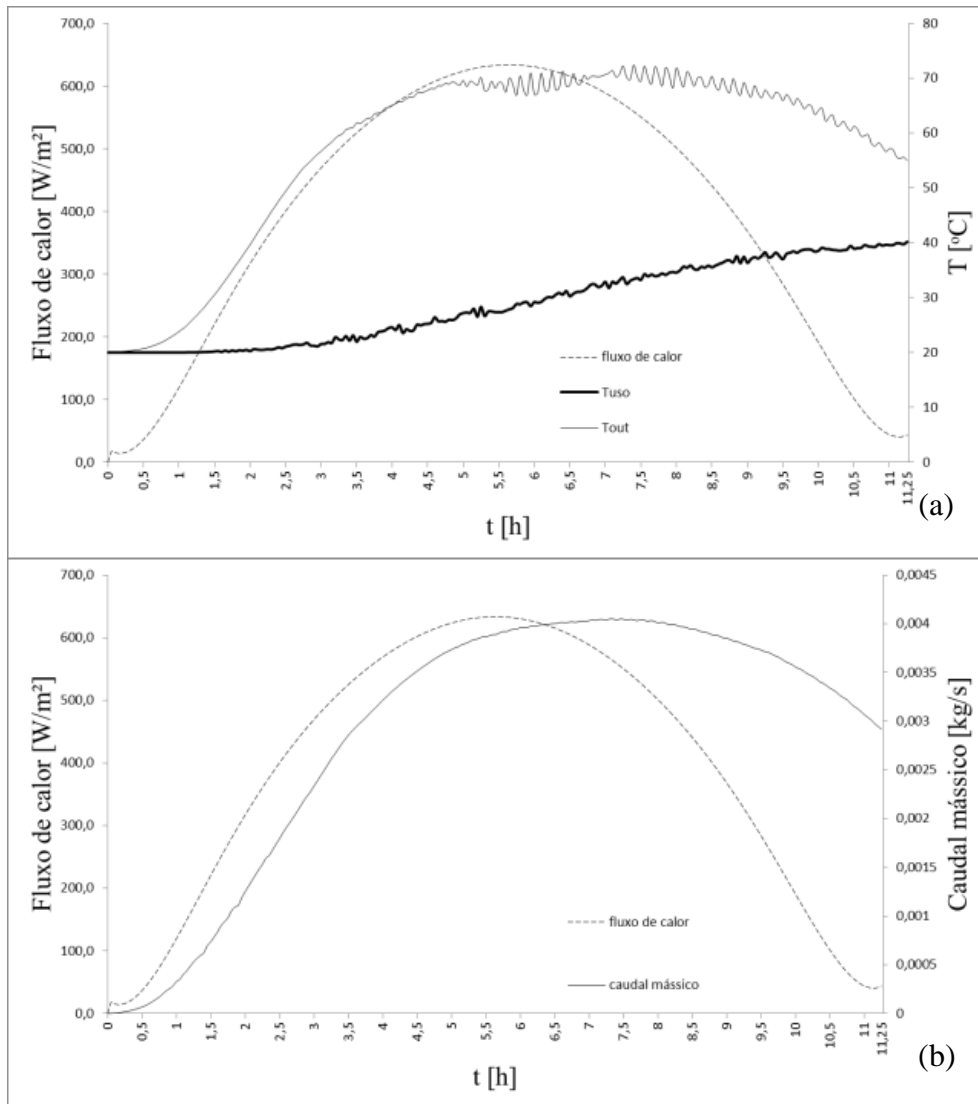


Figura 24 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Porto no inverno com duas placas em série.

Os dados coletados das simulações do Porto são exibidos na tabela 12, onde o sistema contendo uma placa obteve uma eficiência média entre as estações de 77,3%, enquanto o sistema com duas placas atingiu uma eficiência levemente maior com 78,3%. De acordo com as simulações, no Porto é necessário instalar um sistema com pelo menos duas placas coletoras para que se obtenha a temperatura de uso pretendida, porém num cenário real, onde se utiliza água aquecida durante o dia, recomenda-se a instalação de uma terceira placa no sistema.

Tabela 12 Dados coletados da simulação na cidade do Porto

Situação	T _{out} [°C]		T _{uso} [°C]		ΔT [°C]		ṁ [kg/s]		η [%]	
	1 placa	2 placas	1 placa	2 placas	1 placa	2 placas	1 placa	2 placas	1 placa	2 placas
1	56,6	84,7	35,6	49,4	15,5	29,2	4,17E-03	4,58E-03	76,2	77,8
2	50,6	74,1	31,3	41,6	11,1	21,2	3,69E-03	4,17E-03	76,8	79,4
3	50,3	72,4	30,9	40,2	10,0	18,5	3,63E-03	4,05E-03	78,9	77,7

5.2 Fortaleza

Em Fortaleza (situação 4), foi realizada a simulação apenas para a estação do inverno. Os dados exibidos na tabela 13 foram tratados adotando as mesmas condições de coleta utilizadas no Porto. A evolução destes parâmetros ao longo do dia pode ser conferida na figura 25.

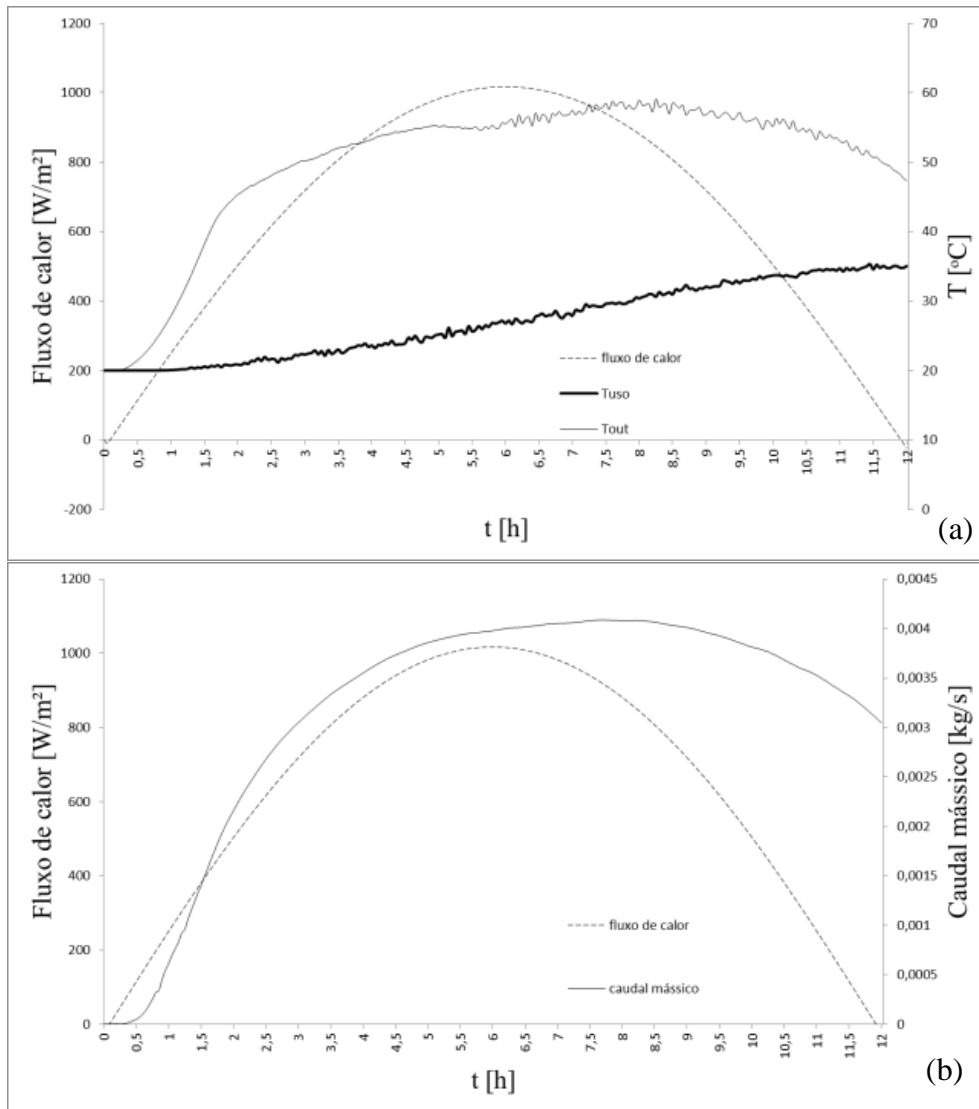


Figura 25 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Fortaleza com uma placa.

Apesar de produzir uma temperatura de saída (59,1 °C), maior que a máxima temperatura de saída obtida nas simulações em Porto (56,6 °C), a temperatura de uso ao final do dia em Fortaleza é semelhante, devido ao menor tempo de exposição à irradiação solar.

Novamente, para que se buscasse atingir a temperatura indicada, foi simulado um sistema com duas placas para verificar se a temperatura da água de uso de aproximadamente 40 °C é alcançada ao fim do dia solar. Os dados coletados das simulações podem ser observados na tabela 13, bem como sua evolução ao longo do dia na figura 26.

As eficiências dos sistemas foram calculadas de acordo com a equação 3.14 e, assim como Porto, pôde-se verificar uma eficiência maior do sistema com duas placas

(85,2%) em comparação com o sistema com uma placa (79,8%). Acredita-se que, neste caso, a eficiência aumenta devido ao aumento do caudal mássico do sistema. (Ango, Medale et al. 2013)

Com os valores obtidos nas simulações, o sistema com uma placa coletora é suficiente para reduzir os gastos de uma residência, porém estas simulações consideram o consumo zero ao longo do dia. Para uma situação real, onde este consumo não é nulo, é necessária uma potência de captação maior, justificando o uso do sistema com duas placas em série.

As simulações em Fortaleza retornaram uma temperatura máxima na saída do segundo coletor de 91,1 °C. Estes resultados conferem a uma irradiação média do inverno. Noutras épocas do ano maiores fluxos solares produzirão maiores temperaturas de saída, podendo sobreaquecer e diminuir a vida útil da placa. Recomenda-se aumentar o volume do reservatório para que não ocorra o sobreaquecimento do sistema em dias que não haja consumo de água aquecida. Segundo a *World Health Organization* (WHO 2010), uma pessoa precisa entre 50 e 100 litros de água por dia para suprir suas necessidades básicas. Levando em consideração um número médio de 75 litros em uma família com quatro pessoas, sugere-se elevar o volume deste reservatório para 300 litros para fornecer água aquecida suficiente sem que haja a entrada de água fria no tanque, além de prevenir o sobreaquecimento da placa.

Tabela 13 Dados coletados da simulação na cidade de Fortaleza

Situação 4	T _{out} [°C]	T _{uso} [°C]	ΔT [°C]	ṁ [kg/s]	η [%]
1 placa	59,1	35,3	14,8	4,09E-03	79,8
2 placas	91,1	49,1	28,3	4,95E-03	85,2

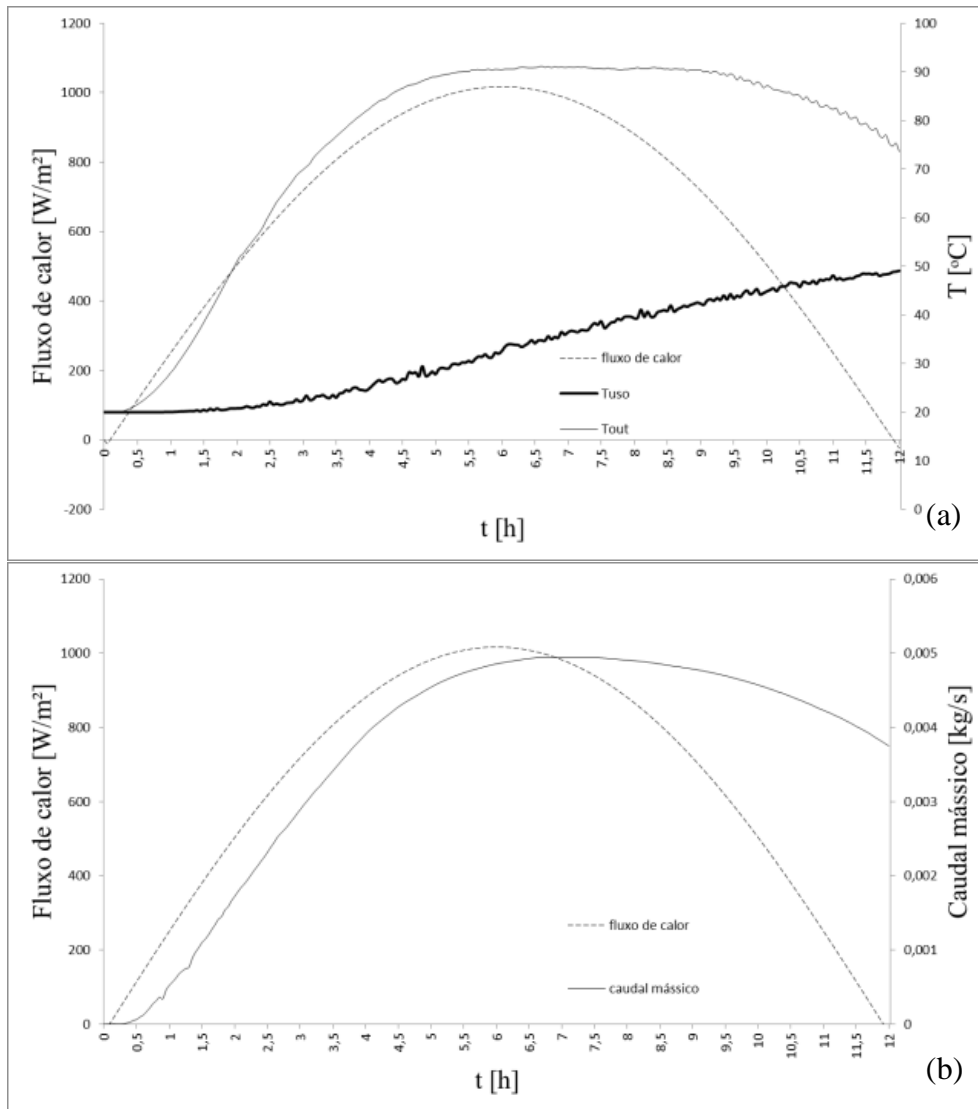


Figura 26 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Fortaleza com duas placas em série.

5.3 Rio de Janeiro

Assim como em Fortaleza, a simulação para o Rio de Janeiro (situação 5) ocorreu apenas no período de inverno e seus dados foram coletados da mesma maneira, onde o comportamento destes no decorrer do dia seguem o mesmo perfil das simulações anteriores e podem ser observados na figura 27.

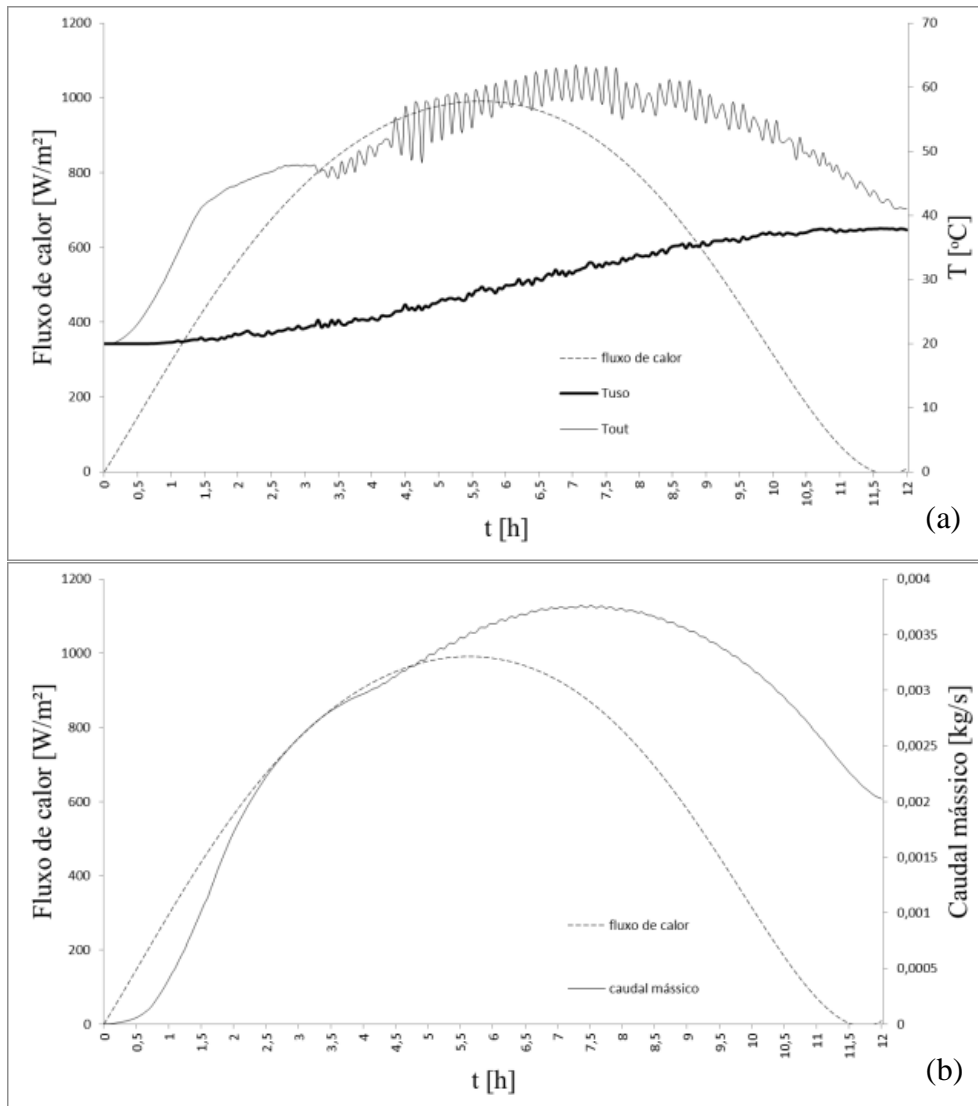


Figura 27 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Rio de Janeiro com uma placa.

Tanto o sistema com uma, quanto com duas placas simulados no Rio de Janeiro produziram temperaturas de saída e de uso maiores que Fortaleza, apesar de terem sido submetidos a um fluxo solar de menor intensidade.

Apesar de ter sido submetido a um fluxo de menor intensidade, tanto o sistema com uma placa, quanto com duas placas, simulados no Rio de Janeiro produziram temperaturas maiores de saída e de uso comparados a Fortaleza. Isto ocorreu devido a menores caudais mássicos gerados no sistema instalado no Rio de Janeiro. Caudais mássicos menores reduzem a eficiência do coletor, porém proporcionam maior transferência de calor devido ao maior tempo que o fluido passa em contato com a placa

aquecida, gerando temperaturas de saída mais elevadas que podem ser observadas na tabela 14 (Ango, Medale et al. 2013).

Tabela 14 Dados coletados da simulação na cidade do Rio de Janeiro

Situação 5	T _{out} [°C]	T _{uso} [°C]	ΔT [°C]	ṁ [kg/s]	η [%]
1 placa	63,4	38,0	17,7	3,76E-03	65,1
2 placas	92,1	52,4	32,0	4,93E-03	76,0

Comportando-se da mesma maneira que a simulação em Fortaleza, a eficiência do sistema com duas placas (76,0%) foi maior que o sistema com uma placa (65,1%). A evolução dos parâmetros da tabela acima pode ser observada na figura 28.

Por produzir uma temperatura de uso da água próxima à temperatura indicada, o sistema com uma placa é suficiente e o sistema com duas placas pode sobreaquecer, diminuindo a vida útil do material.

Novamente, considerando que haja consumo de água durante o dia, pode-se utilizar o sistema contendo duas placas. Recomenda-se também, aumentar o volume do reservatório térmico para que o sistema não sobreaqueça nos dias com consumo zero de água.

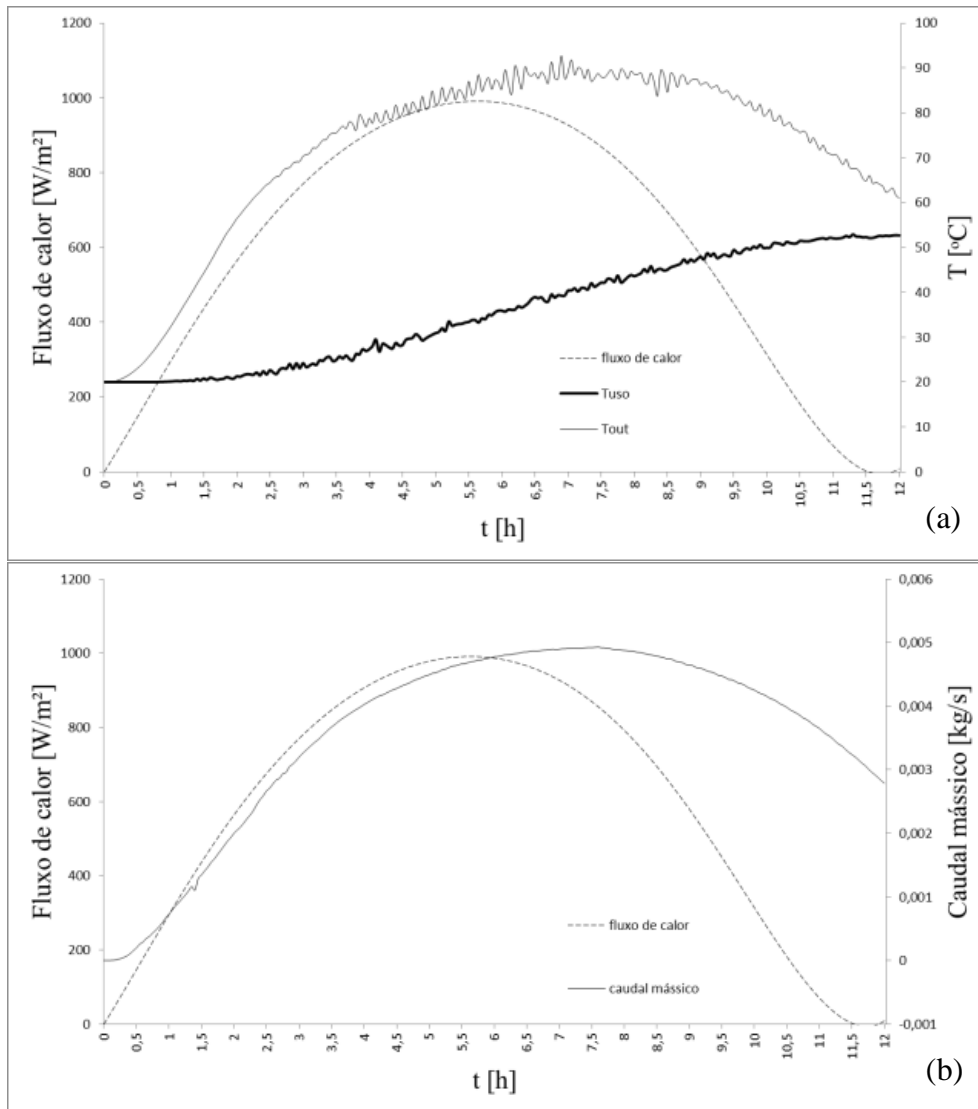


Figura 28 Gráfico do Fluxo de calor, T_{out} e T_{uso} (a) e \dot{m} (b) em relação a t para Rio de Janeiro com duas placas em série.

Fazendo uma média da eficiência térmica dos sistemas com uma placa entre todos os cenários, pôde-se observar uma eficiência de 75%, 15% maior que a eficiência térmica média dos coletores de polímero encontrados na literatura, que atingiram 60% com exceção do modelo proposto por Ango, Medale et al. (2013), que atingiu uma eficiência em torno de 92%.

CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

Pretendeu-se, com este trabalho, desenvolver o projeto de um coletor solar flexível de baixo custo, com o objetivo de reduzir o custo de aquisição e facilitar o transporte e a sua instalação. As simulações realizadas ajudaram a compreender o comportamento do coletor solar proposto.

As características geométricas do coletor foram estabelecidas do seguinte modo:

- Nove canais de aquecimento com 1000 mm de comprimento, 70 mm de largura e 10 mm de espessura.
- Um canal de distribuição e um canal de coleta de 40 mm de largura, cada um acoplado nas extremidades dos canais de aquecimento.
- Vão entre a superfície absorvedora e a camada transparente de 10 mm;
- Espessura da camada isolante de 19 mm;
- Conectores de PVC com 15 mm de diâmetro externo e 30 mm de comprimento.

Os conectores são instalados por meio de compressão em cada extremidade dos canais de distribuição e de coleta através de compressão, possibilitando arranjar vários coletores em série ou paralelo, dependendo das necessidades do utilizador. A cobertura transparente e a camada isolante são fixadas na placa absorvedora com Velcro[®] para facilitar a manutenção e substituição dos componentes danificados.

Foi escolhido o filme de PU com proteção contra raios UV para compor a placa absorvedora que possui 0,69 m² de área útil. O fluido no interior dos canais possui 1 cm de espessura e seu caudal mássico é resultado do efeito termossifão.

De acordo com as simulações, que consideram um consumo nulo de água durante o dia, concluiu-se que no Porto é necessário um sistema com duas placas que, no pior cenário, produziu uma temperatura de uso ao fim do dia de 40,2 °C. Já em Fortaleza e no Rio de Janeiro, apesar de não terem atingido a temperatura indicada, os sistemas com apenas uma placa é suficiente para reduzir os custos com aquecimento, pois produziram uma temperatura de uso de 35,3 °C e 38,0 °C, respectivamente.

Num cenário mais realista, existe consumo de água ao longo do dia. Conclui-se, então, que é necessário acrescentar uma terceira placa coletora no sistema de

aquecimento instalado no Porto e utilizar o sistema com duas placas em Fortaleza e Rio de Janeiro.

Por estarem em uma região tropical, as cidades de Fortaleza e Rio de Janeiro foram simuladas apenas para a estação de inverno. Em outras épocas do ano, devido a maiores fluxos de calor, o sistema com duas placas poderá sobreaquecer caso não haja uso de água ao longo do dia, portanto é recomendado aumentar o volume do reservatório do sistema.

Além disso, pôde-se concluir neste trabalho que o modelo de coletor solar proposto torna-se vantajoso perante os modelos encontrados na literatura por possuir uma eficiência térmica média de 75%, aproximadamente 15% maior que os coletores de polímero analisados.

6.2 Trabalhos futuros

Para a finalização deste projeto, propõe-se refinar os cálculos das simulações com as propriedades do filme de PU com proteção contra raios UV e verificar se é possível aperfeiçoar as medidas para que os gastos com a construção do coletor diminuam sem que sua eficiência seja prejudicada, além de definir a melhor forma de fixação da placa nos telhados das casas, com o objetivo de possuir a característica de encaixe rápido.

Construir o coletor solar e testá-lo sob as condições de teste quase-dinâmico da norma EN 12975-2, juntamente com o reservatório. Nos testes, verificar a redução da vida útil do coletor solar para as condições climáticas que proporcionem o sobreaquecimento da placa. Após construir e testar o projeto, realizar uma avaliação financeira a fim de verificar viabilidade econômica da placa.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

REFERÊNCIAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas e Técnicas. *Projeto e Execução de Instalações prediais de Água Quente. NBR 7198/1992*, Brasil, 1993.
- ANGO, A.; MEDALE, M.; ABID, C. *Optimization of the design of a polymer flat plate solar collector*, Solar Energy, v. 87, p. 64-75, 2013.
- ARMACELL. *HT/Armflex*, Catálogo – Armacell Enterprise GmbH, Espanha, 2018.
- BAILEY, WILLIAM J. *Solar Heater*, USA, Serial No. 490,954. 1910. Acesso em: 26 fev. 2018.
- BELINAZO, M.; BELINAZO, H. *Parâmetros do Aquecimento de Água em Chuveiros: Conforto e Energia*, Vidya, n. 41, p. 175-192, 2004.
- BORGES, T. *Síntese Otimizada de Sistemas de Aquecimento Solar de Água*, Doutorado – Unicamp, 2000.
- ÇENGEL, Y. *Heat transfer: A Practical Approach*, 2. ed. Boston (Mass.): McGraw-Hill, 2002.
- COPEL – *Companhia Paranaense de Energia*. Disponível em: <<http://www.copel.com/hpcopel/root/index.jsp>>. Acesso em: 18 fev. 2018.
- CRISTOFARI, C. et al. *Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector*, Solar Energy, v. 72, n. 2, p. 99-112, 2002.
- CROMBIE, T.; CROMBIE, L. *Inflated Flexible Solar Collectors*, USA, Serial No. 844,383. 1979. Acesso em: 23 out. 2017.
- DUFFIE, J.; BECKMAN, W. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4º ed. Somerset: Wiley, 2013.
- ELSAYED, M. *Optimum orientation of absorber plates*, Solar Energy, v. 42, n. 2, p. 89-102, 1989.
- EUROSTAT. *Natural gas price statistics - Statistics Explained*. Disponível em: <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Natural_gas_price_statistics>. Acesso em: 15 out. 2018.
- FREEGAH, B. *Design, Development and Optimisation of a Novel Thermo-syphon System for Domestic Applications*, Doutorado – University of Huddersfield, 2016.
- GEORGI, A. *Aquecimento Solar de Água - Dempenho e Racionalização de Materiais e Energia Alternativa Fundamental para o Desenvolvimento Sustentável*, Doutorado – Universidade Federal do Paraná, 2015.
- GILLETT, W.; MOON, J. *Solar Collectors: Test Methods and Design Guidelines*, Dordrecht: D. Reidel, 1985.

GOUGH, E.; IRWIN, P. *Plastic Solar Heater*, USA, Serial No. 117,535. 1963. Acesso em: 23 out. 2017.

GUNERHAN, H.; HEPBASLI, A. *Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications*. *Building and Environment*, v. 42, n. 2, p. 779-783, 2007.

HOFER, A. et al. *Comparison of Two Different (Quasi-) Dynamic Testing Methods for the Performance Evaluation of a Linear Fresnel Process Heat Collector*, *Energy Procedia*, v. 69, p. 84-95, 2015.

INCROPERA, F. et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7° ed. Hoboken, N.J.: Wiley, 2011.

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. *Tabela de Consumo de Energia Elétrica - Chuveiros Elétricos*, ed. 03/2016, Rio de Janeiro, 2016.

JURADO, D. *Modelagem Dinâmica de um Sistema Solar Termossifão Usando Coletores Atmosféricos de Plástico*, Mestrado – Universidade Federal de Uberlândia, 2004.

KONG, W. et al. *An improved dynamic test method for solar collectors*, *Solar Energy*, v. 86, n. 6, p. 1838-1848, 2012.

LAFAY, J. *Análise Energética de Sistemas de Aquecimento de Água com Energia Solar e Gás*, Doutorado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2005.

LAVAN, Z.; THOMPSON, J. *Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks*, *Solar Energy*, v. 19, n. 5, p. 519-524, 1977.

LIENHARD IV, J.; LIENHARD V, J. *A Heat Transfer Textbook*, 3° ed. Cambridge, Massachusetts: Phlogiston Press, 2008.

LOPO, A. *Análise do desempenho térmico de um sistema de aquecimento solar de baixo custo*, Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2010.

MAGALHÃES, D. *Avaliação Energética de um Sistema de Micro-Trigeração com Coletores Solares Híbridos Pvt*, Mestrado – Universidade do Porto, 2017.

MCCOLGAN, J.; O'BRIEN, P. *Portable Light Weight Solar Heater*, USA, Serial No 641,740. 1975. Acesso em: 1 mar. 2018.

NORAMBUENA-CONTRERAS, J.; CONCHA, J.; BORINAGA-TREVIÑO, R. *Evaluation of the thermophysical and heating properties of a composite rubber membrane with energy harvesting purposes*, *Polymer Testing*, v. 64, p. 145-155, 2017.

OLEK, M.; OLCZAK, P.; KRYZIA, D. *The sizes of Flat Plate and Evacuated Tube Collectors with Heat Pipe area as a function of the share of solar system in the heat demand*, *E3S Web of Conferences*, v. 10, p. 00139, 2016.

- OSÓRIO, T.; CARVALHO, M. *Testing of Solar Thermal Collectors Under Transient Conditions*, Energy Procedia, v. 30, p. 1344-1353, 2012.
- PATKÓ, I.; SZEDER, A.; PATKÓ, C. *Evaluation the Impact Tilt Angle on the Sun Collectors*, Energy Procedia, v. 32, p. 222-231, 2013.
- ROARK, C. *Combination Solar Collector and Heat Eschanger*, USA, Serial No. 709,379. 1978. Acesso em: 1 mar. 2018.
- ROJAS, D. et al. *Thermal performance testing of flat-plate collectors*, Solar Energy, v. 82, n. 8, p. 746-757, 2008.
- SIQUEIRA, A. *Desenvolvimento de um Programa de Simulação Computacional de Sistemas de Aquecimento Solar para Água*, Doutorado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2003.
- SOPIAN, K. et al. *Thermal performance of thermoplastic natural rubber solar collector*, Journal of Materials Processing Technology, v. 123, n. 1, p. 179-184, 2002.
- TSILINGIRIS, P. *Back absorbing parallel plate polymer absorbers in solar collector design*, Energy Conversion and Management, v. 43, n. 1, p. 135-150, 2002.
- TSILINGIRIS, P. *Heat transfer analysis of low thermal conductivity solar energy absorbers*, Applied Thermal Engineering, v. 20, n. 14, p. 1297-1314, 2000.
- WHO – World Health Organization. *Fact Sheet No. 35: The Right to Water*, Genebra, Suíça, 2010.
- WHO – World Health Organization. *Housing and Health Regulations in Europe*, Copenhagen, Dinamarca, 2006.
- ZINN, M. *Solar Thermosyphon Water Heater*, USA, Serial No. 200,262. 1982. Acesso em: 15 out. 2018.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco