

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

LARISSA DOS SANTOS MARQUARDT
VALQUIRIA YURIE SAKUMA BORGES

**DESENVOLVIMENTO DE UM COLETOR SOLAR ASSISTIDO POR
TERMOSSIFÕES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

(TCC 2)

CURITIBA
2015

LARISSA DOS SANTOS MARQUARDT
VALQUIRIA YURIE SAKUMA BORGES

DESENVOLVIMENTO DE UM COLETOR SOLAR ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES

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

CURITIBA
2015

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa “DESENVOLVIMENTO DE UM COLETOR SOLAR ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES”, realizada pelas alunas LARISSA DOS SANTOS MARQUARDT e VALQUIRIA YURIE SAKUMA BORGES, 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, 19 de Novembro de 2015

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “DESENVOLVIMENTO DE UM COLETOR SOLAR ASSISTIDO POR TERMOSSIFÕES”, realizada pelas alunas LARISSA DOS SANTOS MARQUARDT e VALQUIRIA YURIE SAKUMA BORGES, 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. Silvio Luiz de Mello Junqueira

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 19 de Novembro de 2015

AGRADECIMENTOS

Larissa dos Santos Marquardt

Primeiramente agradeço a Deus todo poderoso, que me ajudou, me deu forças e foco, assim como fé na minha jornada.

Aos meus pais Eloina dos Santos Marquardt e João Marquardt pelo apoio e compreensão constante, assim como fé nos meus esforços.

Ao nosso orientador, o Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, obrigada por todo incentivo e paciência na orientação que tornaram possível a conclusão deste trabalho.

Aos meus irmãos, Analice dos Santos Marquardt e Alex dos Santos Marquardt, que aguentaram todos os momentos difíceis que passei e pelas dicas e conselhos que contribuíram para a minha formação profissional.

Aos amigos e colegas, pelo incentivo e pelo apoio constante.

E também agradeço a Valquíria Yurie Sakuma Borges, também autora deste projeto. Obrigado pela paciência e pela participação nesse projeto.

AGRADECIMENTOS

Valquiria Yurie Sakuma Borges

Em primeiro lugar eu agradeço ao meu amor, Luca Ongaratto Nunes, por me ouvir, aconselhar e acreditar sempre em mim. Obrigado, pelo incentivo e paciência, você foi essencial pra mim durante toda minha graduação.

A minha mãe, Yuko Cristina Sakuma Borges, se não fosse por você eu não estaria aqui

Agradeço ao meu irmão, Victor Yugo Sakuma Borges, por todas as pizzas e jantas que você preparou pra mim.

Ao nosso orientador, Prof. Paulo Henrique, pela orientação durante este ano.

Aos meu amigos e colegas, pelo incentivo e carinho.

A minha amiga Larissa dos Santos Marquardt, também autora deste projeto. Obrigada pela ajuda, paciência e por horas de sono perdidas.

“Que a felicidade não dependa do tempo, nem da paisagem, nem da sorte, nem do dinheiro. Que ela possa vir com toda simplicidade, de dentro para fora, de cada um para todos. Que as pessoas saibam falar, calar, e acima de tudo ouvir. Que tenham amor ou então sintam falta de não tê-lo. Que tenham ideais e medo de perdê-lo. Que amem ao próximo e respeitem sua dor. Para que tenhamos certeza de que: “Ser feliz sem motivo é a mais autêntica forma de felicidade”.”

Carlos Drummond de Andrade

RESUMO

No Brasil uma parte significativa da energia elétrica utilizada nas residências se destina ao aquecimento de água. Em razão do custo elevado da energia elétrica, coletores solares vêm sendo cada vez mais utilizados para o aquecimento de água nas residências. Os coletores solares têm se destacado, pois promovem o aquecimento de água através da irradiação solar, que é uma fonte de energia disponível e renovável. Os principais tipos de coletores solares são os de placa plana e os de concentração. Dentre eles, existem os coletores solares assistidos por termossifões (ou a vácuo) que são os mais eficientes. Esses coletores solares têm sido desenvolvidos em alguns países da Ásia, Canadá, Estados Unidos da América e Oriente Médio, enquanto que no Brasil eles ainda estão começando seu desenvolvimento. Nesse Trabalho de Conclusão de Curso, será apresentada uma metodologia de desenvolvimento e testes experimentais de um coletor solar assistido por termossifões. Primeiro é apresentado o processo de construção e de teste de cinco termossifões. Os termossifões foram testados individualmente para diferentes potências, razões de preenchimento e ângulo de inclinação para avaliar os seus comportamentos térmicos. Um modelo matemático simplificado, baseado nos limites de operação, foi utilizado para auxiliar no desenvolvimento dos termossifões. Após a construção e a qualificação através de testes experimentais dos termossifões, estes foram acoplados no coletor solar. E na sequência, o coletor solar assistido por cinco termossifões foi desenvolvido e testado em laboratório. Os testes mostraram que a eficiência térmica quando o coletor estava em uma angulação de 9° foi de 59%, para a inclinação de 17° a eficiência térmica calculada foi de 69% e finalmente, para a inclinação de 25° a eficiência térmica foi de 74%. Esses valores demonstraram que o coletor solar assistido por termossifões possui uma eficiência térmica superior ao coletor solar de placa plana convencional testado por Carvalho e Sionek.

Palavras-chaves: **Coletor Solar, Termossifões, Desenvolvimento Experimental.**

ABSTRACT

In Brazil, a significant part of the electricity consumed on residences is for water heating. Worried about electricity high costs, solar collectors have been more used for this purpose. They have been highlighted, because solar collectors may promote water heating through solar irradiation, which is power source available and renewable. The main kinds of solar collectors are the flat plate and the focus ones. Between them, there are the solar collectors assisted by thermosyphon (or by vacuum) which are more efficient. These solar collectors have been developed in some Asian countries, Canada, USA and Middle East, meanwhile Brazil they are starting its process. On this term paper, will be presented a development methodology and experimental tests of a solar collector assisted by thermosyphon. First of all, it is stated the building process and five thermosyphon tests. They were tested individually for some different potential, filling ratios and tilt angle to evaluate its thermal behavior. A simple mathematical model, based on the operation limits, was applied to help in the thermosyphon development. After the construction and qualification through thermosyphons experimental tests, they were attached on solar collector. In sequence, the solar collector assisted by five thermosyphons was developed and tested on the laboratory. These tests showed that the thermal efficiency the collector was 59 % in a tilt angle of 9°, 69 % in a tilt angle of 17° and, finally, when the tilt angle was 25°, the thermal efficiency was 74 %. These values demonstrate that the solar collector assisted by thermosyphon has a higher thermal efficiency to conventional flat-plate solar collector tested by Carvalho and Sionek .

Keywords: Solar colector, Thermosyphon, Experimental development.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 Diferença entre um tubo de calor com uma estrutura porosa e um termossifão.....	13
Figura 2-2 Fluidos de trabalho em relação à temperatura de operação.....	16
Figura 2-3 Principais limites de operação para tubos de calor e termossifões.....	19
Figura 2-4 Ilustração esquemática do comportamento do termossifão quando sua razão de preenchimento é variada.....	22
Figura 2-5 a) Geometria do Termossifão; b) Configuração proposta para um coletor solar	23
Figura 2-6 (a) Coletor solar do tipo casco. (b) Tubo concêntrico. (c) Casco.	24
Figura 2-7 Tubo de calor testado no experimento.....	26
Figura 2-8 Plataforma de teste pra o coletor solar assistido por tubos de calor.....	27
Figura 2-9 Diagrama esquemático do princípio de trabalho da matriz de micro tubos de calor	28
Figura 2-10 Perfil do coletor solar com matriz de micro tubos de calor.....	28
Figura 2-11 Sistema experimental do coletor solar com matriz de micro tubos de calor	29
Figura 2-12 Sistema esquemático de dessalinização proposto	30
Figura 3-1 Figura de mérito para fluidos de trabalho.....	35
Figura 3-2 Partes termossifão	37
Figura 3-3 Limpeza	37
Figura 3-4 Procedimento de soldagem (a) e Termossifão soldado (b).....	38
Figura 3-5 Bomba de vácuo	39
Figura 3-6 Preenchimento.....	40
Figura 4-1 Bancada experimental para um termossifão com condensador arrefecido por convecção forçada a ar.....	43
Figura 4-2 Posicionamento dos termopares no termossifão com convecção forçada a ar	44
Figura 4-3 Bancada experimental para um termossifão com condensador arrefecido por convecção forçada a água (a) e o termossifão testado na posição vertical (b)...	45
Figura 4-4 Trocador de calor do tipo tubo concêntrico na região do condensador do termossifão.....	46
Figura 4-5 Posicionamento dos termopares no termossifão	47
Figura 4-6 Bancada experimental com inclinação variável para o termossifão arrefecido por convecção forçada a água.	47
Figura 4-7 Sistema de aquecimento da região do evaporador do termossifão.	48
Figura 4-8 Coletor solar assistido por termossifões que foi construído.	49
Figura 4-9 Bancada experimental (a) para um coletor solar assistido por termossifões (b).....	50
Figura 4-10 Bancada experimental mostrando a angulação da mesa.	51
Figura 4-11 Balanço de energia	52
Figura 5-3 Termossifão refrigerado a água com 10% de fluido e potência variando de 30, 40, 50 e 60 W.....	57
Figura 5-4 Termossifão refrigerado a água com 30%, 60% e 90% de fluido e potência variando de 30, 40, 50 e 60W.	58

Figura 5-5 Termossifão refrigerado a água e preenchido com 30% do volume total, posicionado na com uma inclinação de 9° e potência variando de 30, 40, 50 e 60W.	61
Figura 5-6 Termossifão refrigerado a água com 30% de fluido, posicionado na com uma inclinação de 9°, 17° e 25°, sendo aplicadas as potências de 30, 40, 50 e 60W.	62
Figura 5-7 Coletor solar assistido por termossifões inclinado em 9°.	63
Figura 5-8 Resistência térmica dos termossifões utilizados no coletor solar assistido por termossifões e inclinado em 9°.	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 Compatibilidade entre materiais.....	15
Tabela 2-2 Parâmetros do termossifão testado por Abreu <i>et al.</i>	24
Tabela 2-3 Comparativo informações dos artigos listados nas referências bibliográficas	32
Tabela 4-1 Características do termossifão e do isolamento.....	43
Tabela 5-2- Temperaturas máximas no evaporador do termossifão com arrefecimento a água dependendo da potência e razão de preenchimento.	59
Tabela 5-3 – Comparativo das máximas temperaturas obtidas no evaporador e o fluxo de calor para diferentes potências e tamanhos de termossifão preenchido com 30% do volume total com condensador arrefecido por convecção forçada a água.....	60
Tabela 5-4 Resultados obtidos nos testes para as angulações de 9°, 17° e 25°.....	66
Tabela 5-5 Propriedades para o cálculo dos fluxos de transferência de calor	66
Tabela 5-6 Valores para transferência de calor.....	67
Tabela 5-7 Incertezas Principais	68

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Símbolos romanos

A	Área	$[m^2]$
Bo	Número de Bond	$[-]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[J/kgK]$
d	Diâmetro	$[m]$
f	Parâmetros para o cálculo do limite de arrasto	$[-]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G	Irradiação	$[W/m^2]$
i	Corrente	$[A]$
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	$[W/m^2K]$
h_{lv}	Calor latente de vaporização	$[J/kg]$
k	Condutividade térmica	$[W/mK]$
K_p	Parâmetros para o cálculo do limite de arrasto	$[-]$
K	Parâmetro de construção das figuras de mérito	$[-]$
L	Comprimento	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
M	Figura de mérito	$[W/m^2]$
N	Número de termossifões	$[-]$
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio	$[-]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
p	Pressão absoluta	$[N/m^2]$
q	Taxa de transferência de calor	$[W]$
q''	Fluxo de calor	$[W/m^2]$
Ra	Número de Rayleigh	$[-]$

SA	Sistema de aquisição	
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
U_{emf}	Tensão de saída	[μ V]
V	Tensão	[V]
V	Volume	[m ³]

Símbolos gregos

α	Difusividade térmica	[m ² /s]
β	Coeficiente de expansão térmica	[°C ⁻¹]
η	Eficiência	
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa-s]

Subscritos

a	Região adiabática
$\acute{a}g,ent$	Água de entrada
$\acute{a}g,sai$	Água de saída
amb	Ambiente
ar	Ar
arr	Limite de arrasto.
cc	Ambiente externo na região do condensador
cob	Cobre
col	Coletor.
$cond$	Condensador, condensado
$conv,nat$	Convecção natural

<i>D</i>	Diâmetro
<i>e</i>	Saída, externo
<i>ee</i>	Ambiente externo na região do evaporador
<i>eb</i>	Limite de ebulição
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Fluido
<i>i</i>	Entrada, interno
<i>isol</i>	Isolamento
<i>isol,i</i>	Referente à região interna ao isolamento
<i>isol,e</i>	Referente à região externa ao isolamento
<i>par</i>	Parede
<i>resist</i>	Resistência
<i>son</i>	Limite sônico.
<i>solar</i>	Proveniente do sol
<i>TS</i>	Termossifão
<i>termo</i>	Termopar
<i>v</i>	Vapor
<i>vis</i>	Limite viscoso

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	1.1 Objetivos.....	12
1.1.1	Objetivo geral	12
1.2	Justificativa	12
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	13
2.1.	O termossifão	13
2.2.	Construção de um termossifão.....	14
2.2.1.	Material e fluido de trabalho para um termossifão	14
2.2.2.	Usinagem	17
2.2.3.	Limpeza	17
2.2.4.	Procedimento de soldagem	17
2.2.5.	Procedimento de evacuação	18
2.2.6.	Preenchimento	18
2.3.	Limites de operação	18
2.3.1.	Limites de arrasto	19
2.3.2.	Limite sônico.....	20
2.3.3.	Limite viscoso	20
2.3.4.	Limite de ebulição.....	20
2.4.	Influência das razões de preenchimento	21
2.5.	Revisão bibliográfica.....	22
3.	METODOLOGIA	33
3.1.	Desenvolvimento experimental de um termossifão	33
3.1.1.	Limites de operação	33
3.1.2.	Figura de mérito.....	35
3.1.3.	Compatibilidade	36
3.1.4.	Produção	36
3.1.4.1.	Usinagem	36
3.1.4.2.	Limpeza	37
3.1.4.3.	Soldagem	38
3.1.4.4.	Teste de estanqueidade	38
3.1.4.5.	Procedimento de evacuação	39

3.1.4.6. Preenchimento	39
3.1.4.7. Variação da razão de preenchimento	41
3.1.4.8. Variação de ângulo.....	42
4 Descrição das Bancadas experimentais	42
4.1 Bancada experimental para os testes individuais de um termossifão.....	43
4.2 Bancada experimental para os testes de um coletor solar assistido por termossifões.....	48
4.3 Análise teórica dos resultados experimentais.....	51
4.3.1 Análise experimental para um termossifão.....	52
4.3.2 Análise experimental para um coletor solar.....	54
5 Resultados e discussão.....	55
5.1 Resultados e discussões para um termossifão	56
5.1.1 Termossifão testado com condensador arrefecido por convecção forçada a água	56
5.2 Influência do comprimento com um termossifão com razão de preenchimento de 30%.....	59
5.3 Variação de ângulo.....	61
5.4 Resultados Experimentais do Coletor Solar Assistido por Termossifões	63
5.5 Resultados das Incertezas	68
6 CONCLUSÃO	69
REFERÊNCIAS.....	72
APÊNDICE A – Incertezas Experimentais	75

1 INTRODUÇÃO

No Brasil, o aquecimento de água é predominantemente feito através de energia elétrica ou pela queima direta de um combustível num queimador a gás. Segundo Costa (2002), quando se trata de residências que utilizam energia elétrica para aquecimento de água, estima-se que 67% do consumo total de energia da residência se destina a esse fim.

Por ter um alto custo, o aquecimento de água através de energia elétrica no Brasil, vem sendo substituído pela combinação de mais de um sistema de aquecimento. Essa combinação geralmente é composta por um sistema de aquecimento principal e um secundário. O sistema principal pode ser composto por um coletor solar, pois este gera energia limpa e de baixo custo; e o sistema secundário pode funcionar utilizando energia elétrica ou queimadores a gás, trabalhando como um sistema auxiliar, que pode ser acionado para suprir a demanda de energia em dias nos quais a incidência de irradiação solar for insuficiente.

O Brasil, de acordo com o Atlas brasileiro de energia solar (2014), é um país localizado na sua maior parte na região intertropical, e por isso, possui grande potencial para aproveitamento de energia solar durante todo ano. Por esta razão, a utilização de energia solar através de coletores solares se mostra uma opção viável. No Brasil, os fluxos de calor devido a irradiação solar variam de 4,6 a 6,1 kW/m².

Coletores solares são dispositivos que possuem uma placa coletora, que é responsável pela absorção da radiação solar. Os coletores são divididos em dois tipos: os de placa plana e os de concentração. Os coletores de placa plana são o elemento receptor de energia de sistemas de energia solar de baixa temperatura, e sua principal aplicação é para o aquecimento de água. Já os coletores de concentração são utilizados quando se necessitam temperaturas elevadas e esse tipo de coletor possui uma superfície refletora ou lentes que direcionam a radiação direta a um elemento absorvedor.

No Brasil, o aquecimento de água para uso doméstico através de energia solar geralmente é feito utilizando coletores solares de placa plana. Esses coletores são compostos por uma caixa com pequena profundidade, uma cobertura de vidro e uma placa absorvedora. A placa absorvedora é feita de um material metálico e nela são dispostos tubos em paralelos. No interior de cada tubo escoar água, que recebe um

fluxo de calor através da irradiação solar, realizando assim o aquecimento da água, que passa através dos tubos.

Outro tipo de coletor solar de placa plana, ainda pouco conhecido no Brasil, é o coletor solar assistido por termossifões (ou tubos de calor), comumente conhecido no mercado por coletor solar a vácuo. Esse tipo de coletor, apesar de já ser comercializado no país, ainda é de difícil acesso devido ao custo elevado e ausência de tecnologia nacional.

Segundo Reay *et al.* (2014), os tubos de calor, assim como os termossifões, são dispositivos que possuem uma grande condutividade térmica. Esses dispositivos utilizam-se de um ciclo bifásico fechado e do calor latente de vaporização do fluido para realizar a transferência de calor. Por isso, o uso de termossifões em projetos de coletores solares é uma alternativa para melhorar a eficiência do dispositivo. Diferente dos coletores popularmente comercializados, os termossifões trabalham com mudança de fase em seu interior, e esse processo intensifica a transferência de calor para a água a ser aquecida. Como um resultado dessa intensificação, os coletores solares assistidos por termossifões podem ser construídos de forma mais compacta em comparação com os coletores convencionais.

Trabalhos anteriores apresentaram estudos da aplicação de tubos de calor e de termossifões em coletores solares para aquecimento de água. Abreu *et al.* (2003), Azad (2012), Du *et al.* (2013), Deng *et al.* (2013) e Mamouri *et al.* (2014) construíram e testaram diferentes tipos de coletores solares assistidos por tubos de calor ou por termossifões. Os resultados obtidos se mostraram satisfatórios quanto ao funcionamento e a eficiência dos coletores.

O presente trabalho visa desenvolver uma metodologia para a construção de um coletor solar assistido por termossifões. Esse coletor possui cinco termossifões de cobre, tendo água como fluido de trabalho. Uma modelagem matemática simplificada foi utilizada como uma primeira aproximação para o projeto de coletores solares assistidos por termossifão.

Basicamente, a metodologia consiste em primeiramente desenvolver, fabricar e testar experimentalmente os termossifões de forma individual. Para isso, alguns parâmetros variáveis pertinentes ao projeto (potência, razão de preenchimento e inclinação) são variados a fim de avaliar o comportamento térmico dos termossifões para então se determinar a melhor configuração dos mesmos. Após definida a configuração dos termossifões, estes são acoplados ao coletor solar, o qual é também

testado experimental para diferentes inclinações (9°, 17° e 25°) para potências de até 250 W.

1.1 1.1 Objetivos

1.1. Objetivo geral

O objetivo principal deste projeto é desenvolver uma metodologia para a construção de um coletor solar assistido por termossifões.

1.1.1. Objetivo específico

Os objetivos específicos definidos são:

- Realizar uma modelagem matemática simplificada baseada nos limites de operação de termossifões;
- Construir e testar experimentalmente de forma individual termossifões para diferentes potências, razões de preenchimento e inclinações;
- Construir e testar experimentalmente um coletor solar assistido por termossifão;

1.2. Justificativa

Os coletores solares são dispositivos que vem cada vez mais sendo empregados no aquecimento de água para uso doméstico, pois utilizam energia solar que é uma fonte térmica limpa e renovável. Além disso, pode-se obter uma economia no consumo de energia elétrica das residências brasileiras.

Os coletores solares comumente comercializados não trabalham com mudança de fase em seu interior, por isso a eficiência desses aparelhos é menor quando comparada aos dispositivos que operam com mudança de fase. Portanto, o estudo e o desenvolvimento de um coletor solar que trabalhe com mudança de fase, como é o caso de coletores solares assistidos por termossifões, é uma alternativa atraente para uma nova configuração desses dispositivos. A incorporação de termossifões no projeto de coletores solares fará com que eles sejam mais compactos e eficientes.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo será abordada a definição de termossifão, as etapas para sua fabricação, alguns dos principais parâmetros de análise do seu funcionamento e a revisão bibliográfica sobre coletores solares assistidos por termossifões e tubos de calor.

2.1. O termossifão

Termossifões ou tubos de calor são dispositivos de alta condutividade térmica que operam num ciclo bifásico, utilizando calor latente de vaporização de um fluido de trabalho para transportar grandes quantidades de calor sob um pequeno gradiente de temperatura. Os tubos de calor são constituídos por um tubo metálico, revestido internamente por um meio poroso embebido com o fluido de trabalho, o qual se movimenta através do bombeamento capilar gerado pela estrutura porosa (SANTOS *et al.* 2010). Enquanto que os termossifões são dispositivos semelhantes aos tubos de calor, entretanto não possuem um meio poroso para a movimentação do fluido de trabalho e utilizam a ação da gravidade para esse fim. Logo, os termossifões não podem operar na posição horizontal. Na Figura 2-1 é apresentada a diferença entre um termossifão (ou termossifão bifásico) e um tubo de calor quanto à estrutura porosa.

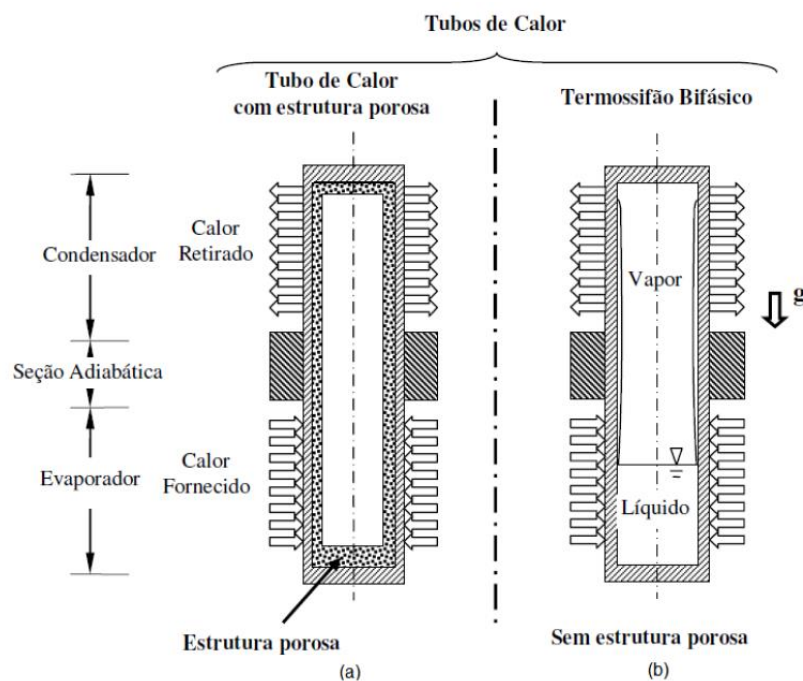


Figura 2-1 Diferença entre um tubo de calor com uma estrutura porosa e um termossifão.
Fonte: Angelo (2005)

O foco deste trabalho são os termossifões, portanto os tubos de calor não serão aqui abordados. Uma ampla literatura relacionada ao estudo e dimensionamento de tubos de calor está disponível, sugere-se então como uma primeira leitura deste tema os trabalhos de Chi (1976), Peterson (1994) e Reay et al. (2014).

O termossifão possui três regiões: evaporador, condensador e seção adiabática. E seu funcionamento se realiza da seguinte maneira: quando a região inferior do tubo (evaporador) é aquecida através de uma fonte quente, o fluido de trabalho sofre um processo de evaporação e o vapor, por diferença de pressão, se desloca para região mais fria (condensador). Nesta região, o vapor gerado no evaporador perde calor e é condensado. O fluido de trabalho no estado líquido escoar de volta para o evaporador por ação da gravidade, fechando o ciclo. A seção adiabática fica entre o evaporador e o condensador. Nesta região não existe troca de calor entre o termossifão e o ambiente, entretanto em alguns casos a região adiabática é inexistente. Por utilizar a ação da gravidade para a movimentação do fluido de trabalho, o termossifão não funciona se estiver na posição horizontal. Portanto, o condensador deve estar sempre acima do evaporador.

O termossifão utiliza o processo de mudança de fase para intensificar a troca de calor. Logo, como o calor latente de vaporização é alto em comparação com o calor sensível, consideráveis quantidades de calor podem ser transportadas com uma baixa diferença de temperatura entre as partes inferior e superior (REAY *et al.*, 2004). Como consequência dessa intensificação de troca de calor, os dispositivos que utilizam termossifões bifásicos podem ser mais compactos.

2.2. Construção de um termossifão

Nessa seção serão descritos os procedimentos de construção de um termossifão segundo a literatura, que são: escolha do material dos componentes metálicos, seleção do fluido de trabalho, procedimentos de usinagem, soldagem, limpeza dos componentes, preenchimento e bancada experimental.

2.2.1. Material e fluido de trabalho para um termossifão

Segundo Peterson (1994) e Reay *et al.* (2014) primeiramente deve ser definido o material metálico dos componentes (tubo cilíndrico, tubo capilar e as

tampas). Os materiais comumente usados para o projeto de termossifões são: cobre, aço inoxidável e alumínio. Essa escolha primeiro se baseia na compatibilidade do fluido de trabalho com o material (Tabela 2-1).

Tabela 2-1 Compatibilidade entre materiais

Fluidos	Água	Acetona	Amônia	Metanol	Dow-A	Dow-E	Freon-11	Freon-113
Cobre	RU	RU	NU	RU	RU	RU	RU	RU
Alumínio	GQT	RL	RU	NR	SD	NR	RU	RU
Aço Inoxidável	GET	PC	RU	GET	RU	RU	RU	RU
Níquel	PC	PC	RU	RL	RU	RL	SD	SD

Fonte: Adaptado de Peterson (1994).

Legenda: RU: recomendado pelo uso; RL: recomendado pela literatura; PC: provavelmente compatível; NR: não recomendado; NU: não usado; SD: sem dados; GQT: geração de gases não condensáveis a qualquer temperatura; GET: geração de gases não condensáveis a temperaturas elevadas.

Nota-se que o uso do cobre é recomendado para quase todos os fluidos de trabalho (água, acetona, metanol, Dow-A¹, Dow-E², Freon-11 e Freon-113), entretanto ele nunca é usado para amônia. Já o alumínio, quando o fluido de trabalho for a água pode ocorrer a geração de gases não condensáveis a qualquer temperatura, enquanto que para o metanol e Dow-E seu uso não é recomendado. Para os outros fluidos de trabalho (acetona, amônia, Freon-11 e Freon-113) o uso de alumínio é recomendado, entretanto para o Dow-A não existem dados sobre sua compatibilidade.

Para o aço inoxidável pode ocorrer a geração de gases não condensáveis a temperaturas elevadas quando o fluido de trabalho for a água ou metanol. Se o fluido de trabalho for a acetona provavelmente exista compatibilidade, e para o restante dos fluidos (Dow-A, Dow-E, Freon-11 e Freon-113) o uso do aço inoxidável é recomendado. No caso do níquel com o Freon – 11 e Freon – 113 não existem dados, e se usado com água ou acetona sua compatibilidade é possível. Para os demais fluidos o uso é recomendado.

Para a seleção do fluido de trabalho, além da compatibilidade do fluido de trabalho com o material do tubo, deve-se levar em consideração a temperatura de operação e um alto grau de pureza. No caso de fluidos como acetona, metanol e

¹ Dowtherm-A (Dow-A) é uma mistura eutética de bifenilo (C₁₂H₁₀) e o óxido de difenilo (C₁₂H₁₀O).

² Dowtherm-E (Dow-E) é o composto O-Dichlorobenzene de fórmula molecular C₆H₄Cl₂.

amônia a presença de água pode levar à dificuldade no deslocamento do fluido. Se for utilizada água, ela deve ser deionizada, pois os minerais presentes na água podem dificultar o fluxo do líquido, alterando a viscosidade ou influenciando na molhabilidade do fluido em contato com a superfície do tubo (PETERSON, 1994).

Na Figura 2-2, estão relacionados alguns fluidos de trabalho quanto à temperatura de operação. Para se determinar o fluido, a temperatura de ebulição deve estar na faixa de temperatura de operação do termossifão.

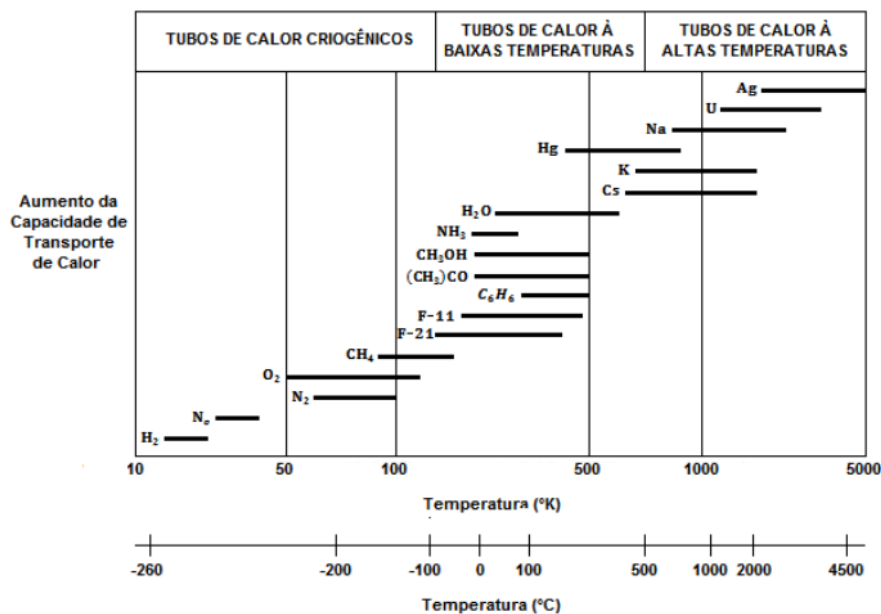


Figura 2-2 Fluidos de trabalho em relação à temperatura de operação.
Fonte: Adaptado de Peterson (1994).

Nota-se que a água é mais indicada para a faixa de operação entre 0°C e 400°C, enquanto que para faixas de operação abaixo de -100°C é mais recomendado usar fluidos de trabalho como o oxigênio, hidrogênio e nitrogênio. Para faixas de operação acima de 2000°C, é sugerido usar fluidos de trabalho como sódio, argônio e urânio.

Outras características importantes que precisam ser consideradas na determinação de um fluido de trabalho são: boa estabilidade térmica, molhabilidade com a parede do tubo, alta condutividade térmica, alta tensão superficial, baixa viscosidade, pressão do vapor e um elevado calor latente (REAY *et al.*, 2014).

2.2.2. Usinagem

Com o material e o fluido de trabalho definidos, inicia-se o processo de construção do termossifão. Primeiramente deve ser realizada a usinagem do tubo, das tampas e do tubo capilar. Esse processo pode ser realizado manualmente, através de uma serra para metal, ou de forma automatizada, com auxílio de um torno mecânico, dependendo do material escolhido para o projeto.

2.2.3. Limpeza

A limpeza dos componentes do termossifão é de grande importância, pois com uma limpeza inadequada partículas no interior do tubo podem ficar retidas, prejudicando seu funcionamento.

Existem diversas referências disponíveis que descrevem vários processos de limpeza, como Chi (1976), Peterson (1994) e Reay *et al.* (2014). Há uma grande similaridade entre essas referências e geralmente são descritos os seguintes passos: Uma limpeza inicial, para retirar partículas maiores; uma limpeza química, para retirar produtos químicos ou óleos que possam estar nas paredes dos tubos; uma sequência de processos de enxágue, para remover solventes ou óleos ainda restante; e em alguns casos, quando a limpeza for realizada com o termossifão ou tubo de calor montado, é realizado um processo de evacuação para retirar gases dissolvidos do interior dos mesmos (PETERSON, 1994).

O procedimento de limpeza está relacionado com material e o fluido de trabalho definidos. Se a escolha do material metálico for cobre e o fluido de trabalho for um solvente, não é necessário que o processo de limpeza seja rigoroso. Porém, se o fluido de trabalho for água, é necessário que o procedimento de limpeza seja mais cauteloso (PETERSON, 1994).

2.2.4. Procedimento de soldagem

Para a construção de termossifões, deve-se realizar a união dos componentes, por meio de uma solda. O processo de soldagem pode variar dependendo do material escolhido, já que depende da temperatura de fusão do material do termossifão e do material de adição.

Segundo Peterson (1994), os processos de soldagem recomendados para a construção de tubos de calor e termossifões são a solda TIG, a solda por arco elétrico e a solda por brasagem. Podendo ser utilizada uma liga de cobre-prata ou uma liga de prata como material de adição.

Para realizar a soldagem, primeiramente, deve-se montar as tampas nas extremidades do tubo, na sequência deve-se realizar uma deposição do material de adição na junta que conecta o tubo e as tampas, para que ocorra a fusão dos componentes.

2.2.5. Procedimento de evacuação

Para o procedimento de evacuação é necessária à utilização de uma bomba de vácuo, uma mangueira flexível de borracha, uma válvula de controle de fluxo e uma mangueira de silicone. A mangueira flexível de borracha, conectada a bomba de vácuo, é ligada ao capilar do termossifão por onde será realizado o processo de evacuação. Esse procedimento objetiva a retirada dos gases não condensáveis do interior dos termossifões, entretanto como consequência ocorre a diminuição da pressão interna, ocasionando a redução da temperatura de ebulição do fluido de trabalho.

2.2.6. Preenchimento

Para realizar o preenchimento é necessário um recipiente contendo o fluido de trabalho e o termossifão. Segundo Chi (1976), o processo de preenchimento consiste na abertura da válvula do recipiente com fluido de trabalho e a abertura da válvula de conexão entre o termossifão e o recipiente. O fluido de trabalho é deslocado para dentro do tubo pela diferença de pressão, realizando o preenchimento. Esse procedimento requer cuidados para que não se perca o processo de evacuação e gases condensáveis migrem para dentro do termossifão.

2.3. Limites de operação

Limites de operação são parâmetros que podem limitar a capacidade de transporte de fluxo de calor no termossifão. Apesar da eficiência já demonstrada por diversos autores, os termossifões estão sujeitos a algumas restrições e essas podem

determinar a taxa máxima de transferência de calor que um termossifão pode transportar (CHI, 1976). O tipo de limitação à capacidade de transporte de calor é determinado pelo limite de operação que tem o menor valor, levando a temperatura de operação em consideração.

A magnitude dos limites de operação por sua vez, depende de diversas propriedades, tais como: o fluido de trabalho, o material e as dimensões do tubo. Na Figura 2-3 são apresentados os principais limites de operação para tubos de calor e termossifões.

Por se tratar de um estudo de termossifões, neste trabalho foram considerados os principais limites de operação para o projeto de termossifões: limite de arrasto, sônico, viscoso e de ebulição.

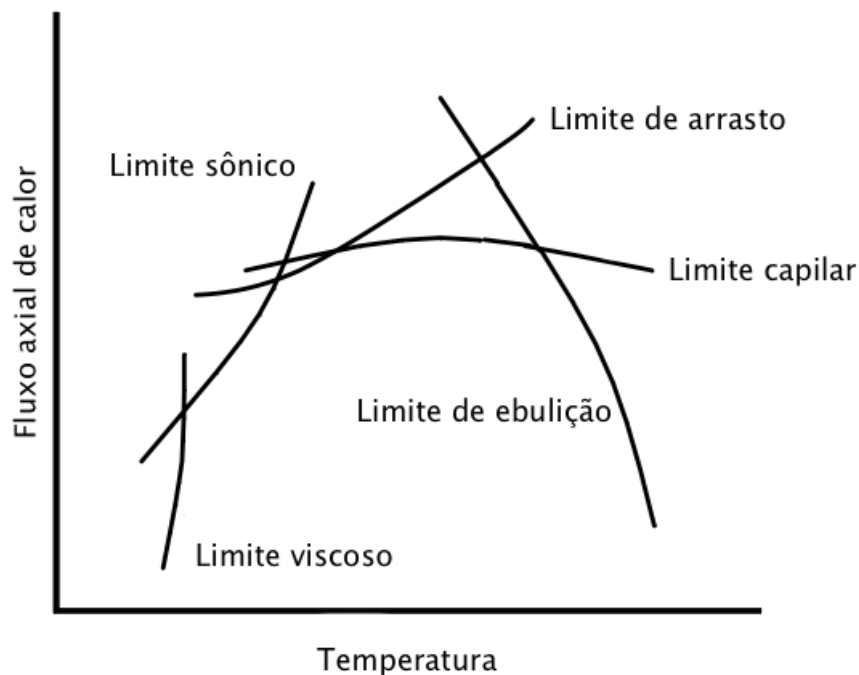


Figura 2-3 Principais limites de operação para tubos de calor e termossifões.
Fonte: Adaptado de Reay *et al.* (2014).

2.3.1. Limites de arrasto

Uma vez que o vapor e o líquido se movem em direções opostas, pode existir uma força de cisalhamento provocada pela diferença de velocidade entre eles. Se a força de cisalhamento na interface líquido-vapor for suficientemente maior que a do líquido, ocorre o arrasto de gotículas de líquido para a região do condensador. E as principais causas para que esse limite seja atingido são o excesso e a falta de líquido no condensador e no evaporador.

2.3.2. Limite sônico

Em alguns casos, principalmente quando se trabalha com metal líquido como fluido de trabalho, o vapor pode atingir velocidades sônicas. Quando a velocidade sônica é alcançada, o vapor, que geralmente está no centro do termossifão, é submetido a uma onda de choque que dificulta a sua passagem do evaporador para o condensador. Nesse caso, mesmo que mais vapor seja produzido no evaporador o fluxo de vapor não aumenta. Portanto, o aumento no fornecimento de calor só faz com que a temperatura no evaporador aumente. E, quando o limite sônico é atingido, as mudanças de temperatura no condensador não são percebidas no evaporador. Fazendo com que a temperatura da região do evaporador atinja níveis elevados.

2.3.3. Limite viscoso

O limite viscoso, conhecido também como limite da pressão de vapor, pode ser definido como uma condição de parada ou diminuição do fluxo de calor. Este limite pode acontecer quando o termossifão estiver operando com um pequeno gradiente de temperatura, e a diferença de pressão entre a região do evaporador e condensador for muito baixa. Em alguns casos, as forças viscosas na região de interface com vapor podem ser maiores que o gradiente de pressão, causado pela diferença de temperatura. Quando isso ocorre, o gradiente de pressão na região do evaporador pode não ser suficiente para continuar com o fluxo de vapor, e assim, o vapor pode diminuir sua velocidade ou mesmo estagnar (PETERSON, 2004). E, para que o limite não seja atingido deve-se considerar um critério com base na pressão mínima do condensador e o gradiente de pressão no evaporador.

2.3.4. Limite de ebulição

O limite de ebulição, conhecido geralmente por *burn-out*, está associado a grandes quantidades de fluidos de trabalho, que estão sujeitos a altas taxas de calor na direção radial. Esse limite é observado na transição entre a ebulição em piscina e a ebulição em filme, quando o fluxo de calor é crítico. Logo, bolhas coalescem em uma película de vapor, isolando termicamente o tubo. Devido à baixa condutividade térmica do vapor a temperatura da parede continua a aumentar e pode chegar ao ponto de fusão do metal (VASILIEV e KAKAÇ, 2013).

2.4. Influência das razões de preenchimento

A quantidade de fluido de trabalho dentro do termossifão influencia no funcionamento deste, ou seja, pequenas quantidades de fluido de trabalho podem acarretar na secagem das paredes do tubo, enquanto o líquido em excesso pode resultar em grandes quantidades de vapor que são carregadas para o condensador.

Usualmente a quantidade de líquido deve ser no mínimo 50% do volume do vapor gerado. De acordo como Reay *et al.* (2014), o volume do fluido V_f deve estar relacionado com as dimensões do termossifão, ou seja,

$$V_f = 0,001d(L_{evap} + L_a + L_{cond}) \quad (1)$$

Uma das variáveis importantes quando se trata do projeto e operação de um termossifão é a determinação da razão de preenchimento. Para El-Genk e Saber (1998), deve-se levar em consideração as variáveis mais pertinentes ao projeto, tais como: as dimensões do sistema e o fluido de trabalho. Além disso, é desejável que essas variáveis contribuam para maximizar o desempenho do termossifão e evitar que ocorra a secagem do filme de líquido. Esse fenômeno de secagem está esquematicamente apresentado na ilustração (a) da Figura 2-4.

O filme líquido do evaporador pode secar caso a taxa de líquido que retorna do condensador diminua, e com isso, não seja possível manter a quantidade de fluido ao longo da parede do evaporador, como pode ser visto na ilustração (b) da Figura 2-4.

A ilustração (c) da Figura 2-4 apresenta o termossifão com baixa razão de preenchimento e neste caso resulta na redução da taxa de líquido que retorna para o evaporador. Em casos extremos, como mostrado na ilustração (d) da Figura 2-4, o limite de arrasto pode ser atingido. Se esse limite for atingido, o líquido é levado para o fluxo de calor através do vapor, que vai ter uma velocidade alta. E a quantidade do condensado que retorna para o evaporador diminui, reduzindo a capacidade de transporte de calor.

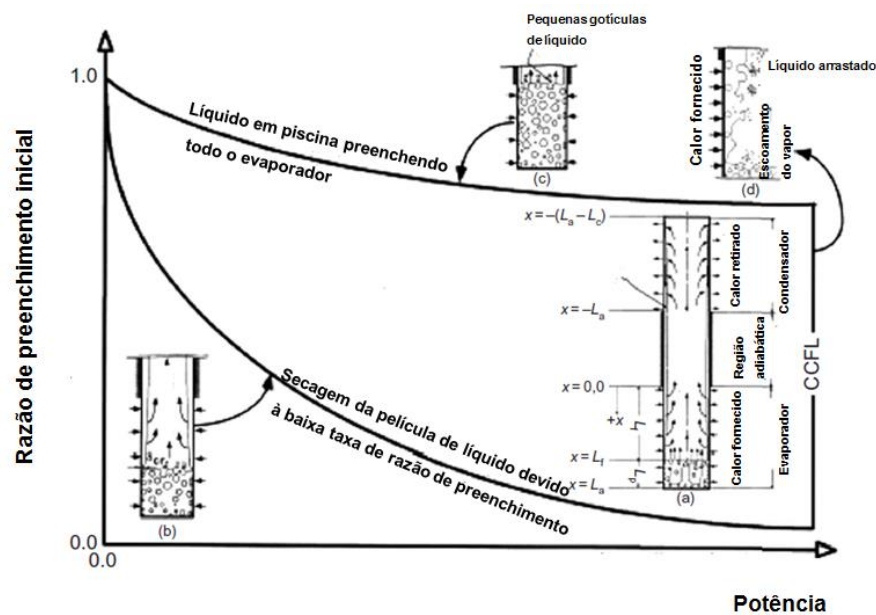


Figura 2-4 Ilustração esquemática do comportamento do termossifão quando sua razão de preenchimento é variada

Fonte: Adaptado EI-Genk e Saber 1998

Em contrapartida, um alto valor na razão de preenchimento pode diminuir o desempenho do termossifão. Quando se inicia a ebulição, o filme líquido aumenta, elevando o calor na parede enquanto que a quantidade de fluido no evaporador diminui progressivamente. Com a temperatura da parede muito elevada o arrefecimento do condensador pode não ser suficiente para formação do condensado e o ciclo bifásico não se completa, ilustração (c) da Figura 2-4.

O gráfico acima mostra que baixas quantidades de fluido podem resultar na secagem do evaporador, enquanto o excesso de fluido de trabalho resulta na inundação do evaporador por bolhas durante a ebulição (REAY *et al.*, 2014).

2.5. Revisão bibliográfica

Aqui nessa seção serão apresentados os principais trabalhos relacionados ao estudo de coletores solares assistidos tanto por tubos de calor, quanto por termossifões. São descritas de forma resumida as principais características de cada sistema, bem como são apresentados seus principais resultados e conclusões.

Abreu *et al.* (2003) fabricaram e testaram um termossifão com uma geometria diferente da que é conhecida, pois a região do condensador possuía uma curvatura, conforme mostrado na Figura 2-5a. A curvatura na área do condensador tinha por objetivo permitir um melhor acoplamento entre o tubo do condensador e o reservatório térmico, conforme Figura 2-5b.

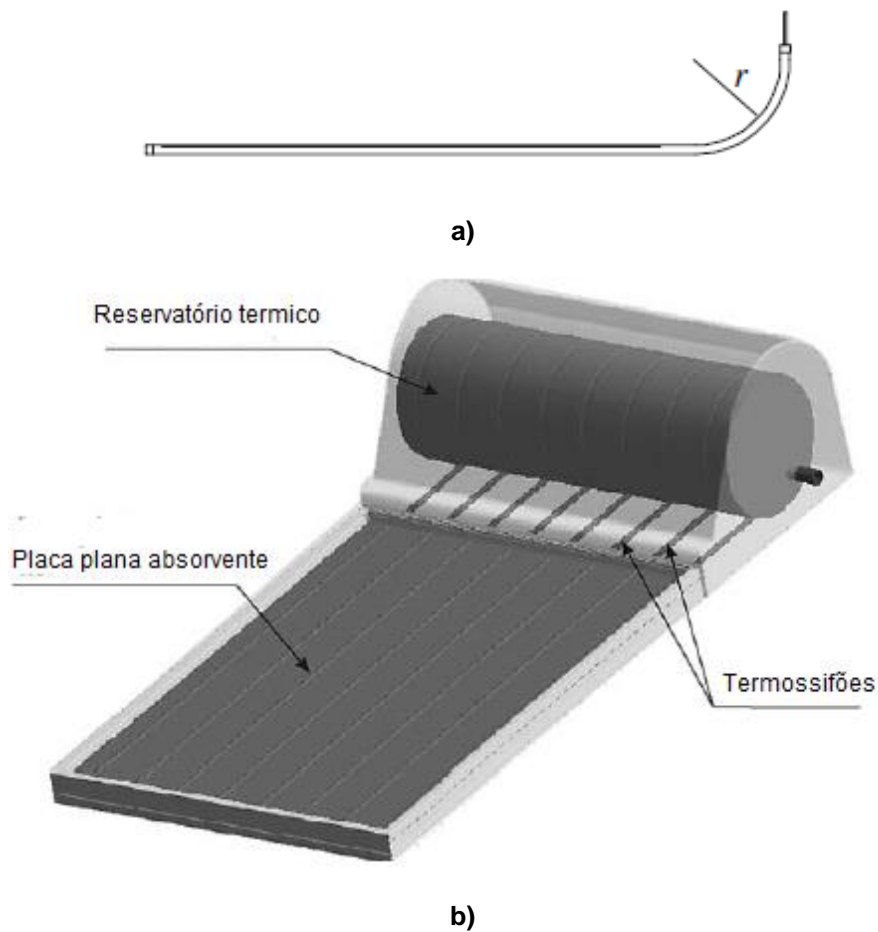


Figura 2-5 a) Geometria do Termossifão; b) Configuração proposta para um coletor solar
Fonte: Adaptado Abreu et. al (2003)

Abreu *et al.* (2003) testaram o termossifão em laboratório, que foi colocado dentro de uma caixa isolada de madeira e poliuretano. Na região do evaporador, aquecedores por resistores elétricos foram posicionados a fim de simular o aquecimento da irradiação solar. Os aquecedores foram conectados a uma fonte de potência. A região do condensador foi posicionada dentro de um sistema de arrefecimento e um termostato mediu a temperatura da água. Ao longo do termossifão vários termopares tipo T foram posicionados e através deles um sistema de aquisição de dados armazenava os dados em um computador

O coletor foi testado com fluxos de calor que variaram de 400 até 1200 W/m². Alguns outros parâmetros também foram variados e estão mostrados na Tabela 2-2.

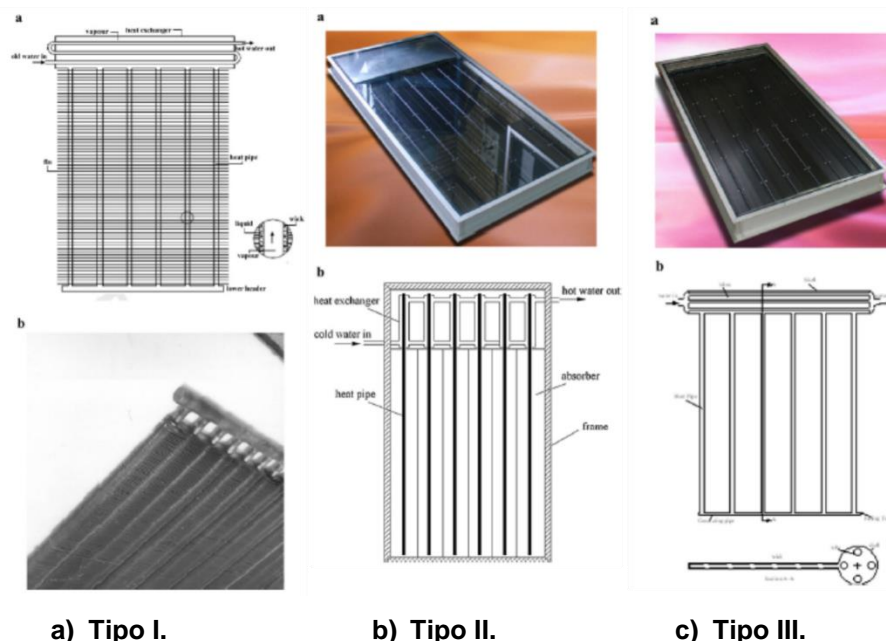
Tabela 2-2 Parâmetros do termossifão testado por Abreu *et al.*

Níveis	1	2	3
Comprimento do evaporador [m]	1	1,35	1,5
Razão de preenchimento [sem dimensão]	0,6	0,8	-
Ângulo de inclinação [°].	30	40	-
Temperatura de resfriamento [°C]	20	40	-

Fonte: Modificado de Abreu *et al.* (2003)

Abreu *et. al* (2003) mostraram os efeitos da temperatura de arrefecimento, inclinação, razão de preenchimento e comprimento do evaporador quando aplicado diferentes fluxos de calor. As principais conclusões foram que, com o aumento na temperatura de arrefecimento a resistência térmica global diminui. Para a inclinação de 30°, melhores resultados foram alcançados. No entanto o limite de secagem pode ocorrer, embora isso não tenha sido observado durante os experimentos. A resistência térmica diminui para a razão de preenchimento menor, mas também é necessário tomar cuidado com o limite de secagem.

Azad (2012) construiu três coletores solares assistidos por tubos de calor de formas diferentes (Figura 2-6). O coletor do tipo I foi construído com comprimento total do tubo de calor de 1,90 m e comprimento evaporador de 1,70 m. O coletor do tipo II foi construído com comprimento total do tubo de calor de 1,85 m e comprimento evaporador de 1,55 m. O coletor do tipo III foi construído comprimento total do tubo de calor de 1,80 m e comprimento evaporador de 1,70 m.



a) Tipo I. b) Tipo II. c) Tipo III.
 Figura 2-6 (a) Coletor solar do tipo casco. (b) Tubo concêntrico. (c) Casco.
 Fonte: Adaptado de Azad (2012)

Todos os tubos de calor utilizaram uma tela metálica de aço inoxidável com *mesh 100*³ e etanol como fluido de trabalho. Os coletores solares foram testados ao ar livre na cidade Teerã no Iraque. No experimento, os três coletores foram alinhados e testados todos ao mesmo tempo e foi utilizada uma bomba para a circulação da água a ser aquecida. As temperaturas foram medidas utilizando termopares e o fluxo de calor de irradiação solar foi medido através de um piranômetro (Kipp & Zonnen CM5).

A eficiência térmica variou entre 20% a 60% para o coletor solar do Tipo I, entre 15% e 67% para o coletor solar Tipo II e entre 16% e 68% para o coletor Tipo III. Azad (2012) estimou o desempenho térmico dos coletores solares em condições de regime permanente e através do modelo proposto pela ANSI/ASHRAE Standard 93-1986 (*Methods of Testing to Determine Thermal Performance of Solar Collectors*). De acordo com os resultados, ele pode concluir que todos os coletores funcionaram de forma eficiente, entretanto o coletor do tipo I apresentou uma melhor eficiência térmica, pois a placa absorvente captou uma grande quantidade de energia.

Du *et al.* (2013) construíram um coletor solar assistido por vinte tubos de calor e testaram-no ao ar livre em Nanjing, na China. Cada tubo de calor era composto por um evaporador de diâmetro externo de 8 mm e comprimento de 1.660 mm, um condensador de diâmetro externo de 14 mm e comprimento de 83 mm. Foram utilizadas aletas na região do evaporador para melhorar a eficiência do coletor. As aletas foram feitas de alumínio com largura de 62 mm, espessura de 1 mm e comprimento de 1.670 mm.

Cada tubo de calor foi inserido em um tubo de vidro de borossilicato de diâmetro de 70 mm e comprimento de 1.730 mm. No espaço anular entre o vidro e o tubo de calor foi realizada evacuação e a pressão atingida foi da ordem de 5×10^{-2} Pa. O tubo de calor está esquematicamente apresentado na Figura 2-7.

³ Mesh 100 significa uma malha com cem espaçamentos entre os fios por polegada quadrada.

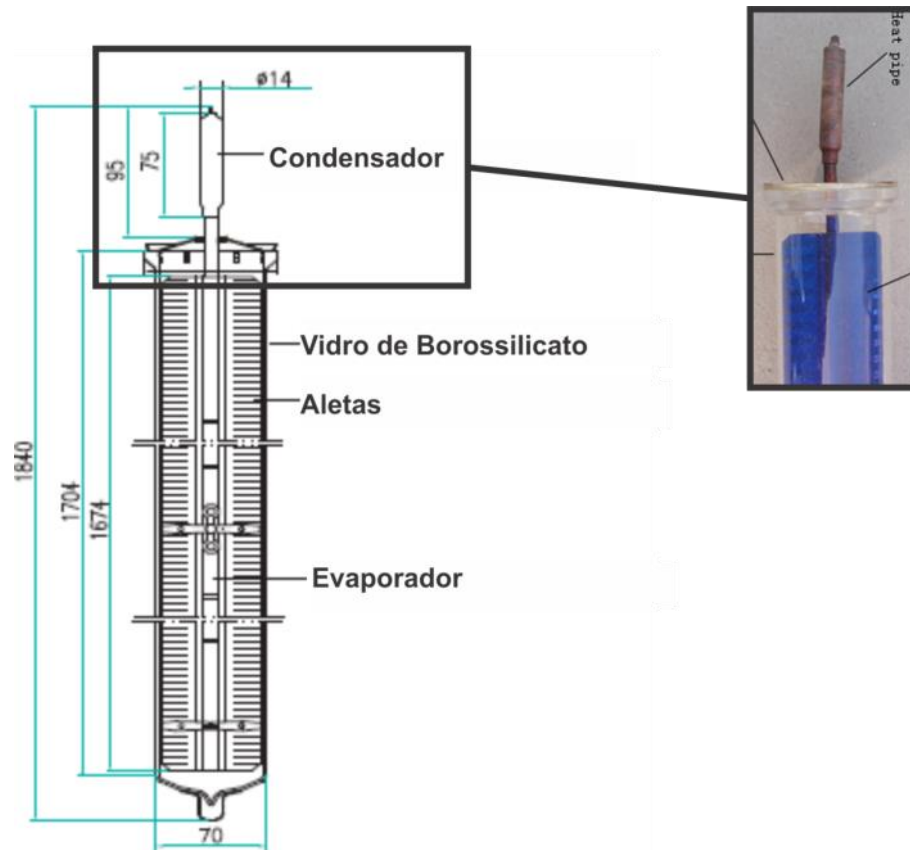


Figura 2-7 Tubo de calor testado no experimento.
Fonte: Modificado de Du *et al.* (2013)

No experimento, o coletor solar foi testado com angulação de 35° com relação ao solo. Du *et al.* (2013) utilizaram um tanque, uma bomba centrífuga e um sistema de aquecimento. Eles também utilizaram um endoscópio para observar se existiam impurezas ou bolhas de ar no fluido de trabalho antes da entrada do coletor. As temperaturas foram medidas utilizando termoresistores (PT100) e o fluxo de calor de irradiação solar foi medido através de um piranômetro, enquanto que o fluxo de calor de irradiação solar difuso foi medido por um pireliômetro. A bancada experimental está esquematicamente apresentada na Figura 2-8.

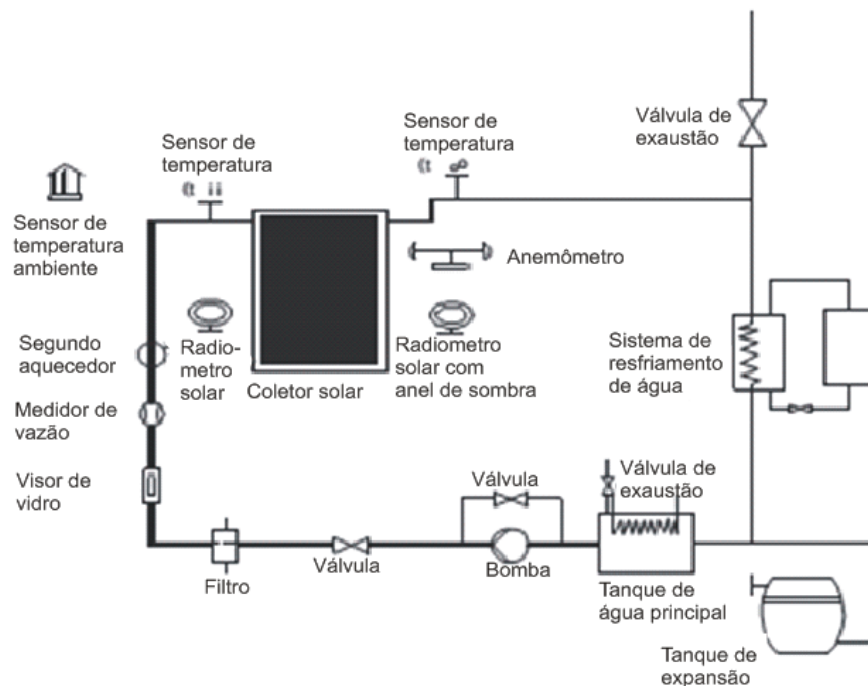


Figura 2-8 Plataforma de teste pra o coletor solar assistido por tubos de calor.
Fonte: Modificado de Du, B, et al. (2013)

Eles utilizaram o modelo proposto por GB/T 4271-2007 (*Test methods for the thermal performance of solar collectors*) para a estimativa da eficiência térmica, da capacidade calorífica efetiva e da queda de pressão do coletor solar testado. Os dados utilizados nos cálculos foram obtidos experimentalmente. Os valores calculados foram bem próximos dos valores experimentais. A eficiência do coletor solar obtida por Du et al. (2013) foi de 55% e eles puderam concluir que a bancada é eficiente, podendo ser facilmente ajustada e testada para outros tipos de coletores solares.

Deng et al. (2013) construíram e testaram um coletor solar assistido por uma matriz de micro tubos de calor feitos de alumínio, tendo acetona como fluido de trabalho. A estrutura capilar dos tubos de calor era composta por ranhuras com diâmetro hidráulico variando entre 0,4 e 1 mm. Na Figura 2-9 é mostrada a estrutura física da matriz de micro tubos de calor, na qual a espessura é de 3 mm, a largura é de 60 mm e o comprimento foi de 930 mm, entretanto esse comprimento pode ser variado de acordo com a necessidade da aplicação.

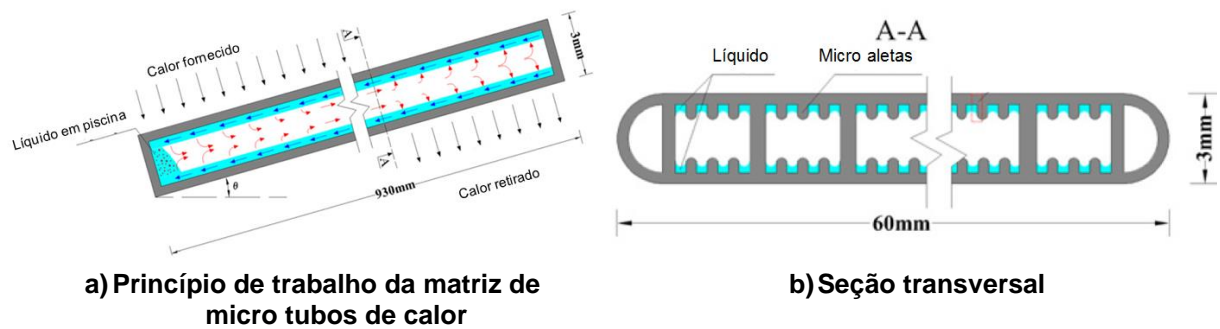


Figura 2-9 Diagrama esquemático do princípio de trabalho da matriz de micro tubos de calor
Fonte: Modificado Deng et. al (2013)

Antes do teste com o coletor solar, Deng et. al (2013) testaram o desempenho da matriz de micro tubos de calor através de um teste preliminar. Com o teste preliminar o autor notou que a matriz de micro tubos de calor possui algumas vantagens como: alto poder de transferência de calor; alta confiabilidade, pois cada micro canal funciona de maneira independente, a falha de um canal tem uma influência pequena no dispositivo; baixa resistência de contato.

Após realizado os testes preliminares, e comprovado as vantagens da matriz de micro tubos de calor, a matriz foi usada como unidade de transferência de calor para coletor solar (Figura 2-10).

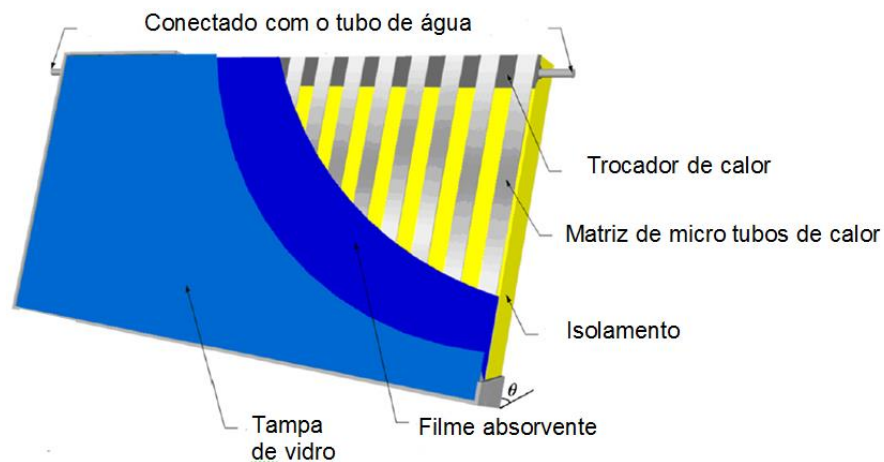


Figura 2-10 Perfil do coletor solar com matriz de micro tubos de calor
Fonte: Modificado Deng et al, (2013)

O coletor solar assistido pela matriz de micro tubos de calor foi testado ao ar livre de acordo com as condições meteorológicas de Beijing, China. Para esse experimento a matriz de micro tubos de calor tinha dimensões de 2000 mm de comprimento, 1000 mm de largura e 90 mm de espessura. A parte superior do coletor

foi coberta por uma tampa de vidro temperado com uma espessura de 3,2 mm. Abaixo do vidro temperado, havia uma camada de ar de 3 mm. A placa absorvente foi feita de alumínio com uma espessura de 0,4 mm e foi coberta por uma película de absorção de energia. A secção do evaporador tinha 830 mm de comprimento, e a secção de condensador tinha 100 mm de comprimento

A bancada experimental construída por Deng et. al (2013), esquematicamente mostrada na Figura 2-11, foi instalada em um ângulo de 45° em relação ao solo e voltado para o sul. Ela foi composta por um medidor de fluxo, para medir a vazão de água, um banho termostático e um coletor solar assistido pela matriz de micro tubos de calor. Ao lado do coletor foram instalados um piranômetro global, para medir o fluxo de calor de irradiação solar, e um anemômetro. Todos os dados de teste foram monitorados e coletados por um sistema de aquisição de dados.



Figura 2-11 Sistema experimental do coletor solar com matriz de micro tubos de calor
Fonte: Modificado Deng et al, (2013)

Os resultados do coletor solar com matriz de micro tubos de calor, desenvolvido por Deng et. al (2013), demonstraram que a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador foi menor que 1°C e o tempo para estabilizar o sistema foi menor do que 2 min. Assim, eles puderam concluir que a matriz de micro tubos de calor teve um bom desempenho térmico e uma rápida resposta térmica.

Mamouri et al. (2014) propuseram um sistema de dessalinização que foi construído e testado no Teerã, no Iraque. Esse sistema era composto por duas partes conectadas, a primeira era composta por uma bacia (0,4 m x 0,4 m) com uma tampa de vidro inclinado em 35° com o horizonte. Essa unidade foi isolada utilizando uma camada de poliuretano de 3 cm para evitar perdas de calor. A segunda parte consistiu de cinco conjuntos de coletores de vácuo contendo termossifões posicionados

concentricamente na parte interna de cada conjunto. Na Figura 2-12 está mostrando um esquema da instalação proposto.

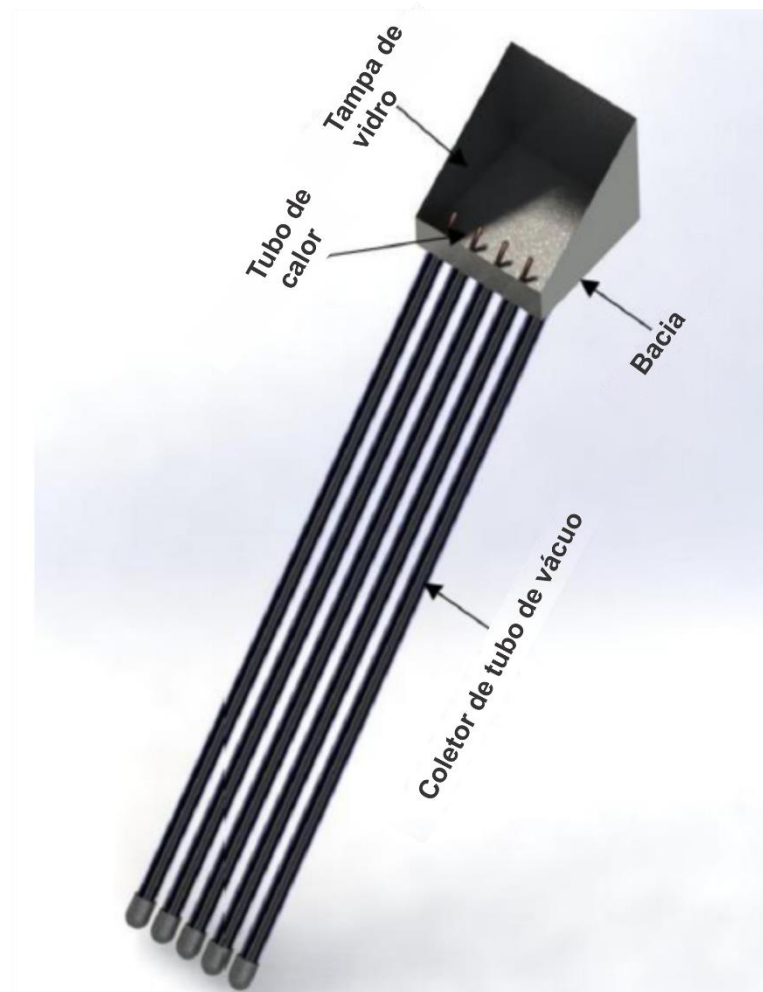


Figura 2-12 Sistema esquemático de dessalinização proposto
 Fonte: Adaptado Mamouri et. al (2014)

O experimento foi realizado durante 50 dias das 8:00 as 16:00, por ser o período de maior incidência solar no Teerã. As temperaturas obtidas foram medidas a cada minuto utilizando termopares do tipo K e a incidência solar foi medida utilizando um piranômetro Apogee SP-110. Os termosifões foram construídos com um tubo de cobre de 8 mm de diâmetro e 2.000 mm de comprimento. O conjunto de coletores a vácuo foi construído com 65 mm de diâmetro, o vidro tinha uma espessura de 1,6 mm e o comprimento do coletor foi de 1.965 mm.

Mamouri e seus colaboradores concluíram que uma grande taxa de calor foi transferida para o conjunto de coletores de vácuo e dos tubos de calor para a bacia. Como resultado, foram observadas bolhas isoladas ao longo do condensador dos tubos de calor. Isso induziu a uma separação de mistura de fluido considerável na

bacia, que fez aumentar o coeficiente de transferência de calor e a taxa de evaporação. A taxa máxima de produção e eficiência foi obtido como 1,02 l/(m²-h) e 22,9%, respectivamente. Finalmente, a análise mostrou que o custo por litro por unidade de área para o sistema, mesmo com a taxa de produção elevado, foi baixa, obtendo o valor de 0,0092 \$/l.

Nota-se que existem diversas informações em cada artigo revisado. Para facilitar a comparação entre cada sistema aqui abordado, foi feita uma tabela (Tabela 2-3) para apresentar os principais dados relacionados aos artigos da revisão bibliográfica.

Tabela 2-3 Comparativo informações dos artigos listados nas referências bibliográficas

Autores	Fluído de trabalho	Equipamento	Dimensões características					Principais resultados	
			D [mm]	L _{evap} [mm]	L _{cond} [mm]	L _i [mm]	θ		
Abreu <i>et al.</i> (2003)		TS com a região do condensador curvada.		1000				30	Com o aumento na temperatura de arrefecimento a resistência térmica global diminuiu. A resistência térmica diminui para a razão de preenchimento menor
				1350				40	
				1500				-	
Azad (2012)	Etanol	Tubo de Calor	-	1700	-		1900	Coletor solar usando o TC de 1,90m apresentou a melhor eficiência, variando de 20% á 60%.	
			-	1550	-		1850		
			-	1700	-		1800		
Du <i>et al.</i> (2013)		Tubo de Calor	de 8	1.660	83			35°	Os valores calculados foram compatíveis com os valores experimentais. Eficiência do coletor solar foi de 55%.
Deng <i>et al.</i> (2013)	Acetona	Matriz de micro Tubo de Calor	3	830	100		2000	45°	A diferença de temperatura entre o evaporador e condensador foi menor que 1°C e o tempo para estabilizar o sistema foi menor do que 2 min. Assim, eles puderam concluir que a matriz de micro tubos de calor teve um bom desempenho térmico e uma rápida resposta térmica.
Mamouri <i>et al.</i> (2014)		Conjunto de coletores a vácuo - Termossifão	8	1965	35		2000	35°	Uma grande taxa de calor foi transferida para o conjunto de coletores de vácuo e dos tubos de calor para a bacia.

3. METODOLOGIA

Aqui será apresentado o desenvolvimento experimental de um termossifão e o estudo dos seus limites de operação. Também será descrito o desenvolvimento de um coletor solar assistido por termossifões, que será testado em laboratório.

3.1. Desenvolvimento experimental de um termossifão

Nesta seção serão apresentados os limites de operação, figura de mérito, compatibilidade entre o material e fluido de trabalho, e os procedimentos para produção de um termossifão.

3.1.1. Limites de operação

Serão mostradas as correlações utilizadas para determinação teórica e experimental dos limites de operação para termossifões.

1.1.1.1 Limite de arrasto

A correlação mostrada na Equação (2) proposta por Groll e Rösler (1992), é uma das correlações mais utilizadas para o limite de arrasto.

$$q_{arr} = f_1 f_2 f_3 h_w \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/4} \quad (2)$$

onde σ é a tensão superficial e f_1 é um parâmetro em função do número de Bond, que representa a relação da força gravitacional e a força de tensão superficial, e é definido como;

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (3)$$

onde d_i é o diâmetro interno do termossifão, e ρ_v e ρ_l são a densidade do líquido e do vapor.

O parâmetro f_2 é em função do número adimensional Kp , que é dado por (4):

$$Kp = \frac{P_v}{[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/2}} \quad (4)$$

onde p_v representa a pressão de vapor. Para $Kp \leq 4 \times 10^4$, $f_2 = Kp^{-0,17}$, e para $Kp \geq 4 \times 10^4$, $f_2 = 0,165$.

Enquanto o parâmetro f_3 corrige a correlação para o termossifão inclinado, para termossifão na vertical admitir $f_3 = 1$.

1.1.1.2 Limite sônico

A correlação para o limite sônico de tubos de calor, também pode ser aplicada à termossifões. Este limite pode ser expresso pela Equação (5) proposta por Busse (1973).

$$q_{son} = 0,47h_v A_v (\rho_v p_v)^{1/2} \quad (5)$$

1.1.1.3 Limite viscoso

Para o limite viscoso, Busse (1973) propôs a correlação 6.

$$q_{vis} = d_v^2 h_v A_v \frac{\rho_v p_v}{64 \mu_v L_{TS}} \quad (6)$$

onde d_v é o diâmetro do núcleo do vapor e μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor.

A relação, mostrado na Equação (7) foi proposta para que o limite viscoso não seja atingido.

$$\frac{\Delta p_v}{p_v} < 0.1 \quad (7)$$

Onde Δp_v é a queda de pressão e p_v é a pressão absoluta.

1.1.1.4 Limite de ebulição

Para o limite de ebulição ou *burn-out* existem correlações propostas por diversos autores. Lienhard and Dhir propuseram a equação 8 para o fluxo de calor máximo que deve ser aplicado na região do evaporador.

$$q_{eb} = 0,12h_v \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/4} \quad (8)$$

3.1.2. Figura de mérito

A figura de mérito é um parâmetro utilizado para determinação do fluido de trabalho, principalmente quando dois fluidos apresentam características similares. Segundo Reay *et al.* (2014), a figura de mérito é definida pela Equação (9).

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l h_{lv}}{\mu_l} \quad (9)$$

Onde σ_l é a tensão superficial do líquido e ρ_l e μ_l são, respectivamente, a densidade do fluido de trabalho e a viscosidade dinâmica na fase líquida.

Considerando os principais fluidos de trabalho para o projeto de tubos de calor e termosifões, Peterson (1994) apresentou um gráfico correlacionando os fluidos de trabalho, a figura de mérito e a temperatura de operação do termosifão. Este gráfico é apresentado a seguir (Figura 3-1).

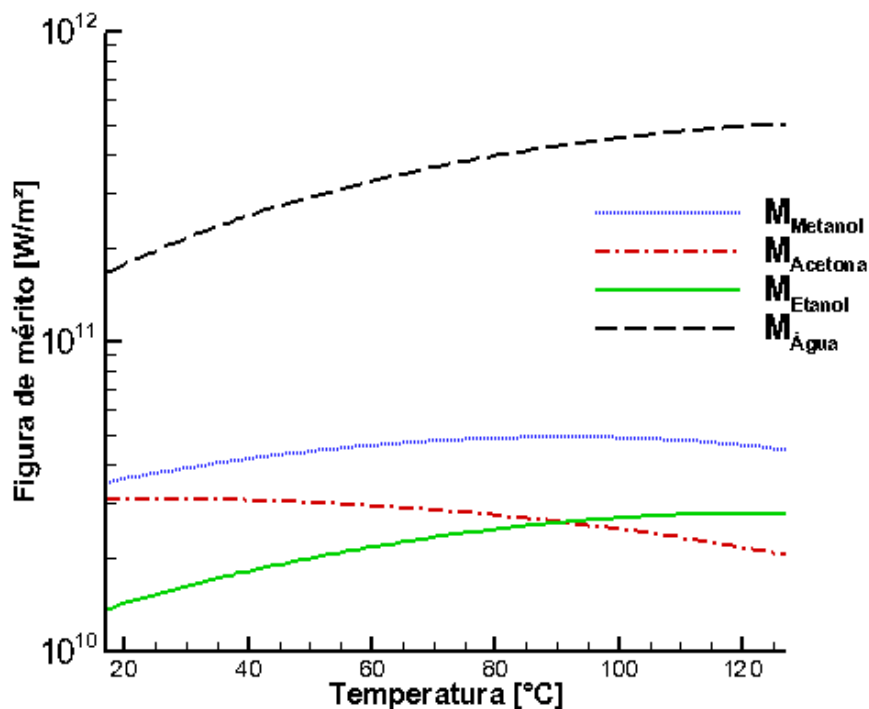


Figura 3-1 Figura de mérito para fluidos de trabalho.
Fonte: Adaptado de Peterson (1994).

A faixa de operação utilizada nos testes foi de 17 °C até 127 °C, e, como pode ser visto na Figura 3-1, a água é o fluido que possui maior figura de mérito enquanto que o etanol possui a menor. Pode-se notar, que para a faixa de temperatura que foi utilizada nos testes, a água é melhor opção de fluido de trabalho para construção dos

termossifões utilizados no coletor solar assistido por termossifões descrito nesse trabalho.

3.1.3. Compatibilidade

A escolha apropriada do fluido de trabalho e do material do tubo é de extrema importância para o projeto de termossifões, pois uma escolha errada de materiais pode comprometer a funcionalidade do sistema. Os problemas mais comuns quando se trata de compatibilidade entre materiais são: as reações químicas indesejáveis, corrosão e a formação de gases não condensáveis.

A corrosão pode acarretar na diminuição da vida útil do termossifão. E problemas de formação de gases não condensáveis interferem no desempenho do dispositivo, podendo até mesmo causar sua falha, uma vez que os gases ficam retidos no condensador causando uma diminuição da área de transferência de calor. Esse fenômeno tem fácil detecção por causa da acentuada queda de temperatura na região.

De acordo com a Tabela 2-1, os materiais são comumente utilizados nas construções de termossifões são: cobre, alumínio, aço inoxidável e níquel. Segundo a classificação de Peterson (1994), os metais compatíveis com a água em ordem decrescente são: o cobre (compatível) e o níquel (provavelmente compatível). Desta forma, optamos por utilizar a água como fluido de trabalho e o cobre como material metálico, pois os mesmos apresentaram boa compatibilidade e satisfizeram a temperatura de operação dos nossos testes.

3.1.4. Produção

Nessa seção serão descritos os passos para o desenvolvimento de um termossifão: usinagem, limpeza, soldagem, teste de estanqueidade, processo de evacuação e preenchimento.

3.1.4.1. Usinagem

O termossifão é composto por um tubo, duas tampas e um tubo capilar (Figura 3-2). O material escolhido para o termossifão foi o cobre que possuía 5 m de comprimento, com diâmetro externo de 12,45 mm e interno de 9,45 mm.

Primeiramente o tubo foi cortado manualmente utilizando uma serra para metal em pedaços no comprimento de 50 cm.



Figura 3-2 Partes termossifão

Foi adquirida uma barra de cobre maciça com diâmetro 12,45 mm para produção das tampas. O processo de usinagem destas tampas foi realizado utilizando um torno mecânico (Nardini, 300 III).

Em seguida uma das tampas foi perfurada utilizando uma broca para metal de 2,38 mm (3/32") utilizando uma furadeira de bancada. Por fim, o tubo capilar de 1,07 mm (0,042") de diâmetro externo foi cortado utilizando um alicate de corte para tubos capilares metálicos (WT-3045).

3.1.4.2. Limpeza

Primeiramente, todas as partes foram limpas utilizando álcool etílico absoluto (P.A 99,5%). Para assegurar uma limpeza mais eficaz, utilizou-se uma cuba ultrassônica (Cristofoli/SKU1898). Todas as partes do termossifão foram então colocadas num béquer de 500 ml contendo álcool etílico absoluto (Figura 3-3) dentro da cuba ultrassônica e inicializou-se o processo de agitação ultrassônica que durou 16 min.

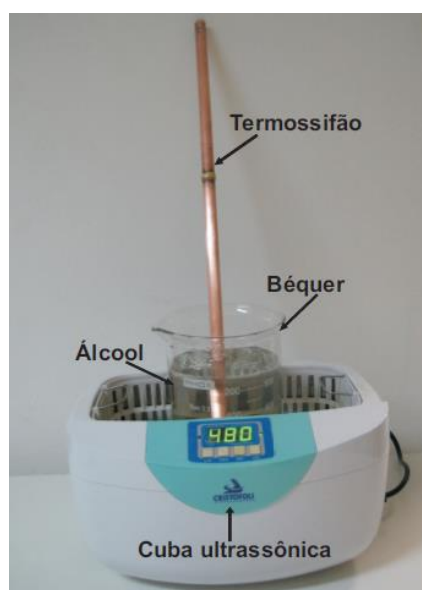


Figura 3-3 Limpeza

3.1.4.3. Soldagem

Após o processo de limpeza das peças do termossifão, foi realizado o processo de soldagem. As partes foram brasadas utilizando estanho como material de adição. Esse processo de soldagem por brasagem foi feito utilizando um ferro de soldar da marca Hikari (Power 300), como pode ser visto na Figura 3-4(a). O termossifão com suas peças soldadas está apresentado na Figura 3-4 (b).

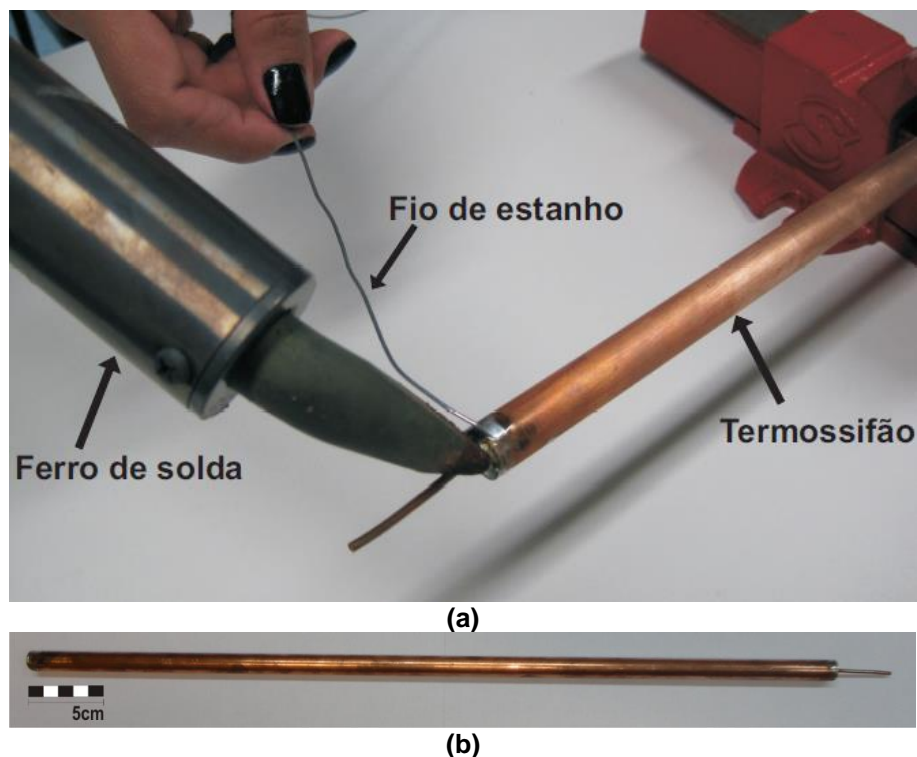


Figura 3-4 Procedimento de soldagem (a) e Termossifão soldado (b)

3.1.4.4. Teste de estanqueidade

Para verificar se houve falha no processo de soldagem, foi realizado um teste de estanqueidade utilizando uma bomba de deslocamento positivo manual, um recipiente com água e uma conexão para ligar a bomba ao tubo capilar. O termossifão foi inserido dentro recipiente contendo água e, com a bomba de deslocamento positivo foi bombeado ar para dentro do tubo. Se ocorresse alguma falha, bolhas na água demonstrariam a existência de falhas na solda e o termossifão deveria ser desmontado, limpado e novamente soldado para a correção da falha da solda.

3.1.4.5. Procedimento de evacuação

O procedimento de evacuação foi realizado utilizando uma bomba de vácuo que tinha um medidor de pressão acoplado para medir a pressão aplicada no processo, uma mangueira flexível de borracha, uma válvula de controle de fluxo e uma mangueira de silicone (Figura 3-5). Primeiramente, o tubo capilar do termossifão foi conectado a mangueira de silicone, válvula de controle de fluxo, e mangueira de borracha, que faz ligação com a bomba de vácuo.

A bomba de vácuo foi então acionada com a válvula de controle de fluxo fechada. Em seguida, a válvula de controle foi aberta cuidadosamente e o processo de evacuação do termossifão durou em média 1 h.

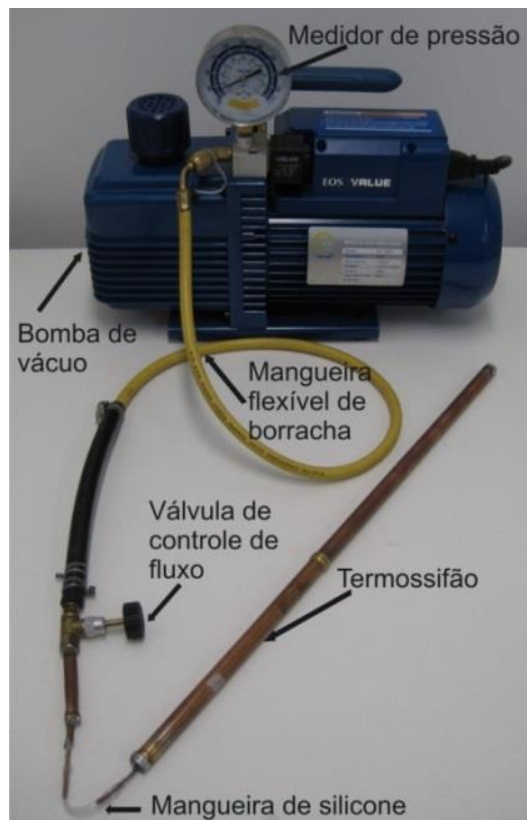


Figura 3-5 Bomba de vácuo

3.1.4.6. Preenchimento

Para realizar o preenchimento foi desenvolvida uma pequena bancada que é composta por: uma bureta graduada (escala de 2 ml) com capacidade de 100 ml, um fórceps e um alicate de pressão (*vide* Figura 3-6).

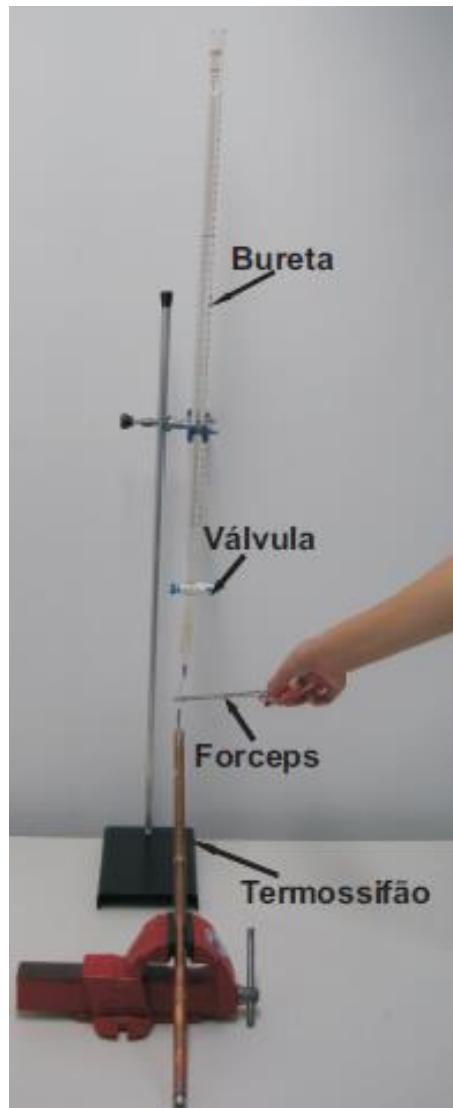


Figura 3-6 Preenchimento

O fluido de trabalho que foi utilizado para o preenchimento do termossifão foi água deionizada, a qual foi escolhida com base nos resultados da figura de mérito e o cobre como material metálico, que foi escolhido segundo a Tabela 2-1 de compatibilidade de materiais.

O termossifão evacuado foi acoplado à mangueira de silicone que faz conexão com a bureta. Em seguida, a mangueira de silicone foi pinçada com o fórceps para evitar que ar entrasse no termossifão. A bureta foi então preenchida com o fluido de trabalho com um volume 40% a mais do que o volume necessário para o preenchimento.

O próximo passo foi abrir a válvula da bureta cuidadosamente para que não fosse formada nenhuma bolha de ar na tubulação entre a bureta e o termossifão. O fórceps foi então aberto de maneira cuidadosa até que o termossifão foi preenchido

com o volume necessário para os testes. A relação entre o volume preenchido e o volume total do termossifão vazio é chamada de razão de preenchimento. Neste trabalho, foram utilizadas razões de preenchimento de 10, 30, 60 e 90%.

3.1.4.7. Variação da razão de preenchimento

A razão de preenchimento é um fator importante para o funcionamento de um termossifão, pois a quantidade de fluido de trabalho internamente no termossifão deve ser suficiente para realizar o ciclo térmico do termossifão, isto é, a quantidade de vapor formado no evaporador do termossifão deve ser proporcional à quantidade de líquido condensado no condensador que retorna por gravidade para a região do evaporador.

Se a razão de preenchimento for muito baixa, dependendo da potência aplicada ao evaporador, o líquido contido na região do evaporador evapora numa taxa muito maior do que a taxa de retorno do líquido condensado e ocorre uma secagem na região do evaporador. Desta forma, devido à ausência de fluido no evaporador, as temperaturas do evaporador aumentam caracterizando a falha do equipamento.

De acordo com o El-Genk e Saber (1998), dependendo da razão de preenchimento o regime de escoamento dentro do termossifão pode apresentar os seguintes regimes de ebulição: ebulição em piscina, ebulição em piscina e escoamento em bolhas de Taylor e escoamento em golfadas.

Santos et al. (2013) realizaram testes com tubos de calor de aço inoxidável de diâmetro externo de 6 mm e 230 mm de comprimento, com arrefecimento da região do condensador a água, variando o volume de fluido (razão de preenchimento) em 0,6, 0,8 e 1,0ml. Os tubos de calor foram testando para potências de 5, 10, 15 e 20 W. Nos experimentos realizados, o tubo de calor estabilizou apenas com 1,0 ml de água deionizada. Eles concluíram que para razões de preenchimento menores do que 40%, o tubo de calor não iria operar de forma satisfatória, podendo falhar para razões muito baixas.

Neste trabalho serão realizados testes para razões de preenchimento de 10 30, 60 e 90% com os termossifões sendo arrefecidos por convecção forçada a ar e a água.

3.1.4.8. Variação de ângulo

O tubo de calor utiliza uma tela metálica para o retorno por capilaridade do fluido de trabalho, podendo este ser testado em variadas angulações. Inclusive na posição horizontal. Enquanto que o termossifão, por não possuir uma estrutura porosa em seu interior, necessita da ação da gravidade para que o condensado retorne ao evaporador.

Santos *et al.* (2013) analisaram o comportamento de um tubo de calor de aço inoxidável de 6 mm de diâmetro e 230 mm de comprimento, com água deionizada como fluido de trabalho. O ângulo escolhido para teste foi de 30°, e eles realizaram o teste tanto com o evaporador posicionado acima do condensador como para o condensador posicionado acima do evaporador. Quando aplicadas as potências de 5 e 10 W, o tubo de calor posicionado com o condensador acima do evaporador funcionou satisfatoriamente, entretanto, quando aplicada a potência de 15W, a temperatura não estabilizou, e o teste foi desligado quando a temperatura alcançou 115°C.

Para o teste realizado com o evaporador acima do condensador, o tubo de calor funcionou satisfatoriamente para 5 W de potência, mas teve que ser desligado quando alterada a potência para 10 W, já que não houve estabilização da temperatura. Santos *et al.* (2013) concluíram que os tubos de calor não funcionaram satisfatoriamente devido à influência da gravidade sobre o fluxo da água.

Sabendo que os coletores solares trabalham em uma posição inclinada, conforme a angulação do telhado da residência, neste trabalho foram realizados testes variando o ângulo dos tubos em 9°, 17° e 25° a fim de verificar a influência da inclinação nos termossifões.

4 DESCRIÇÃO DAS BANCADAS EXPERIMENTAIS

Nesse capítulo são descritas as bancadas experimentais utilizadas para os testes individuais dos termossifões arrefecidos por convecção forçada (ar e água) e para os testes do coletor solar assistido por termossifões.

4.1 Bancada experimental para os testes individuais de um termossifão

A bancada experimental utilizada para os testes individuais de um termossifão é composta por: uma fonte de potência (Agilent- fonte de alimentação U8002A), um sistema de aquisição de dados (Agilent 34970A com 20 canais), um computador (Intel CORE I5 – 2500 3,30Ghz) e um sistema de arrefecimento. A Figura 4-1 apresenta a bancada experimental.



Figura 4-1 Bancada experimental para um termossifão com condensador arrefecido por convecção forçada a ar

O sistema de arrefecimento da região do condensador foi do tipo convecção forçada a ar, que utiliza um soprador (WMR P/N2123XST). Na Tabela 4-1 são apresentadas as dimensões para os termossifões com comprimento de 500 mm e 700 mm e do isolamento utilizado.

Tabela 4-1 Características do termossifão e do isolamento

Características	Termossifões	
	500 mm	700 mm
$D_{int,TS}$ [m]	0,01075	0,01075
$D_{ext,TS}$ [m]	0,01275	0,01275
$D_{int,isol}$ [m]	0,02450	0,0245
$D_{ext,isol}$ [m]	0,0600	0,0600
$A_{ext,isol}$ [m]	0,0659	0,0659
L_{evap} [m]	150	350
L_{cond} [m]	350	350

Na Figura 4-2 é mostrada a disposição esquemática dos termopares para o termossifão com convecção forçada a ar, foram colocados 4 termopares na região do evaporador ($T_{\text{evap}1}$, $T_{\text{evap}2}$, $T_{\text{evap}3}$ e $T_{\text{evap}4}$), todos os termopares foram posicionados com espaçamentos iguais (3 cm de distância entre cada um). Também foram utilizados 4 termopares na região do condensador ($T_{\text{cond}1}$, $T_{\text{cond}2}$, $T_{\text{cond}3}$ e $T_{\text{cond}4}$) espaçados a uma distância de 8 cm. Por fim, foram utilizados 3 termopares na superfície do isolamento ($T_{\text{isol}1}$, $T_{\text{isol}2}$ e $T_{\text{isol}3}$), ficando a 4 cm de distância um do outro. Os termopares utilizados foram do tipo T.

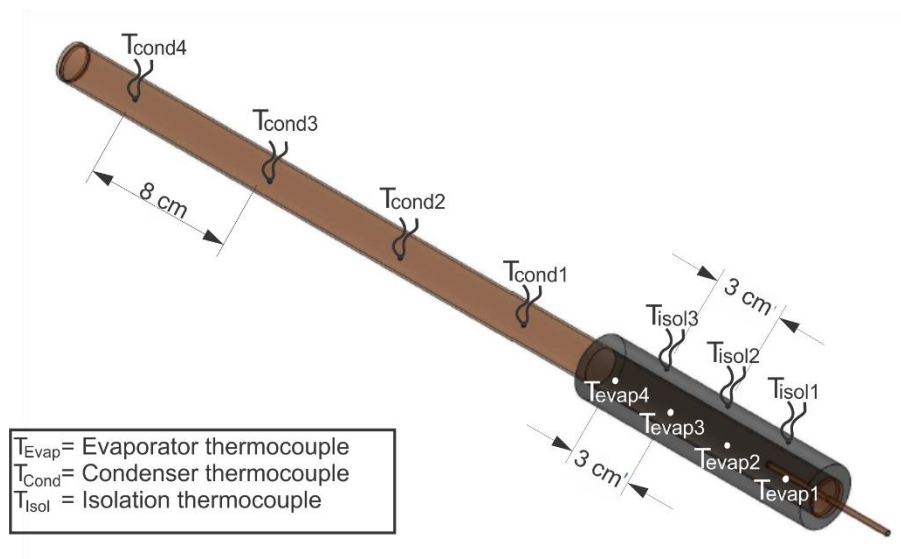


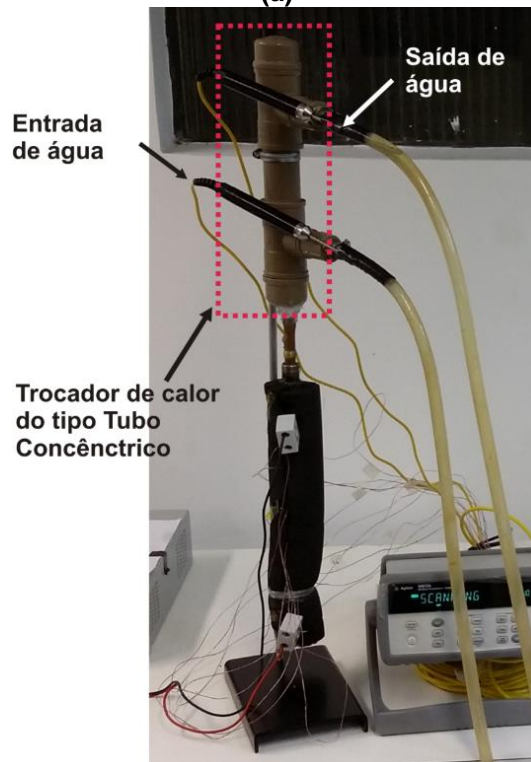
Figura 4-2 Posicionamento dos termopares no termossifão com convecção forçada a ar

A bancada experimental do termossifão testado com o sistema de arrefecimento por convecção forçada a água foi composta por: uma fonte de potência (Agilent- fonte de alimentação U8002A), um sistema de aquisição de dados (Agilent 34970A com 20 canais), um computador (Intel CORE I5 – 2500 3,30Ghz) e um banho térmico (Labor SP-152).

A Figura 4-3(a) apresenta a bancada experimental que utiliza o sistema de arrefecimento por convecção forçada a água. Nota- que o sistema de arrefecimento é composto pelo banho térmico, que faz a circulação e a refrigeração da água na região do condensador, um hidrômetro (medidor do volume de fluido em m^3) e um trocador de calor do tipo tubo concêntrico de PVC. A Figura 4-3(b) mostra em foco o termossifão testado na posição vertical.



(a)



(b)

Figura 4-3 Bancada experimental para um termossifão com condensador arrefecido por convecção forçada a água (a) e o termossifão testado na posição vertical (b)

Na Figura 4-4 é apresentado o trocador de calor do tipo tubo concêntrico de PVC desenvolvido para circulação de água na região externa do condensador do termossifão.

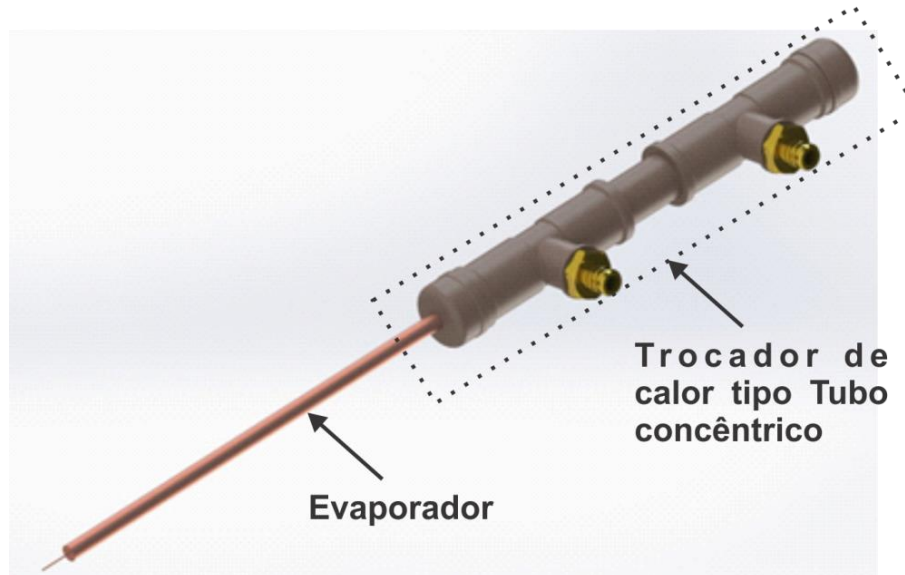


Figura 4-4 Trocador de calor do tipo tubo concêntrico na região do condensador do termossifão.

Para avaliar o comportamento térmico do termossifão, foram utilizados termopares do Tipo T. Esses sensores foram fixados na superfície do termossifão utilizando uma fita Kapton (Hikari), que possui alta condutividade térmica e suporta temperaturas de até 260°C. A fixação foi realizada passando a fita duas vezes no termossifão. Uma primeira volta foi sobre o tubo metálico, para não haver contato direto do termopar com tubo, e uma segunda volta foi para a fixação do termopar na superfície ao termossifão.

A Figura 4-5 apresenta de forma esquemática o posicionamento dos termopares no termossifão com convecção forçada a água, onde foram colocados 4 termopares na região do evaporador (T_{evap1} , T_{evap2} , T_{evap3} e T_{evap4}), todos os termopares foram posicionados com espaçamentos iguais de 3 cm. Foram utilizadas duas sondas de termopares do tipo K para medir a temperatura de entrada e de saída de água de arrefecimento do condensador.

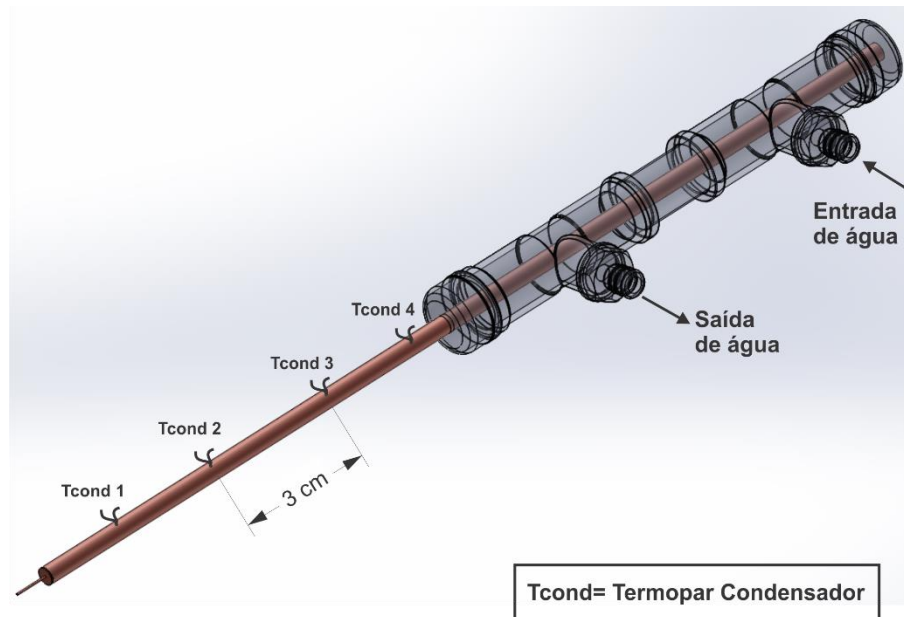


Figura 4-5 Posicionamento dos termopares no termossifão

Para verificar a influência da angulação no termossifão, foram utilizados os mesmos componentes da bancada do termossifão testado com convecção forçada a água (Figura 4-6). Para variar a angulação foi utilizada uma mesa inclinável e os testes foram realizados para os ângulos de 9°, 17° e 25°.

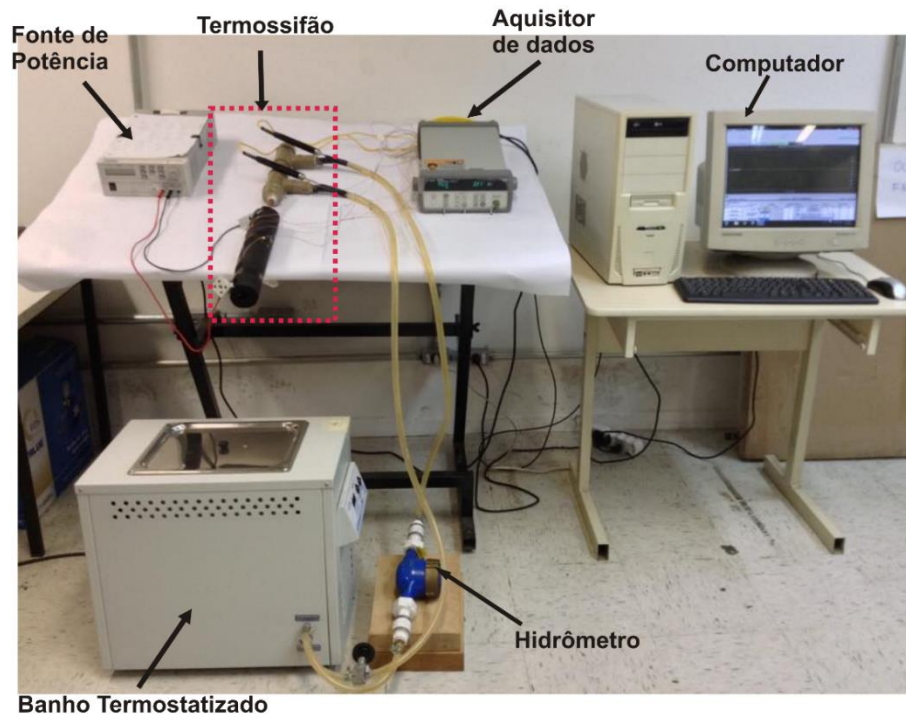


Figura 4-6 Bancada experimental com inclinação variável para o termossifão arrefecido por convecção forçada a água.

A fim de simular a incidência do fluxo de calor de radiação na superfície da região do evaporador do termossifão, foi desenvolvido um sistema de aquecimento utilizando um resistor elétrico no formato de fio ligado a uma fonte de potência. O resistor elétrico utilizado foi um fio de constantan que foi fixado na superfície externa da região do evaporador em forma espiral utilizando fita Kapton, conforme mostrado na Figura 4-7.



Figura 4-7 Sistema de aquecimento da região do evaporador do termossifão.

Quando a fonte de potência foi ligada, uma tensão pré-estabelecida foi fornecida e uma corrente elétrica foi gerada. A corrente elétrica ao passar pelo resistor, por efeito Joule, gerou uma potência (ou uma taxa de transferência de calor) que foi transferida para o evaporador do termossifão. Essa energia que foi transferida para o evaporador aqueceu o tubo e, como consequência, aqueceu o fluido de trabalho no intervalo do termossifão.

Essa taxa de transferência de calor pode ser estimada utilizando a Lei de Joule, Eq. (12), que relaciona corrente elétrica (i) e tensão (V).

$$q = iV \quad (10)$$

4.2 Bancada experimental para os testes de um coletor solar assistido por termossifões

O coletor solar é composto por cinco termossifões e duas partes metálicas. A primeira parte metálica é o trocador de calor, onde ficam posicionados os condensadores dos termossifões e nessa região ocorre o aquecimento da água. A segunda parte é a parte de vidro, onde ficam localizados os evaporadores do termossifões e onde será simulado a incidência do fluxo de calor de irradiação.

Os termossifões foram construídos com material de cobre e água como fluido de trabalho, assim como explicado nos capítulos anteriores. A primeira parte foi feita de aço inoxidável com 346 mm de comprimento, 640 mm de largura e 73 mm de profundidade, continha cinco furos com diâmetro de 12,7 mm e uma entrada e uma saída de água nas laterais com diâmetro de 35 mm.

A segunda parte é uma carcaça de alumínio com uma tampa vidro removível. A carcaça tinha 434 mm de comprimento, 640 mm de largura e 73 mm de profundidade. A tampa era de vidro temperado com 380 mm de comprimento, 600 mm de largura e 2 mm de espessura (Figura 4-8).

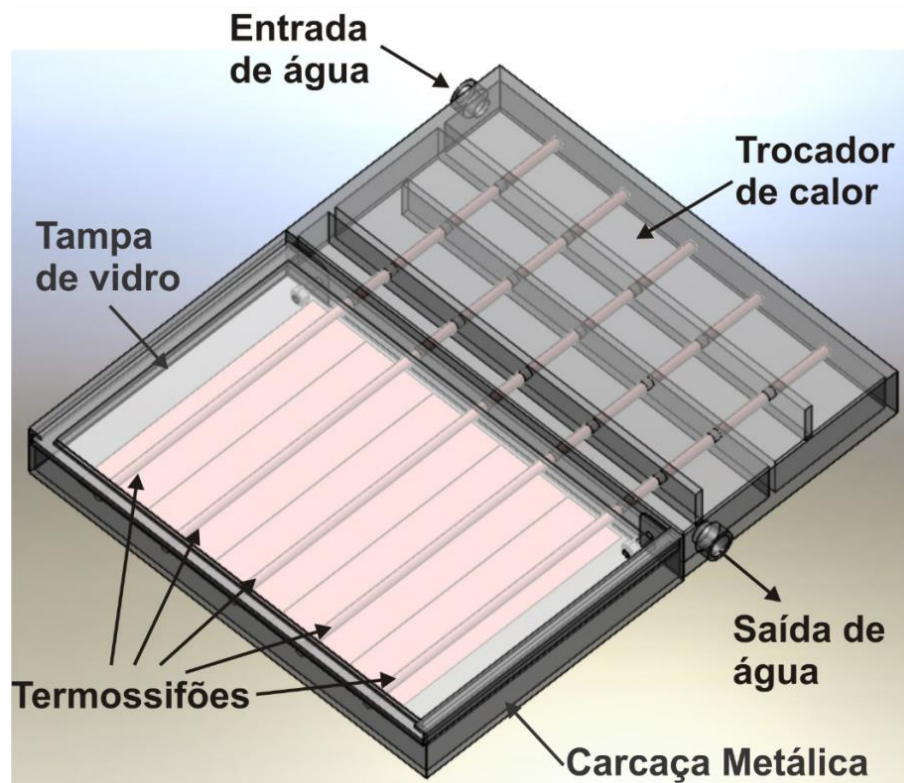
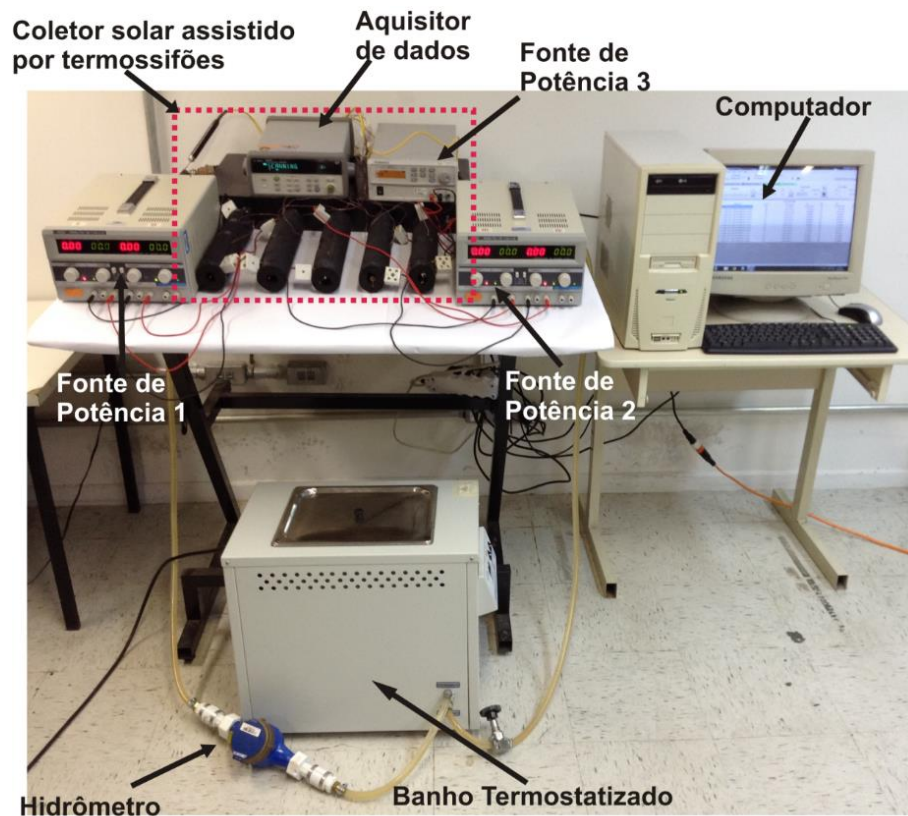
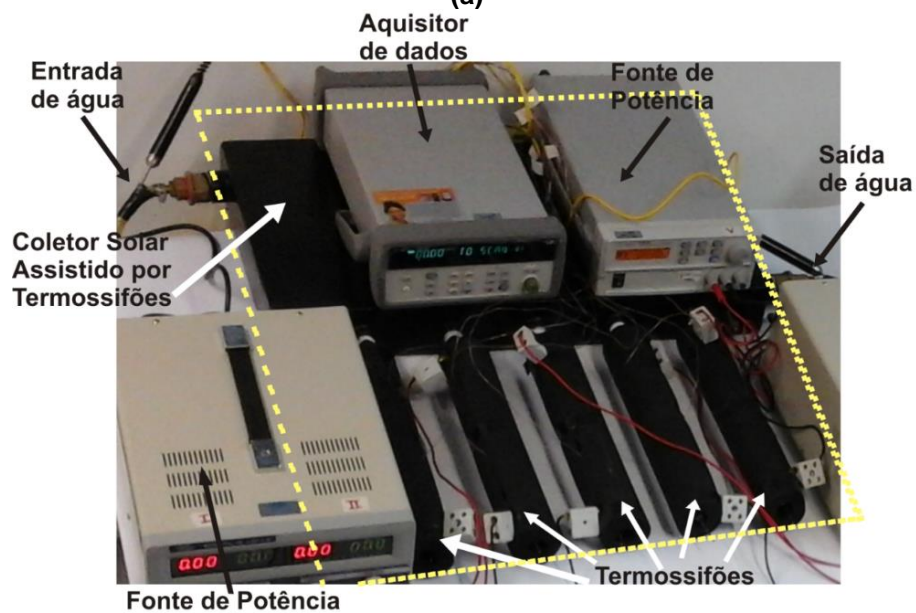


Figura 4-8 Coletor solar assistido por termossifões que foi construído.

A bancada experimental utilizada para os testes de um coletor solar assistido por termossifões foi composta por: três fontes de potência (uma Agilent-U8002A e duas MINIPA-POL-16E), um sistema de aquisição de dados (Agilent 34970A com 20 canais), um computador (Intel CORE I5 – 2500 3,30Ghz), uma mesa com inclinação variável, um hidrômetro e um banho térmico (Labor SP-152). A Figura 4-9(a) apresenta essa bancada experimental. A Figura 4-9(b) apresenta o coletor solar utilizado em foco, mostrando o evaporador dos termossifões já com o isolamento térmico.



(a)



(b)

Figura 4-9 Bancada experimental (a) para um coletor solar assistido por termossifões (b)

A bancada apresentada na Figura 4-9 foi construída para simular as condições de aquecimento devido a incidência de irradiação solar no coletor assistido por termossifões. Além disso, foi possível também simular através desta bancada, diferentes inclinações de telhados onde esse coletor solar em estudo poderia ser

posicionado. A mesa de suporte utilizada na bancada foi regulada em três posições diferentes, variando a angulação do coletor solar entre 9° e 25° (vide Figura 4-10).

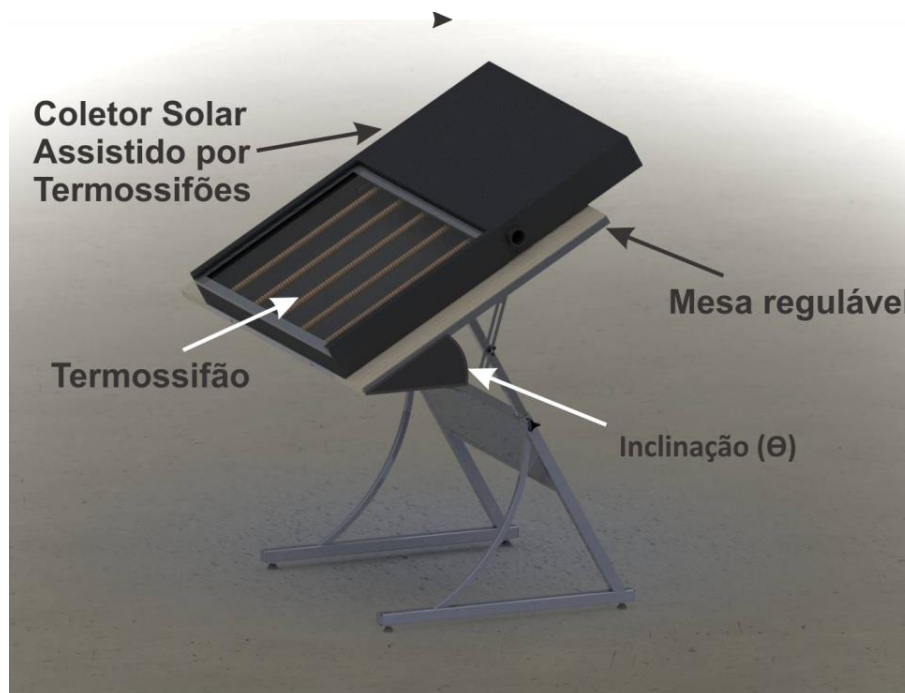


Figura 4-10 Bancada experimental mostrando a angulação da mesa.

Para cada termossifão utilizado, foram posicionados fixados com fita Kapton dois termopares tipo T na região de cada evaporador dos termossifões. Os evaporadores foram isolados utilizando um isolamento térmico de polipropileno da marca ArmaFlex. Na saída e na entrada de água do coletor solar foram posicionados termopares do tipo K para medir a temperatura da água na entrada e saída do coletor.

O banho térmico foi programado para manter a água numa temperatura constante e igual a 20°C durante os experimentos. A água proveniente do banho térmico circulou entre os condensadores dos termossifões realizando o arrefecimento dos mesmos, para medir a vazão da água que circulava foi utilizado um hidrômetro na conexão de entrada e água do coletor solar. Após retirar calor dos termossifões, a água aquecida retornou para o banho térmico, onde foi refrigerada e utilizada novamente no ciclo.

4.3 Análise teórica dos resultados experimentais

Nessa seção serão abordados os cálculos teóricos para a parte experimental do projeto tanto para um termossifão quanto para o coletor solar assistido por termossifões.

4.3.1 Análise experimental para um termossifão

Primeiramente foi definido um volume de controle (Figura 4-11 Balanço de energia e neste foi realizado um balanço de energia no evaporador, com o objetivo de determinar a taxa de transferência de calor entrando no tubo.

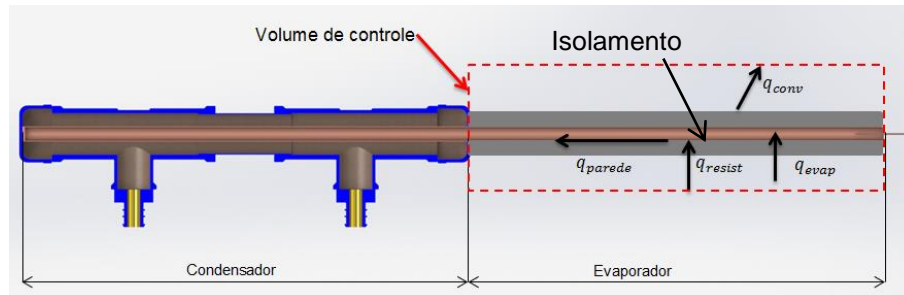


Figura 4-11 Balanço de energia

Pelo balanço de energia do volume de controle da Figura 4-11, obtém-se a Equação 11.

$$q_{evap} = q_{resist} - q_{conv} - q_{par} \quad (11)$$

O calor fornecido pela fonte de potência através do resistor elétrico é estimado pela Equação 12.

$$q_{resist} = iV \quad (12)$$

onde i é a corrente elétrica aplicada e V a voltagem. E a taxa de transferência de calor perdida através do isolamento, q_{conv} , pode ser expressa pela Equação 13.

$$q_{conv} = \bar{h}_{conv,nat} A_{isol,e} (\bar{T}_{isol} - \bar{T}_{amb}) \quad (13)$$

onde \bar{T}_{isol} é a temperatura média do isolamento e \bar{T}_{amb} a temperatura média do ambiente. A $A_{isol,e}$ é a área superficial externa da parede do isolamento e pode ser calculada pela Equação 14.

$$A_{isol,e} = \pi d_{isol,e} l_{isol} \quad (14)$$

E $\bar{h}_{conv,natural}$ é o coeficiente convectivo de transferência de calor, e este pode ser estimado com auxílio das Equações (15) e (16).

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_{conv,nat} d_{isol}}{k_{ar}} \quad (15)$$

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (16)$$

com

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_{isol} - T_{amb}) d_{isol}^3}{\alpha \nu} \quad (17)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (18)$$

$$T_f = \frac{(T_{isol} - T_{amb})}{2} \quad (19)$$

onde, \overline{Nu}_D representa o número de nusselt, k_{ar} é o coeficiente convectivo para o ar, Pr é o número de prandtl, Ra_D é o número de Rayleigh e T_f é a temperatura de filme.

A taxa de transferência de calor difusivo perdido axialmente pela parede (q_{par}) do tubo e pode ser expressão pela Equação(20).

$$q_{par} = k_{cob} A_{par} \frac{(T_{evap,1} + T_{evap,4})}{L_{evap}} \quad (20)$$

onde, $T_{evap,1}$ é a temperatura medida pelo termopar posicionada na extremidade inferior do termossifão, ou seja a temperatura do primeiro termopar posicionado no evaporador. E $T_{evap,4}$ é a temperatura medida pelo termopar da extremidade superior do termossifão, termopar mais próximo da região do condensador. L_{evap} é o comprimento total do termossifão e k_{cob} é o coeficiente convectivo do cobre.

A Equação (21) demonstra o cálculo do rendimento do termossifão em que são necessários os valores das taxas de calor fornecido (q_{evap}) e retirado (q_{cond}) de um termossifão.

$$\eta_{TS} = \frac{q_{cond}}{q_{evap}} \quad (21)$$

Para o cálculo da taxa de transferência de calor que é retirado através da água, utiliza-se a Equação 22:

$$q_{cond} = \dot{m} c_{pa} (T_{sai}^a - T_{ent}^a) \quad (22)$$

Onde \dot{m} representa a vazão mássica da água c_{pa} é o calor específico do água e $T_{sai}^a - T_{ent}^a$ representa a variação da temperatura da água circula no trocador de calor

4.3.2 Análise experimental para um coletor solar

O rendimento do coletor solar foi calculado através da equação 23.

$$\eta_{CS} = \frac{q_{cond}}{q_{evap}^{TS} - q_{isol}} \quad (23)$$

Onde, q_{cond} é a taxa de transferência de calor que o coletor perde devido ao fluxo de água que passa em seu interior. E pode ser calculado através da Equação 24.

$$q_{cond} = \dot{m} c_{p, \acute{a}gua} (T_{\acute{a}gua, sai} - T_{\acute{a}gua, entra}) \quad (24)$$

q_{evap}^{TS} é a taxa de calor que os termossifões absorvem da irradiação solar, quando em campo, ou a taxa transferida pelo resistor, para o coletor solar testado em laboratório, conforme demonstrado na Equação 25.

$$q_{evap}^{TS} = q''_{solar} A_{evap} = iV \quad (25)$$

Por fim, q_{isol} representa a taxa de calor perdida pelo isolamento e está pode ser calculada pela equação 26.

$$q_{isol} = \frac{N(\bar{T}_{evap} + \bar{T}_{isol})}{R_{total}} \quad (26)$$

Onde N é o número de tubos aplicados no coletor solar, \bar{T}_{evap} é a temperatura média do evaporador, \bar{T}_{isol} é a temperatura média na superfície do isolamento e, R_{total} é resistência térmica total.

Para o cálculo da taxa de calor perdida pelo isolamento foi necessário um processo iterativo. Como primeira aproximação, para o cálculo da temperatura de filme (Equação 27), foi estimado que a temperatura do isolamento era igual à temperatura média do evaporador.

$$T_f = \frac{(T_{isol} - T_{amb})}{2} \quad (27)$$

Com,

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (28)$$

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_{isol} - T_{amb})d_{isol}^3}{\alpha\nu} \quad (29)$$

Na sequência, foi calculada a resistência térmica total R_{total} , equação 32.

$$R_{total} = R_{conv,nat} + R_{isol} \quad (30)$$

Onde, R_{isol} representa a resistência térmica do isolamento, e $R_{conv,nat}$ é a resistência pelo processo de convecção

$$R_{isol} = \frac{\ln\left(\frac{D_{TS}}{D_{isol}}\right)}{2\pi k_{isol} L_{evap}} \quad (31)$$

$$R_{conv,nat} = \frac{1}{\bar{h}_{conv,nat} A_{isol}} \quad (32)$$

Com,

$$\bar{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (33)$$

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{conv,nat} d_{isol}}{k_{ar}} \quad (34)$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho foi feito um estudo experimental de um coletor solar assistido por termossifões. Primeiramente, foram realizados experimentos para um termossifão para diferentes potências com diferentes razões de preenchimento, inclinações e comprimentos dos evaporadores. Em seguida, esses termossifões foram acoplados

ao coletor solar e este foi testado também em diferentes inclinações. Neste capítulo serão apresentados os principais resultados obtidos através destes experimentos.

5.1 Resultados e discussões para um termossifão

Nessa seção serão expostos os resultados dos testes experimentais com o termossifão arrefecido por convecção forçada a água para diferentes potências, razões de preenchimento e ângulos de inclinação.

5.1.1 Termossifão testado com condensador arrefecido por convecção forçada a água

Em virtude da dificuldade de avaliar o comportamento térmico com relação às razões de preenchimento dos termossifões testados com arrefecimento por convecção forçada a ar, foram realizados novos testes destes termossifões. Agora, um sistema de arrefecimento por convecção forçada a água foi utilizado nos testes dos termossifões, previamente testados, para as razões de preenchimento de 10, 30, 60 e 90% do volume total do termossifão para as mesmas potências (30, 40, 50, 60 W) na posição vertical.

Para o termossifão com um preenchimento de 10% do volume total do termossifão, a vazão volumétrica foi de $4,18 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, que foi medida utilizando um hidrômetro e um cronômetro digital. A temperatura do banho térmico foi ajustada para 20°C. O comportamento térmico do termossifão com arrefecimento a água é apresentado na Figura 5-1.

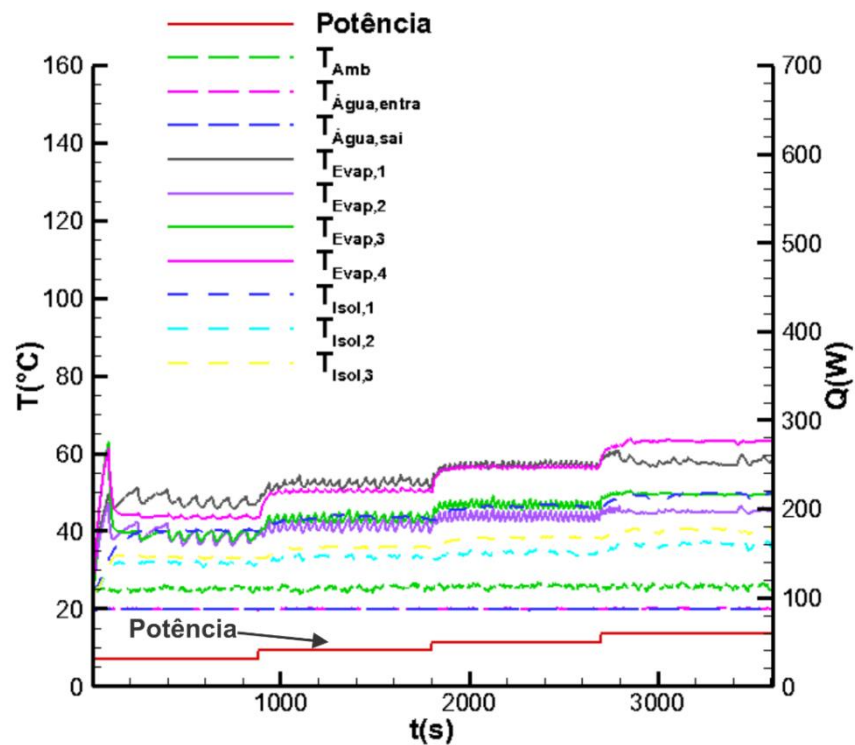


Figura 5-1 Termostato refrigerado a água com 10% de fluido e potência variando de 30, 40, 50 e 60 W.

O teste foi iniciado aplicando uma potência de 30 W na região do evaporador, após 15 minutos de teste a potência aplicada foi alterada para 40 W, e o mesmo ocorreu para as potências de 50 e 60 W. Durante o experimento, observou-se utilizando os termopares posicionados no evaporador do termostato, que as temperaturas aumentaram rapidamente. Atingindo o regime permanente após alguns segundos, em média em 190 s após cada potência aplicada.

Para a primeira potência aplicada (30 W), a temperatura máxima medida foi de 46°C e o regime permanente foi atingido após 190 s de teste. Quando o experimento completou 15 minutos a potência foi alterada para 40 W, atingindo o regime permanente aproximadamente no instante 980 s e com uma temperatura máxima de 56°C. A terceira alteração de potência, para 50 W, ocorreu com 30 min de teste e a temperatura máxima obtida no evaporador foi de 62°C. Notou-se que o regime permanente para essa potência se estabeleceu próximo dos 1950 s de teste. Para finalizar o experimento, foi aplicada uma potência de 60 W aos 45 min. O regime permanente se estabeleceu aos 2780 s e a temperatura máxima medida no evaporador foi de 72°C.

Esse aumento de temperatura ocorreu devido ao aumento da potência aplicada. Pode-se observar também, que para todas as potências aplicadas as temperaturas atingiram o regime permanente, isso demonstra que estava ocorrendo o ciclo bifásico completo no interior do termossifão. Ou seja, a água aquecida na região do evaporador entra em ebulição e o fluido de trabalho se deslocou para a região do condensador. No condensador o calor é retirado fazendo com que o fluido de trabalho condense e pela força da gravidade seja deslocado para o evaporador fechando o ciclo.

O comportamento térmico dos termossifões preenchidos com 10%, 30%, 60% e 90% do volume total do termossifão e arrefecidos a água pode ser visto na Figura 5-2.

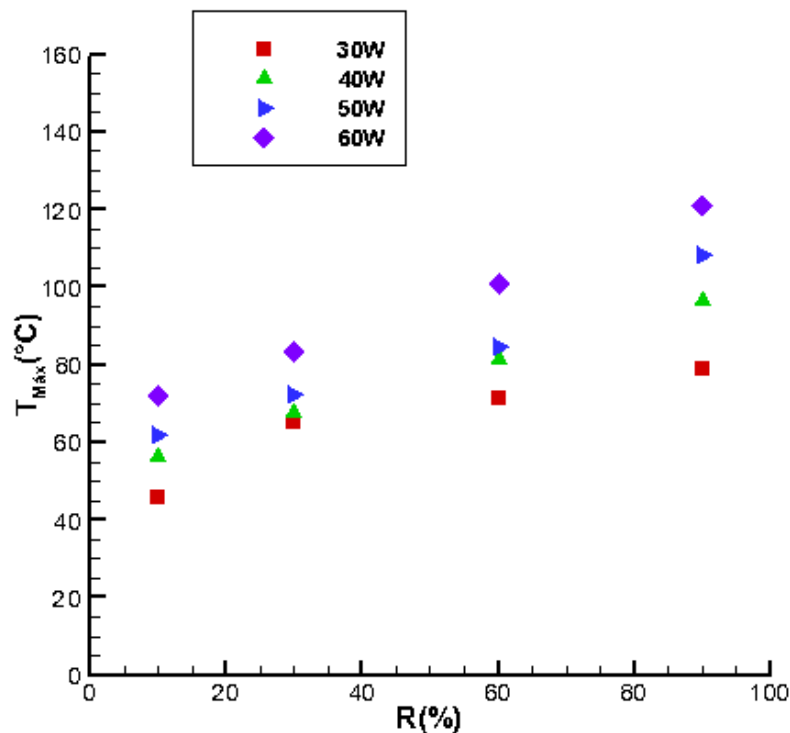


Figura 5-2 Termossifão refrigerado a água com 30%, 60% e 90% de fluido e potência variando de 30, 40, 50 e 60W.

Como pode ser visto na Figura 5-2, o aumento da temperatura está relacionado diretamente à potência aplicada e a razão de preenchimento. Conforme foi aumentada a potência para a razão de preenchimento de 30%, as temperaturas obtidas não tiveram um grande aumento, mas para um preenchimento de 90% do volume total do termossifão, as temperaturas mostraram um distanciamento maior

para as potências aplicadas. Isso pode ser explicado pelo evaporador dos termossifões estarem inundados e o espaço para ocorrer o ciclo térmico ter sido reduzido. Nota-se que para a mesma potência, à medida que aumenta a razão de preenchimento, a temperatura máxima do evaporador se eleva.

Na Tabela 5-1 pode ser visto um comparativo entre as temperaturas máximas atingidas no evaporador para cada situação, e as vazões da água que circulou no trocador de calor do tipo tubo concêntrico para cada razão de preenchimento.

Tabela 5-1- Temperaturas máximas no evaporador do termossifão com arrefecimento a água dependendo da potência e razão de preenchimento.

Razão de preenchimento		Vazão mássica [kg/s]	30W	40W	50W	60W
30%	13,6ml	0,0702	65,02°C	67,59°C	72,06°C	83,05°C
60%	27,2ml	0,0703	71,50°C	81,28°C	84,38°C	100,90°C
90%	40,8ml	0,0698	78,67°C	96,33°C	108,11°C	120,92°C

5.2 Influência do comprimento com um termossifão com razão de preenchimento de 30%

Assim como Azad (2012) neste trabalho também foi analisada a influência de diferentes tamanhos do evaporador do termossifão. Inicialmente, foi testado um termossifão com 500 mm de comprimento total, 150 mm de comprimento do evaporador e 350 mm de comprimento do condensador. Este termossifão foi preenchido com 30% do seu volume total, ou seja, com 100% do evaporador preenchido. E na sequência foi construído um termossifão de 700 mm de comprimento total, que possuía 350 mm de comprimento do evaporador e 350 mm de comprimento do condensador. Para esse termossifão foi mantido o preenchimento de 30% do volume total, contudo, para este caso o evaporador tinha 60% do seu volume preenchido.

Imura *et al* (1983) sugerem a utilização de uma razão de 25 a 30% de preenchimento volumétrico em relação a região do evaporador. Por essa razão foi escolhido o preenchimento de 30% do volume total, pois nos testes realizados observou-se que o termossifão que apresentou melhor comportamento térmico foi o que estava próximo da razão sugerida por Imura *et al*. (1983).

Na Tabela 5-2 observa-se um comparativo entre as maiores temperaturas obtidas na região do evaporador para o termossifão de 500 mm e de 700 mm de comprimento total com sistema de arrefecimento por convecção forçada a água. Estes foram preenchidos com 30% do volume total do termossifão e foram aplicadas as potências de 30, 40, 50 e 60 W. São apresentados também nessa tabela os fluxos de calor fornecidos na região do evaporador para cada termossifão.

Tabela 5-2 – Comparativo das máximas temperaturas obtidas no evaporador e o fluxo de calor para diferentes potências e tamanhos de termossifão preenchido com 30% do volume total com condensador arrefecido por convecção forçada a água

	500 mm		700 mm	
\dot{q}_e (W)	T (°C)	q_e'' (W/m ²)	T (°C)	q_e'' (W/m ²)
30	63,84	4993	49,59	2140
40	59,82	6657	53,68	2853
50	68,59	8322	55,96	3566
60	80,24	9986	57,74	4280

Na tabela acima, pode-se notar que para o termossifão construído com 700 mm de comprimento as temperaturas são menores que as temperaturas do termossifão de 500 mm.

Para a potência de 60 W, o fluxo de calor aplicado ao evaporador do termossifão maior (700 mm) foi de 4,280 kW/m² e o fluxo aplicado ao evaporador do termossifão menor (500 mm) foi de 9,986 kW/m². Para uma mesma potência, a temperatura do termossifão com L = 500 mm deve ser maior porque está recebendo um fluxo de calor 2,3 vezes maior do que o outro termossifão (L = 700 mm).

Ao analisar a potência de 30 W (fluxo de calor de 4,993 kW/m²) aplicada ao termossifão menor e potência de 60 W (fluxo de calor de 4,280 kW/m²) aplicada ao termossifão maior, nota-se que as temperaturas se aproximam, mas a temperatura do termossifão menor (63,84°C) ainda é maior porque o fluxo de calor ainda é um pouco maior (57,74°C).

Através dos resultados obtidos, observou-se que a metodologia de desenvolvimento e de testes experimental obteve sucesso pois os termossifões construídos e testados com comprimentos e razões de preenchimento (com relação ao volume total do termossifão) diferentes operaram de forma satisfatória. O termossifão maior (L = 700 mm) foi escolhido para ser utilizado no coletor solar pois

este possui uma maior área do evaporador e poderá dissipar uma maior quantidade de calor.

5.3 Variação de ângulo

Os coletores solares operam numa posição inclinada, conforme a angulação do telhado da residência, logo neste trabalho foram realizados testes variando o ângulo de inclinação (9° , 17° e 25°) a fim de verificar a influência no comportamento térmico dos termossifões de 700 mm de comprimento que serão acoplados ao coletor solar.

Para o teste realizado com a inclinação de 9° , foi utilizado um termossifão com 30% do volume total preenchido, e foi variada a potência em 30, 40, 50 e 60 W. O comportamento térmico do termossifão com arrefecimento a água posicionado com uma inclinação de 9° é apresentado na Figura 5-3.

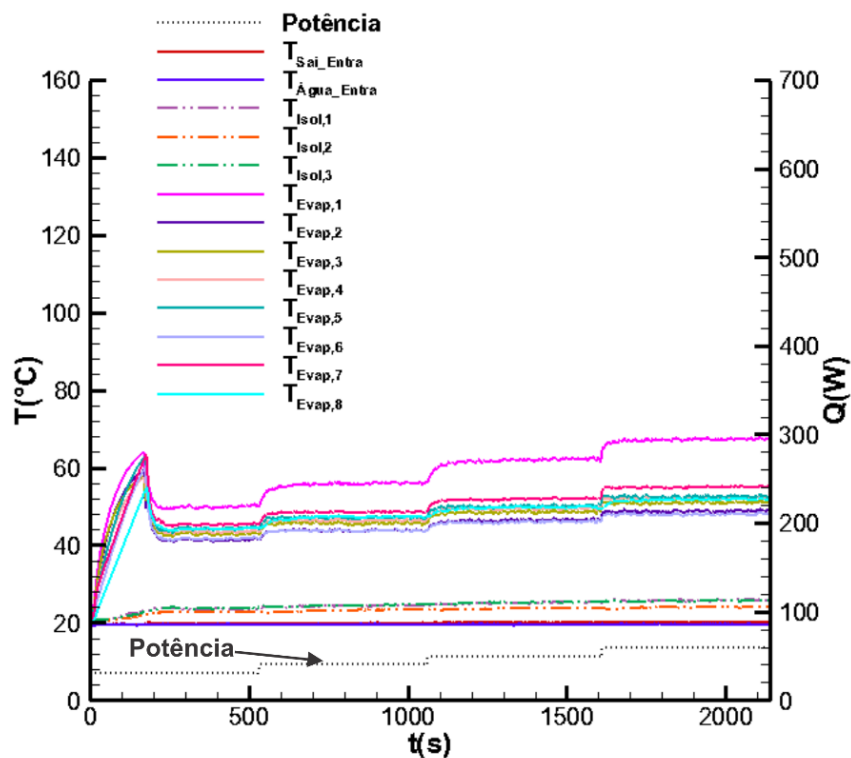


Figura 5-3 Termossifão refrigerado a água e preenchido com 30% do volume total, posicionado na com uma inclinação de 9° e potência variando de 30, 40, 50 e 60 W.

Observou-se que o termossifão atingiu o regime permanente em 250 s para a potência de 30 W e que a temperatura máxima medida foi de 50°C . A potência foi aumentada para 40 W após 15 min de teste, e a temperatura máxima medida do evaporador foi de 56°C , o regime permanente foi atingido em aproximadamente 700

s de teste. Após 30 min de teste, a potência foi aumentada para 50 W e as temperaturas do evaporador aumentaram e o regime permanente foi atingido em aproximadamente 1200 s de teste. Notou-se que a temperatura máxima medida para essa potência foi de 62°C. Com 45 min de teste, a potência foi aumentada para 60 W. E para essa potência o termossifão atingiu o regime permanente aos 1750 s de teste e a temperatura máxima medida no evaporador foi de 67°C.

Da mesma forma, esse termossifão foi testado com as angulações de 17° e 25°. Os dados das máximas temperaturas obtidas no evaporador podem ser vistos na Figura 5-4.

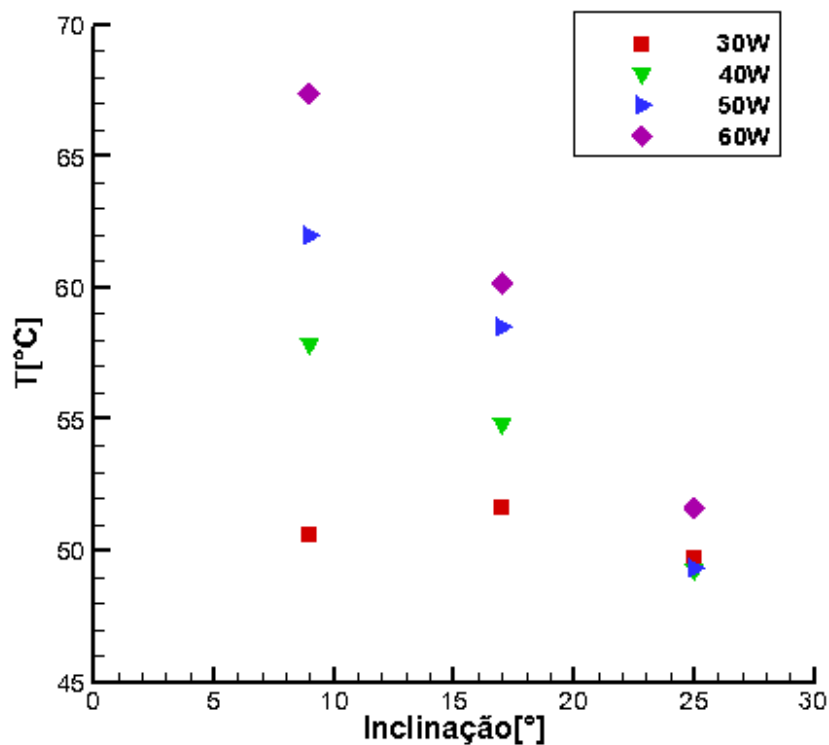


Figura 5-4 Termossifão refrigerado a água com 30% de fluido, posicionado na com uma inclinação de 9°, 17° e 25°, sendo aplicadas as potências de 30, 40, 50 e 60W.

Como pode ser visto na Figura 5-4, para a inclinação de 25° a variação de temperatura foi pequena, variando 3°C entre a mínima (30 W) e a máxima (60 W) potência. Enquanto que para ângulos menores, como o de 9°, as temperaturas variaram de maneira significativa, em média 16°C entre a mínima e a máxima potência aplicada. Isso demonstra que a variação de ângulo de inclinação do termossifão influencia de forma significativa no seu comportamento térmico.

Diferentemente dos tubos de calor, que funcionam por capilaridade, os termossifões necessitam da força da gravidade para que o líquido condensado na

região do condensador retorne ao evaporador para fechar o ciclo bifásico. Por isso, quanto maior for a inclinação maior será a velocidade de retorno do líquido para a região de evaporação. Isso irá facilitar o controle térmico na região do evaporador e fará com que as temperaturas sejam menores, como comprovado experimentalmente através dos resultados apresentados.

5.4 Resultados Experimentais do Coletor Solar Assistido por Termossifões

Nessa seção são apresentados os resultados experimentais obtidos através dos testes do coletor solar assistido por termossifões, bem como a análise experimental baseada nestes resultados.

O coletor solar foi testado para potências de 50, 100, 150, 200 e 250 W com diferentes inclinações (9° , 17° e 25°). A Figura 5-5 apresenta o resultado para o teste do coletor solar na inclinação 9° com a potência variando de 50 até 250 W. A variação de potência foi realizada a cada 15 min.

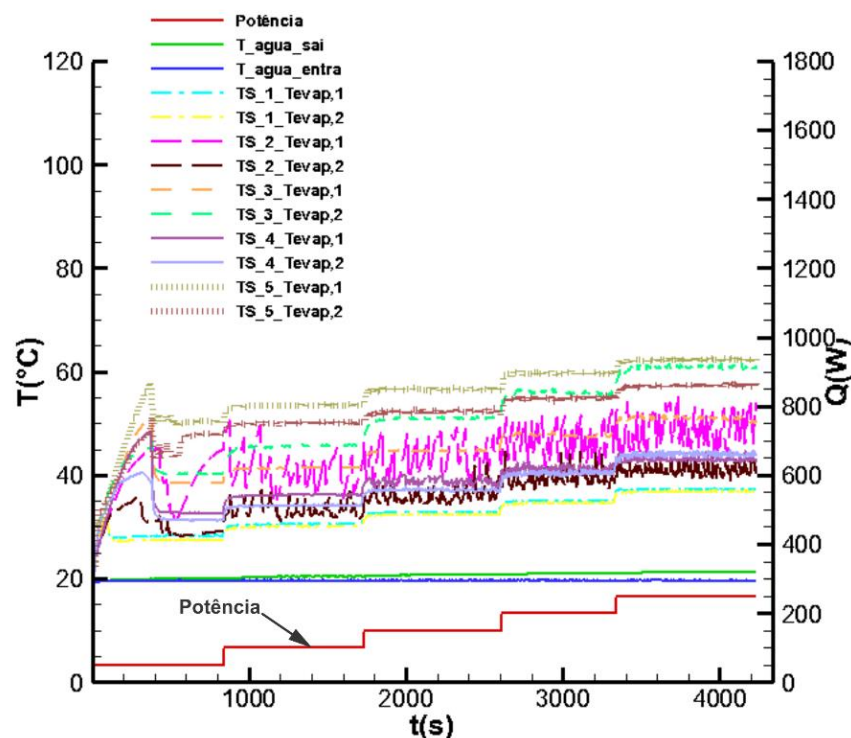


Figura 5-5 Coletor solar assistido por termossifões inclinado em 9° .

Como pode ser visto na Figura 5-5, para a potência de 10 W aplicada a cada termossifão, ou seja, potência de 50 W aplicada ao coletor solar, o comportamento das temperaturas foi parecido, aumentando rapidamente nos primeiros 280 s de teste e completando o ciclo bifásico.

No coletor solar, o termossifão 5 atingiu as maiores temperaturas. Para esse termossifão, quando foi aplicada a potência de 50 W no coletor solar, a máxima temperatura obtida foi de 51°C e o termossifão entrou em regime permanente próximo dos 500 s de teste. Ao aplicar a potência de 100 W no coletor solar, o termossifão entrou em regime com aproximadamente 950 s de teste, atingindo a máxima temperatura de 56°C.

Pode-se observar que em 1900 s o termossifão entrou em regime, atingindo a máxima temperatura de 58°C, quando aplicada a potência de 150 W. Para a potência de 200 W, a temperatura máxima atingida foi de 60°C e o termossifão entrou em regime aos 2870 s de teste. E para finalizar foi aplicada a potência de 250 W. O termossifão entrou em regime permanente próximo dos 3460 s de teste e a máxima temperatura observada foi de 61,5°C.

Segundo Çengel *et al.* (2012), na análise de trocadores de calor, é conveniente combinar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor a partir do fluido quente para o frio em uma única resistência R . Com as temperaturas máximas obtidas nos termossifões utilizados no coletor solar, foi calculado a resistência térmica global, através da Equação 35, os dados obtidos podem ser vistos na Figura 5-6.

$$R = \frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{a,ent}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (35)$$

Onde, R é a resistência térmica global, \bar{T}_{evap} é a temperatura média medida no evaporador e $\bar{T}_{a,ent}$ é a temperatura médias que entra no coletor solar.

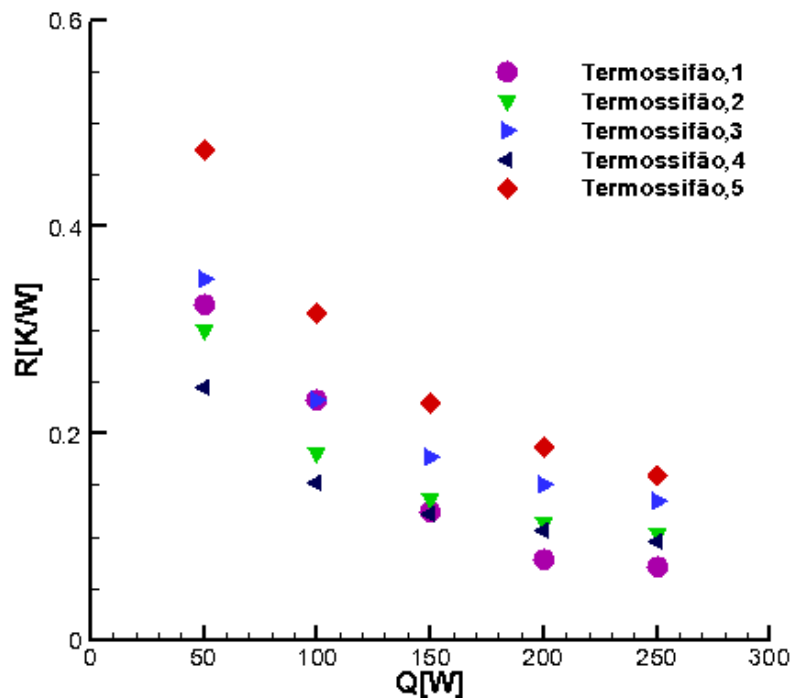


Figura 5-6 Resistência térmica dos termossifões utilizados no coletor solar assistido por termossifões e inclinado em 9°.

Através da Figura 5-6 é possível notar que a resistência térmica diminui com o aumento da potência aplicada no coletor. Para a potência de 50 W a resistência térmica global variou de 0,48 até 0,25 K/W. A potência foi aumentada para 100 W após 30 minutos de teste e a resistência global do sistema diminuiu ficando ente 0,32 e 0,16 K/W. Após 1 hora de teste a potência foi aumentada para 150 W e o intervalo da resistência global ficou entre 0,23 e 0,12 K/W. Com 1 hora e 30 minutos de teste a potência foi aumentada para 200 W e a resistência ficou entre 0,19 e 0,08 K/W. E o menor intervalo observado entre as resistências dos termossifões foi entre 0,16 e 0,07 K/W, ocorrendo com 2 horas de teste e a potência em 250 W. A mesma metodologia foi utilizada para as inclinações de 17° e 25°. O comportamento térmico foi semelhante ao apresentado na Figura 5-5.

Após a realização dos experimentos foram coletados os valores de temperatura que foram medidos pelos termopares posicionados na região do evaporador, e da água que circulava através do coletor solar, além do valor da sua vazão mássica. Na Tabela 5-3 é possível observar esses resultados para as 3 inclinações.

Tabela 5-3 Resultados obtidos nos testes para as angulações de 9°, 17° e 25°

Inclinação	9°	17°	25°
$T_{\text{evap,m}} [^{\circ}\text{C}]$	47,82	47,76	49,19
$T_{\text{a,ent}} [^{\circ}\text{C}]$	19,63	19,53	19,69
$T_{\text{a,sai}} [^{\circ}\text{C}]$	20,60	20,5	20,81
\dot{m} [kg/s]	3,33 E-02	4,03E-02	3,68E-02
$T_f [^{\circ}\text{C}]$	24,01	20,56	20,50
β [1/°C]	4,16E-02	4,86E-02	4,88E-02

Com os valores apresentados na Tabela 5-3 foi possível definir algumas propriedades para a água e para o cobre. Essas propriedades são apresentadas na Tabela 5-4.

Tabela 5-4 Propriedades para o cálculo dos fluxo de transferência de calor

Propriedades	Valores
Fluido de trabalho	Água deionizada
Material do termossifão	Cobre
cp	4186
g	9,81
Pr	0,707
kar[W/m.K]	0,0263
ν [m ² /s]	0,00001589
α [m ² /s]	0,0000224
kiso[W/m.K]	0,0033

Com as equações apresentadas no capítulo 3 e os valores da Tabela 5-4 foi possível obter os valores da taxa da transferência de calor, que foi transportada para a região do condensador \dot{Q}_{cond} , a fluxo de transferência de calor perdido através do isolamento \dot{Q}_{isol} e o rendimento do sistema η_{CS} .

A

Tabela 5-5 apresenta os resultados obtidos através dos testes realizados em laboratório com o coletor solar alimentado com as três fontes de potência. Esses resultados apresentam as taxas de transferência de calor dos cinco termossifões.

Tabela 5-5 Valores para transferência de calor

Inclinação	\dot{q} (W)	\dot{q}_{cond} (W)	\dot{q}_{isol} (W)	η_{CS} (W)
9°	250	135,52	14,02	59%
17°	250	162,92	13,96	69%
25°	250	173,50	14,00	74%

A partir dos dados coletados e da posterior análise, observou-se que quando o coletor solar operou na inclinação de 9°, 54% do fluxo de transferência de calor fornecido para o sistema foi transferida para a região do condensador e 5,7% foi perdida através do isolamento, resultando numa eficiência térmica de 57%.

Para a inclinação de 17° pode-se notar que, 65% do fluxo de transferência de calor fornecido para o sistema foi transferido para a região do condensador, enquanto que 5,6% foi perdido pelo isolamento, resultando numa eficiência térmica de 69%.

Por fim, para a inclinação de 25°, a eficiência térmica foi de aproximadamente 74%. O fluxo de transferência de calor fornecido para a região do condensador corresponde a uma porcentagem de 69,4%, e o fluxo de calor perdida para o isolamento corresponde a 5,6% do total.

Comparando os resultados obtidos para a eficiência térmica do coletor solar assistido por termossifão com a eficiência térmica do coletor solar convencional testado por Carvalho e Sionek (2014), observa-se que o coletor solar testado por eles, com ângulo de inclinação de 20°, alcançou uma eficiência térmica de 55%, enquanto que o coletor solar assistido por termossifões testado neste trabalho, na angulação de 25° obteve uma eficiência de 74%. No caso do teste do coletor solar convencional o fluxo de calor medido através do piranômetro variou entre 700 e 1500 W/m² e no presente teste o fluxo de calor dissipado somando todos os termossifões variou entre 10700 e 21400 kW/m². De acordo com esses resultados, pode-se afirmar que para uma inclinação semelhante, a eficiência térmica do coletor solar assistido por termossifões foi 35% maior que a do coletor convencional.

Com os dados mostrados anteriormente, pode-se observar que o coletor solar que possui a maior eficiência, quando analisado em função da angulação, é o com inclinação de 25°, pois taxa de calor que é transferido do evaporador para o condensador é maior entre as inclinações testadas.

5.5 Resultados das Incertezas

Como o presente trabalho apresenta um estudo experimental, faz-se necessário uma análise das incertezas inerentes ao processo de aquisição de dados experimentais, bem como a sua propagação. As incertezas foram calculadas para os termossifões e para o coletor solar. No entanto, aqui apenas serão apresentadas as maiores incertezas. Os resultados são mostrados apenas para o termossifão de 700 mm sob potência máxima de 60 W e para o coletor solar para a potência de 250 W. A Tabela 5-6 apresenta os resultados para esse caso, e todo o desenvolvimento relacionado ao cálculo está exposto no Apêndice A.

Tabela 5-6 Incertezas Principais

Incerteza	Incerteza	Valor da incerteza
i_T	Temperatura medida	0,861 °C
$i_{\dot{q}_{isol}}$	Taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador	0,531 W/m ²
$i_{\dot{q}_{parede}}$	Taxa de transferência de calor através da parede	0,177 W/m ²
$i_{\dot{q}_{evap}}$	Taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho	1,551 W/m ²
$i_{\dot{Q}_{evap,M}}$	Fornecedor de potência Model Politerm	0,0428 W/m ²
$i_{\dot{Q}_{evap,A}}$	Fornecedor de potência Agilent	0,8357 W/m ²
$i_{\dot{Q}_{col}}$	Coletor	0,84 W/m ²

Fonte: Autoria Própria.

Nota-se que a incerteza do calor transferido para o fluido de trabalho foi a maior, pois ela engloba todas as demais. Observou-se ainda que a taxa de transferência de calor através do isolamento foi a menor.

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizada uma análise teórico-experimental de um coletor solar assistido por termossifões. Primeiramente, foi desenvolvida uma técnica para a construção dos termossifões a serem acoplados ao coletor solar. Em seguida, os termossifões foram acoplados ao coletor solar, o qual foi testado experimentalmente.

Inúmeros testes experimentais foram realizados com os termossifões para garantir que eles operassem de forma correta quando acoplados ao coletor solar. Para o termossifão de 500 mm foi variado a razão de preenchimento em 10, 30, 60 e 90% e também foi variado o sistema de arrefecimento (ar e água). Este termossifão foi testado na posição vertical. Para o termossifão de 700 mm foi variada a angulação em 9, 17, e 25° com sistema de arrefecimento a água, e para a posição vertical foram realizados testes para os dois sistemas de arrefecimento (ar e água). Em todos os testes, foram aplicadas potências na região do evaporador de 30, 40, 50 e 60 W.

O termossifão com comprimento de 500 mm foi construído e testado variando a razão de preenchimento em relação ao volume total do termossifão e o sistema de arrefecimento foi a água. Para este termossifão, foi variada a razão de preenchimento em 30, 60 e 90%. Para a razão de preenchimento de 30% e para potência de 60W, a máxima temperatura obtida para o termossifão foi de 83°C. Para razão de 60%, a máxima temperatura foi de 101°C. Por fim, o termossifão com 90% de preenchimento obteve a temperatura máxima de 121°C para o arrefecimento a água. Portanto, a melhor razão foi a de 30%, porque nesta razão o termossifão que apresentou melhor comportamento térmico.

O termossifão de 700 mm foi construído com uma razão de preenchimento de 30% em relação ao volume total do termossifão, isso corresponde a 60% do volume do evaporador. Foi definido este valor, pois essa razão de preenchimento foi a que mais se aproximou dos dados expostos por Imura *et al.* (1983). Nos testes realizados para este termossifão, foi variada a angulação em 9°, 17° e 25°, e foram aplicadas potências na região do evaporador de 30, 40, 50 e 60 W. O sistema de arrefecimento utilizado foi a água.

Quando testado o termossifão inclinado em 9°, a máxima temperatura medida no evaporador foi de 67°C, enquanto que para a inclinação de 17° foi de 60°C. Também foi testado com o ângulo de 25°, para esse teste a máxima temperatura marcada foi de 53°C. Pode-se perceber a inclinação do sistema possui uma grande

influência no comportamento térmico do coletor solar. Pois quanto maior for a inclinação maior, maior será a velocidade de retorno do líquido para a região de evaporação, facilitando o controle térmico na região do evaporador.

Para os termossifões de diferentes comprimentos, pode-se perceber que para uma mesma potência aplicada no evaporador, a temperatura do termossifão de 700 mm foi maior. Por exemplo, para a potência de 30 W, o fluxo de calor para o termossifão de 500 mm foi de 4,9 kW/m², enquanto que o para o termossifão de 700 mm foi de 2,1 kW/m². Isso aconteceu pois a área deste é 2,3 vezes maior que do termossifão de 500 mm, então o fluxo de calor recebido é menor.

Quando analisando em relação ao fluxo, nota-se que para valores de fluxo semelhantes os valores das temperaturas também são semelhantes. Por exemplo, para o comprimento de 500 mm e fluxo de 4,9 kW/m² a temperatura máxima é de 64°C e para o comprimento de 700 mm e fluxo de 4280W/m² a temperatura medida foi de 58°C. Logo, pode-se observar que ambos termossifões (500 mm e 700 mm) funcionaram de maneira satisfatória.

De acordo com os resultados obtidos, pode-se concluir que a metodologia de desenvolvimento e de testes experimentais dos termossifões para todas as configurações é confiável, pois todos os termossifões operaram de maneira satisfatória. O termossifão maior (L = 700 mm) foi escolhido para ser utilizado no coletor solar pois este possui uma maior área do evaporador e pode dissipar uma maior quantidade de calor.

Uma vez que a metodologia de desenvolvimento e de testes experimentais de qualificação dos termossifões já estava bem consolidada, partiu-se para o projeto do coletor assistido por termossifões.

O coletor solar foi assistido por cinco termossifões com comprimento de 700 mm e com preenchimento de 30% do volume total do termossifão. A escolha dessa razão de preenchimento e do comprimento do evaporador foi devido aos dados obtidos nos testes experimentais dos termossifões. O coletor solar foi testado em laboratório variando a angulação do coletor (9°, 17° e 25°) para potências de 50, 100, 150, 200 e 250 W.

A eficiência do coletor solar, de área de absorção de irradiação solar de 0,3m², foi calculada para todas as angulações e somente para a maior potência aplicada. Para a inclinação de 9° a eficiência obtida foi de 59%, para a inclinação de 17° a eficiência foi de 69% e para a inclinação de 25° foi de 74%.

Enquanto que Carvalho e Sionek (2014) testaram um coletor solar comercial de placa plana, de área de absorção de irradiação solar do coletor solar foi de 1 m², para as inclinações de 0°, 20° e 45° e obtiveram uma eficiência de aproximadamente 55%.

Nota-se que, os ângulos testados, todas as eficiências calculadas para o coletor solar assistido por termossifões, testado em laboratório, foram maiores que a do coletor solar comercial de placa plana testado em campo, e a área de absorção do coletor solar do coletor comercial de placa plana é mais que três vezes maior que o testado nesse trabalho. Portanto, pode-se concluir que a utilização de coletores solares assistidos por termossifões se mostrou mais vantajosa pois esses tipos de coletores, além de serem mais eficientes, podem ser construídos de forma mais compacta.

Para próximos trabalhos sugere-se testar o coletor solar assistido por termossifões em campo, assim como construir um coletor solar assistido por termossifões com uma área de absorção de irradiação solar semelhante à área de absorção do coletor de placa plana comercial testado por Carvalho e Sionek (2014), para comparar, além da eficiência, o fluxo de calor.

REFERÊNCIAS

- ABREU, S. L., Colle, S. An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems. *Solar Energy*, Volume 76, 141-145, 2003.
- ANGELO, W.B; Caracterização térmica de um Termossifão Bifásico de naftaleno, 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal De Santa Catarina, Santa Catarina, 2005.
- ANSI/ASHRAE Standard 93-1986, Methods of Testing to Determine Thermal Performance of Solar Collectors.
- AZAD, E., Assessment of three types of heat pipe solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 16, 2833-2838, 2012.
- BROST, O.; Closed two-phase thermosyphons. Notas de aula, ECM/UFSC, Florianópolis, Brasil, 1996.
- CARVALHO, F. R.; SIONEK, M. C., ANÁLISE TÉRMICA DE UM COLETOR SOLAR PLANO. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso. (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Orientador: Paulo Henrique Dias dos Santos.
- CHI, S. W. Heat Pipe Theory and Practice: A Source Book, Columbus, OH, USA: McGraw Hill, 1976.
- COSTA, Eurides Ramos. Uma análise de sistemas de aquecimento solar de água para uso doméstico no Brasil. 2002. 82 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2002.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. Transferência de Calor e Massa. Uma Abordagem Prática. AMGH Editora Ltda, 4ª Edição, 2012.
- DENG, Y., ZHAO, Y., WANG, W., QUAN. Z., WANG. L., YU. D., Experimental investigation of performance for the novel flat plate solar collector with micro-channel heat pipe array (MHPA-FPC). *Applied Thermal Engineering*, Volume 54, 440-449, 2013.
- DU, B., HU, E., KOLHE, M., An experimental platform for heat pipe solar collector testing. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 17, 119-125, 2013.
- EL-GENK, M. S., SABER, H. H. Determination of operation envelopes for closed, two-phase thermosyphons, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42, 889-903, 1990.

GROLL, M., RÖSLER, S., Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons, *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 17, 91–151 (1992).

IMURA, H., SASAGUCHI, K., KOZAI, H., NUMATA, S., Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosyphon. , *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26, 1181-1188, 1983.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D., BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th Edition, John Wiley Sons, Inc., 2007.

MAMOURI, S. J., DERAMI, H. G., GHIASI, M., SHAFII, M. B., SHIEE, Z., Experimental investigation of the effect of using thermosyphon heat pipes and vacuum glass on the performance of solar still. *Science Direct, Energy Reviews*, Volume 75, 501-507, 2014.

PEREIRA, Enio B. *et al.* *Atlas brasileiro de energia solar*. 1. ed, São José dos Campos: INPE, 2006.

PETERSON, G.P. *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications (Thermal Management of Microelectronic and Electronic System Series)*. Wiley-Interscience, 1994.

REAY, D., Mc GLEN, R., KEW, P. *Heat pipes: theory, design and applications*. Sixth ed. Butterworth-Heinenmann; 2014.

SANTOS, P. H. D. ; BAZZO, E. . Thermal performance and capillary limit of a ceramic capillary evaporator used in LHP and CPL, In: 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2010), 2010, Uberlândia. 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2010), 2010.

SANTOS, T. M. dos., SANTOS, P. H. D., ALVES, T. A. Estudo teórico de um trocador de calor assistido por trocadores de calor. Em sessão do CONEM, 2012, Maranhão, Brasil.

SANTOS, Thiago M. dos. Estudo teórico e experimental de um tubo de calor aplicado a trocadores de calor. 2013. 74 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Curso Superior de Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2013.

SANTOS, P. H. D., Krambeck, L., ALVES, T. A. .Experimental Analysis of a Stainless Steel Heat Pipe. *International Journal of Science and Advanced Technology*, Volume 4, 2014

VICENTE, K. A. T., Reis, L. S., Marquardt, L. S., ALVES, T. A., Santos, P. H. D. . Modeling and Experimental Tests of a Copper thermosyphon, In: 15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2014), 2014, Belém.

VASILIEV L.L; KAKAÇ S. Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications; CRC Press, 2013

APÊNDICE A – INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

A.1. Análise das incertezas experimentais

Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física deve-se sempre dar alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade (ISO - GUM, 2008). A indicação da análise de incertezas auxilia para que os resultados apresentados possam ser comparados com outros estudos ou com alguma norma.

Para ter confiabilidade nos resultados descritos, e para que os dados que vão ser apresentados no Trabalho de Conclusão de Curso 2 possam ser utilizados como referência por outros estudos, serão realizados os cálculos de incerteza dos resultados experimentais para termossifões e para um coletor solar.

Para realizar os cálculos de incerteza serão utilizadas equações de probabilidade e será necessário levar em consideração os erros dos equipamentos, assim como os erros climáticos.

A seguir será descrito a metodologia que vai ser utilizada para o cálculo das incertezas experimentais deste trabalho.

A.1.1. Incerteza estimada para a temperatura medida

A incerteza estimada da temperatura medida é obtida através da incerteza para o sistema de aquisição, Equação A.1, – SA – (Agilent 34970A com 20 canais), para os termopares (tipo T)

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

A que resulta-se em:

$$i_T = \sqrt{i_{SA}^2 + i_{termo}^2} \quad (\text{A.2})$$

Sendo assim, através dos dados da Tabela A.1, foi possível calcular o valor da incerteza desejada resultando em 0,816.

Tabela A.1 - Sumário das incertezas para a temperatura

Incerteza	Valores dos erros	Tipo de distribuição	Divisor	Valor da incerteza
i_{SA}	1,00	Retangular	$\sqrt{3}$	0,577
$i_{termopar}$	1,00	Retangular	$\sqrt{3}$	0,577
i_T	-	-	-	0,816

A.1.2. Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor através do isolamento

A incerteza para a taxa de transferência de calor através do isolamento pode ser obtida através das equações A.3 e A.4.

$$\dot{q}_{isol} = A_{isol} \bar{h}_{isol,e} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb}) \quad (A.3)$$

$$i_{\dot{q}_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial A_{isol}}\right)^2 i_{A_{isol}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial \bar{h}_{isol,e}}\right)^2 i_{\bar{h}_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial \bar{T}_{isol,e}}\right)^2 i_{\bar{T}_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{isol}}{\partial \bar{T}_{amb}}\right)^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (A.4)$$

$$i_{\dot{q}_{isol}} = \sqrt{\left[\bar{h}_{isol,e} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb})\right]^2 i_{A_{isol}}^2 + \left[A_{isol} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb})\right]^2 i_{\bar{h}_{isol,e}}^2 + \left[\bar{h}_{isol,e} A_{isol}\right]^2 i_{\bar{T}_{isol,e}}^2 + \left[-\bar{h}_{isol,e} A_{isol}\right]^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (A.5)$$

Onde :

$$A_{isol} = \pi d_{isol,e} l_{isol} \quad (A.6)$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial d_{isol,e}}\right)^2 i_{d_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial l_{isol}}\right)^2 i_{l_{isol}}^2} \quad (A.7)$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{(\pi l_{isol})^2 i_{d_{isol,e}}^2 + (\pi d_{isol,e})^2 i_{l_{isol}}^2} \quad (A.8)$$

Segundo Incropera et. al (2007), o valor da incerteza para o coeficiente de transferência de calor no isolamento equivale a 20 % do valor do próprio coeficiente médio de transferência de calor no isolamento. Portanto, tem-se:

$$i_{\bar{h}_{isol,e}} = 0,20 \bar{h}_{isol,e} \quad (A.9)$$

Por fim é possível observar que as incertezas calculadas para a temperatura do isolamento e a temperatura ambiente, são iguais a incerteza dos termopares.

$$i_T = i_{\bar{T}_{isol,e}} = 0,816 \quad (A.10)$$

A.1.3. Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor através da parede.

As Equações de A.14 a A.16 evidenciam a incerteza para taxa de transferência de calor através da parede

$$\dot{q}_{par} = k_{cob} A_{par} \left(\frac{\bar{T}_{ee} - \bar{T}_{ce}}{l_{ef}} \right) \quad (A.11)$$

$$i_{\dot{q}_{parede}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}_{par}}{\partial k_{cob}} \right)^2 i_{k_{cob}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{par}}{\partial A_{par}} \right)^2 i_{A_{par}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{par}}{\partial \bar{T}_{ee}} \right)^2 i_{\bar{T}_{ee}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{par}}{\partial \bar{T}_{ce}} \right)^2 i_{\bar{T}_{ce}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{par}}{\partial l_{ef}} \right)^2 i_{l_{ef}}^2} \quad (A.12)$$

$$i_{\dot{q}_{parede}} = \sqrt{\left[A_{par} \left(\frac{\bar{T}_{ee} - \bar{T}_{ce}}{l_{ef}} \right) \right]^2 i_{k_{cob}}^2 + \left[k_{cob} \left(\frac{\bar{T}_{ee} - \bar{T}_{ce}}{l_{ef}} \right) \right]^2 i_{A_{par}}^2 + \left[\frac{k_{cob} A_{par}}{l_{ef}} \right]^2 i_{\bar{T}_{ee}}^2 + \left[-\frac{k_{cob} A_{par}}{l_{ef}} \right]^2 i_{\bar{T}_{ce}}^2 + \left[k_{cob} A_{par} \left(\frac{\bar{T}_{ee} - \bar{T}_{ce}}{l_{ef}^2} \right) \right]^2 i_{l_{ef}}^2} \quad (A.13)$$

onde

$$A_{par} = \frac{\pi (d_e^2 - d_i^2)}{4} \quad (A.14)$$

$$i_{A_{par}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{par}}{\partial d_e} \right)^2 i_{d_e}^2 + \left(\frac{\partial A_{par}}{\partial d_i} \right)^2 i_{d_i}^2} \quad (A.15)$$

$$i_{A_{par}} = \sqrt{\left[\frac{\pi d_e}{2} \right]^2 i_{d_e}^2 + \left[-\frac{\pi d_i}{2} \right]^2 i_{d_i}^2} \quad (A.16)$$

$$l_{ef} = l_a + 0,5(l_e + l_c) \quad (A.17)$$

$$i_{l_{ef}} = \sqrt{\left(\frac{\partial l_{ef}}{\partial l_a} \right)^2 i_{l_a}^2 + \left(\frac{\partial l_{ef}}{\partial l_e} \right)^2 i_{l_e}^2 + \left(\frac{\partial l_{ef}}{\partial l_c} \right)^2 i_{l_c}^2} \quad (A.18)$$

$$i_{l_{ef}} = \sqrt{0,25(i_{l_e}^2 + i_{l_c}^2)} \quad (A.19)$$

$$i_T = i_{T_{co}} = i_{T_{eo}} = 0,816 \quad (A.20)$$

Sendo que $i_{k_{cobre}}$ foi estimado pelo simulador, resultando em:

$$i_{k_{cob}} = 0,015$$

A.1.4. Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor para o fluido.

A partir das equações A.21 e A.22 é possível estimar a incerteza a taxa de transferência de calor para o fluido

$$\dot{q}'_{evap} = \dot{q}'_{evap} - \dot{q}'_{isol} - \dot{q}'_{par} \quad (A.21)$$

$$i'_{\dot{q}'_{evap}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}'_{evap}}{\partial \dot{q}'_{evap}}\right)^2 i'^2_{\dot{Q}'_{evap}} + \left(\frac{\partial \dot{q}'_{evap}}{\partial \dot{q}'_{isol}}\right)^2 i'^2_{\dot{q}'_{isol}} + \left(\frac{\partial \dot{q}'_{evap}}{\partial \dot{q}'_{par}}\right)^2 i'^2_{\dot{q}'_{par}}} \quad (A.22)$$

$$i'_{\dot{q}'_{evap}} = \sqrt{i'^2_{\dot{Q}'_{evap}} + i'^2_{\dot{q}'_{isol}} + i'^2_{\dot{q}'_{par}}} \quad (A.23)$$

A.1.5. Incerteza estimada para o coletor solar

$$\dot{Q}'_{evap} = VI \quad (A.24)$$

$$i'_{\dot{Q}'_{evap}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}'_{evap}}{\partial V}\right)^2 i'^2_V + 1 \left(\frac{\partial \dot{Q}'_{evap}}{\partial I}\right)^2 i'^2_I} \quad (A.25)$$

$$i'_{\dot{Q}'_{evap}} = \sqrt{I^2 i'^2_V + V^2 i'^2_I} \quad (A.26)$$

Na Tabela A1 e Tabela A1 são fornecidos os valores das incertezas i'_V e i'_I nas quais foi considerado um erro de 0,15% + 6 mA para a corrente e um erro de 0,1% + 100mV para a tensão para o Agilent U8002A e foi considerado um erro de 0,2% + 3mA para a corrente e um erro de 0,15% + 6mV para a tensão para o (outra potência). Esses dados de erro foram obtidos através do manual do fabricante das fontes de potência utilizada.

Tabela A1 Sumário das incertezas da fonte de potência Model- Politerm

Incerteza	Valor dos erros	Tipo da distribuição	Divisor	Valor da incerteza
i'_V	0,0043	Retangular	$\sqrt{3}$	0,0024
i'_I	0,0118	Retangular	$\sqrt{3}$	0,0068

Tabela A2 Sumário das incertezas da fonte de potência Model- Politerm

Incerteza	Valor dos erros	Tipo da distribuição	Divisor	Valor da incerteza
i_V	0,1128	Retangular	$\sqrt{3}$	0,065
i_l	0,0118	Retangular	$\sqrt{3}$	0,0068

Com esses dados foi possível calcular a incerteza para o coletor através da equação A29.

$$\dot{Q}_{cs} = 4Q_{evap;M} + 1Q_{evap;A} \quad (A.27)$$

$$i_{\dot{Q}_{cs}} = \sqrt{4 \left(\frac{\partial Q_{cs}}{\partial Q_{evap;M}} \right)^2 i_{Q_{evap;M}}^2 + 1 \left(\frac{\partial Q_{cs}}{\partial Q_{evap;A}} \right)^2 i_{Q_{evap;A}}^2} \quad (A.28)$$

$$i_{\dot{Q}_{cs}} = \sqrt{4i_{Q_{evap;M}}^2 + 1i_{Q_{evap;A}}^2} \quad (A.29)$$