

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

FILIPE ROCHA DE CARVALHO
MIRELLA CRISTINA SIONEK

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UM COLETOR SOLAR PLANO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(TCC 2)

CURITIBA
2015

FILIPPE ROCHA DE CARVALHO
MIRELLA CRISTINA SIONEK

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UM COLETOR SOLAR PLANO

Proposta de Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa “ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UM COLETOR SOLAR PLANO”, realizada pelos alunos FILIPE ROCHA DE CARVALHO e MIRELLA CRISTINA SIONEK, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

UTFPR - DAMEC

Curitiba, 04 de Março de 2015.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UM COLETOR SOLAR PLANO", realizado pelos alunos FILIPE ROCHA DE CARVALHO e MIRELLA CRISTINA SIONEK, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Admilson Teixeira Franco

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Silvio Luiz de Mello Junqueira

DAMEC, UTFPR

Avaliador

AGRADECIMENTOS

Filipe Rocha de Carvalho

Em primeiro lugar agradeço a Deus, por me dar força, sabedoria e determinação para lutar pelos meus sonhos.

Aos meus pais, Carlos Rocha de Carvalho e Lucilia Bocheco de Carvalho, por sempre me incentivar, me apoiar, me ajudar e me aconselhar nos momentos difíceis durante todo o curso.

Ao nosso orientador, o Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, por primeiramente acreditar e confiar em nós. Obrigado pelo seu voto de confiança e por todo o incentivo, apoio e conselhos durante a nossa orientação.

Ao meu irmão Rafael Rocha de Carvalho e aos amigos e colegas, pelo incentivo e pelo apoio constante.

E por último, mas não menos importante, a minha amada Mirella também autora desse projeto. Obrigado por sempre estar presente, por sua dedicação, sua força de vontade e principalmente por sempre me motivar a continuar lutando. Sem você esse projeto e a faculdade teriam sido muito mais difíceis. Obrigado por tudo.

AGRADECIMENTOS

Mirella Cristina Sionek

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus por sempre me dar forças e guiar o meu caminho.

Aos meus pais, Cesar Agostinho Sionek e Djane V. P. de Souza Sionek, pelo apoio, ajuda, paciência e conselhos durante os momentos difíceis em todo o curso.

Ao nosso professor orientador, Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, pela orientação e oportunidade de realizar este trabalho. E por acreditar em nós.

Ao meu irmão, Alejandro e aos amigos e colegas pelo apoio.

Por último, e não menos importante, ao meu amado Filipe também autor deste trabalho. Obrigada pela paciência, dedicação, por me ajudar e incentivar nas horas mais difíceis. Pelo apoio na faculdade e por acreditar em mim para realizar este trabalho com você. Obrigada por tudo.

RESUMO

O aquecimento de água através de chuveiros elétricos consome uma parcela significativa da energia elétrica no Brasil. Com o intuito de se minimizar o consumo de energia elétrica para o aquecimento de água para uso doméstico, os coletores solares se tornam uma alternativa importante, pois utilizam a irradiação solar como fonte de energia, que é considerada como limpa e renovável. Dentre os coletores solares encontram-se os coletores solares planos, que coletam a irradiação solar na placa absorvedora e transferem essa energia, na forma de calor, para o fluido de trabalho (no caso água) no interior dos tubos. O presente trabalho visa desenvolver uma metodologia teórica e experimental para o estudo dos coletores solares planos, onde faz-se necessário a determinação da eficiência térmica. Esta avaliação leva em consideração diversos parâmetros geométricos e propriedades termofísicas tanto do fluido de trabalho quanto do material do coletor solar (energia útil ganha, área do coletor e fluxo de irradiação incidente total). Para o modelo matemático foram utilizados dois métodos, o método das resistências térmicas equivalentes e o método baseado em correlações empíricas. Os modelos matemáticos foram implementados no *software* EES (*Engineering Equation Solver*). Um modelo teórico foi primeiro simulado utilizando os dados da literatura e da velocidade do vento fornecidos pelo SIMEPAR/Paraná/Brasil. Após isso foram realizados testes experimentais do coletor solar plano comercial com área de 1 m² com 10 tubos de cobre. Por fim, foi realizado um modelo semi-empírico baseado nos modelos teóricos e os resultados experimentais foram comparados com os resultados teóricos. Os resultados teóricos apresentaram uma variação menor do que 5% na eficiência em relação aos experimentais, mostrando uma boa aproximação.

Palavras-chaves: **Coletor solar plano, eficiência térmica, análise teórica experimental.**

ABSTRACT

Water heating through electric showers consumes a significant portion of electricity in Brazil. In order to minimize the consumption of electrical energy to heat water for domestic use, the solar collectors become an important alternative, because they use the solar irradiance as an energy source which is considered as clean and renewable energy. Among the solar collectors there are the flat-plate collectors, they collect the solar irradiance in the absorber plate and transfer this energy, in the form of heat, to the working fluid (in this case water) inside the tubes. The present work aims to develop a theoretical and experimental methodology to the study of this type of solar collectors. This requires the determination of the thermal efficiency of the solar collector. This assessment takes into account various geometric parameters and thermophysical properties of working fluid and the material of the solar collector (useful energy, collector area and total incident irradiation heat flow). For the mathematical model were used two methods: the method of equivalent thermal resistances and the method based on empirical correlations. The mathematical models were implemented in the software EES (Engineering Equation Solver). A theoretical analysis was first simulated using data from the literature and the speed of the wind provided by SIMEPAR/Paraná/Brazil. After that, experimental tests were carried out on a flat-plate collector with an area of 1 m² with 10 copper tubes. Finally, an experimental theoretical analysis was performed based on theoretical models and experimental results were compared with the theoretical results. The theoretical results show a variation lower than 5% in efficiency compared to experimental ones, therefore showing a good approximation.

Key-phrases: **Flat-Plate Collector, Thermal Efficiency, Experimental Theoretical analysis.**

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Processo de reflexão, absorção e transmissão.....	15
FIGURA 2 – Diagrama esquemático de um coletor parabólico composto.....	18
FIGURA 3 – Concentrador parabólico.....	19
FIGURA 4 – Componentes do coletor de placa plana.....	20
FIGURA 5 – Coletor solar de placa plana.....	21
FIGURA 6 – Diagrama esquemático de um tubo de calor evacuado.....	22
FIGURA 7 – Esquema do coletor solar.....	24
FIGURA 8 – Foto do teste do coletor.....	25
FIGURA 9 – Figura da direita: diagrama do coletor. (a) temperatura de entrada do coletor; (b) temperatura média da placa; (c) temperatura média da cobertura; (d) temperatura de saída; (e) vazão; (f) piranômetro; (g) anemômetro. Figura da esquerda: foto do equipamento em teste.....	25
FIGURA 10 – Diagrama do coletor. 1) placa transparente; 2) coletor; 3) tubos do coletor; 4) válvulas para checagem; 5) termossifões bifásicos; 6) aleta paralela; 7) material do tanque de armazenamento de energia; 8) tanque de energia; 9) fluido.....	26
FIGURA 11 – Figura da direita: diagrama do coletor. Figura da esquerda: foto do equipamento em teste.....	27
FIGURA 12 – Corte de um coletor solar plano.....	28
FIGURA 13 – Corte lateral do coletor solar plano.....	29
FIGURA 14 – Processos de transferência de calor no coletor.....	30
FIGURA 15 – Circuito térmico equivalente de um coletor solar plano com duas coberturas (a) em termos das resistências de radiação, convecção e condução (b) em termos das resistências entre placas.....	33
FIGURA 16 – Resistências R4 e R5.....	37
FIGURA 17 – Dimensões da placa e do tubo.....	39
FIGURA 18 – Balanço de energia para o fluido.....	41
FIGURA 19 – Algoritmo para o refino do coeficiente de perda geral do coletor.....	47
FIGURA 20 – Bancada de testes.....	48
FIGURA 21 – Posicionamento dos termopares.....	49
FIGURA 22 – Esquema do coletor solar de placa plana utilizado no experimento a) Vista superior b) Vista em corte.....	51
FIGURA 23 – Coeficiente de transferência de calor para o ambiente em função da T_{pm}	54
FIGURA 24 – Eficiência do coletor em função da T_{pm}	55

FIGURA 25 – Eficiência do coletor em função da T_{pm} , variando a velocidade do vento e a inclinação do coletor a) $v_{min}=1,3$ [m/s] b) $v_{máx}=3,5$ [m/s] (ambos pelo método empírico) c) $v_{min}=1,3$ [m/s] d) $v_{máx}=3,5$ [m/s](ambos pelo método das resistências).....	56
FIGURA 26 – Temperatura da cobertura em função da T_{pm}	57
FIGURA 27 – Temperaturas medidas durante o experimento.....	58
FIGURA 28 – Fluxo incidente da radiação solar.....	59
FIGURA 29 – Vazão e densidade da água em função do tempo	60
FIGURA 30 – Eficiência do coletor em função da T_{pm} para os resultados experimentais a) e b) Método empírico c) e d) Método das resistências.....	61
FIGURA 31 – Balanço de energia em um elemento de aleta (a) com comprimento $L = (W \cdot D)/2$ (b) com comprimento Δx e largura unitária.....	67

LISTA DE SIGLAS

CPP	Coletor de placa plana
CPC	Coletor estacionário parabólico composto
CTE	Coletor de tubos evacuados
SIMEPAR	Sistema Meteorológico do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Símbolos romanos

A	Área	[m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/KgK]
C_b	Condutância de contato	[W/mK]
D	Diâmetro do tubo	[m]
F	Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular	
F'	Fator de eficiência do coletor	
F_R	Fator de remoção de calor do coletor	
G_T	Irradiação total	[W/m ²]
I	Intensidade de radiação	[W/m ²]
I_{Tc}	Intensidade de radiação crítica	[W/m ²]
h	Coeficiente de transferência de calor	[W/m ² K]
h_{fi}	Coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo	[W/m ² K]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
k_b	Condutividade térmica do contato	[W/mK]
L	Espessura do isolamento	[m]
m	Fator da equação (A.4)	
\dot{m}	Vazão mássica	[Kg/s]
n	Número de tubos em paralelo	
N	Número de coberturas de vidro	
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio	
Pr	Número de Prandtl	
q	Taxa de transferência de calor	[W]
q'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento	[W/m]
R	Resistência térmica	[K/W]
Ra	Número de Rayleigh	
R_b	Razão do feixe de radiação entre uma placa inclinada e uma placa na horizontal	
S	Energia solar absorvida	[J/m ²]
$S_{piranometro}$	Sensibilidade do piranômetro	[μV/(W/m ²)]
T	Temperatura	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]

U_L	Coeficiente global de transferência de calor do coletor	$[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$
U_{emf}	Tensão de saída	$[\mu\text{V}]$
v	Velocidade do vento	$[\text{m}/\text{s}]$
w	Distância entre os tubos	$[\text{m}]$

Símbolos gregos

η	Eficiência	
α	Absortividade	
β	Ângulo de inclinação do coletor	$[\text{°}]$
φ	Coeficiente de expansão volumétrica térmica	$[\text{K}^{-1}]$
ν	Viscosidade cinemática	$[\text{m}^2/\text{s}]$
ρ	Refletividade	
τ	Transmissividade	
$\tau\alpha$	Transmitância	
e	Emissividade	
γ	Espessura média do contato	
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$[=5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)]$
Ψ	Fator da equação (A.5)	

Subscritos

a	Ambiente
b	Feixe, base
c	Coletor, convecção, cobertura
d	Difusa
e	Borda
f	Fluido
g	Base
i	Entrada, interno
m	Médio
pm	Temperatura média da placa
o	Saída
p	Placa
r	Radiação
s	Céu
u	Útil

t Parte superior
 T Plano inclinado
 w Ar

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	11
1.1. OBJETIVOS.....	13
1.1.1. Objetivo geral.....	13
1.1.2. Objetivo específico.....	13
1.2. JUSTIFICATIVA.....	13
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	15
2.1. RADIAÇÃO.....	15
2.2. CONVECÇÃO.....	16
2.3. COLETORES SOLARES.....	17
2.3.1. Coletores estacionários.....	17
2.3.2. Coletor parabólico composto.....	17
2.3.3. Coletores de concentração solar de rastreamento.....	19
2.4. COLETORES SOLARES PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA.....	19
2.4.1. Coletor de placa plana.....	19
2.4.2. Coletores de tubos evacuados.....	21
2.5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
3. MODELAGEM MATEMÁTICA.....	28
3.1. DESCRIÇÃO DO COLETOR SOLAR PLANO.....	28
3.2. EFICIÊNCIA DO COLETOR.....	29
3.3. DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS ENTRE OS TUBOS E O FATOR DE EFICIÊNCIA DO COLETOR.....	39
3.3.1. Distribuição da temperatura na direção do escoamento.....	41
3.4. FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR DO COLETOR.....	42
3.5. TEMPERATURA MÉDIA DO FLUIDO E TEMPERATURA MÉDIA DA PLACA.....	44
4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	48
4.1. DESCRIÇÃO DO COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA.....	48
4.2. DESCRIÇÃO DA BANCADA.....	48
4.3. ROTEIRO EXPERIMENTAL.....	49
5. RESULTADOS.....	51
5.1. ANÁLISE TEÓRICA DO COLETOR.....	51
5.2. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	57
5.3. ANÁLISE EXPERIMENTAL BASEADA NO MODELO TEÓRICO.....	60

6. CONCLUSÃO.....	63
REFERÊNCIAS.....	65
ANEXO A.....	67
ANEXO B.....	71
ANEXO C.....	72

1. INTRODUÇÃO

O aumento do consumo de combustíveis fósseis, a possibilidade de escassez e a crescente preocupação da preservação do meio ambiente impulsionaram um aumento na utilização de fontes alternativas de energia. Destas, a energia solar é uma das utilizadas porque é uma fonte renovável, limpa e que produz pouco impacto ambiental. A energia solar tem despertado interesse devido aos aspectos ambientais, sociais e abundância do recurso solar.

Segundo o Atlas brasileiro de energia solar (2006), no Brasil a energia solar possui um grande potencial para aproveitamento devido a sua posição geográfica. A energia solar pode ajudar no desenvolvimento das regiões remotas do país onde o custo da eletricidade é alto. Atualmente essa energia não é muito utilizada no Brasil para a geração de eletricidade, mas para o aquecimento de água principalmente em residências, hotelaria e indústrias.

No aquecimento e resfriamento algumas das aplicações mais usadas da energia solar é para aquecer a água doméstica, industrial, para aquecer piscinas, para fornecer energia para os refrigeradores, para operar bombas e motores, para dessalinizar a água do mar, para aplicações químicas e para gerar eletricidade.

Estima-se que o aquecimento de água é responsável por 25% do total de energia elétrica consumida nas residências brasileiras, o que representa um consumo da ordem de 20 bilhões de KWh. Esse consumo pode ser reduzido com o emprego da energia solar para o aquecimento de água, principalmente em horários de pico. Se comparado com outros países o Brasil possui um número pequeno de sistemas solares. Uma das principais aplicações do aquecimento de água é o aquecimento residencial, sendo a água para o banho a maior parcela. Esse processo de transferência de calor é realizado geralmente por coletores solares (Atlas brasileiro de energia solar, 2006).

Um coletor solar é um tipo especial de trocador de calor que transforma a energia da radiação do sol em calor. No coletor solar a energia é transferida de uma fonte distante para um fluido. Coletores solares planos são projetados para aplicações que requerem a entrega de energia a moderadas temperaturas, aproximadamente 100°C acima da temperatura ambiente. Utilizam feixes de radiação solar e radiação difusa, não requerem movimentação para se adaptar a mudança da radiação incidente e possuem pouca manutenção. Suas aplicações são: o aquecimento da água, aquecimento de residências, ar condicionado e processos de aquecimento industrial.

Hill e Streed (1976), Abdel-Khalik (1976), Woodman (1977) e Sieberst e Viskanta(1977) realizaram análises teórico-experimentais para encontrar o desempenho de coletores solares planos. Nestas análises foram feitos testes experimentais e simulações matemáticas. Os resultados obtidos mostram que a maioria dos testes teóricos possui uma boa precisão comparado aos testes experimentais.

Shurcliff (1974), Grossman et. al. (1976), Pollard (1979), Rabl (1981), Wang e Wu (1990), Baritto e Bracamonte (2011) apresentaram, em seus respectivos artigos, métodos diferentes para calcular as diversas propriedades dos coletores ou fizeram análises para correlacionar as energias solares e elétricas. Para o cálculo das propriedades, análises sobre a transferência de calor, vazão, emissividade, transmitância e reflexão foram usadas com os métodos matemáticos. Para as análises de geração de energia elétrica, dados anuais de geração elétrica foram utilizados assim como dados meteorológicos obtidos em instituições governamentais locais. Os resultados obtidos mostraram que nem sempre os experimentos teóricos estão de acordo com os experimentos práticos.

Azad (2008), Taherian et al. (2010), Chien et al. (2010), Redpath (2011), Carbonell et al. (2013) realizaram estudos com coletores solares assistidos com termossifões para analisar o seu desempenho, comparando os resultados teóricos com os resultados experimentais; Redpath (2011) estudou ainda a redução dos seus custos. Os testes experimentais foram feitos em ambiente externo e não internamente em laboratórios. Os resultados obtidos pelos autores se mostraram de acordo com o modelo teórico, com uma pequena variação.

De acordo com o Atlas brasileiro de energia solar (2006), o aquecimento de água é uma das fontes que mais consome energia elétrica no país. Com isto, o uso de sistemas de coletores solares se mostra uma excelente opção para reduzir gastos e consumo de energia, pois sua energia provém de uma fonte limpa e renovável. Desta forma, o presente trabalho visa analisar teoricamente um coletor solar plano e obter a sua eficiência térmica através de uma modelagem matemática.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo geral

Desenvolvimento de um modelo matemático baseado em correlações da transferência de calor para a análise térmica de coletores solares planos.

1.1.2. Objetivo específico

Os objetivos específicos são:

- Desenvolver uma modelagem matemática para se obter a eficiência térmica de um coletor solar plano;
- Determinar através de dados obtidos na literatura os parâmetros necessários para a análise do coletor;
- Implementar o modelo matemático no *software EES (EngineeringEquation Solver)*;
- Obter uma ferramenta de projeto e de análise para coletores solares planos.

1.2. Justificativa

No Brasil, a maior parte do consumo de energia elétrica residencial é para aquecer água. Em nosso país existe uma pequena quantidade de aquecedores solares comparada com o número de residências totais, aproximadamente 0,6% do total de residências possui aquecedores solar. O aquecimento de água é responsável por 25% do total de energia elétrica consumida nas residências brasileiras, o que representa 20 bilhões de KWh. Se a energia solar for empregada para essa tarefa, o consumo e o desperdício de energia elétrica serão reduzidos. A principal barreira para o uso de sistemas de aquecimento solar é o seu investimento inicial, aproximadamente US\$450,00. No entanto o custo pago, pelas empresas de distribuição de energia, para atender a demanda por energia nos horários de pico é consideravelmente maior. Por essa razão, a energia solar possui grande importância no aquecimento de água para o uso doméstico. Além disso, a utilização de energia solar proporciona uma forma de energia limpa e renovável e também políticas de incentivo para o uso de aquecedores solar vem sendo adotadas por essas empresas, a lei no. 10.295 estabelece uma política nacional para a racionalização e conservação da energia que visa incentivar a adoção de aquecimento solar. (Atlas brasileiro de energia solar, 2006)

Esse trabalho faz parte do projeto “Estudo Teórico e Experimental de um Coletor Solar Compacto Assistido por Termossifões para Aquecimento de Água de Uso Doméstico”

(aprovado pelo CNPQ na chamada universal 14/2013), no qual consiste em comparar de forma teórica e experimental coletores solares planos com coletores solares assistidos por termossifões. Logo, se faz necessário o desenvolvimento de uma metodologia de análise primeiramente para o coletor solar plano, para em seguida analisar o coletor solar assistido por termossifões. Portanto, é apresentada uma metodologia de análise apenas para coletores planos, pois a análise do coletor solar assistido por termossifões não é o objetivo deste trabalho.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção será apresentada uma breve descrição dos fenômenos de radiação e condução, os princípios de funcionamento e as configurações de alguns coletores solares baseado no artigo de Kalogirou (2004), a revisão de artigos e uma introdução sobre a radiação e a convecção.

2.1. Radiação

A radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula e não necessita de um meio material para a transferência de energia (INCROPERA et al., 2008).

Para a análise de um coletor solar o sol é tratado como um corpo negro (emissor e absorvedor ideal). A emissão das superfícies reais é caracterizada pela emissividade (ϵ) do material que é a propriedade que define a razão entre a radiação emitida pela superfície e a radiação emitida por um corpo negro à mesma temperatura (INCROPERA et al., 2008).

A radiação incidente sobre uma superfície pode ser absorvida, transmitida ou refletida, dependendo da absortividade (α), da transmissividade (τ) e da refletividade (ρ) do material.

Segundo Incropera et al. (2008) a absortividade é a propriedade que determina a fração da irradiação que é absorvida por uma superfície, a transmissividade é a fração da radiação incidente transmitida e a refletividade é a fração da radiação incidente refletida.

Na Figura 1 é mostrado um esquema de como ocorre os fenômenos de absorção, reflexão e transmissão para a energia incidente independentes do comprimento de onda, da direção e do ângulo.

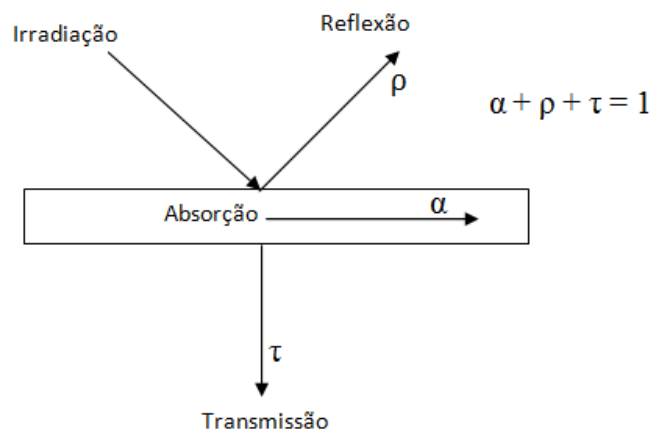


Figura 1: Processo de reflexão, absorção e transmissão.
Fonte: Autoria própria.¹

¹ No decorrer do trabalho as Figuras sem fonte de referência são de autoria própria.

2.2. Convecção

A transferência de calor por convecção consiste na troca de calor que ocorre com o contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois a diferentes temperaturas (INCROPERA et al., 2008).

Têm-se dois tipos de convecção que interessam a esse estudo. A convecção forçada que pode ocorrer devido à magnitude do vento atmosférico e a natural onde o movimento do fluido é induzido por forças de empuxo (ambas apresentadas na seção 3.2)

Para a análise da transferência de calor entre as placas do coletor utiliza-se o conceito de convecção natural entre duas placas planas inclinadas, que é função de três parâmetros:

- O número de Nusselt (Nu), que é igual ao gradiente de temperatura adimensional na superfície e fornece uma medida da transferência de calor na superfície (INCROPERA et al., 2008). Independente da posição espacial ao longo do comprimento, temos o número de Nusselt médio \overline{Nu} :

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L}{k} \quad (1)$$

onde \overline{h} é o coeficiente médio de transferência de calor, L é o comprimento característico e k é a condutividade térmica do fluido.

- O número de Rayleigh (Ra) que é o produto dos números de Grashof (Gr_L) e de Prandtl (Pr), definidos da seguinte forma:

$$Gr_L = \frac{g\phi(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2)$$

onde ϕ é o coeficiente de expansão volumétrica térmica, ν é a viscosidade cinemática dada em m^2/s , L é a distância entre as placas, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido em escoamento.

O número de Grashof fornece uma medida da razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas na camada limite de velocidade (INCROPERA et al., 2008).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3)$$

onde α é a difusividade térmica dada em m^2/s .

O número de Prandtl fornece uma medida da efetividade relativa dos transportes, por difusão, de momento e de energia no interior das camadas-limite de velocidade e térmica, respectivamente (INCROPERA et al., 2008).

2.3. Coletores solares

Coletores de energia solar são um tipo especial de trocadores de calor que transformam a energia radiativa em energia interna. O coletor solar é um equipamento que absorve a energia da radiação do sol, converte em calor e transfere esse calor para um fluido de trabalho (geralmente o ar, a água ou óleo) que está passando pelo coletor.

Os coletores solares podem ser do tipo não-concentradores ou estacionários e concentradores. Um coletor solar não-concentrador tem a mesma área para interceptar e absorver a radiação, enquanto que um concentrador geralmente tem uma superfície refletora côncava para interceptar e focar a radiação em uma pequena área receptora, dessa forma aumentando o fluxo de radiação.

2.3.1. Coletores estacionários

São coletores fixos e não acompanham a variação da irradiação solar. Há três tipos de coletores que se enquadram nessa categoria:

1. Coletor de placa plana (CPP);
2. Coletor estacionário parabólico composto (CPC);
3. Coletor de tubos evacuados (CTE).

Os itens 1 e 3 serão vistos em detalhes na seção 2.2. Por esta razão não serão apresentados na sequência a seguir.

2.3.2. Coletor parabólico composto

Possuem a capacidade de refletir para o absorvedor toda a radiação incidente dentro de um amplo limite. A necessidade de movimentar o concentrador para adaptá-lo à mudança da orientação solar pode ser reduzida através do uso de duas seções parabólicas com as faces viradas uma para a outra, como mostrado na Figura 2.

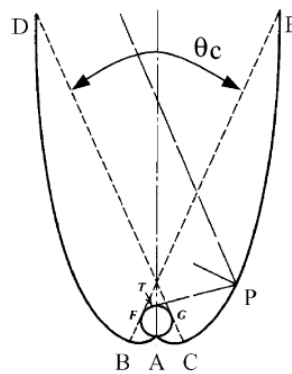


Figura 2: Diagrama esquemático de um coletor parabólico composto
Fonte: Kalogirou (2004)

Concentradores parabólicos compostos podem absorver radiação sob uma relativa variedade de ângulos. Pelo uso de múltiplos refletores internos, qualquer radiação que entra na abertura, dentro do ângulo de aceitação do coletor, reflete-se para a superfície absorvedora do coletor.

O absorvedor pode ter uma variedade de configurações, pode ser cilíndrico como na Figura 2 ou plano. No CPC mostrado na Figura 2 a parte inferior do coletor (AB e AC) é circular, enquanto que as partes superiores (BD e CE) são parabólicas. Como a parte superior de um CPC contribui um pouco para a radiação atingir o absorvedor, eles são usualmente truncados, formando assim uma versão menor do CPC que também possui um menor custo. CPCs são usualmente cobertos com vidro para evitar que poeira e outros materiais entrem no coletor e assim reduzam a refletividade das paredes.

Estes coletores são mais úteis do que os lineares ou outros tipos de coletores. O ângulo de aceitação é definido como o ângulo através do qual uma fonte de luz pode se mover e ainda convergir para a superfície absorvedora. A orientação de um coletor CPC é relacionada com o ângulo de aceitação (θ_c , na Figura 2).

Na Figura 3 pode-se observar um coletor concentrador parabólico coberto com material refletor e o absorvedor localizado na linha de foco do refletor coberto com vidro para evitar perdas de calor.



Figura 3: Concentrador parabólico
Fonte: www.cresesb.cepel.br (2014)

2.3.3. Coletores de concentração solar de rastreamento

Muitos modelos foram considerados para coletores concentradores que podem ser refletores ou refratores, cilíndricos ou parabólicos e contínuos ou segmentados.

Os coletores receptores podem ser convexos, planos, cilíndricos ou côncavos e podem ser cobertos com vidro ou sem cobertura. Devido ao movimento aparente do sol, coletores concentradores convencionais necessitam estar orientados com a radiação incidente do sol.

Na utilização de coletores concentradores a energia solar é óticamente concentrada antes do calor ser transferido para dentro. A concentração pode ser obtida por reflexão ou refração da radiação solar pelo uso de espelhos ou lentes. A reflexão ou refração da luz é concentrada na zona focal, assim aumentando o fluxo de energia recebido. Coletores concentradores podem também ser classificados em não-imagem e imagem, dependendo se a imagem do sol é focalizada no receptor ou não.

2.4. Coletores solares para aquecimento de água

2.4.1. Coletor de placa plana

O coletor solar de placa plana é composto geralmente por:

- Vidro: Uma ou mais folhas de vidro ou outro material diatérmico (é um material que conduz facilmente o calor, radiação-transmissão);
- Tubos, aletas ou passagens: Para direcionar ou conduzir o fluido da entrada até a saída;
- Placa absorvedora: a qual os tubos, aletas ou passagens estão conectadas;
- Tubo de alimentação: Para a admissão e descarga do fluido;
- Isolamento: para minimizar a perda de calor pela parte inferior e pelas laterais do coletor;

- Caixa: Armazenar e manter os componentes citados acima longe da poeira, umidade, etc., conforme mostrados na Figura 4.

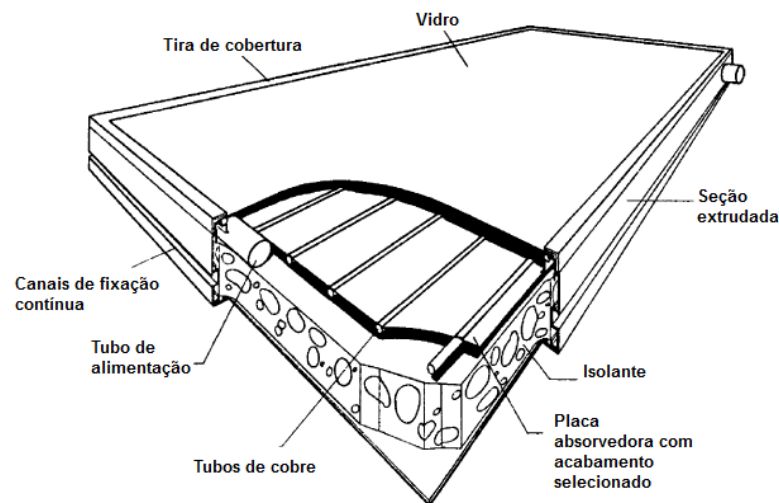


Figura 4: Componentes do coletor de placa plana
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004)

Quando a radiação solar passa através da cobertura transparente e atinge a superfície negra de alta absorvidade, a energia é absorvida pela placa e uma parcela, devido a perdas, é transferida para o fluido no interior dos tubos, que será então armazenada ou utilizada. A parte de baixo e as laterais da caixa são bem isoladas para que não haja perdas por condução. A tubulação de líquido pode ser soldada na placa absorvedora, ou pode ser uma parte integrante da placa. Essa tubulação é conectada em ambas as extremidades por tubos de alimentação.

A cobertura transparente é usada para reduzir as perdas por convecção entre a placa absorvedora e o ar estagnado entre a placa e o vidro. Também reduz as perdas de radiação porque o vidro é transparente para as ondas curtas, mas opaco para as ondas longas, causando um efeito estufa.

O ângulo de inclinação ótimo do coletor é igual a latitude do local com ângulos entre 10-15° para mais ou para menos dependendo da aplicação.

Coletores planos possuem uma grande variedade de modelos e são feitos de materiais diversos. Eles são usados para aquecer fluidos de trabalho como a água, água mais aditivo anti-congelamento ou ar. Seu objetivo é coletar o máximo de energia possível com um baixo custo.

Os coletores planos devem ter uma vida útil alta, mesmo sofrendo os efeitos da radiação, corrosão, alcalinidade do fluido, congelamento da água, quebra do vidro por expansão térmica, vandalismo entre outros. Pode-se usar vidros temperados.

A Figura 5 mostra um sistema de aquecimento solar externo constituído de um reservatório térmico para o armazenamento da água quente e um coletor solar de placa plana com cobertura de vidro.



Figura 5: Coletor solar de placa plana
Fonte: www.cresesb.cepel.br (2014)

2.4.2. Coletores de tubos evacuados

Coletores solares convencionais simples de placa plana foram desenvolvidos para uso em climas ensolarados e quentes. Seus benefícios, no entanto, são reduzidos quando as condições tornam-se desfavoráveis durante o frio, dias nublados e ventosos. Além disso, influências climáticas e locais com alta umidade relativa pode causar deterioração prematura dos materiais internos, resultando na redução do desempenho e na falha do sistema.

Coletores solares de tubos de calor evacuados operam diferentemente do que outros coletores encontrados no mercado. Estes coletores solares consistem de um tubo de calor ou termossifão dentro de um tubo selado a vácuo, como na Figura 6.

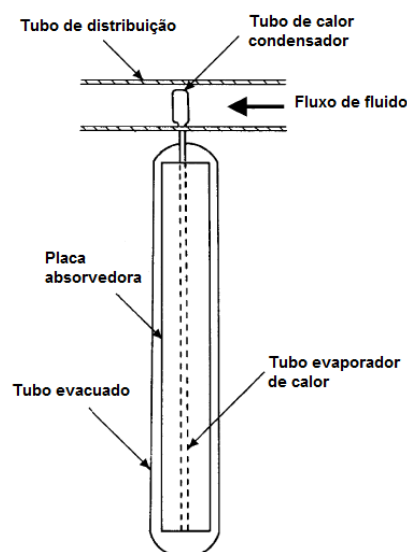


Figura 6: Diagrama esquemático de um tubo de calor evacuado
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004)

O invólucro de vácuo reduz a perda por convecção e condução, então os coletores podem operar em temperaturas mais altas do que os CPP. Além disso, os tubos de calor ou termosifões operam utilizando a mudança de fase do fluido de trabalho, fazendo com que a transferência de calor seja intensificada.

O tubo de calor do CTE é feito de cobre, que é colocado dentro de um envoltório a vácuo selado e então é ligado a uma aleta de cobre preta que preenche a região de absorção e projetando-se do topo de cada tubo está a ponta de metal ligada ao condensador.

Uma pequena quantidade de fluido é contida dentro do tubo de calor que passa por um ciclo de evaporação e condensação. Neste ciclo, o calor solar evapora o líquido, e o vapor vai para a região de perda de calor onde ele é condensado e libera calor latente. O fluido condensado retorna novamente ao coletor solar e o processo se inicia novamente. As pontas de metal ficam para cima dentro de um trocador de calor, conforme mostrado na Figura 6.

Água, ou glicol, flui através dos tubos absorvendo o seu calor. O líquido aquecido circula através de outro trocador de calor e parte desse calor é transferido para um processo ou para água que está sendo aquecida e armazenada num tanque.

2.5. Revisão bibliográfica

Shurcliff (1974) apresenta uma derivação das correlações para a perda de transmitância e reflexão através de um método matricial para um coletor solar plano de múltiplas coberturas. Obteve as correlações para radiação incidente unidirecional com ângulo normal e com ângulo difuso. Os resultados de Shurcliff (1974) foram imprecisos porque a transmitância variava consideravelmente no mesmo lote de coberturas de vidro. Provavelmente por causa da diferença da estrutura da superfície.

Um método de teste para determinar a eficiência térmica de um coletor solar plano sobre condições externas em um estado de regime permanente foi desenvolvido por Hill e Streed (1976). Para calcular a eficiência do coletor fizeram medições do fluido de trabalho entrando e saindo do coletor e compararam com a energia incidente no coletor. Uma série de testes (15 minutos cada) foram feitos para determinar a eficiência média. Com isso, concluíram que há uma limitação na determinação da eficiência térmica basicamente porque os piranômetros comercializados não possuem uma boa precisão para medir a energia solar incidente.

Abdel-Khalik (1976) analisou o desempenho de um coletor solar plano. O coletor possui a configuração de casco tubo e o tubo é soldado à placa absorvedora no formato de serpentina. Apresentou equações para determinar o fator de remoção de calor F_R e demonstrou

que para um caso geral de N-serpentinadas, o fator de remoção de calor depende de um problema tridimensional contendo as diferenças operacionais e as variáveis de projeto do coletor.

Um modelo para transferência de calor num coletor plano com um canal retangular para alimentação de água ou ar foi proposto por Grossman et al. (1976). Isto oferece uma área de contato máximo entre o fluido e a superfície coletora. Foi determinada a distribuição de temperatura e a quantidade líquida de calor absorvida. Foi encontrada uma razão R que representa a capacidade calorífica e quanto maior o valor de R , maior a diferença entre a temperatura da placa e a temperatura do fluido e maior a distância para o fluido se tornar completamente desenvolvido (isto para um caso de fluxo de calor uniforme). Para o caso de uma radiação uniforme um parâmetro n foi encontrado e representa a razão da transferência de calor da placa para as redondezas e para o fluido, quanto maior n menor a eficiência.

Woodman (1977) mostrou uma maneira de calcular a eficiência do coletor em função dos parâmetros de projeto e de operação do coletor e indicou um método de solução prático que pode ser resolvido através de uma calculadora programável. O método é usado para analisar a sensibilidade do coletor em relação à temperatura do ar ambiente, à temperatura da placa absorvedora e à emissividade.

O desempenho do coletor foi estudado através de dados meteorológicos por Sieberst e Viskanta (1977). Uma análise da transferência de calor bidimensional em regime permanente foi desenvolvida para um coletor solar plano. Várias propriedades foram analisadas, como os gradientes de temperatura, as propriedades físicas e termodinâmicas, a localização do coletor, a orientação e a direção do coletor, o número de coberturas e o tempo. Os resultados mostraram que os dados baseados nas médias meteorológicas não corresponderam aos dados baseados nos experimentos realizados de hora em hora. Quando a variação climática é moderada esses dados de hora em hora podem ser usados.

Pollard (1979) desenvolveu uma análise para geração de energia elétrica em indústrias e comparou com a energia recebida anualmente em um coletor solar plano por unidade de área. Ele criou uma expressão geral para calcular a máxima demanda de energia que pode ser extraída de um coletor, criou também um fator de avaliação para medir a máxima energia extraída do coletor e comparar se essa energia é maior ou menor do que se uma planta que queima combustível fóssil gerasse tal energia.

Rabl (1981) fez uma análise baseando-se em correlações matemáticas para energia solar utilizadas para os principais tipos de coletores solares. Os resultados foram baseados em simulações feitas por 26 estações meteorológicas realizadas a cada hora. Estas correlações são

polinômios de primeira e segunda ordem e a energia coletada pode ser encontrada interpretando um simples gráfico dos parâmetros do coletor.

O método demonstrado por Rabl pode ser usado para qualquer tipo de coletor operando anualmente. Também é recomendado para caracterizar coletores de diferentes tipos através do seu desempenho.

Um novo método numérico, criado por Wang e Wu (1990), para calcular a distribuição da vazão e da temperatura em sistemas de coletores solares. A vazão, a condução longitudinal de calor e o efeito de empuxo são todos levados em conta nesta análise. Os resultados encontrados estão de acordo com os resultados experimentais e também foi encontrado que a vazão não uniforme afeta o desempenho do coletor.

Baritto e Bracamonte (2011) fizeram uma análise da distribuição de temperatura de um coletor solar plano com um modelo numérico proposto por Baritto em 2010. O modelo na forma adimensional foi resolvido para uma grande gama de condições de escoamento turbulento. A temperatura de saída como uma função da vazão e o desempenho foram estudados. O modelo proposto apresentou concordância com os dados experimentais do desempenho do coletor.

Uma investigação experimental, realizada por Azad (2008), sobre o desempenho térmico dos coletores solares com termosifões junto com uma análise teórica simplificada. Utilizou um coletor com seis tubos de cobre, de diâmetros externo de 12,7 mm e comprimento de 1850 mm. Os testes foram realizados externamente na cidade de Tehran e a eficiência térmica foi baseada na norma ASHRAE 93-1986. Azad concluiu que a modelagem matemática conseguia prever o desempenho do sistema real. A Figura 7 mostra a foto do equipamento instalado e sendo testado em ambiente externo. A Figura 8 mostra um esquema do coletor com os tubos de calor e a direção de entrada e saída do fluido de trabalho, a região onde a energia é absorvida e onde ocorre a troca de calor.



Figura 7: Foto do teste do coletor.
Fonte: Adaptado de Azad (2008).

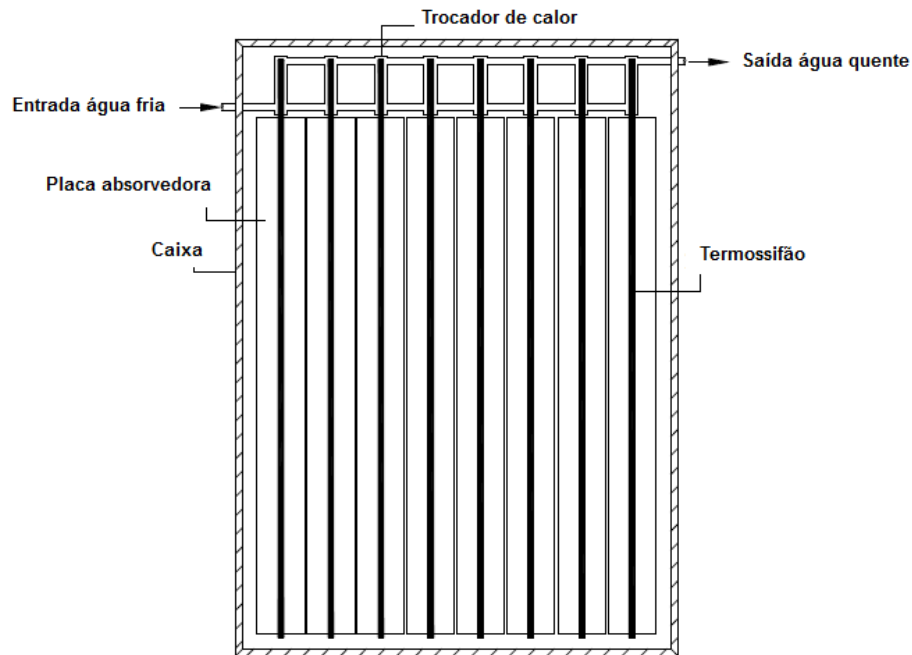


Figura 8: Esquema do coletor solar.
Fonte: Adaptado de Azad (2008).

Chien et al. (2010) realizaram uma investigação teórica e experimental de um coletor solar assistido por termossifões. Utilizaram o método de resistências térmicas para o estudo teórico e para o experimento utilizaram coletores solares em diferentes angulações e diferentes potências aplicadas aos coletores. O sistema foi composto de um coletor solar, um trocador de calor de tubo concêntrico, aletas paralelas dentro do tanque de armazenamento e um tanque para armazenamento de energia, que é mostrado na Figura 9.

Realizaram a verificação teórica do modelo matemático utilizando os dados experimentais obtidos e a análise resultou num desvio de 6%. Concluíram que a eficiência do coletor aumenta de 3 a 4% de acordo com o modelo teórico.

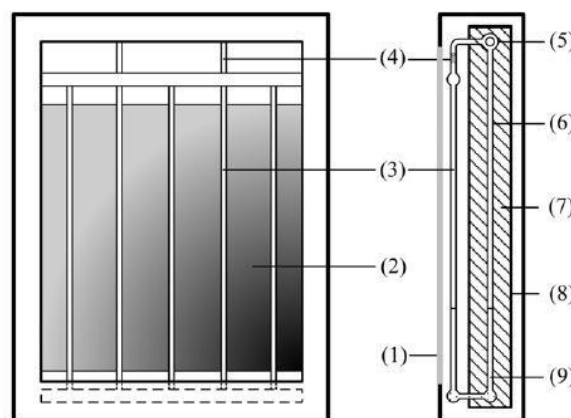


Figura 9: Diagrama do coletor. 1) Placa transparente; 2) coletor; 3) tubos do coletor; 4) válvulas para checagem; 5) termossifões bifásicos; 6) aleta paralela; 7) material do tanque de armazenamento de energia; 8) tanque de energia; 9) fluido.
Fonte: Adaptado de Chien et al. (2010).

Taherian et al. (2010) fizeram um estudo teórico, utilizando a técnica de dinâmica dos fluidos computacional CFD e testes experimentais de um coletor solar com termossifão para o aquecimento de água. Utilizaram dois coletores solares planos, cada um com uma angulação de 40°. Os testes experimentais foram comparados com os resultados teóricos e o modelo matemático foi capaz de prever a eficiência do coletor em dias ensolarados, entretanto para dias nublados o modelo não se mostrou eficaz. A Figura 10 mostra um diagrama do coletor testado com o lugar onde as temperaturas foram medidas e também de alguns equipamentos de medição e apresenta uma foto do equipamento em teste montado com uma inclinação em relação ao solo e o tanque de armazenamento posicionado acima do coletor.

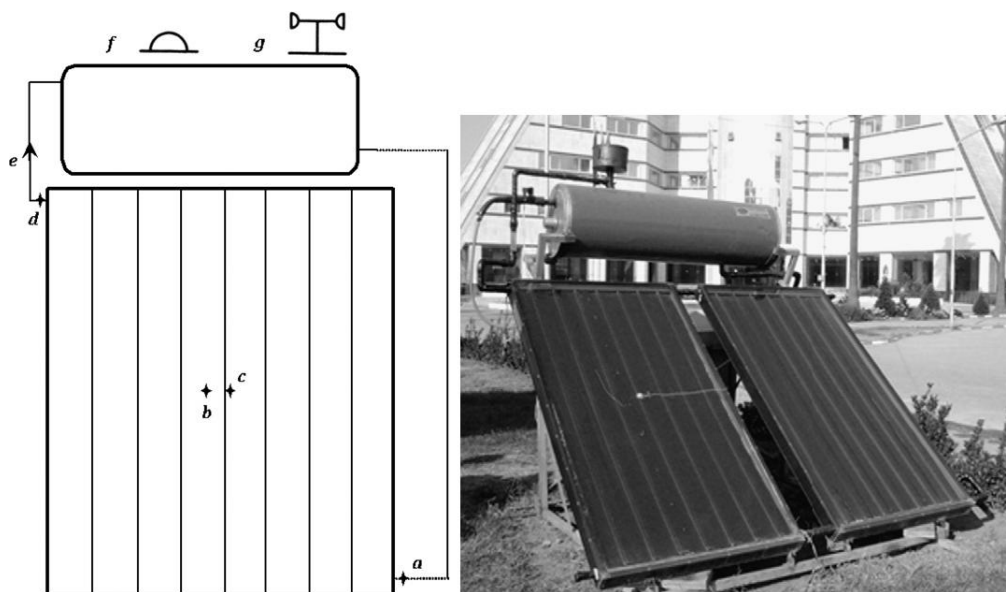


Figura 10: Figura da direita: Diagrama do coletor. a) Temperatura de entrada do coletor; b) temperatura média da placa; c) temperatura média da cobertura; d) temperatura de saída; e) vazão; f) piranômetro; g) anemômetro. Figura da esquerda: Foto do equipamento em teste.

Fonte: Taherian et al. (2010).

Redpath (2011) realizou um estudo de redução de custos e manutenção do desempenho de coletores solares com termossifões. Os testes foram realizados externamente em um clima marítimo. Três coletores foram usados para o teste, dois com a mesma área. A diferença entre os dois é que o tubo interno de um condensa e do outro não. O terceiro termossifão possui uma área maior do que os outros dois.

Os resultados encontrados por Redpath mostraram que quando utilizados os mesmos parâmetros no terceiro termossifão, os outros dois apresentam pequena variação no seu desempenho. A Figura 11 mostra o diagrama de um termossifão de tubo de calor ETSWH e onde foi determinado o ponto esperado para o valor de entrada e saída do coletor e uma foto do equipamento em teste.

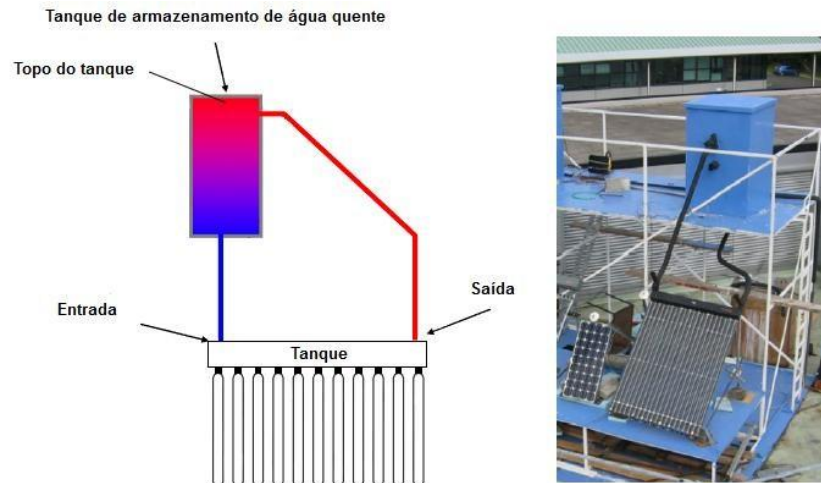


Figura 11: Figura da direita: Diagrama do coletor. Figura da esquerda: Foto do equipamento em teste. Fonte: Adaptado de Redpath (2011).

Carbonell et al. (2013) analisaram dois modelos de coletores usando termossifões. Um modelo é a extensão física que é descrita por Duffie e Beckman (1991) e outro modelo baseado nas curvas de eficiências realizadas pelas normas europeias. Os modelos foram verificados e validados usando uma simulação numérica que reproduz as curvas de eficiência de acordo com a norma EN12975 (2006).

Os resultados para o modelo estendido de Duffie-Beckman mostraram um bom desempenho quando submetido a condições de regime transiente, como as temperaturas de entrada do fluido, a irradiação e a taxa de vazão mássica. Os resultados obtidos para o modelo experimental foram bons para intervalos de tempos consideráveis, entretanto para intervalos de tempo pequenos o modelo se tornou inadequado.

Através da revisão bibliográfica percebe-se a importância de um método para análise de coletores solares, independente do seu tipo de configuração e funcionamento, pois permite o estudo do comportamento das propriedades sob diversas condições e também a forma como se comportam ao longo do coletor. Os métodos são comparados com experimentos, apresentando em muitos casos citados boa aproximação entre os dois. Também é possível observar parâmetros que podem ser alterados que venham a ter influência sobre a eficiência, como a vazão, temperatura de entrada, ângulo de inclinação, entre outros.

O presente trabalho visa estudar em detalhes, utilizando os conhecimentos da Mecânica dos Fluidos e da Transferência de Calor, apenas a eficiência do coletor solar plano, que contribui para o estudo da sua viabilidade, pois atualmente tem-se uma preocupação crescente com o meio ambiente e também com a redução do consumo de energia. Neste contexto estes coletores são uma alternativa, uma vez que, utilizam uma fonte renovável de energia.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática utilizada neste trabalho foi baseada no modelo teórico de Duffie e Beckman (1980), utilizada também por Kalogirou (2004) e Siqueira (2009), pois apresenta uma ferramenta de estudo para análise térmica de coletores. O modelo consiste na obtenção da eficiência do coletor solar plano através da energia útil, que pode ser encontrada por meio do método das resistências térmicas equivalentes para a obtenção do coeficiente global de transferência de calor. Um fator de remoção de calor é inserido para estimar energia útil através da temperatura de entrada do fluido. Todas as formulações e considerações são apresentadas nesta seção.

3.1. Descrição do coletor solar plano

As partes importantes de um típico coletor solar plano, como mostrado na Figura 12, são: superfície negra absorvedora de energia solar, que transfere a energia absorvida para o fluido de trabalho; placas transparentes acima da superfície absorvedora que reduzem as perdas por radiação e convecção para a atmosfera; e um isolamento embaixo da superfície absorvedora para reduzir as perdas por condução.

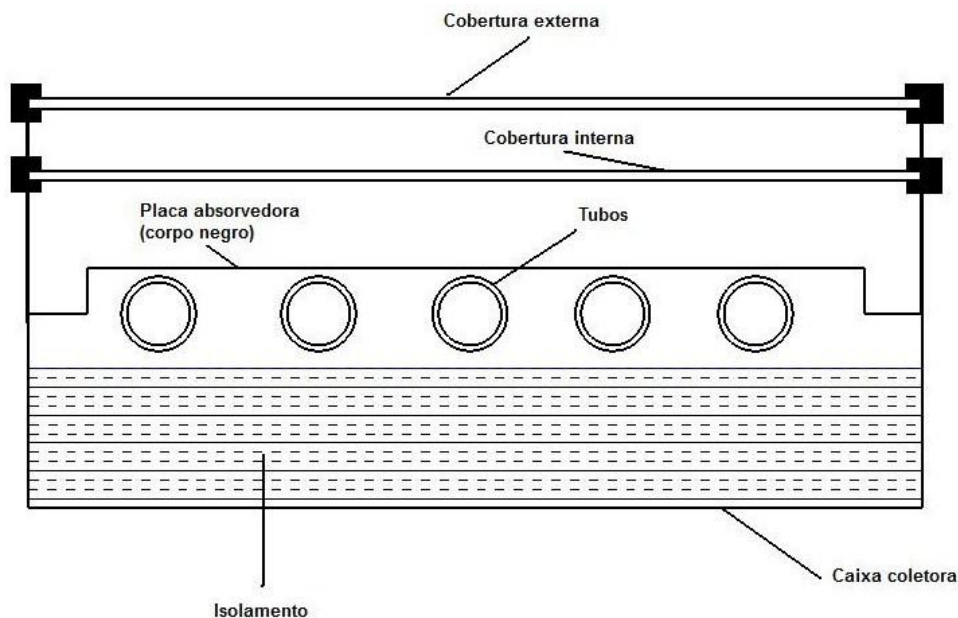


Figura 12: Corte de um coletor solar plano
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (1980).

Na Figura 13 é mostrado um esquema do corte lateral do coletor onde T_{c1} e T_{c2} são as temperaturas da cobertura interna e externa, T_{pm} é a temperatura média da placa, $T_{f,i}$ e $T_{f,o}$ são

as temperaturas de entrada e saída do fluido e \dot{m}/n é a vazão em um único tubo (n é o número de tubos).

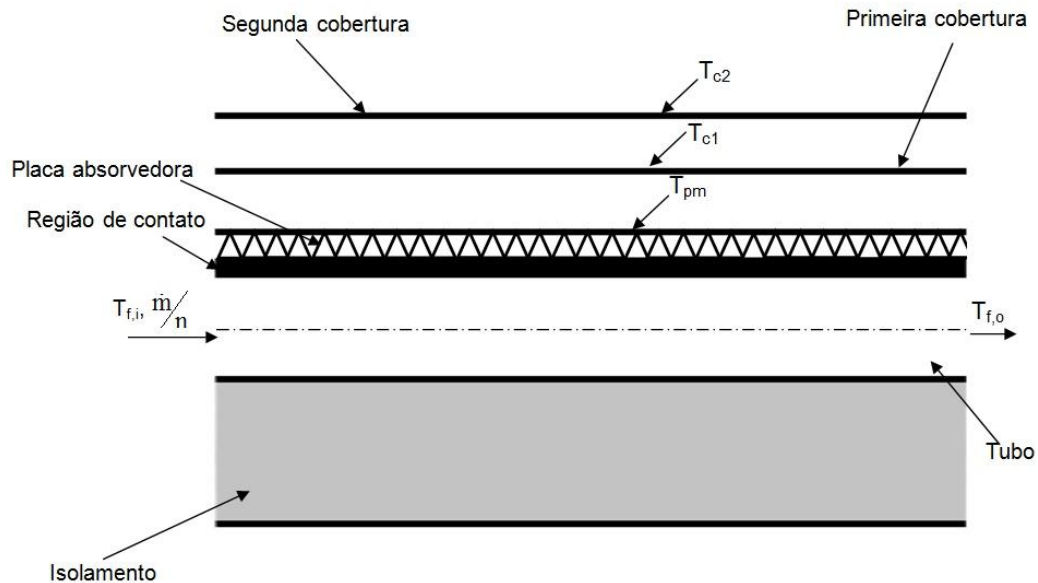


Figura 13: Corte lateral do coletor solar plano

Os coletores solares planos são geralmente montados em uma posição estacionária (por exemplo, como uma parte integrante de uma parede ou de um teto) com uma orientação otimizada, em função da posição do sol, para aquela localização em que o coletor tende a operar.

3.2. Eficiência do coletor

Uma medida do rendimento do coletor é a sua eficiência, definida como a razão da energia útil ganha (q_u) sobre o produto da área do coletor (A_c) pela energia solar incidente (G_T) em um período específico de tempo. No regime permanente a eficiência é definida pela seguinte equação:

$$\eta = \frac{q_u}{A_c G_T} = \frac{F_R [S - U_L (T_{f,i} - T_a)]}{G_T} \quad (4)$$

onde F_R é o fator de remoção de calor do coletor, U_L é o coeficiente global de transferência de calor, $T_{f,i}$ é a temperatura de entrada do fluido e T_a é a temperatura ambiente.

A radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área (S) é dada pela multiplicação da energia solar incidente pela transmitância. Considerando o conceito da energia solar incidente difusa isotrópica, a radiação pode ser separada em três componentes: energia incidente em feixes, difusa isotrópica e radiação difusamente refletida da base. Com isso, chega-se na seguinte equação:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2}\right) + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2}\right) \quad (5)$$

onde: os índices b, d e g representam *beam*, *diffuse* e *ground* (feixe, difuso, base); R_b é a razão do feixe de radiação entre uma placa inclinada e uma placa em posição normal, geralmente horizontal; ρ_g é a refletividade da base; β é o ângulo de inclinação do coletor em relação a horizontal.

G_T na equação (4) é a irradiação total que representa a taxa na qual a radiação incide por unidade de área a partir de todas as direções em todos os comprimentos de onda.

Para o uso em simulações de processos térmicos, modelos menos complexos da equação (5) são mais adequados. De acordo com Duffie e Beckman (1980), Kalogirou (2004) e Siqueira (2009) a radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área (S) pode ser determinada através da seguinte equação:

$$S = G_T (\tau\alpha) \quad (6)$$

A energia térmica perdida pelo coletor para as vizinhanças por condução, convecção e radiação infravermelha podem ser representadas pelo produto do coeficiente de transferência de calor global vezes a diferença entre a temperatura média absorvida pela placa (T_{pm}) e a temperatura ambiente. Em regime permanente a energia útil que sai do coletor de área A_c é a diferença entre a radiação solar absorvida e as perdas térmicas:

$$q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (7)$$

A fim de se determinar o coeficiente global de transferência de calor (U_L) é necessário conhecer a distribuição de temperaturas que existe num coletor solar (mostrado na Figura 14).

Uma parcela da energia incidente que chega sobre as coberturas é refletida e a outra é transmitida até chegar à placa absorvedora. Perdas térmicas estão presentes devido às diferenças de temperaturas onde ocorrem perdas por transferência de calor através de convecção natural entre as coberturas e entre a cobertura e a placa absorvedora, convecção devido ao vento entre a segunda cobertura e o ambiente, condução de calor pelo isolamento e transferência de calor por convecção através da parte inferior do coletor. A energia útil (q_u) que é transferida ao fluido é a diferença da energia absorvida e as perdas térmicas.

A temperatura entre os tubos será maior do que a temperatura nas proximidades dos tubos, devido à energia conduzida ao longo da placa para a região dos tubos. A temperatura

acima dos tubos será praticamente uniforme devido à presença dos tubos e do metal da solda. A energia transferida ao fluido irá aquecê-lo, causando um gradiente de temperatura na direção do escoamento.

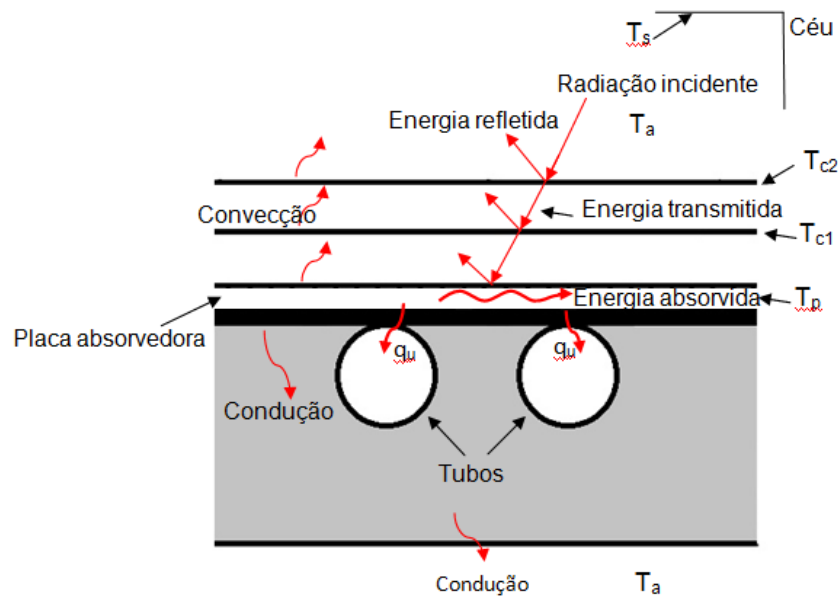


Figura 14: Processos de transferência de calor no coletor

Para formular a situação descrita acima, simplificações serão assumidas. As hipóteses consideradas são:

- Regime permanente;

As temperaturas e propriedades vão ser analisadas na condição de equilíbrio.
- Os tubos são paralelos e fixos na placa absorvedora;

O estudo do coletor é realizado em cortes do coletor, pois possui condições de simetria.
- Escoamento completamente desenvolvido;

Não há variação das propriedades ao longo da seção transversal do tubo.
- Absorção e diferença de temperatura das coberturas são desprezadas;

Não será considerada a absorção da energia incidente e nem a condução de calor ao longo das coberturas.
- Fluxo de calor unidimensional nas coberturas e no isolamento;

Simplificação para análise da transferência de calor em uma única direção.
- As coberturas são opacas para radiação infravermelha;

A placa ao se aquecer emite radiação infravermelha que não é transmitida através das coberturas, com isso a temperatura no interior do coletor é aumentada.

- O céu é considerado como um corpo negro para longos comprimentos de onda a uma temperatura equivalente;

Considerado como um emissor ideal.

- Os gradientes de temperatura ao redor do tubo são desprezíveis;

As trocas de calor entre o tubo e o isolamento serão desprezadas.

- Os gradientes de temperatura na direção do escoamento e entre os tubos são tratados independentemente;

Condição estabelecida para análises de balanços de energia independentes na direção do escoamento e na direção transversal aos tubos.

- As propriedades são independentes da temperatura;

- Perdas através da superfície frontal e traseira são iguais para a mesma temperatura ambiente;

As perdas pelas paredes vão ser consideradas iguais.

- Poeira, sujeira e sombra no coletor são desprezíveis;

A análise do coletor é realizada considerando um dia ensolarado e com as superfícies limpas.

A partir da análise das diferenças de temperaturas e dos processos de transferência de calor mostrados na Figura 14 monta-se o sistema térmico equivalente mostrado na Figura 15a.

Onde:

- A transferência de calor entre a segunda cobertura e o ambiente se dá através da convecção e radiação, representadas pelas resistências $(1/h_w)$ e $(1/h_{r,c2-a})$. Onde a temperatura do céu será considerada igual a do ambiente (T_a) Duffie e Beckman (1980).
- Entre a segunda e a primeira cobertura há transferência de calor por convecção natural e por radiação, representadas pelas resistências $(1/h_{c1-c2})$ e $(1/h_{r,c1-c2})$. h_{c1-c2} e $h_{r,c1-c2}$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.
- Para a primeira cobertura e a placa absorvedora ocorre o mesmo processo, $(1/h_{p-c1})$ é a resistência térmica para a convecção natural e $(1/h_{r,p-c1})$ é a resistência térmica para a radiação;
- No isolamento o processo ocorre por condução, representado pela resistência (L_{iso}/k_{iso}) .

- A transferência de calor da base para o ambiente se dá através da convecção, em termos das resistências ($1/h_{b-a}$), no qual h_{b-a} é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Com isso, em uma localização da placa onde a temperatura é T_p , a energia absorvida pela placa (S) (onde S é a radiação solar incidente reduzida pelas perdas óticas) é então distribuída entre as perdas térmicas através do topo ($R_1 + R_2 + R_3$), da base ($R_4 + R_5$) e da energia útil ganha (q_u).

Na Figura 15b é mostrado o sistema de resistências térmicas equivalentes em termos das resistências R_1, R_2, R_3, R_4 e R_5 .

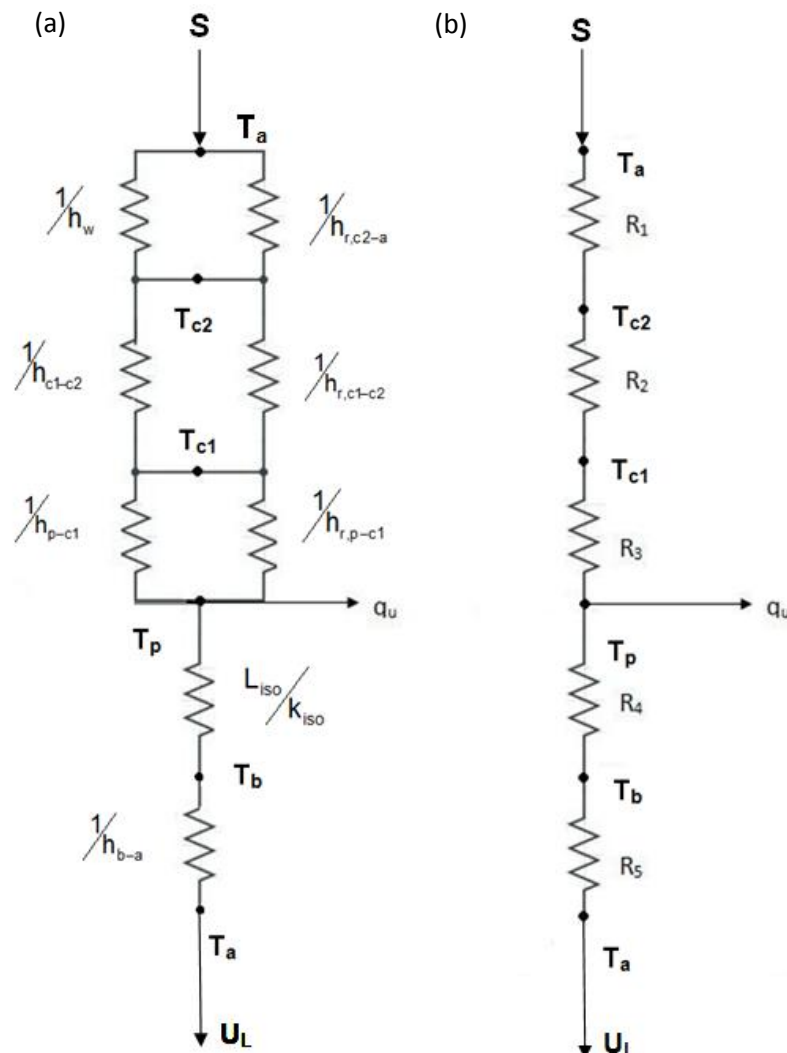


Figura 15: Circuito térmico equivalente de um coletor solar plano com duas coberturas. (a) Em termos das resistências de radiação, convecção e condução. (b) Em termos das resistências entre placas.

Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (1980).

Para este sistema de duas coberturas, assumindo que todas as perdas ocorrem para uma mesma temperatura ambiente T_a , o coeficiente global de transferência de calor é U_L . Que é a soma dos coeficientes de topo U_t , base U_b e bordas U_e :

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (8)$$

O coeficiente global de transferência de calor do coletor para o ambiente é estimado como:

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (9)$$

A resistência R_3 pode ser expressa por:

$$R_3 = \frac{1}{h_{p-cl} + h_{r,p-cl}} \quad (10)$$

onde h_{p-cl} e $h_{r,p-cl}$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação entre a placa e a primeira cobertura

Com base na Figura 15 pode-se observar que a energia perdida através do topo é o resultado da transferência de calor por convecção e por radiação entre as placas paralelas. A energia transferida em regime permanente entre a placa na temperatura T_p e a primeira cobertura T_{cl} é a mesma que entre a segunda e a primeira cobertura e também é igual à energia perdida para a vizinhança através do topo da segunda cobertura.

Assim o fluxo de calor através do topo por unidade de área é igual ao calor transferido da placa absorvedora para a primeira cobertura e estimada pela expressão abaixo:

$$q''_{\text{perdido, topo}} = h_{p-cl} (T_p - T_{cl}) + \frac{\sigma (T_p^4 - T_{cl}^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{cl}} - 1 \right)} \quad (11)$$

onde: h_{p-cl} é o coeficiente de transferência de calor entre duas placas paralelas inclinadas, ϵ_p e ϵ_{cl} são as emissividades da placa e da primeira cobertura.

Com o uso do coeficiente de transferência de calor por radiação, a equação (11) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$q''_{\text{perdido, topo}} = (h_{p-cl} + h_{r,p-cl})(T_p - T_{cl}) \quad (12)$$

onde,

$$h_{r,p-cl} = \frac{\sigma(T_p + T_{cl})(T_p^2 + T_{cl}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{cl}} - 1} \quad (13)$$

O h_{p-cl} pode ser encontrado a partir do número de Nusselt médio através da correlação desenvolvida por Hollands et al. (1976 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p. 90):

$$\overline{Nu} = \frac{h_{p-cl}L}{k} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (14)$$

definida para ângulos de inclinação do coletor (β) entre 0° e 70° . Onde Ra é o número de Rayleigh e k é a condutividade térmica do ar.

Com isso:

$$h_{p-cl} = \frac{(\overline{Nu})k}{L} \quad (15)$$

Onde L é a distância entre a primeira cobertura e a placa absorvedora, k a condutividade térmica do ar e \overline{Nu} é o número de Nusselt médio.

Uma expressão similar pode ser feita para R_2 , que é a resistência entre as duas coberturas. Geralmente podem-se ter quantas coberturas quiser, no entanto, o limite prático são duas e muitos coletores usam uma. Logo, como no presente trabalho apenas coletores com uma cobertura serão analisados, a formulação de R_2 não se faz necessária.

A resistência da vizinhança R_1 é dada por:

$$R_1 = \frac{1}{h_w + h_{r,c2-a}} \quad (16)$$

onde h_w é o coeficiente de transferência de calor por convecção do ar e $h_{r,c2-a}$ é o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a segunda cobertura e o ambiente.

O coeficiente de transferência de calor por convecção h_w foi definido através da pesquisa em trabalhos com aplicação em coletores solares e segundo Kalogirou (2004) é dado por:

$$h_w = 5,7 + 3,8v \quad (17)$$

onde v é a velocidade do ar em m/s.

A resistência térmica para a radiação da segunda cobertura leva em conta a troca radiativa com o céu na temperatura T_s . Por conveniência, refere-se a esta resistência à temperatura T_a , logo, o coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser escrito por:

$$h_{r,c2-a} = \frac{\sigma \epsilon_c (T_{c2} + T_s)(T_{c2}^2 + T_s^2)(T_{c2} - T_s)}{(T_{c2} - T_a)} \quad (18)$$

Onde ϵ_c é a emissividade da segunda cobertura.

O cálculo de U_t pode ser um processo iterativo no caso em que não se conhece uma das temperaturas das coberturas. Com isso, primeiro se faz uma estimativa para a temperatura da cobertura, da qual, os coeficientes de transferência de calor convectivos e radiativos entre as superfícies paralelas são calculados. Com estas estimativas a equação (9) pode ser resolvida.

Para quaisquer duas placas adjacentes, a nova temperatura da placa j pode ser expressa em termos da temperatura da placa i .

$$T_j = T_i - \frac{U_t (T_p - T_a)}{h_{c,i-j} + h_{r,i-j}} \quad (19)$$

O processo é repetido até que as temperaturas das coberturas não mudem significativamente e fiquem dentro de um erro menor que $0,001^\circ\text{C}$.

A equação (20) é uma forma empírica para calcular U_t que foi desenvolvida por Klein (1979 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p. 260), seguindo os procedimentos básicos de Hottel e Woertz (1942 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p. 260) e Klein (1975 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p. 260).

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{T_{pm} - T_a}{N + f} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm}^2 + T_a^2)(T_{pm} + T_a)}{(\epsilon_p + 0,00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\epsilon_p - N}{\epsilon_g}} \quad (20)$$

onde: N é o número de coberturas;

$$f = (1 + 0,089h_w - 0,1166h_w\epsilon_p)(1 + 0,07866N)$$

$C = 520(1 - 0,000051\beta^2)$ para $0^\circ < \beta < 70^\circ$. Para $70^\circ < \beta < 90^\circ$, usar $\beta = 70^\circ$

$$e = 0,430(1 - 100/T_{pm})$$

ϵ_p e ϵ_g são as emissividades da placa e da cobertura.

A energia perdida pela base do coletor é representada por duas séries de resistências. R_4 e R_5 , na Figura 16 onde R_4 representa a resistência do fluxo de calor através do isolamento e R_5 representa a resistência de convecção e radiação para o ambiente.

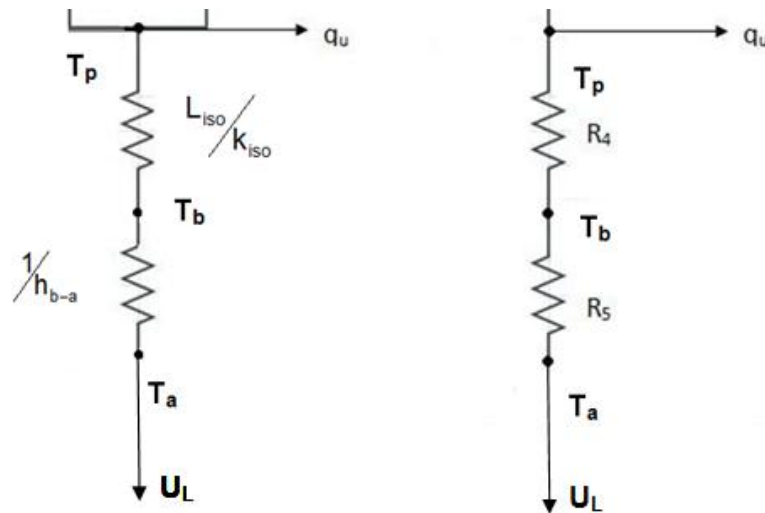


Figura 16: Resistências R_4 e R_5
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (1980).

A magnitude de R_4 é muito maior do que R_5 , logo, geralmente considera-se que R_5 é desprezível e todas as outras resistências do fluxo são devidas ao isolamento.

R_4 é definido da seguinte forma:

$$R_4 = \frac{L_{iso}}{k_{iso}A} \quad (21a)$$

onde A é a área do isolamento na base, k_{iso} e L_{iso} são a condutividade térmica e espessura do isolamento, respectivamente.

Logo, o coeficiente de transferência de calor pela base U_b é aproximadamente:

$$U_b = \frac{1}{R_4} = \frac{k_{iso}}{L_{iso}} \quad (21b)$$

Para muitos coletores, a estimativa das perdas através das suas bordas é complexa. Entretanto, em um sistema bem projetado, as perdas pelas bordas são pequenas e não são determinadas com grande certeza. Tabor (1958 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p. 266)

recomenda isolamentos para as bordas com aproximadamente a mesma espessura do isolamento da base. A perda pelas bordas é estimada assumindo um fluxo de calor unidimensional em volta do perímetro do sistema.

Se o coeficiente de transferência de calor pelas bordas – área é $(UA)_{\text{borda}}$ então o coeficiente de transferência de calor pelas bordas com base na área do coletor é:

$$U_e = \frac{(UA)_{\text{borda}}}{A_c} \quad (22)$$

Perdas de bordas para sistemas bem planejados geralmente são desprezíveis, mas para sistemas pequenos ou individuais as perdas se tornam significativas. Se esses coletores não estiverem próximos um do outro, uma perda significativa de calor é causada pelas bordas de cada coletor.

A equação (20) é usada para sistemas que utilizam o vidro como cobertura. Se um material plástico é usado para substituir uma ou mais coberturas, essa equação deve ser modificada para incluir a passagem de radiação infravermelha. Para uma única cobertura, que é parcialmente transparente para a radiação infravermelha, a energia transferida do coletor para o ambiente pode ser estimada pela seguinte expressão:

$$q_{r,p-s} = \frac{\tau_c \varepsilon_p \sigma (T_p^4 - T_s^4)}{1 - \rho_p \rho_c} \quad (23)$$

onde τ_c e ρ_c são a transmissividade e a refletividade da cobertura.

Assumindo que a transmissividade é independente de uma fonte de temperatura ou que T_p e T_s são iguais, que ε_p e ρ_p são respectivamente a emissividade e a refletividade da placa para ondas de longo comprimento, a perda de topo se torna:

$$U_t = \frac{q_{r,p-s}}{(T_p - T_a)} + \left(\frac{1}{h_{p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-s}} \right)^{-1} \quad (24)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por radiação deve levar em conta que a cobertura é parcialmente transparente. A radiação líquida entre a placa opaca e a aproximadamente transparente é dada por:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma \varepsilon_p \varepsilon_c (T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{1 - \rho_p \rho_c} \quad (25)$$

3.3. Distribuição de temperaturas entre os tubos e o fator de eficiência do coletor

Segundo Duffie e Beckman (1980), a distribuição de temperatura entre dois tubos pode ser derivada se for temporariamente assumido que o gradiente de temperatura na direção do escoamento é desprezível. Para isso, considera-se a configuração placa-tubo mostrada na Figura 17. Onde a distância entre os tubos é w (dada em metros), o diâmetro externo dos tubos é D , a espessura da placa é δ e C_b é a condutância do contato. Como geralmente a placa é feita de um material com resistência térmica baixa, o gradiente de temperatura através da placa é desprezível e assume-se que a placa acima do contato possui temperatura T_b . A região que separa os tubos e as bases dos tubos é um problema de aletas.

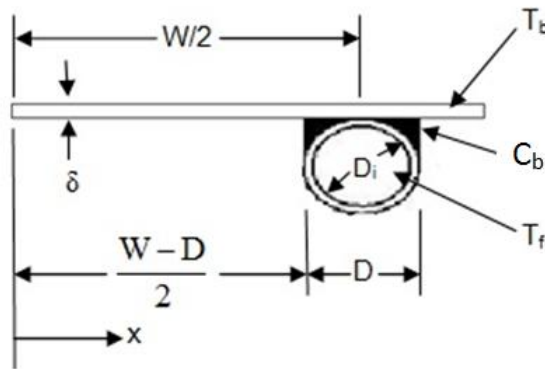


Figura 17: Dimensões da placa e do tubo
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (1980).

O cálculo da taxa de transferência de calor por unidade de área da aleta é mostrada no anexo A e chega-se na seguinte expressão:

$$q'_{\text{aleta}} = (w-D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (26)$$

O ganho útil do coletor também inclui a energia coletada acima das regiões dos tubos e a energia ganha para esta região pode ser estimada por:

$$q'_{\text{tubo}} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (27)$$

E o ganho útil para os tubos e aletas por unidade de comprimento na direção do escoamento é a soma das equações (26) e (27), logo,

$$q'_u = q'_{\text{aleta}} + q'_{\text{tubo}} = [(w-D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (28)$$

Finalmente, o ganho útil da equação (28) deve ser transferido para o fluido.

A resistência à transferência de calor para o fluido resulta na resistência de contato e na resistência entre tubo e fluido. O ganho útil pode ser expresso em termos dessas duas resistências como:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi} \pi D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (29)$$

onde: D_i é o diâmetro interno do tubo, h_{fi} é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo. A condutância de contato C_b pode ser estimada pelo conhecimento da condutividade térmica do contato k_b , da espessura média do contato γ e da largura do contato b . Por unidade de comprimento, a C_b pode ser estimada desta forma:

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (30)$$

A condutância de contato possui uma influência importante na análise do desempenho do coletor solar e geralmente é necessário haver um bom contato metal-metal para que C_b seja maior que $30 \text{ W/m}^2\text{K}$, segundo Whillier e Saluja (1965 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p.271). Para que se obtenha um bom contato metal-metal os tubos devem ser soldados na aleta.

Para deixar a equação (28) em termos dos parâmetros conhecidos como as dimensões, os parâmetros físicos e a temperatura local do fluido, resolve-se a equação (29) para T_b e substitui-se na equação (28). Com isso encontra-se:

$$q'_u = wF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (31)$$

onde o fator de eficiência do coletor F' é:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{w \left[\frac{1}{U_L [D + (w-D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (32)$$

Uma interpretação física para F' resulta da análise da equação (32). Em uma localização particular, F' representa a razão da energia útil ganha e o ganho útil que resultaria se a superfície do coletor estivesse na temperatura local do fluido. Para esta e para a maioria das

geometrias, outra interpretação para o parâmetro F' se torna clara quando se reconhece que o denominador da equação (32) é a resistência à transferência de calor do fluido para o ar ambiente (dada pelo símbolo $1/U_o$) e o numerador é a resistência à transferência de calor da placa para o ar ambiente. Com isso, chega-se na seguinte expressão para F' :

$$F' = \frac{U_o}{U_L} \quad (33)$$

O fator de eficiência do coletor é essencialmente uma constante para qualquer modelo de coletor e para qualquer vazão. A razão entre U_L e C_b , a razão entre U_L e h_{fi} , e o parâmetro de eficiência F são as únicas variáveis na equação (32) que são função da temperatura. Para muitos modelos de coletores F é muito importante para determinar F' . O fator F' é uma função de U_L e h_{fi} , e cada um tem alguma dependência da temperatura, entretanto essa dependência não é significativa.

3.3.1. Distribuição da temperatura na direção do escoamento

O ganho útil por unidade de comprimento que foi calculado na equação (31) é finalmente transferido para o fluido. O fluido entra no coletor a uma temperatura $T_{f,i}$ e aumenta a sua temperatura até a saída $T_{f,o}$. Referindo-se a Figura 18, aplica-se um balanço de energia para o fluido através de um tubo de comprimento Δy , que resulta na equação (34).

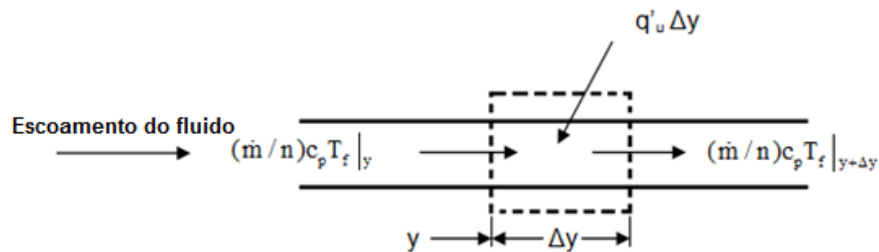


Figura 18: Balanço de energia para o fluido.
Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (1980).

$$\left(\frac{\dot{m}}{n}\right)c_p T_f \Big|_y - \left(\frac{\dot{m}}{n}\right)c_p T_f \Big|_{y+\Delta y} + \Delta y q'_u = 0 \quad (34)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica total do coletor e n é o número de tubos paralelos. Dividindo a equação (34) por Δy , aplicando o limite de Δy tendendo a zero e substituindo a equação (31) para q'_u , chega-se na seguinte expressão:

$$\dot{m}c_p \frac{dT_f}{dy} - n w F [S - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (35)$$

ou

$$\frac{dT_f(y)}{dy} - A[S - U_L(T_f - T_a)] = 0 \quad (36)$$

onde,

$$A = \frac{nwF'}{\dot{m}c_p} \quad (37)$$

O desenvolvimento para a obtenção da equação (36) encontra-se no anexo B.

Assumindo que F' e U_L são independentes da posição, então a solução para a temperatura do fluido em qualquer posição y (assumindo como condição a temperatura de entrada do fluido como $T_{f,i}$) é:

$$T_f(y) = \frac{S}{U_L} + T_a + \left(T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{nwF'U_L}{\dot{m}c_p} y \right) \quad (38a)$$

Ou

$$\frac{T_f - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L}} = \exp\left[\left(-\frac{U_L nwF'}{\dot{m}c_p} \right) y \right] \quad (38b)$$

Se o coletor tem um comprimento L na direção do fluido, então a temperatura de saída do fluido é encontrada substituindo y por L na equação (38b).

Como a quantidade nwL é a área do coletor A_c , logo, a equação (38b) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{T_{f,o} - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L}} = \exp\left(\frac{-A_c U_L F'}{\dot{m}c_p} \right) \quad (39)$$

3.4. Fator de remoção de calor do coletor

Agora, é conveniente definir a quantidade que relaciona a energia útil ganha pelo coletor com o ganho útil de toda a superfície do coletor que está na temperatura de entrada do

fluido. Esta razão é chamada de fator de remoção de calor do coletor F_R e pode ser expressa assim:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p(T_{f,o} - T_{f,i})}{A_c[S - U_L(T_{f,i} - T_a)]} \quad (40)$$

Colocando $(\dot{m}c_p/A_cU_L)$ em evidência e rearranjando os termos, obtêm-se:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_cU_L} \left[1 - \frac{\frac{S}{U_L} - (T_{f,o} - T_a)}{\frac{S}{U_L} - (T_{f,i} - T_a)} \right] \quad (41)$$

Substituindo a equação (39) na equação (41), obtém-se como resultado:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_cU_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_cU_L F'}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad (42)$$

F_R é equivalente à efetividade de um trocador de calor convencional, que é definida como a razão de um trocador de calor real sobre um trocador de calor ideal. A máxima energia útil ganha possível em um coletor solar ocorre quando todo coletor está na temperatura de entrada do fluido quando as perdas de calor para a vizinhança são desprezíveis. O fator de remoção de calor vezes esta energia máxima é igual à energia útil ganha real, isto é,

$$q_u = A_c F_R [S - U_L(T_{f,i} - T_a)] \quad (43)$$

Com isso, a energia útil ganha é calculada como uma função da temperatura de entrada do fluido.

Esta é uma representação conveniente quando analisa-se sistemas de energia solar, já que geralmente se conhece a temperatura de entrada do fluido. Entretanto, perdas baseadas na temperatura interna são muito pequenas, desde que as perdas ocorram em todo o coletor. O efeito multiplicador de F_R é reduzir a energia útil ganha do seu valor ideal. Com o aumento da vazão mássica através do coletor, a temperatura aumenta, e causa baixas perdas, logo que a temperatura média do coletor é menor e há um correspondente aumento na energia útil ganha.

Este aumento é refletido por um aumento no fator de remoção de calor do coletor F_R com a vazão mássica aumentando.

Nota-se que F_R nunca poderá exceder o fator de eficiência do coletor F' . Quando a o escoamento se torna muito alto, a temperatura interna aumenta e a externa diminui, mas a temperatura da superfície absorvedora ainda será maior do que a temperatura do fluido. Esta diferença de temperatura é contabilizada na eficiência do coletor F' .

Durante o início da manhã e no final da tarde os níveis de radiação não são suficientes para superar as perdas que são térmicas e óticas. Logo, não se deve esperar que o coletor operando durante esses períodos sejam eficientes no aquecimento de água. Nestes períodos recomenda-se que se utilize o sistema convencional de aquecimento de água (energia elétrica).

3.5. Temperatura média do fluido e temperatura média da placa

Para avaliar o rendimento do coletor é também necessário conhecer o coeficiente de perda global (U_L) e o coeficiente de transferência de calor do fluido interno (h_{fi}). Entretanto, ambos U_L e h_{fi} são dependentes da temperatura.

A temperatura média do fluido pode ser encontrada pela integração da equação (38a) de zero até L :

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) dy \quad (44a)$$

Ou

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L \left[\frac{S}{U_L} + T_a + \left(T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{nWF'U_L}{\dot{m}c_p} y \right) \right] dy \quad (44b)$$

Integrando, obtém-se,

$$T_{fm} = \frac{S}{U_L} + T_a + \frac{\left(T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L} \right)}{\left(\frac{nWF'U_L}{\dot{m}c_p} \right) L} \left(1 - \exp\left(-\frac{nWF'U_L}{\dot{m}c_p} L \right) \right) \quad (45)$$

Substituindo F_R da equação (42) e q_u da equação (43), a temperatura média do fluido pode ser estimada, segundo Klein et al. (1974 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p. 282), por:

$$T_{fm} = T_{f,i} + \frac{q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F'') \quad (46)$$

Esta é a temperatura para avaliar as propriedades do fluido, onde F'' é definido como a razão entre F_R e F' .

A temperatura média da placa sempre será maior do que a temperatura média do fluido devido à resistência da transferência de calor entre a superfície absorvedora e o fluido. Esta diferença de temperatura é geralmente menor para sistemas líquidos, mas pode ser significativa para sistemas operando com ar.

A temperatura média da placa pode ser usada para calcular o ganho útil do coletor:

$$q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (47)$$

Isolando T_{pm} na equação acima, obtém-se:

$$T_{pm} = \frac{S}{U_L} + T_a - \frac{q_u}{A_c U_L} \quad (48)$$

Da equação (43) chega-se na seguinte expressão:

$$\frac{S}{U_L} + T_a = \frac{q_u}{A_c F_R U_L} + T_{f,i} \quad (49)$$

Substituindo a equação (49) na equação (48), resulta em:

$$T_{pm} = T_{f,i} + \frac{q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) \quad (50)$$

A equação (50) pode ser resolvida de maneira iterativa com a equação (20). Primeiro uma estimativa da temperatura média da placa é feita e U_L é calculado. Com valores aproximados de F_R , F'' e q_u uma nova temperatura média da placa é obtida da equação (50) e é usada para encontrar um novo valor para U_L . O novo valor de U_L é usado para refinar F_R e F'' , o processo é repetido.

Segundo Duffie e Beckman (1980) uma estimativa razoável para T_p para coletores operando com aquecimento de líquido, com taxas de escoamento de 0,01 à 0,02 $\text{Kg/m}^2\text{s}$ é $T_{f,i} + 10\text{ }^\circ\text{C}$. Para aquecedores a ar uma estimativa razoável é $T_{f,i} + 20\text{ }^\circ\text{C}$.

A Figura 19 mostra o fluxograma para o cálculo da eficiência térmica do coletor a partir do refino do coeficiente global de transferência de calor. Primeiramente uma temperatura média da placa é estimada, a seguir outros dados de entrada, como a temperatura ambiente e as dimensões do coletor, são coletados. Em seguida calcula-se o coeficiente global de transferência de calor pelo topo pelo método das resistências térmicas equivalentes ou pelo método empírico. Após o cálculo destes dois coeficientes, os cálculos subsequentes são semelhantes para os dois métodos: calculam-se os coeficientes de perda pela base, pelas paredes e por fim o coeficiente global de transferência de calor. Com este coeficiente pode-se calcular a energia útil ganha pelo coletor e assim determinar a temperatura média da placa, recalcula-se o coeficiente global de transferência de calor e verifica-se se esse valor convergiu dentro do erro tolerável. Se convergira eficiência do coletor pode ser determinada, se não recalcula-se o coeficiente global de transferência de calor para o ambiente.

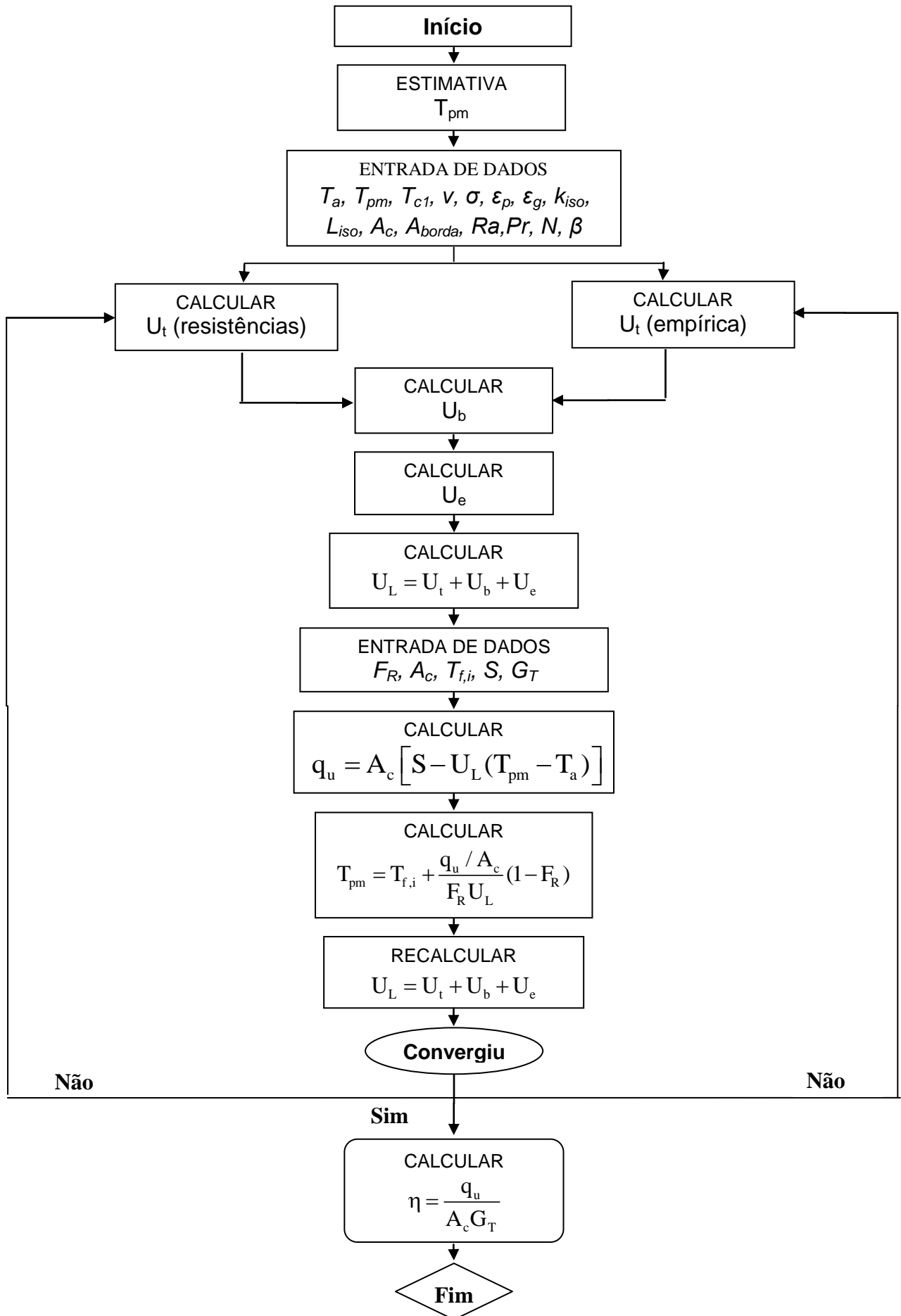


Figura 19: Algoritmo para o cálculo da eficiência

4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A análise experimental tem por objetivo apresentar o coletor solar utilizado, a descrição da bancada de testes e as etapas do experimento.

4.1. Descrição do coletor solar de placa plana

Para a realização dos testes foi utilizado um coletor solar de placa plana (CPP) comercial, da marca KOMECO, com área de 1 m^2 com dez tubos internos de cobre e uma cobertura de vidro. A placa absorvedora é de alumínio pintado de preto e o isolamento é de poliuretano.

4.2. Descrição da bancada

A bancada de testes é composta pelos seguintes equipamentos: coletor solar, aquisitor de dados, banho termostaticado, hidrômetro, válvula de controle de fluxo, termopares, piranômetro e o computador. A Figura 20 mostra a configuração da bancada.

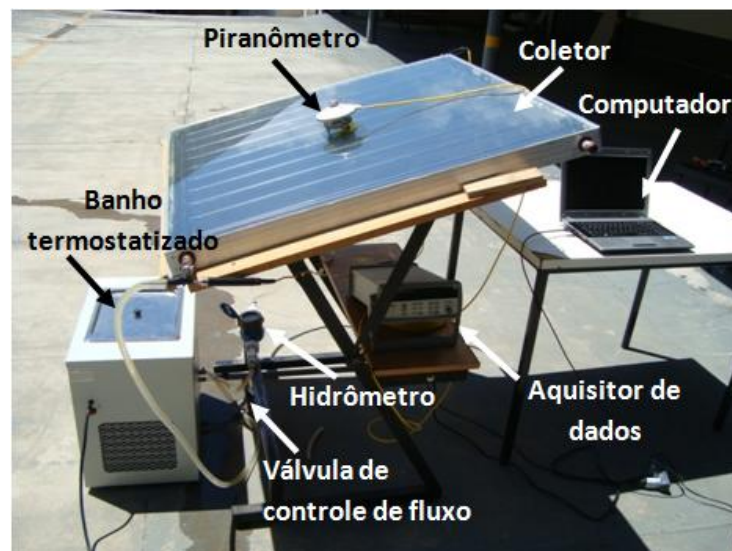


Figura 20: Bancada de testes

A água do banho termostaticado é bombeada e escoada através dos tubos do coletor solar. A água entra pelo tubo superior do coletor e sai pelo tubo inferior retornando ao banho. Uma válvula de controle de fluxo foi instalada na entrada do banho para o controle de vazão de água. O fluxo de irradiação solar foi medido através do piranômetro da marca Kipp e Zonen que envia uma tensão proporcional à radiação de entrada para o sistema de aquisição de sinal, com sensibilidade de $13,58 \mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$. Através do hidrômetro foi determinada a vazão volumétrica da água que escoou através do coletor solar.

As temperaturas da água na entrada e na saída do coletor foram medidas por termopares do tipo K, indicados na Figura 21 por T_{fi} e T_{fo} . Quatro termopares do tipo T foram posicionados na placa absorvedora e um na cobertura de vidro mostrados na Figura 21 por T_{p1} , T_{p2} , T_{p3} , T_{p4} e T_c .



Figura 21: Posicionamento dos termopares

A temperatura ambiente (T_a) foi medida por termopares do tipo K localizados embaixo da bancada. O sistema de aquisição de dados utilizado foi o Agilent 34970A com 20 canais. Os dados coletados foram transmitidos para o computador onde foram tratados.

4.3. Roteiro experimental

Inicialmente foram selados dois tubos de saída do coletor, os quais foram soldados com solda prata. Posteriormente foram feitos quatro furos na lateral esquerda do coletor para a inserção dos termopares.

Para que se obtenham bons resultados nos testes de coletores solares é necessário que as condições climáticas sejam ideais, onde o céu esteja limpo (*i.e.*, sem nuvens), pois do contrário os resultados não poderão ser utilizados para a análise da eficiência térmica do coletor. Devido às instabilidades climáticas de Curitiba, foram agendados vários dias para a realização dos testes experimentais no presente trabalho, entretanto apenas um dia apresentou as condições ideais para o teste. O teste foi realizado no dia 18 de novembro de 2014 no período das 12h00min às 14h30min, do qual foram utilizados 90 minutos para a realização da análise dos dados.

O coletor foi posicionado na bancada experimental, a qual possui inclinação de 20° . O banho termostático, junto com o hidrômetro, foram instalados e o sistema de aquisição em

um suporte, ambos embaixo do coletor. O computador ficou posicionado em uma mesa próxima ao sistema.

Em seguida foi conectada a válvula de controle de fluxo na entrada do banho e a sua outra extremidade na saída do coletor através de uma mangueira. A saída do banho foi conectada ao hidrômetro, o qual foi conectado a entrada do coletor da mesma forma. Em seguida, foram posicionados os termopares tipo K na entrada e na saída do coletor no interior das mangueiras através de furos e fixados por meio de fita Kapton. A seguir o banho foi ligado, a água circulou pelo sistema até que não houvesse bolhas de ar.

Com o sistema de aquisição na posição correta, os termopares do tipo T (T_{p1} , T_{p2} , T_{p3} , T_{p4} e T_c) foram fixados na placa absorvedora. O termopar para a medição da temperatura da cobertura foi fixado no vidro por meio de uma fita Kapton, que suporta altas temperaturas.

O próximo passo foi instalar o piranômetro em cima do coletor, o qual foi fixado por meio de fitas Kapton. O piranômetro foi então ligado ao sistema de aquisição, onde todos os outros sensores já estavam conectados.

Por último, o sistema de aquisição foi conectado ao computador por um cabo USB e os dados foram coletados através do *software BenchLink Data Logger* da Agilent. Por fim foi realizado pós-processamento dos dados coletados.

Foi realizada uma análise das incertezas experimentais, baseada no Guia de Incerteza de Medição (ISO-GUM) (2008), das temperaturas medidas através dos termopares e do fluxo de irradiação medido pelo piranômetro. A incerteza experimental da temperatura foi estimada em $\pm 1,93^\circ\text{C}$ e a incerteza do piranômetro foi estimada em $\pm 3,62 \text{ W/m}^2$. Maiores detalhes sobre o cálculo destas incertezas pode ser encontrado no Anexo C.

5. RESULTADOS

5.1. Modelo teórico do coletor

A Figura 22 representa o esquema do coletor solar plano utilizado no experimento com as variáveis que foram medidas. Na Figura 22a apresenta-se a vista superior com as temperaturas $T_{f,i}$, $T_{f,o}$ e T_{pm} e a vazão mássica de entrada. Em cinza são representados os 10 tubos nos quais a água que é aquecida escoa e os tubos de entrada e de saída da água.

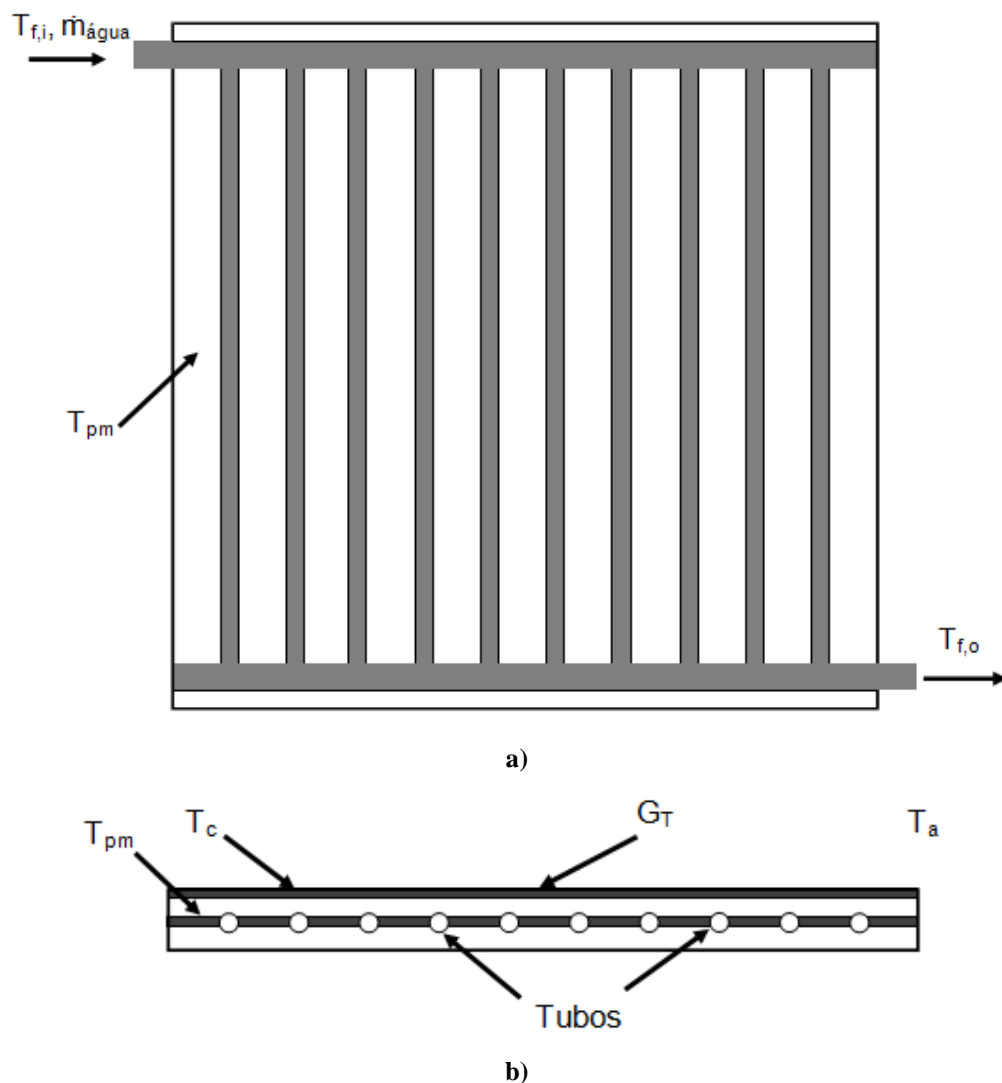


Figura 22: Esquema do coletor solar de placa plana utilizado no experimento a) Vista superior b) Vista em corte

A vista em corte do coletor está mostrada na Figura 22b onde são indicadas as temperaturas T_a , T_c , T_{pm} e o fluxo de irradiação incidente (G_T). A velocidade do vento foi obtida através do Sistema Meteorológico do Paraná (SIMEPAR).

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor para o ambiente (U_l), foram usados os dois métodos propostos e descritos anteriormente no Capítulo 3. O método das

resistências térmicas equivalentes e o método, baseado na correlação empírica, desenvolvido por Klein (1979 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p.260). A partir desses coeficientes foram calculadas as demais variáveis. Por fim calcula-se a eficiência do coletor.

O cálculo de U_t pelo método das resistências térmicas equivalentes foi calculado pela equação (9) e iniciou-se pela determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação.

Para a determinação dos coeficientes de transferência de calor por radiação (h_{r-pc}) e por convecção (h_{c-pc}) entre a placa e a cobertura e do coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o ambiente (h_{r-ca}) foi realizado um processo iterativo até a temperatura da cobertura (T_c) ficar dentro de um erro menor do que $0,001^\circ\text{C}$. Para o cálculo de T_c foi utilizada a equação (19), com dados de entrada variando de 0°C até 97°C , e para a determinação dos coeficientes as equações (13), (15) e (18). O coeficiente de transferência de calor do ar externo (h_w) foi calculado pela equação (17). Posteriormente, foram aplicados nas equações (10) e (16) para resolver a equação (9).

Pelo método desenvolvido por Klein (1979 apud DUFFIE e BECKMAN, 1980, p.260), U_t é determinado por meio da equação (20).

Os coeficientes de transferência de calor pela base (U_b) e pela borda (U_e) foram determinados através das equações (21b) e (22).

Com U_t , U_b e U_e determinados foi encontrado o coeficiente global de transferência de calor (U_L) através da equação (8).

O fator de eficiência do coletor F' foi determinado através da equação (32) e posteriormente o fator de remoção de calor do coletor (F_R) pela equação (42).

A energia solar absorvida pelo coletor (S) foi determinada através da equação (6) e segundo Bezerra (1998 apud SIQUEIRA, 2009, p.39) para pintura preto fosca e uma cobertura transparente, o produto $\tau\alpha$ é considerado constante e aproximadamente igual a 0,8.

Com U_L , F_R e S determinados o ganho útil real do coletor q_u foi determinado pela equação (43).

Por fim, calculou-se a eficiência do coletor através da equação (4).

Com isso, foram construídos gráficos que levam em consideração a variação da velocidade do vento, da temperatura média da placa T_{pm} e do ângulo de inclinação do coletor (β). Entre a superfície absorvedora e a cobertura foi considerada a média entre T_c e T_{pm} . Os dados de entrada utilizados para os cálculos são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados para a simulação

Dimensões do coletor	
Distância entre a superfície absorvedora e primeira cobertura (L)	29 mm
Área do coletor (A_C)	1 m ²
Comprimento do coletor	1 m
Espessura do coletor	7,5 mm
Espessura da borda do isolamento	3 mm
Espessura da parte de baixo do isolamento	5 mm
Espaçamento entre os tubos (w)	95 mm
Diâmetro interno dos tubos (D)	7,94 mm
Espessura da placa absorvedora	0,5 mm
Largura do contato	0,5 mm
Comprimento do contato (γ)	0,1 mm
Emissividade	
Superfície absorvedora (ϵ_p)	0,87
Vidro (ϵ_c)	0,88
Temperaturas	
T_a e T_s	24,6 °C
Entrada do fluido ($T_{f,i}$)	42 °C
T_{pm}	30° até 127 °C
Outras variáveis	
Número de Prandtl do ar	0,707
Inclinação do coletor (β)	20°
Vazão de entrada	0,0468 kg/s
Velocidade do vento mínima	1,3 m/s
Velocidade do vento máxima	3,5 m/s

A Figura 23 mostra a influência que a temperatura média da placa tem no coeficiente de transferência de calor para o ambiente (U_t) que foram calculados para os dois métodos. Note que, como era de se esperar, à medida que T_{pm} aumenta, U_t também aumenta. A influência da velocidade do vento também é analisada na Figura 23. Foram realizadas simulações para duas velocidades (1,3 e 3,5 m/s). Percebe-se que para a velocidade do vento maior, as perdas também são maiores, isso ocorre devido a maior troca de calor por

convecção no coletor e o U_t aumenta. Foi observado que não há uma grande diferença entre os resultados obtidos através do método de resistência térmica equivalente e do método empírico.

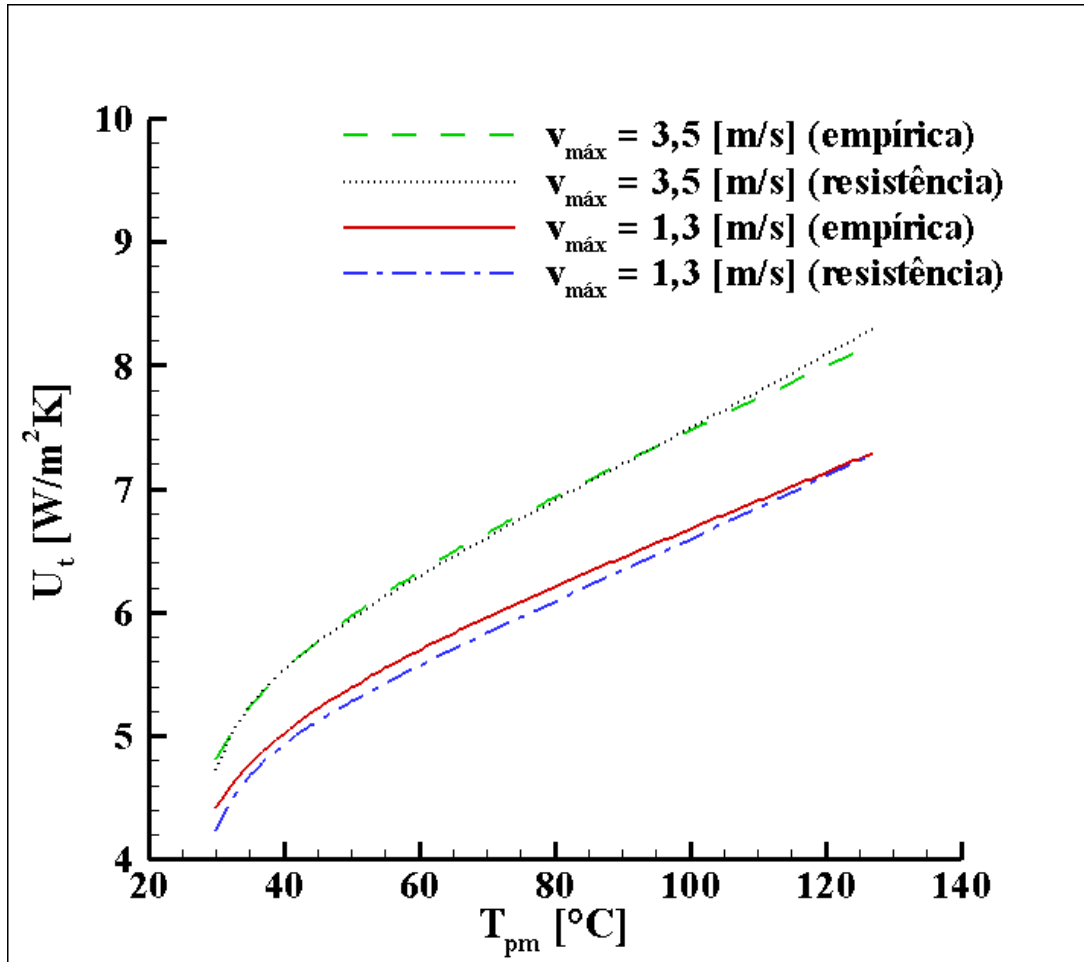


Figura 23: Coeficiente de transferência de calor para o ambiente em função da T_{pm}

A Figura 24 mostra a variação da eficiência do coletor em função da T_{pm} . Percebe-se que à medida que a temperatura T_{pm} aumenta há um decréscimo na eficiência do coletor. De acordo com a equação (4) a eficiência é função de U_L que leva em consideração U_t para a sua determinação. Nota-se na Figura 23, que U_t em função de T_{pm} e como consequência ocorre o aumento de U_L , fazendo q_u diminuir causando um decréscimo na eficiência do coletor.

Além disso, o aumento da velocidade do vento diminui a eficiência devido ao aumento de perdas e que os resultados para os dois métodos são bem próximos com uma variação máxima entre os dois de 0,6%.

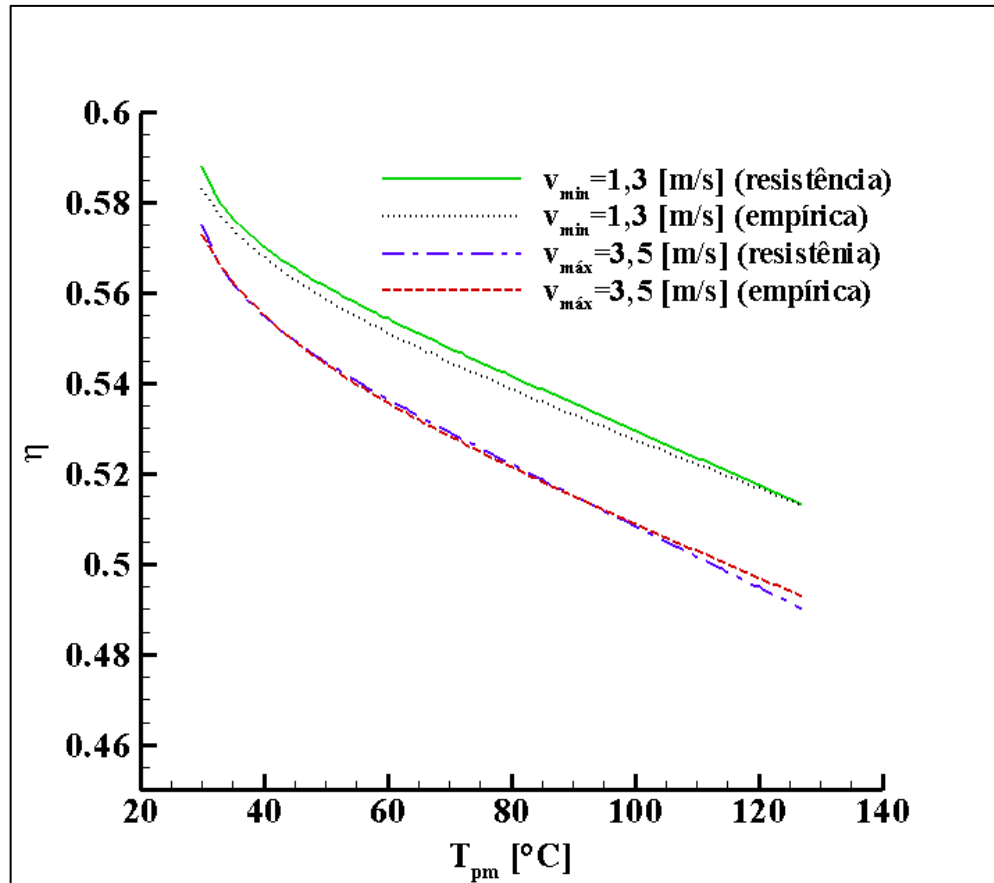


Figura 24: Eficiência do coletor em função da T_{pm}

A influência do ângulo de inclinação do coletor (β), junto com a variação de velocidade máxima e mínima, é observada na Figura 25. Observa-se que ocorre uma variação na eficiência devido à inclinação do coletor e que com o aumento da velocidade do vento há uma redução na eficiência. Por exemplo, nas Figuras 25a e 25b calculadas pelo método empírico, para uma temperatura T_{pm} de 60 °C e β de 20°, a eficiência variou de 0,551 ($V_{min} = 1,3$ m/s) até 0,535 ($V_{max} = 3,5$ m/s) o que representa uma diferença de 3% entre as duas velocidades. Aplicando o exemplo anterior, para o método das resistências apresentadas nas Figuras 25c e 25d, com T_{pm} também igual a 60°C e β igual a 20° as eficiências são 0,5543 ($V_{min} = 1,3$ m/s) e 0,5366 ($V_{max} = 3,5$ m/s), a diferença é de 3,2%. A Tabela 2 compara a eficiência em relação ao ângulo de inclinação do coletor. Foi utilizada uma temperatura média da placa de 60°C e as eficiências foram coletadas das Figuras 25a e 25c para o método empírico e para o método das resistências, respectivamente. Uma diferença percentual entre os ângulos também é mostrada. Nota-se que há uma semelhança entre as eficiências e as diferenças calculadas pelos dois métodos.

Tabela 2 – Comparação das eficiências em relação ao ângulo de inclinação

	Método Empírico			Método das Resistências		
T_{pm}	60°C			60°C		
β	0°	20°	45°	0°	20°	45°
Eficiência (η)	0,5501	0,5512	0,5555	0,5533	0,5543	0,5572
	Diferenças na eficiência			Diferenças na eficiência		
β	0°-20°	0°-45°	20°-45°	0°-20°	0°-45°	20°-45°
Percentual (%)	0,20%	0,90%	0,70%	0,20%	0,70%	0,50%

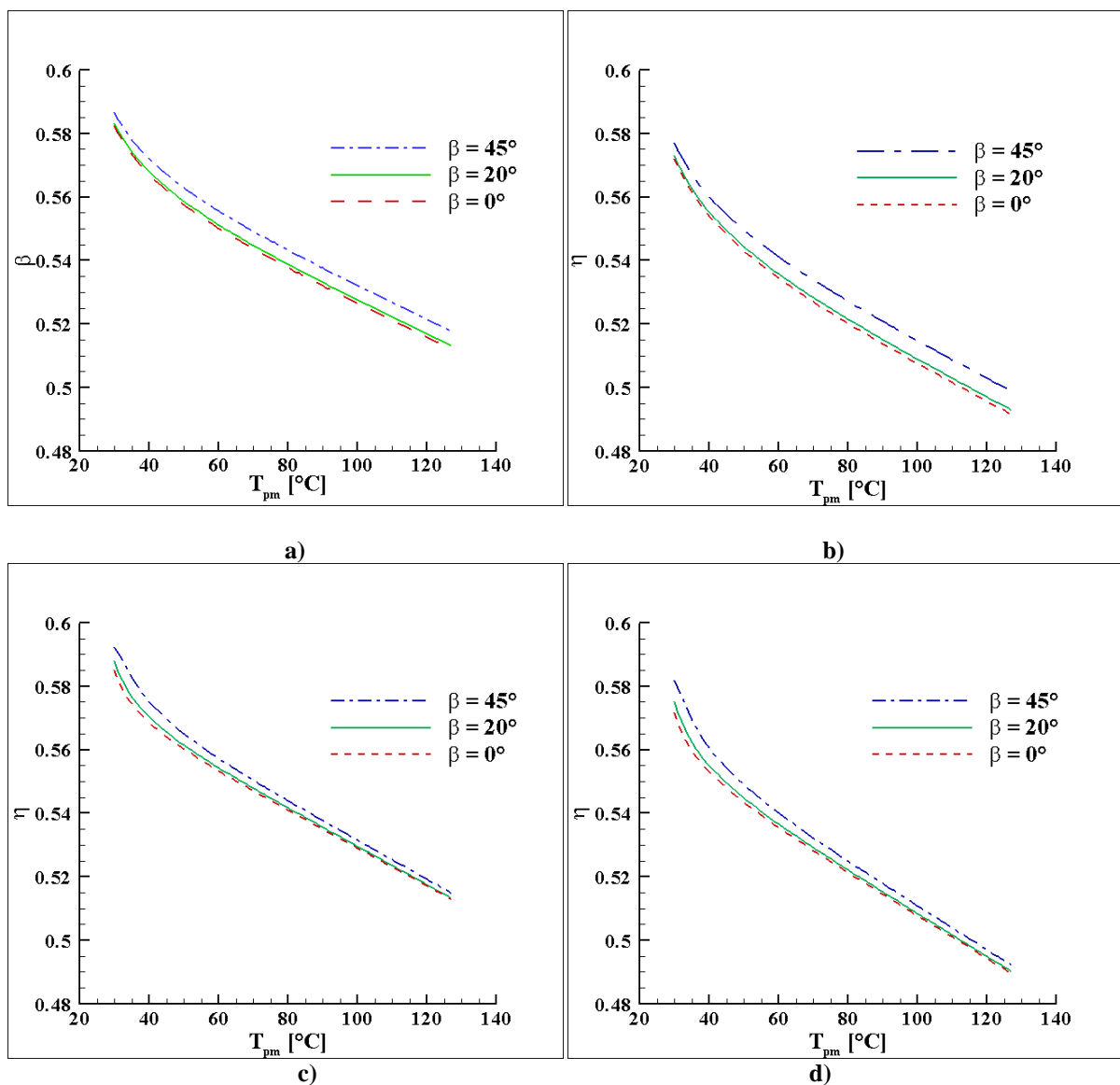


Figura 25: Eficiência do coletor em função da T_{pm} , variando a velocidade do vento e a inclinação do coletor a) $v_{min}=1,3$ [m/s] b) $v_{max}=3,5$ [m/s] (ambos pelo método empírico) c) $v_{min}=1,3$ [m/s] d) $v_{max}=3,5$ [m/s] (ambos pelo método das resistências)

A variação de T_c em função de T_{pm} também foi analisada, a qual é mostrada na Figura

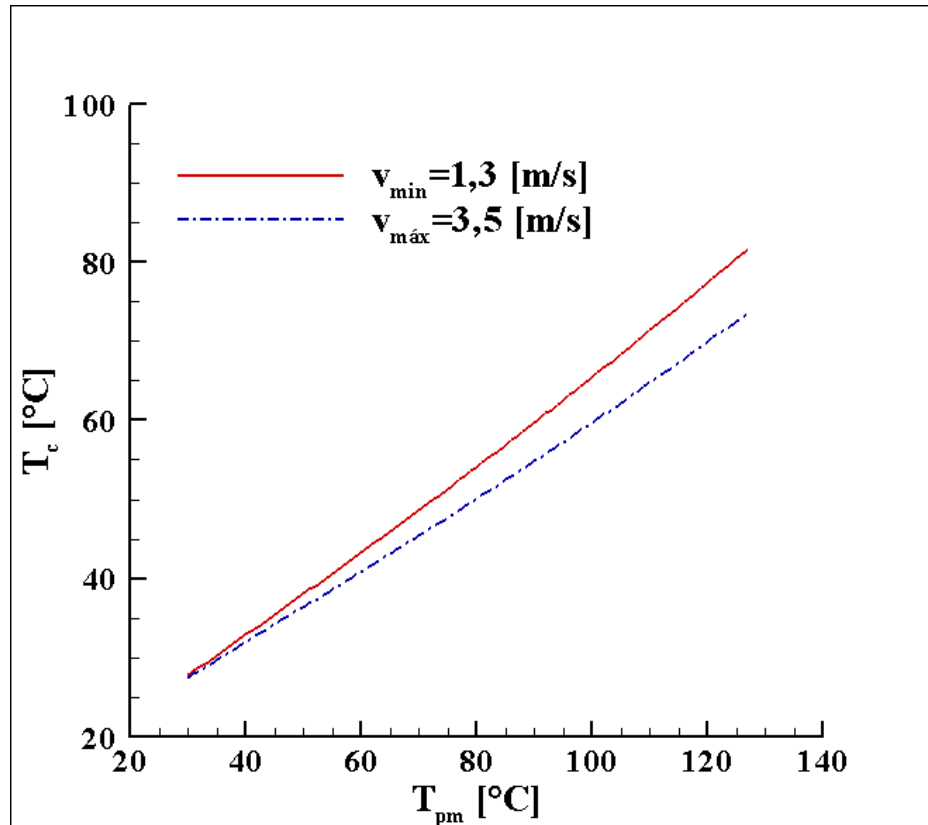


Figura 26: Temperatura da cobertura em função da T_{pm}

De acordo com Incropera et al. (2008), isso ocorre devido a retenção de calor dentro dessas duas superfícies, porque o vidro permite a passagem das ondas da luz visível e é opaco a radiação infravermelha, assim a radiação emitida pela placa absorvedora não passa pelo vidro aumentando com isso a sua temperatura.

5.2. Resultados experimentais

Foram coletados durante o experimento os seguintes dados: temperatura média da placa (T_{pm}), temperatura da cobertura (T_c), temperatura ambiente (T_a), temperaturas de entrada e saída do fluido ($T_{f,i}$ e $T_{f,o}$), o fluxo de irradiação solar (G_T) e a vazão mássica do fluido.

Os dados apresentados nessa seção correspondem ao período em que os parâmetros analisados chegaram a uma faixa de menor oscilação, que totalizou um tempo de 90 minutos.

Na figura 27 são apresentadas as temperaturas (T_{pm} , $T_{f,o}$, $T_{f,i}$, T_c e T_a) medidas em função do tempo. Pode-se observar que a T_{pm} possui uma temperatura superior a T_c devido ao fenômeno explicado anteriormente.

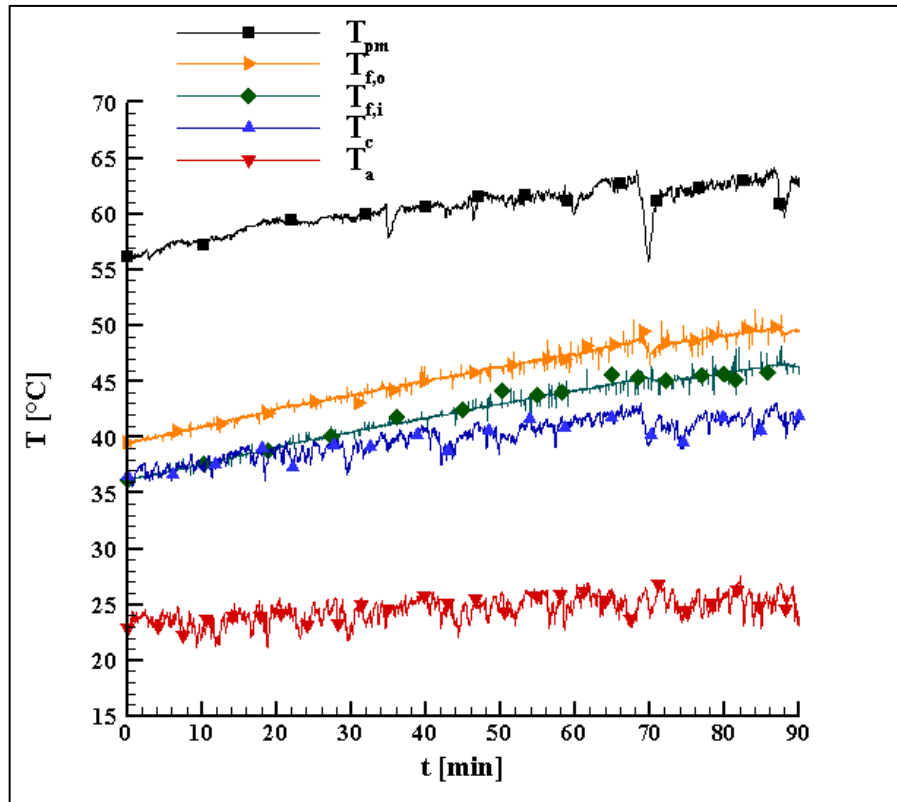


Figura 27: Temperaturas medidas durante o experimento

A irradiação solar G_T foi medida utilizando o piranômetro, o qual emite um sinal de tensão elétrica e este deve ser convertido na unidade usual da área de transferência de calor através da equação (51), que relaciona a tensão medida de (U_{emf}) e a sensibilidade do aparelho ($S_{piranometro}$):

$$G_T = \frac{U_{emf}}{S_{piranometro}} \quad (51)$$

A Figura 28 apresenta G_T em função do tempo. Como o valor medido pelo piranômetro oscilava ao longo do tempo devido as razões climáticas. Ou seja, se uma nuvem, por menor que fosse, passasse próximo do coletor o piranômetro já acusava e o sinal era diminuído. Por esta razão, o valor de G_T médio foi obtido por meio de um polinômio de sexto grau, com t variando em minutos, de acordo com a equação (52):

$$G_T = 8,78568096 \times 10^2 + 3,56686302 \times 10^1 t - 2,89169667 t^2 + 1,10335515 \times 10^{-1} t^3 + -2,11840875 \times 10^{-3} t^4 + 1,99165742 \times 10^{-5} t^5 - 7,28428975 \times 10^{-8} t^6 \quad (52)$$

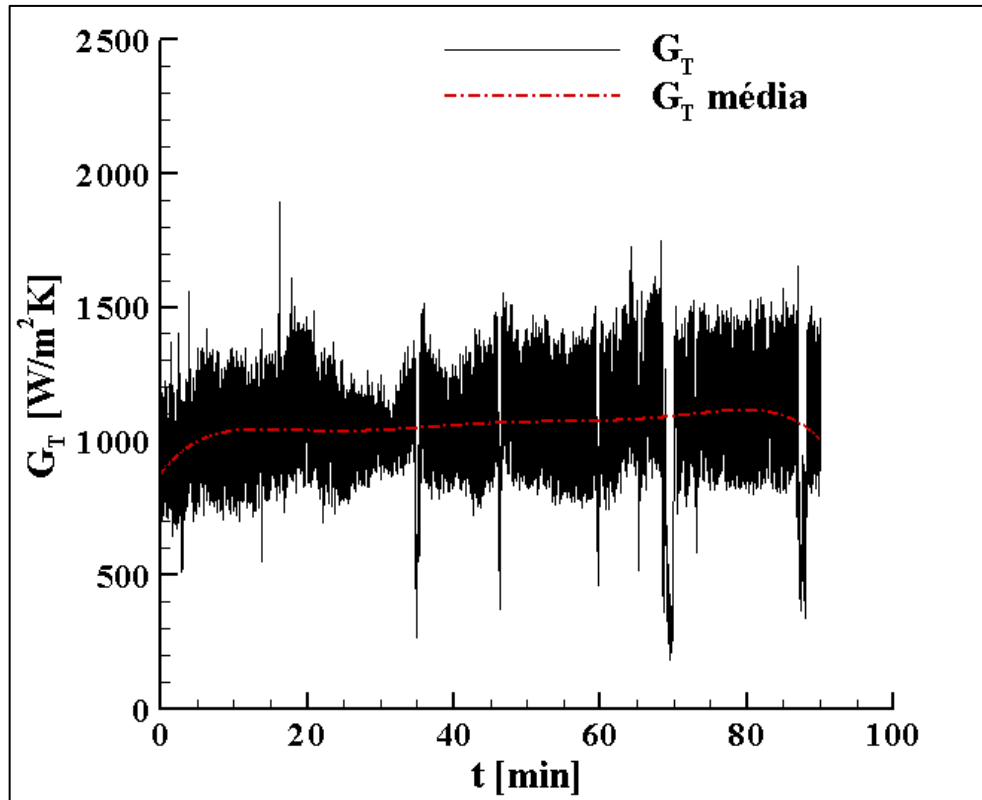


Figura 28: Fluxo incidente da radiação solar

Por meio do hidrômetro mediu-se a vazão volumétrica da água na saída do banho em determinados períodos ao longo do experimento. Foi observado que a vazão volumétrica variou em função do tempo. Logo, determinou-se uma vazão volumétrica média através de um polinômio do terceiro grau, com t variando em minutos, conforme a equação (53):

$$\dot{V} = 4,53514739 \times 10^{-5} + 4,03126184 \times 10^{-8}t + 3,24725171 \times 10^{-10}t^2 - 4,20602763 \times 10^{-12}t^3 \quad (53)$$

Com isso, a vazão mássica foi encontrada multiplicando-se a equação (53) pela densidade da água, obtida pela média entre as temperaturas de entrada e saída do coletor.

Na Figura 29 é apresentada a vazão mássica e a densidade da água em função do tempo. Observa-se que conforme a vazão foi aumentando com o tempo a densidade da água foi diminuindo devido ao aumento de temperatura do fluido.

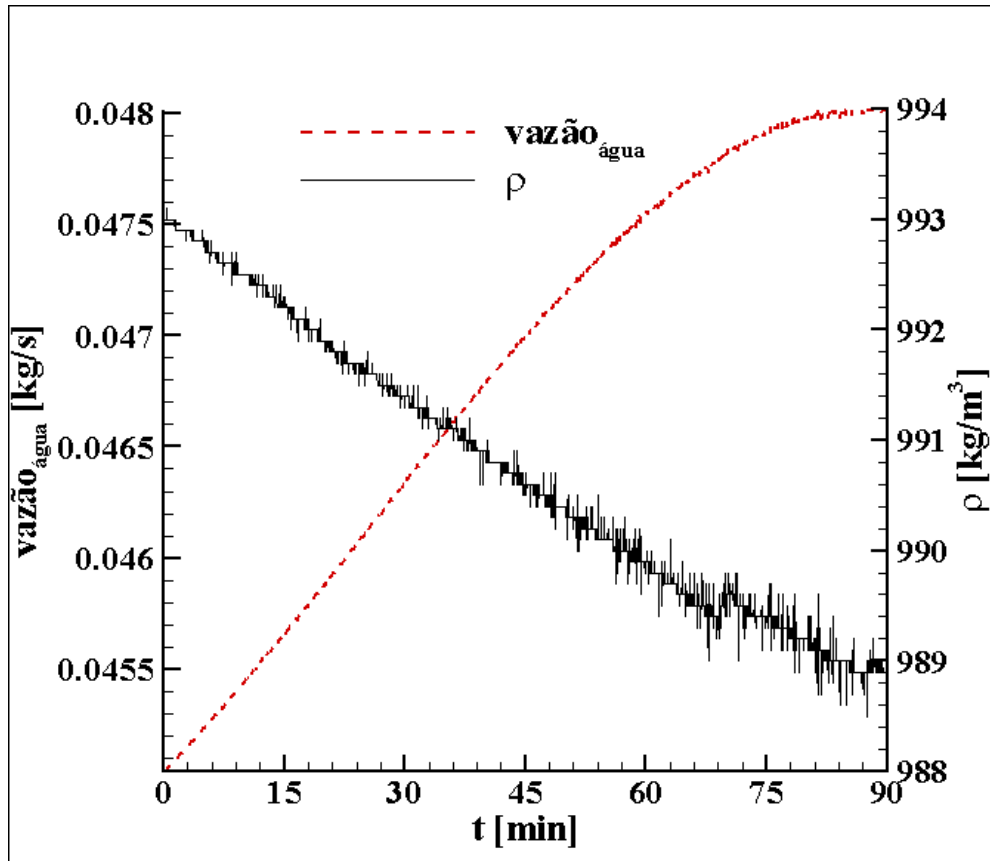


Figura 29: Vazão e densidade da água em função do tempo

5.3. Análise experimental baseada no modelo teórico

Nesta seção é apresentado o cálculo da eficiência do coletor por meio dos resultados obtidos experimentalmente. A T_{pm} foi obtida através da média das temperaturas medidas pelos quatro termopares fixados na placa absorvedora. A energia solar absorvida foi estimada pela equação (6).

Do mesmo modo, como para a análise teórica, os resultados experimentais são aplicados utilizando o método empírico e o método das resistências térmicas equivalentes. A Figura 30 mostra a variação da eficiência (η) em função da T_{pm} e do valor médio da eficiência obtido por meio de um polinômio de sexto grau, com a T_{pm} variando em °C, de acordo com as equações (55a) e (55b), método empírico, e com as equações (55c) e (55d), método das resistências térmicas equivalentes:

$$\eta = -5,01257071 \times 10^3 + 3,05684628 \times 10^2 T_{pm} - 4,68709488 T_{pm}^2 - 7,23612675 \times 10^{-2} T_{pm}^3 + 3,08019727 \times 10^{-3} T_{pm}^4 - 3,48259001 \times 10^{-5} T_{pm}^5 + 1,35821624 \times 10^{-7} T_{pm}^6 \quad (54a)$$

$$\eta = -5,38656929 \times 10^3 + 3,28633427 \times 10^2 T_{pm} - 5,04544512 T_{pm}^2 - 7,75774492 \times 10^{-2} T_{pm}^3 + 3,30867139 \times 10^{-3} T_{pm}^4 - 3,74267624 \times 10^{-5} T_{pm}^5 + 1,46007193 \times 10^{-7} T_{pm}^6 \quad (54b)$$

$$\eta = -4,83044434 \times 10^3 + 2,94358434 \times 10^2 T_{pm} - 4,50457267 T_{pm}^2 - 6,99432957 \times 10^{-2} T_{pm}^3 + 2,96866597 \times 10^{-3} T_{pm}^4 - 3,35388073 \times 10^{-5} T_{pm}^5 + 1,30735221 \times 10^{-7} T_{pm}^6 \quad (54c)$$

$$\eta = -5,21984618 \times 10^3 + 3,18216950 \times 10^2 T_{pm} - 4,87664284 T_{pm}^2 - 7,53473006 \times 10^{-2} T_{pm}^3 + 3,20510906 \times 10^{-3} T_{pm}^4 - 3,62268383 \times 10^{-5} T_{pm}^5 + 1,41248380 \times 10^{-7} T_{pm}^6 \quad (54d)$$

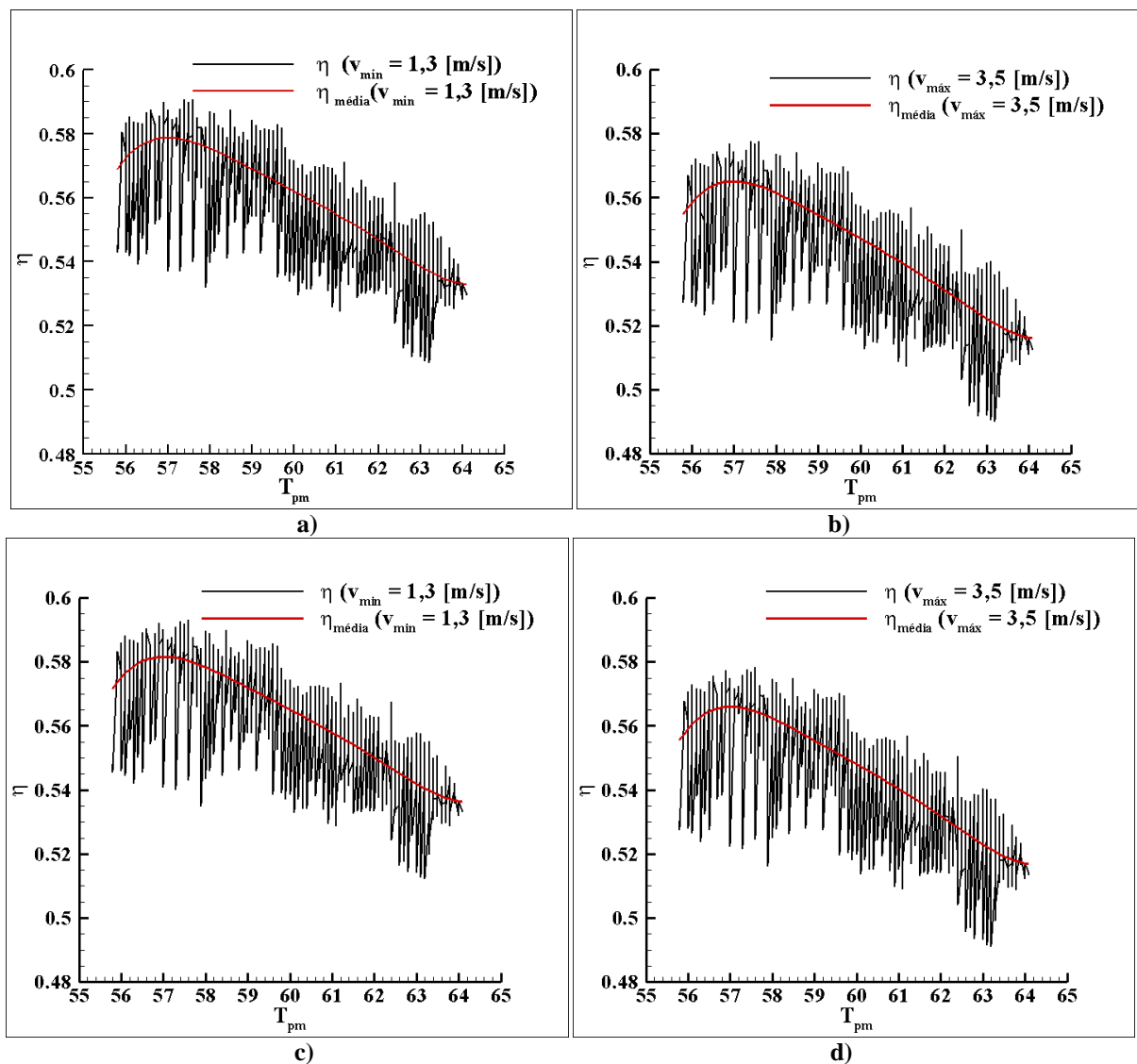


Figura 30 – Eficiência do coletor em função da T_{pm} para os resultados experimentais a) e b) Método empírico c) e d) Método das resistências

E com isso, pode-se observar que a eficiência se comportou da mesma forma que os resultados teóricos encontrados. A eficiência diminuiu com o aumento da T_{pm} e com o

aumento da velocidade do vento. Logo nota-se que houve uma boa aproximação entre os dois métodos propostos, não havendo uma variação superior a 1%.

Observa-se também que houve uma boa aproximação entre os valores encontrados teoricamente e experimentalmente, os quais não passaram de 5% para ambos os métodos (empírico e das resistências térmicas equivalentes). Por exemplo, a variação entre a análise teórica e a experimental, para uma T_{pm} de 57°C e $v_{min}= 1,3$ m/s a variação foi de 3,7 % e para $v_{max}= 3,5$ m/s foi de 4,1 % (para os dois métodos).

A realização do experimento foi de fundamental importância para a determinação da eficiência do coletor. Alguns parâmetros, como a irradiação solar, são necessários para o cálculo da eficiência tanto na análise teórica como na experimental. E através da análise dos resultados experimentais e teóricos é possível afirmar que os dois métodos teóricos, empírico e das resistências térmicas equivalentes, obtiveram resultados satisfatórios e que podem ser usados como uma ferramenta para a determinação da eficiência de um coletor solar plano.

6. CONCLUSÕES

No presente trabalho uma metodologia de análise de um coletor solar plano comercial, na qual deseja-se estimar a eficiência térmica do coletor é apresentada. Foi demonstrado que essa análise não é simples e que depende de diversos fatores, estimados por correlações, de dados experimentais, com aparelhos específicos, e de condições climáticas favoráveis.

A eficiência térmica do coletor solar plano é determinada pela razão entre a energia útil ganha (q_u) sobre a irradiação total (G_T) vezes a área do coletor (A_c). Para o cálculo das perdas foi utilizado um modelo matemático baseado nos métodos por resistências térmicas equivalentes e no modelo empírico para a determinação do coeficiente de transferência de calor para o ambiente, designado por U_t .

Uma análise teórica foi realizada a partir destes modelos, a partir da qual foi possível analisar a influência de alguns parâmetros na eficiência do coletor. A temperatura média da placa, a temperatura da cobertura do coletor, a temperatura ambiente, a temperatura de entrada e saída do fluido, a velocidade do vento (fornecidos pelo SIMEPAR), o fluxo de radiação solar, a inclinação do suporte do coletor, a vazão dentro dos tubos e o tempo de exposição do coletor caracterizam esses parâmetros.

Através da análise teórica foi observado que conforme as temperaturas da placa e da cobertura aumentavam, as perdas térmicas para o ambiente aumentavam e com isso havia uma redução da eficiência. O aumento da velocidade do vento também causou o mesmo efeito, pois está diretamente ligado com as perdas térmicas para o ambiente. A inclinação do coletor apresentou um pequeno aumento da eficiência conforme o seu aumento.

Os dados experimentais foram obtidos e serviram como variáveis de entrada no modelo. Através da análise semi-empírica, observou-se um comportamento da eficiência térmica próximo aos encontrados com o modelo teórico. Os resultados teóricos apresentaram uma variação menor do que 5% na eficiência em relação aos experimentais. Isso se deve as incertezas experimentais nas medições. Logo, pode-se concluir que ambos os resultados apresentaram uma boa aproximação.

Os dois modelos utilizados para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o ambiente (U_t) apresentaram uma boa aproximação como se pode observar nos resultados obtidos. Com isso, o método empírico desenvolvido por Klein torna-se uma alternativa para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o ambiente ao método das resistências equivalentes. O método empírico é uma ferramenta confiável e de cálculo mais simples para obtenção dos resultados, pois independe da temperatura da cobertura e dos coeficientes de

transferência de calor por convecção e radiação que são necessários para o cálculo através das resistências térmicas. Dessa forma obtém-se a eficiência térmica de uma maneira menos trabalhosa, porém com confiabilidade.

De acordo com a experiência adquirida através do amadurecimento desse trabalho e com as discussões com o orientador, pode-se sugerir como trabalhos futuros:

- Aprimorar o modelo de análise do coletor solar convencional atualizando uma ferramenta de dinâmica computacional (CFD);
- Realizar mais testes experimentais do coletor solar convencional para diferentes condições climáticas, diferentes angulações e durante um período maior de tempo;
- Dimensionar um coletor solar assistido por termossifões e realizar testes experimentais sob condições similares as testadas com o coletor convencional (aqui estudado).

REFERÊNCIAS

- DUFFIE, John A., BECKMAN, William A. **Solar engineering of thermal processes**. New York: Wiley, 1991.
- PEREIRA, Enio B. et al. Atlas brasileiro de energia solar. 1. ed, São José dos Campos: INPE, 2006.
- INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6 ed, Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KALOGIROU, Soteris A. Solar thermal collectors and applications. Elsevier: Progress in Energy and Combustion Science, Nicósia, 2004.
- SILVEIRA, Jose L. et al. The need of subsidy for the implementation of photovoltaic solar energy as supporting of decentralized electrical Power generation in Brazil. Elsevier: Renewable and Sustainable Energy Reviews, Guaratinguetá, 2012.
- SHURCLIFF, Wm. A. Transmittance and reflection loss of multi-plate planar window of a solar-radiation collector: formulas and tabulations of results for the case $n=1,5$. Solar Energy, Volume 16, 149-154, 1974.
- HILL, James E., STREED, Elmer R. A method of testing for rating solar collectors based on thermal performance. Solar Energy, Volume 18, 421-429, 1976.
- ABDEL-KHALIK, S. I. Heat removal factor for a flat-plate solar collector with a serpentine tube. Solar Energy, Volume 18, 59-64, 1976.
- GROSSMAN, G. et al. Heat transfer analysis of a flat-plate solar energy collector. Solar Energy, Volume 19, 493-502, 1977.
- WOODMAN, T. P. The effect of design and operating parameters on the performance of flat plate solar collectors – calculation method and detailed appraisal. Solar Energy, Volume 19, 263-270, 1977.
- SIEBERST, D. L., VISKANTA, R. Comparison of long-term flat-plate solar collector performance calculations based on averaged meteorological data. Solar Energy, Volume 19, 163-169, 1977.
- POLLARD, William G. Analysis of systems for the generation of electricity from solar radiation. Solar Energy, Volume 23, 379-392, 1979.
- RABL, Ari. Yearly average performance of the principal solar collector types. Solar Energy, Volume 27, n.3, 215-233, 1981.
- WANG, X. A., WU, L. G. Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays. Solar Energy, Volume 45, n.2, 71-78, 1990.

BARITTO, Miguel, BRACAMONTE Johane. A dimensionless model for the outlet temperature of a nonisothermal flat plate solar collector for air heating. Elsevier: Solar Energy, Caracas, 2011.

AZAD, E. Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector. Elsevier: Experimental Thermal and Fluid Science, Teerã, 2008.

TAHERIAN, H. et al. Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater. Elsevier: Energy Conversion and Management, Mazandaran, 2010.

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

REDPATH, David A. G. Thermosyphon heat-pipe evacuated tube solar water heaters for northern maritime climates. Elsevier: Solar Energy, 2011.

CARBONEL, D. et al. Dynamic modelling of flat plate solar collectors. Analysis and validation under thermosyphon conditions. Elsevier: Solar Energy, Terrassa, 2013.

SIQUEIRA, Débora A. **Estudo de desempenho do aquecedor solar de baixo custo**. 2009. 125 f. Tese (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2009.

ISO, **Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement**, GUM, 2008.

Concentrador Parabólico e Coletor Solar de Placa Plana. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br> Acesso em: 14 jul. 2014.

ANEXO A – Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento da aleta

A aleta mostrada na Figura 31a tem comprimento $(w-D)/2$. Uma região elementar de comprimento Δx e largura unitária é mostrada na Figura 31b.

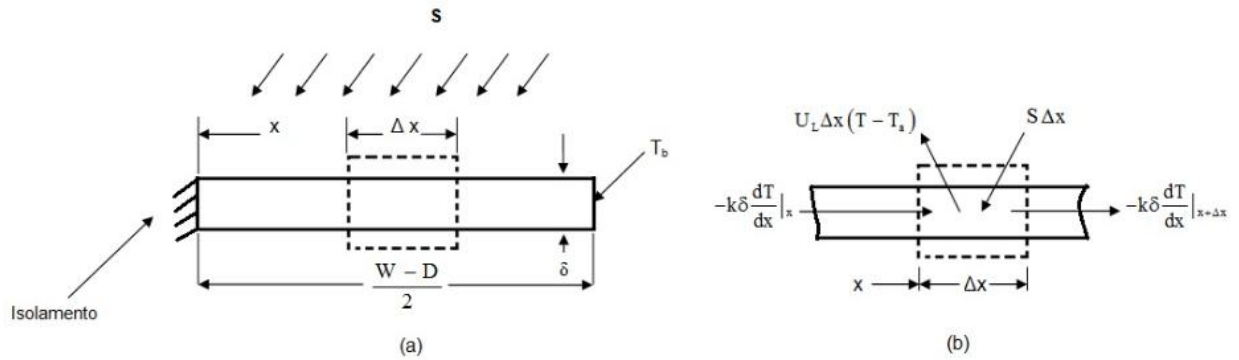


Figura 31: Balanço de energia em um elemento de aleta. (a) com comprimento $L = (w-D)/2$. (b) com comprimento Δx e largura unitária.

Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (1980).

De acordo com a 1ª Lei da Termodinâmica um balanço de energia nestes elementos resulta em:

$$S\Delta x - U_L \Delta x (T - T_a) + \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (\text{A.1})$$

onde, S é a energia solar absorvida, a qual foi definida pela equação (6). Dividindo a equação (A.1) por Δx e encontrando o limite do Δx tendendo a zero, resulta em:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (\text{A.2})$$

As condições de contorno necessárias para resolver esta equação diferencial de segunda ordem são: condição de simetria na linha de centro e temperatura prescrita na base.

$$\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \quad \text{e} \quad T \Big|_{x=(w-D)/2} = T_b \quad (\text{A.3})$$

A fim de simplificar a manipulação matemática, define-se duas variáveis a seguir:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (\text{A.4})$$

$$\psi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (\text{A.5})$$

E a equação (A.2) se torna:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} - m^2\psi = 0 \quad (\text{A.6})$$

A solução desta equação diferencial ordinária é dada por:

$$\psi = C_1 \exp(mx) + C_2 \exp(-mx) \quad (\text{A.7})$$

Onde as condições de contorno são:

$$\frac{d\psi}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \quad \text{e} \quad \psi \Big|_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (\text{A.8})$$

Aplicando a primeira condição de contorno na equação (A.7), pode-se afirmar que C_1 é igual a C_2 e têm a seguinte forma:

$$C_1 = C_2 = \frac{\psi(x)}{[\exp(mx) + \exp(-mx)]} \quad (\text{A.9})$$

Sabendo que:

$$\cosh(mx) = \frac{\exp(mx) + \exp(-mx)}{2} \quad (\text{A.10})$$

Com isso, obtém-se:

$$C_1 = \frac{\psi(x)}{2 \cosh(mx)} \quad (\text{A.11})$$

Substituindo a segunda condição de contorno na equação (A.11), obtém-se:

$$C_1 = \frac{T_b - T_a - \frac{\delta}{U_L}}{2 \cosh\left(m\left(\frac{w-D}{2}\right)\right)} \quad (\text{A.12})$$

Igualando as equações (A.11) e (A.12), isolando $\psi(x)$ e fazendo as simplificações necessárias, chega-se a seguinte expressão:

$$\psi(x) = \left[\frac{T_b - T_a - \frac{\delta}{U_L}}{2 \cosh\left(m\left(\frac{w-D}{2}\right)\right)} \right] \cosh(mx) \quad (\text{A.13})$$

onde:

$$\psi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (\text{A.14})$$

e

$$L = \frac{(w-D)}{2} \quad (\text{A.15})$$

Aplicando as equações (A.14) e (A.15) na equação (A.13):

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(m(w-D)/2)} \quad (\text{A.16a})$$

Por fim, isolando T obtém-se a expressão para a distribuição de temperatura ao longo do eixo x:

$$T(x) = T_a + \frac{S}{U_L} + \left(T_b - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \left[\frac{\cosh(mx)}{\cosh(mL)} \right] \quad (\text{A.16b})$$

A energia conduzida para as regiões dos tubos por unidade de comprimento, na direção do escoamento, pode ser agora encontrada aplicando a lei de Fourier na base da aleta da seguinte maneira:

$$q'_{\text{aleta}} = -k\delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=(w-D)/2} = \frac{k\delta m}{U_L} [S - U_L(T_b - T_a)] \operatorname{tgh}\left(m \frac{w-D}{2}\right) \quad (\text{A.17})$$

Entretanto $k\delta m/U_L$ é apenas $1/m$ e a equação (A.17) considera a energia coletada em apenas um dos lados dos tubos. Para ambos os lados, a energia coletada é:

$$q'_{\text{aleta}} = (w-D)[S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\text{tgh}[m(w-D)/2]}{m(w-D)/2} \quad (\text{A.18})$$

É conveniente usar o conceito de eficiência de uma aleta plana para reescrever a equação (A.18), que resulta em:

$$q'_{\text{aleta}} = (w-D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (\text{A.19})$$

De acordo com Incropera et al. (2008):

$$F = \frac{\text{tgh}(mL)}{mL} \quad (\text{A.20})$$

Logo, a função F é a eficiência para aletas planas com seção transversal uniforme e extremidade adiabática, onde $L = (w-D)/2$.

ANEXO B – Desenvolvimento da equação para temperatura do fluido

Rearranjando os termos da equação (36):

$$\frac{dT_f(y)}{dy} - A(S - U_L T_f(y) + U_L T_a) = 0 \quad (\text{B.1})$$

Fazendo:

$$B = A(S + U_L T_a) \quad (\text{B.2})$$

Chega-se à seguinte equação diferencial ordinária:

$$\frac{dT_f(y)}{dy} + AU_L T_f(y) - B = 0 \quad (\text{B.3})$$

Onde a condição de contorno é:

$$T_f|_{y=0} = T_{f,i} \quad (\text{B.4})$$

E a solução desta equação diferencial é dada por:

$$T_f(y) = \frac{B}{AU_L} + C_1 \exp(-AU_L y) \quad (\text{B.5})$$

Aplicando a condição de contorno na equação (B.5), determina-se C_1 :

$$C_1 = T_{f,i} - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (\text{B.6})$$

ANEXO C – Incertezas experimentais

C.1. Análise de incertezas

Esta seção é dedicada á análise de incertezas presente no experimento realizado. Esta análise foi baseada no Guia de Incerteza Experimental (ISO-GUM) (2008). Em geral, os dados obtidos através de testes são uma aproximação dos valores reais e só estarão completos quando uma incerteza for estimada. Existem duas maneiras de se obter esse valor, a primeira é a do tipo A, que é quando os dados estatísticos são utilizados a partir de diversas medições realizadas. Por outro lado, a do tipo B é utilizada quando as amostras estatísticas se tornam impraticáveis e a análise é feita com base teórica. Neste projeto, será aplicado apenas a do tipo B.

C.1.1. Incerteza estimada para a temperatura medida

Com base na Equação (C.1), é possível calcular a incerteza estimada para a temperatura medida que é função das incertezas do sistema de aquisição – SA – (Agilent 34970A com 20 canais) e dos termopares (tipo K e T).

$$i_T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial T_{SA}}\right)^2 i_{SA}^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial T_{termopar}}\right)^2 i_{termopar}^2} \quad (C.1)$$

A qual resulta em:

$$i_T = \sqrt{i_{SA}^2 + i_{termopar}^2} \quad (C.2)$$

Sendo assim, através dos dados da Tabela C.1, foi possível calcular o valor da incerteza desejada resultando em 1,935.

Tabela C.1 - Sumário das incertezas para a temperatura

Incerteza	Valor dos erros	Tipo de distribuição	Divisor	Valor da incerteza [°C]
i_{SA}	1,00	Retangular	$\sqrt{3}$	0,577
$i_{termopar T}$	1,00	Retangular	$\sqrt{3}$	0,577
i_T	-	-	-	1,935

C.1.2. Incerteza estimada para o fluxo de radiação medido

Com base na Equação C.4, é possível calcular a incerteza estimada para o fluxo de radiação medida que é função das incertezas de calibração do piranômetro (CMP 3) e do processo de transferência de dados. Sendo G o fluxo de radiação solar,

$$G = \frac{U_{emf}}{S_{piranometro}} \quad (C.3)$$

$$i_G = \sqrt{\left(\frac{\partial G}{\partial U_{emf}}\right)^2 i_{U_{emf}}^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial S_{piranometro}}\right)^2 i_{S_{piranometro}}^2} \quad (C.4)$$

A qual resulta em:

$$i_G = \sqrt{\left(\frac{1}{S_{piranometro}}\right)^2 i_{U_{emf}}^2 + \left(-\frac{U_{emf}}{S_{piranometro}^2}\right)^2 i_{S_{piranometro}}^2} \quad (C.5)$$

Sendo assim, através dos dados da Tabela C.2, foi possível calcular o valor da incerteza desejada resultando em $3,62 \text{ W/m}^2$.

Tabela C.2- Sumário das incertezas para o fluxo de radiação

Incerteza	Valor dos erros	Tipo de distribuição	Divisor	Valor da incerteza
$i_{U_{emf}}$	$18,7 \times 10^{-6} \text{ V}$	Retangular	$\sqrt{3}$	$10,79 \times 10^{-6} \text{ V}$
$i_{S_{piranometro}}$	$61,89 \times 10^{-6} \text{ V}$	Retangular	$\sqrt{3}$	$35,74 \times 10^{-6} \text{ V}$
i_G	-	-	-	$3,62 \text{ W/m}^2$