

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

MONIQUE GOTO HOLETZ

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS LIMITES OPERACIONAIS DE UM
TERMOSSIFÃO PARA APLICAÇÕES EM COLETORES SOLARES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA
2014

MONIQUE GOTO HOLETZ

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS LIMITES OPERACIONAIS DE UM
TERMOSSIFÃO PARA APLICAÇÕES EM COLETORES SOLARES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharela em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

Coorientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

PONTA GROSSA

2014



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS LIMITES OPERACIONAIS DE UM TERMOSSIFÃO PARA APLICAÇÕES EM COLETORES SOLARES

por

MONIQUE GOTO HOLETZ

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 7 de fevereiro de 2014 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharela em Engenharia Mecânica. A candidata foi arguida pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Orientador

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
Membro Titular

Prof. Me. Gilberto Zammar
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Responsável pelos Trabalhos
de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

*Ao meu pai, por ser minha motivação mesmo
não estando mais comigo.*

*Ao Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos,
pelos incentivos e ensinamentos.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço essencialmente a Deus pela força, determinação e paciência que me foram dados para que eu pudesse concluir as minhas atividades acadêmicas, por sempre estar ao meu lado mesmo nos momentos mais difíceis, de dúvidas e desânimos.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Thiago Antonini Alves pelos conhecimentos que a mim foram passados para a realização desse trabalho, pela sua diligência e paciência ao me orientar e por tornar possível a conclusão desse trabalho.

Agradeço ao meu coorientador Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos pela sua paciência, por sempre acreditar em mim, pelos ensinamentos profissionais e conselhos que contribuíram para minha formação acadêmica e também para meu crescimento pessoal.

Agradeço a todos os professores e colegas de classe, pois interferindo de alguma maneira me proporcionaram experiência e maturidade, me dando forças para continuar lutando pelo objetivo desejado.

Agradeço enfim ao meu pai, que mesmo não estando vivo para que eu possa lhe entregar meu diploma, foi o principal motivo para que eu não desistisse do meu objetivo e então pudesse lhe dar o orgulho de ter uma filha engenheira em uma área específica de seu interesse.

*“Devemos gerar coragem igual ao tamanho das
dificuldades que enfrentamos.”
Dalai Lama*

RESUMO

HOLETZ, Monique Goto. Análise experimental dos limites operacionais de um termossifão para aplicações em coletores solares. 2014. 71 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2014.

Os termossifões, também chamados de tubos de calor assistidos pela ação da gravidade, são os tipos mais simples de tubo de calor e que possuem várias aplicações em recuperação de calor industrial. Esses dispositivos são também uma alternativa viável para coletores solares, devido à sua relativa simplicidade de construção e ao bombeamento do fluido do trabalho realizado pela ação da gravidade devido à inclinação da superfície do coletor. O funcionamento dos termossifões apresenta limitações de operações, sendo estas: limite viscoso, limite de ebulição, limite sônico e limite de arrasto. Uma modelagem matemática é aqui desenvolvida para o cálculo desses limites operação, analisando a influência do comprimento do evaporador, do comprimento do condensador, diâmetro do termossifão e do fluido de trabalho utilizado. Em seguida, um termossifão é construído e testes experimentais são realizados para que seus resultados sejam comparados com os resultados obtidos na modelagem matemática. O termossifão foi construído com um tubo de cobre e o seu fluido de trabalho foi água deionizada. Foram realizados testes experimentais a fim de se avaliar o comportamento térmico do termossifão em relação aos limites operacionais. O termossifão operou de forma satisfatória para cargas térmicas variando de 5W a 80W. Os resultados teóricos quando comparados com resultados experimentais apresentaram boa concordância, mostrando que o modelo matemático pode ser usado como uma ferramenta para desenvolvimento de projeto de termossifões que podem ser aplicados a coletores solares.

Palavras-chave: Termossifões. Água. Limites operacionais. Coletor solar.

ABSTRACT

HOLETZ, Monique Goto. Experimental analysis of the operational limits of a thermosyphon for applications in solar collectors. 2014. 71 p. Final Course Assignment (Mechanical Engineering) – Federal University of Technology – Paraná. Ponta Grossa, 2014.

The thermosyphons, also known as heat pipes assisted by gravity action, are the simplest kind of heat pipes which have various applications in industrial heat recovery. These devices are also a suitable alternative to solar collectors due to their relative simplicity of construction and pumping the working fluid accomplished by gravity due to their inclination of the collector surface. The operation of the thermosyphon has limitations which are: viscous limit, boiling limit, sonic limit and drag limit. A mathematical model is here developed to calculate these operational limits, taking into account the influence of the diameter, evaporator length, condenser length and working fluid selection. After that, a thermosyphon is built and experimental tests were runned out so that their results are compared with the results obtained with the mathematical model. The thermosyphon was constructed with a copper tube and its working fluid was deionized water. Experimental tests were performed in order to evaluate the thermal behavior of the thermosyphon in relation to operational limits. The thermosyphon operated satisfactorily under heat loads ranging from 5 to 80 W. The theoretical results when compared with experimental results were in good agreement showing that the mathematical model can be used as a tool for developing thermosyphon design that can be applied to solar collectors.

Keywords: Thermosyphon. Water. Operating limits. Solar collector.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Mapa da média anual de temperatura no Brasil.....	17
Figura 2 – Radiação solar global, média sazonal a) Dezembro a fevereiro, b) Junho a agosto.....	17
Figura 3 – Coletor solar cilíndrico.....	22
Figura 4 – Coletor solar parabólico.	23
Figura 5 – Coletor solar de placa plana.....	23
Figura 6 – Coletor solar com funcionamento por meio de termossifões.....	24
Figura 7 – Esquema de um coletor solar assistido por termossifões.	24
Figura 8 – Desenho esquemático de um termossifão.	27
Figura 9 – Fluxo de fluido entre os condensadores.....	30
Figura 10 – Coletores solares aplicados em telhados de residências.....	33
Figura 11 – Diagrama esquemático do coletor solar compacto assistido por termossifões.	34
Figura 12 – Solda para selar o termossifão.....	35
Figura 13 – Bomba de vácuo.	35
Figura 14 – Termossifão construído para execução de testes.....	36
Figura 15 – Termopares fixados ao longo do termossifão.	37
Figura 16 – Evaporador.....	38
Figura 17 – Tubo de PVC para o condensador.....	39
Figura 18 – Suporte do Termossifão.	39
Figura 19 – Ângulo de inclinação dos coletores.....	40
Figura 20 – Termossifão completo para os testes.....	40
Figura 21 – Bancada experimental do LabCT/DAMEC/UTFPR/PG.....	41
Figura 22 – Hidrômetro SANEPAR.	41
Figura 23 – Banho termostático.	42
Figura 24 – Válvula (registro).	42
Figura 25 – Mangueiras.	43
Figura 26 – Fonte de potência <i>Instrutherm N6700B</i>	43
Figura 27 – Sistema de aquisição de dados <i>Agilent DAQ-34970</i>	44
Figura 28 – Termopares ligados ao sistema de aquisição de dados.....	44
Figura 29 – Circuito térmico equivalente de um termossifão.....	46

Figura 30 Película líquida formada no interior do termossifão.....	51
Figura 31 – Posicionamento dos termopares no termossifão.....	52
Figura 32 – Limite de ebulição em função do comprimento do evaporador.	56
Figura 33 – Limite sônico em função do comprimento do evaporador.	57
Figura 34 – Limite de ebulição em função do comprimento do condensador.	57
Figura 35 – Limite sônico em função do comprimento do condensador.	58
Figura 36 – Limite de ebulição em função do diâmetro externo do termossifão.....	58
Figura 37 – Limite sônico em função do diâmetro externo do termossifão.	59
Figura 38 – Temperaturas do termossifão para cargas de temperatura aumentando de 10W a 40W com sistema de convecção a ar.....	60
Figura 39 – Temperaturas do termossifão para cargas térmicas aumentando de 40W a 80W com sistema de convecção a água.	61
Figura 40 – Análise da transferência de calor no termossifão para cargas térmicas aumentando.....	63
Figura 41 – As temperaturas do termossifão para cargas térmicas oscilando entre 80W, 5W, 80W, 40W, 60W e 80W.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Métodos de retorno do condensado.....	26
Tabela 2 - Características geométricas do termossifão.	36
Tabela 3 - Magnitude das resistências térmicas desprezadas do termossifão.	47
Tabela 4 - Propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho (água) à 56,6 °C.	55

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área do condensador (m ²).
A_e	Área do evaporador (m ²)
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar à pressão constante (J/kg K)
d_{adiab}	Diâmetro da seção adiabática (m)
d_e	Diâmetro externo do termossifão (m)
d_i	Diâmetro interno do termossifão (m)
g	Força gravitacional (m/s ²)
h_{co}	Coefficiente convectivo externo do condensador (W/m ² K)
$h_{e,ar}$	Coefficiente convectivo externo do termossifão (J/kg)
h_{eo}	Coefficiente convectivo externo do evaporador (W/m ² K)
h_{IV}	Entalpia de vaporização (J/kg)
i	Corrente elétrica (A)
k_{adiab}	Condutividade térmica na seção adiabática (W/m K)
k_{ar}	Condutividade térmica do ar (W/m K)
k_w	Condutividade térmica do material do termossifão (W/m K)
K_L	Parâmetro de calor latente
L_{adiab}	Comprimento da seção adiabática (m)
l_c	Comprimento do condensador (m)
l_e	Comprimento do evaporador (m)
$\dot{m}_{\text{água}}$	Vazão mássica da água no condensador (kg/s)
Nu	Número de <i>Nusselt</i>
P	Potência (W)
Pr	Número de <i>Prandtl</i>
p_v	Pressão de vapor (Pa)
q	Carga térmica do termossifão (W)
q''	Fluxo térmico (W/m ²)
Q_{isol}	Calor perdido na região do isolamento (W)
Q_{cond}	Calor perdido na região de condensação (W)
Q_{evap}	Calor fornecido a região do evaporador (W)
R	Resistência térmica total (K/W)
Ra	Número de <i>Rayleigh</i>

r_v	Raio de vapor (m)
R_1	Resistência térmica externa do evaporador (K/W)
R_2	Resistência térmica na parede do evaporador (K/W)
R_8	Resistência térmica na parede do condensador (K/W)
R_9	Resistência térmica externa do condensador (K/W)
T_{amb}	Temperatura ambiente (K)
T_e	Temperatura na entrada do condensador (K)
$T_{ext,c}$	Temperatura externa do condensador (K)
$T_{ext,e}$	Temperatura externa do evaporador (K)
T_f	Temperatura de filme (K)
T_s	Temperatura na saída do condensador (K)
T_{sup}	Temperatura na superfície (K)
T_v	Temperatura de vapor (K)
V	Tensão (V)

Letras Gregas

α	Difusividade térmica (m^2/s)
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido (Pa s)
μ_v	Viscosidade dinâmica do vapor (Pa s)
ν	Viscosidade cinemática (m^2/s)
ρ_l	Massa específica do líquido (kg/m^3)
ρ_v	Massa específica do vapor (kg/m^3)
σ	Tensão superficial (Pa)

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
DAMEC	Departamento Acadêmico de Mecânica
DSWHS	<i>Domestic Solar Water Heating System</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ETSWH	<i>Evacuated Tube Solar Water Heaters</i>
GLP	Gás liquefeito de petróleo
LabCT	Laboratório de Controle Térmico
LCSH	<i>Low-Cost Solar Heater</i>
NBR	Norma Brasileira
PCS	<i>Phase Change System</i>
PVC	Policloreto de vinila
SANEPAR	Companhia de Saneamento do Paraná
TM	<i>Trademark</i>
UTFPR/PG	Universidade Tecnológica Federal do Paraná/ <i>Campus</i> Ponta Grossa

SUMÁRIO

RESUMO.....	iv
ABSTRACT.....	v
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	16
1.1 PROBLEMA.....	20
1.2 JUSTIFICATIVA.....	20
1.3 OBJETIVOS	20
1.3.1 Objetivo geral	20
1.3.2 Objetivos específicos	20
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	21
CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	22
2.1 COLETORES SOLARES.....	22
2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DE TERMOSSIFÕES.....	25
2.3 ESTUDOS RECENTES SOBRE TERMOSSIFÕES E SUAS APLICAÇÕES EM SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR.....	28
CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA E MATERIAIS	33
3.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	33
3.2 FABRICAÇÃO DO TERMOSSIFÃO	35
3.3 BANCADA EXPERIMENTAL.....	41
3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	44
3.5 SOFTWARE UTILIZADO NA SIMULAÇÃO DO TERMOSSIFÃO	45
CAPÍTULO 4 – MODELAGEM MATEMÁTICA	46
4.1 MODELAGEM BASEADA NOS LIMITES DE OPERAÇÃO DE UM TERMOSSIFÃO	46
4.1.1 Introdução.....	46
4.1.2 Limite viscoso.....	48
4.1.3 Limite sônico	49
4.1.4 Limite de ebulição.....	50
4.1.5 Limite de arrasto	51
4.2 MODELAGEM BASEADA NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TERMOSSIFÃO.....	52

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	55
5.1 RESULTADOS TEÓRICOS DA MODELAGEM MATEMÁTICA BASEADA NOS LIMITES DE OPERAÇÃO DE TERMOSSIFÕES	55
5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS LabCT/DAMEC/UTFPR/PG.....	59
5.2.1 Resultados experimentais obtidos com um sistema de convecção a ar	60
5.2.2 Resultados experimentais obtidos com um sistema de convecção a água.....	61
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	66
6.1 CONCLUSÕES.....	66
6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	68
REFERÊNCIAS.....	69

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Novas maneiras de obtenção de energia são estudadas com expansão e aprofundamento para que meios alternativos possam ser aperfeiçoados e então fazer a melhor escolha para determinadas aplicações. As fontes de energia mais utilizadas atualmente são derivadas do petróleo, que possuem como característica maior custo em relação às demais. Além disso, elas não são renováveis, pois ao passar dos anos essas fontes se tornam mais escassas.

Do ponto de vista ambiental, essas fontes de energias derivadas do petróleo são prejudiciais também devido ao fato de emitirem grandes quantidades de poluentes como CO₂, CO, SO₂ entre outros que são prejudiciais tanto à saúde do homem quanto ao meio ambiente.

No Brasil, a maior fonte de energia elétrica provém de usinas hidrelétricas devido ao grande potencial hídrico. Esta fonte de energia é considerada renovável, não provoca emissão de poluentes e possui um menor custo. Porém, esse tipo de fonte de energia apresenta algumas desvantagens como o impacto negativo na vida da população, fauna e flora que se encontram próximas à região da construção de hidrelétrica.

Com o intuito de diminuir o impacto ambiental, a comunidade científica se interessa cada vez mais em pesquisar e desenvolver novos recursos para obtenção de energia que sejam menos poluentes e renováveis, devido ao fato do aumento da demanda energética e diminuição da disponibilidade dos combustíveis mais utilizados atualmente (PEREIRA *et al.*, 2006, p.9).

Uma alternativa de fonte renovável é a energia solar. Esse tipo de energia é utilizado em coletores solares, tanto para uso industrial como para uso doméstico, com o intuito de aquecer uma quantidade de água armazenada e desta forma reduzir o consumo de energia elétrica. Como a maior parte do território brasileiro se encontra na região intertropical, o país tem grande potencial para aproveitar esse tipo de energia o ano todo (PEREIRA *et al.*, 2006, p. 10).

A intensidade dos raios solares depende da latitude geográfica da área em questão e da estação do ano (inclinação do eixo da terra). A Figura 1 apresenta a média anual de temperatura distribuída ao longo do país.

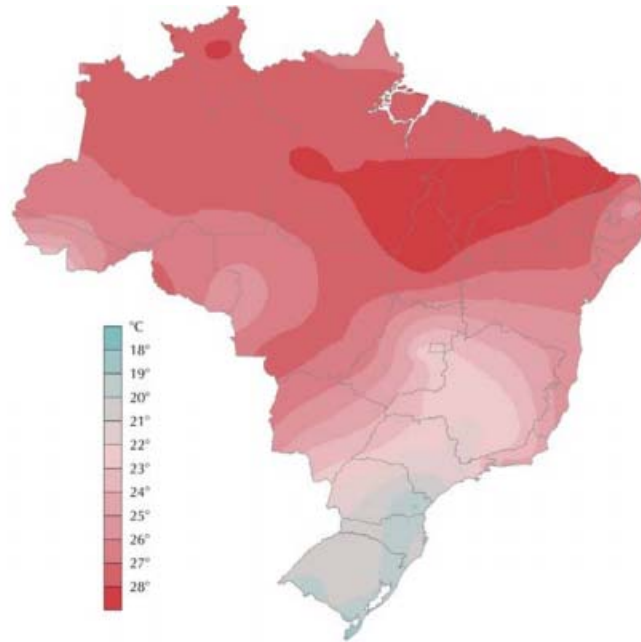


Figura 1 – Mapa da média anual de temperatura no Brasil.
Fonte: Pereira *et al.*, 2006, p. 21.

Note que na região sul, encontrada aproximadamente entre -20° e -35° de latitude, as temperaturas encontradas são mais amenas que no restante do país. Na região nordeste, na parte de coloração vermelha escura do mapa, encontra-se a maior temperatura média alcançada no país, 28°C . Sendo assim, a irradiação solar é mais incidente nesta região o que facilita seu aproveitamento para uso em coletores solares. A Figura 2 apresenta a média de irradiação solar no território brasileiro no verão e no inverno, respectivamente.

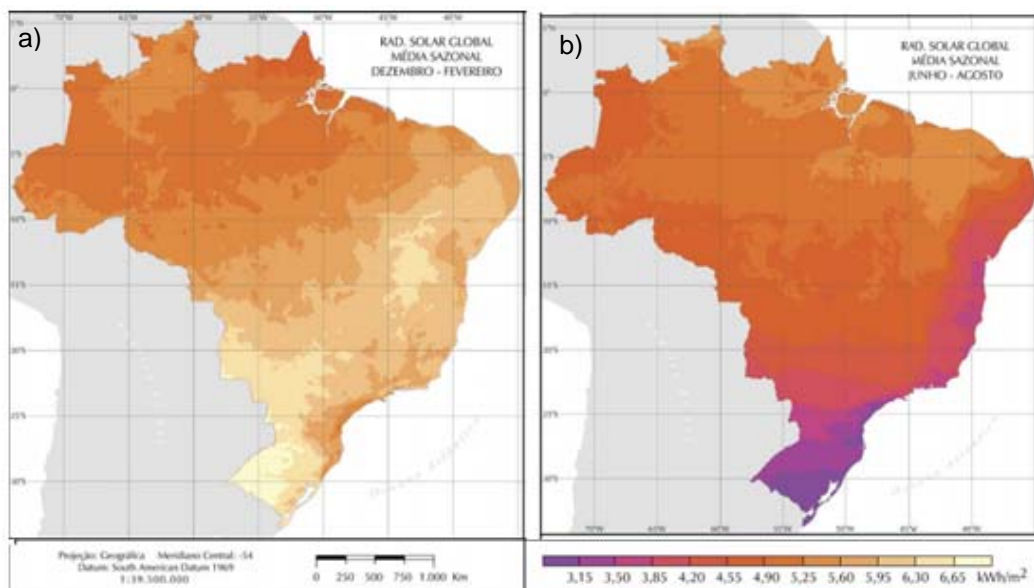


Figura 2 – Radiação solar global, média sazonal a) Dezembro a fevereiro, b) Junho a agosto.
Fonte: Adaptado de Pereira *et al.*, 2006, p. 35.

A incidência de radiação solar na região norte é menor (4,55 – 5,60 kWh/m²) do que na região sul (5,95 – 7 kWh/m²) durante o verão, porém durante o inverno esse dado é invertido (4,55 – 5,25 kWh/m² na região norte e 3,15 – 4,20 kWh/m² na região sul). Isso ocorre devido ao fato de que durante o verão, a região Amazônica apresentar grandes quantidades de chuvas e cobertura da região por numerosas nuvens.

A energia solar apresenta uma variedade de opções de aproveitamento: pequenos sistemas fotovoltaicos autônomos, práticas de conforto térmico e eficiência energética em construções civis; pode-se ainda ser aproveitada para plantio e colheita de culturas e para o uso de coletores solares que podem gerar energia elétrica ou aquecer água em reservatórios (PEREIRA *et al.*, 2006, p.10).

Os coletores solares são dispositivos que recebem radiação solar e transferem essa energia sob a forma de calor para o fluido de trabalho. Esses dispositivos devem ser construídos de acordo com as especificações das normas da ABNT NBR 15747:2008 (Sistemas solares térmicos e seus componentes: coletores solares) e NBR 15569:2008 (Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto: projeto e instalação), levando-se em consideração as especificações do projeto, como faixa de temperatura, pressão e resistência de exposição à radiação solar.

Os sistemas de aquecimento de água para uso doméstico no Brasil utilizam energia solar, energia elétrica ou ainda a queima direta de um determinado combustível (GLP ou gás natural) num queimador a gás. Por ter um custo elevado, o aquecimento de água através de energia elétrica vem cada vez mais sendo substituído pelo aquecimento utilizando a queima direta de combustíveis num queimador a gás ou utilizando um coletor solar; ou, em alguns casos, as duas tecnologias são utilizadas. Isto é, a residência possui os dois sistemas de aquecimento (aquecedor a gás e o coletor solar); quando há suficiente irradiação solar (dias ensolarados) utiliza-se o coletor solar e quando não há suficiente irradiação solar (dias nublados ou chuvosos) utiliza-se o queimador a gás para o aquecimento da água para o uso doméstico.

Os coletores solares utilizados no Brasil são, na sua grande maioria, compostos por um feixe de tubos alocados numa caixa térmica. A água ao passar no interior desses tubos recebe o fluxo de calor transferido pela irradiação solar e é aquecida. Esse tipo de coletor solar possui tecnologia brasileira e diversas empresas nacionais já o constroem.

Outro tipo de coletor solar, que é pouco utilizado no Brasil, é o coletor solar a vácuo. Esse tipo de coletor utiliza termossifões para intensificar a transferência de calor para a água que será aquecida. Embora esses coletores solares a vácuo venham sendo utilizados no Brasil, a tecnologia de construção desses tipos de coletores solares é estrangeira. Esse tipo de coletor solar a vácuo ou também chamado de coletor assistido por termossifões ou tubos de calor são amplamente utilizados na Europa, nos Estados Unidos, Canadá e em alguns países da Ásia.

Os tubos de calor são dispositivos altamente eficientes para o controle térmico por transferirem grandes quantidades de calor. Eles são amplamente utilizados em diferentes aplicações na engenharia, desde aplicações aeroespaciais até o controle térmico de microeletrônicos (GROLL e ROSLER, 1992). Os termossifões, também chamados de tubos de calor assistidos pela ação da gravidade, são os tipos mais simples de tubo de calor e que possuem várias aplicações em recuperação de calor industrial. Logo, esses dispositivos são uma alternativa viável para coletores solares, devido à sua relativa simplicidade de construção e ao bombeamento do fluido do trabalho realizado pela ação da gravidade devido à inclinação da superfície do coletor.

Por serem dispositivos que transferem grandes quantidades de calor, a utilização de termossifões ou tubos de calor em coletores solares faz com que os coletores sejam mais compactos em comparação aos coletores solares convencionais (comerciais).

O modelo matemático é implementado no *software* EESTM (*Engineering Equation SolverTM*) e simulações são realizadas variando algumas características geométricas do termossifão. Os resultados teóricos obtidos com este modelo matemático são comparados com os resultados experimentais obtidos com os testes do termossifão. Tanto o modelo matemático, quanto a construção do termossifão, a descrição da bancada experimental e os testes experimentais são descritos em detalhes nos capítulos seguintes.

1.1 PROBLEMA

A aplicação de termossifões em coletores solares faz com que estes dispositivos se tornem mais compactos em comparação com os coletores solares convencionais. Entretanto, faz-se necessário o desenvolvimento de uma ferramenta matemática confiável para o projeto de termossifões que possam ser aplicados em tais coletores solares.

1.2 JUSTIFICATIVA

Os coletores solares comumente comercializados e usados no Brasil, por não utilizarem mudança de fase para potencializar a transferência de calor, são grandes e ocupam boa parte dos telhados das residências onde são aplicados. Por outro lado, os coletores solares assistidos por termossifões - por utilizarem a mudança de fase do fluido de trabalho que está interno aos termossifões - são mais eficientes e, por sua vez, podem ser construídos de forma compacta. Logo, a presente proposta visa estudar de forma teórico-experimental um termossifão que pode ser aplicado nestes tipos de coletores solares compactos. Pretende-se ainda desenvolver uma ferramenta de projeto para estes termossifões que possam ser aplicados em coletores solares compactos.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Desenvolver um modelo matemático que sirva como uma ferramenta para o projeto de termossifões que podem ser aplicados em coletores solares compactos.

1.3.2 Objetivos específicos

- Implementar a modelagem matemática no *software* EESTM (*Engineering Equation SolverTM*) e simular computacionalmente os limites operacionais do termossifão;
- Realizar a construção de um termossifão de cobre tendo água deionizada como fluido de trabalho;
- Realizar testes experimentais com o termossifão construído, tendo o condensador sendo resfriado por ar e por água;

- Comparar os resultados teóricos e experimentais a fim de validar o modelo matemático.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está subdividido da seguinte maneira:

No Capítulo 1, é feita uma breve apresentação sobre fontes de energia para contextualização do uso de coletores solares.

No Capítulo 2, é apresentada a fundamentação teórica, mostrando alguns modelos de coletores solares, algumas definições e aplicações de termossifões.

No Capítulo 3, são apresentados os materiais e métodos utilizados no trabalho.

O Capítulo 4 descreve de forma detalhada os modelos matemáticos utilizados como projeto de termossifões.

No Capítulo 5 são mostrados os resultados obtidos e as discussões.

No Capítulo 6, são realizadas as considerações finais e são apresentadas as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é feita uma breve apresentação dos tipos de coletores solares, bem como uma revisão dos principais trabalhos recentemente publicados relacionados à aplicação de termossifões.

2.1 COLETORES SOLARES

Coletores solares são dispositivos projetados para absorverem a luz solar e dessa maneira, aproveitar o calor provindo dessa fonte de energia para aquecimento de água. Sua aplicação é voltada para aquecimento de água em residências, podendo também ser utilizados para gerar eletricidade em grandes instalações por meio do vapor gerado pelo aquecimento da água que aciona turbinas (PEREIRA *et al.*, 2006).

Os coletores solares são divididos em dois grupos: de concentração, onde a superfície receptora de luz solar converge os raios para uma área menor e assim aumentar o calor recebido; sem foco, onde a superfície receptora de luz solar é a mesma de absorção de energia.

Os coletores solares de concentração apresentam ainda subgrupos, são eles:

- Cilíndricos: a superfície que recebe os raios solares possui geometria semelhante à metade de um cilindro, de material refletor para que possam convergir os raios solares para um ponto escolhido. A Figura 3 mostra um exemplo de um coletor solar cilíndrico;



Figura 3 – Coletor solar cilíndrico.

Fonte: Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br>>. Acesso em ago. 2013

- Paraboloides: a superfície que recebe os raios solares possui geometria paraboloide, com o mesmo objetivo do coletor cilíndrico. A Figura 4 mostra um exemplo de um coletor solar parabólico;



Figura 4 – Coletor solar parabólico.

Fonte: Disponível em: <<http://www.sunflower-solar.com>>. Acesso em out. 2013.

Os coletores solares sem foco são divididos em:

- Placa plana: a superfície receptora de raios solares é plana e escura. A placa aumenta de temperatura e transfere a energia armazenada para o fluido que está sendo utilizado. A Figura 5 mostra um exemplo de coletor solar de placa plana;



Figura 5 – Coletor solar de placa plana.

Fonte: Disponível em: <<http://www.fibratec.com.br>>. Acesso em ago. 2013.

- Coletores solares assistidos por tubos de calor ou termossifões: a superfície receptora de raios solares é composta por um conjunto de tubos de calor ou termossifões. Esses coletores possuem uma parte recoberta de vidro para permitir a passagem dos raios solares até atingirem os tubos de calor ou termossifões. O funcionamento desses tubos de calor ou termossifões é explicado no decorrer deste trabalho. A Figura 6 mostra um exemplo de coletor solar assistido por termossifões.



Figura 6 – Coletor solar com funcionamento por meio de termossifões.

Fonte: Disponível em <<http://honger88.en.made-in-china.com>> Acesso em out. de 2013.

A Figura 7 mostra de maneira esquemática um exemplo de funcionamento de coletor solar assistido por termossifões.

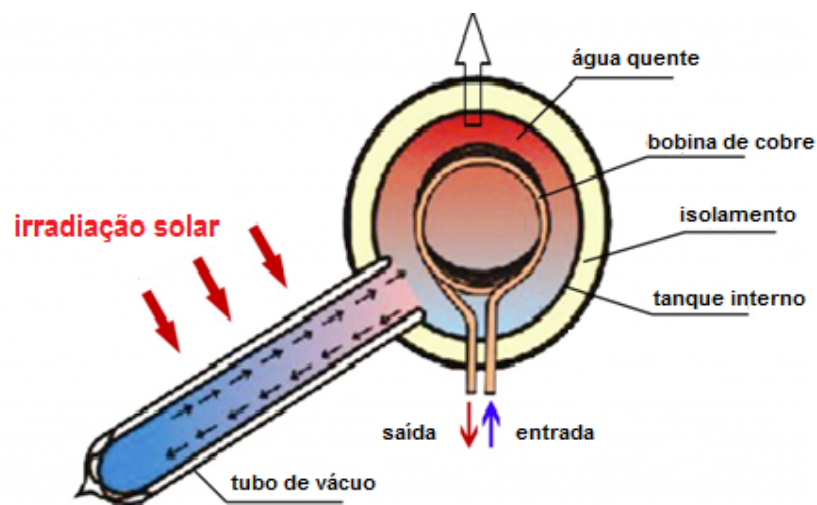


Figura 7 – Esquema de um coletor solar assistido por termossifões.

Fonte: Autoria própria.

Os raios solares incidem sobre a superfície plana do coletor, aumentando a temperatura do fluido encontrado em seu interior. Com essa fenomenologia, o fluido quente se torna menos denso e se desloca para a porção superior do coletor, sendo descarregado em um tanque de armazenamento isolado externamente. Em seu interior há uma bobina de cobre por onde entra água a temperatura ambiente, recebe calor do fluido armazenado e então ocorre saída de fluido com temperatura superior da temperatura de entrada.

Assim, pode-se perceber que existe uma variedade de coletores solares em relação a materiais utilizados, formatos, tipos de funcionamento, porém todos possuem o objetivo de aproveitamento de energia solar para aquecimento de uma quantidade de água desejada armazenada.

Segundo Alizadehdakhel *et al.* (2009), a simplicidade do projeto, o baixo custo de manutenção e a alta taxa de transferência de calor de coletores solares assistidos por termossifões tem tornado esses dispositivos mais aplicáveis.

2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DE TERMOSSIFÕES

Os tubos de calor, que podem ser empregados em coletores solares com o intuito de deixá-los mais eficientes e compactos, surgiram em 1942 com Gaugler, porém seus estudos só foram aperfeiçoados a partir dos anos 60 (REAY e KEW, 2006).

O tubo de calor basicamente é um tubo que é preenchido com um fluido após a realização de vácuo em seu interior. Este tubo pode possuir ou não uma estrutura porosa interna. De uma maneira simplificada, em uma determinada região é fornecido calor que provocará a ebulição do seu fluido de trabalho fazendo-o deslocar até a região oposta do tubo. Nessa última porção, um fluido externo entra em contato com o tubo retirando calor, então o fluido de trabalho é condensado e volta para a sua posição inicial através da ação da gravidade (tubo de calor sem meio poroso) ou através da capilaridade (tubo de calor com meio poroso). O tubo de calor com meio poroso é chamado apenas de tubo de calor, enquanto que o tubo de calor sem meio poroso é chamado de termossifão. Outras maneiras de retorno do condensado ao evaporador para diferentes tipos de tubos de calor são listadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Métodos de retorno do condensado.

Gravidade	Termossifão
Força Capilar	Tubo de Calor Padrão Tubo de calor em forma de circuito
Força Centrípeta	Tubo de calor rotativo
Forças Eletrocinética	Tubos de calor eletro Tubo de calor Elétrico-osmótico
Forças Magnéticas	Tubo de calor fluido magnético
Forças de osmose	Tubo de calor osmótico
Bomba de bolha	Termossifão inverso

Fonte: Reay e Kew (2006)

O termossifão é um tubo oco feito de material metálico com alta condutividade térmica, geralmente de cobre, podendo ser também de alumínio ou de aço. Sua estrutura oca e a mudança de fase do fluido de trabalho, inerente da fenomenologia do processo térmico, permite que o calor transferido seja maior do que com um tubo maciço de mesmo material e mesma geometria.

Em seu interior circula um fluido de trabalho que é selecionado de acordo com sua temperatura de ebulição, que deve ser compatível com a temperatura de operação do termossifão.

Para aplicações com temperaturas criogênicas são utilizados gases como O₂, H₂ e N₂. Para termossifões que operam em altas temperaturas, os metais líquidos são mais apropriados. No caso de coletores solares, a água possui as propriedades mais adequadas, além de não agredir o meio ambiente e por possuir um baixo custo.

O termossifão é dividido em três partes: evaporador, região adiabática e condensador, conforme mostrado na Fig. 8. Cada uma dessas regiões é explicada em detalhes a seguir para uma melhor compreensão do funcionamento do termossifão, objeto do presente trabalho.

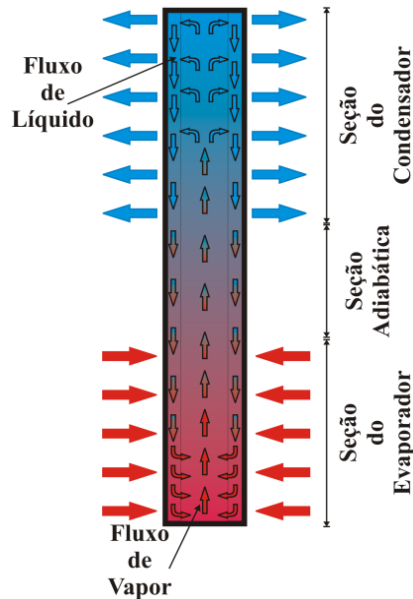


Figura 8 – Desenho esquemático de um termostifão.

Fonte: Autoria própria

- Evaporador: região inferior do termostifão, onde calor é recebido de uma fonte externa, podendo ser elétrica, solar, entre outras. O fluido de trabalho em seu interior é aquecido até atingir seu ponto de ebulição. O fluido evapora e, pelo fato da densidade do fluido de trabalho no estado líquido ser maior do que a densidade no estado gasoso e também devido à diferença de pressão no interior do tubo, o vapor é deslocado para a parte superior do termostifão, o condensador, passando pela região adiabática;
- Região adiabática: região do tubo que não troca calor com o meio e possui dimensões variáveis dependendo da aplicação, podendo ser inexistente em alguns casos;
- Condensador: região superior do termostifão onde ocorre a transferência de calor do tubo para o meio externo. O calor rejeitado pelo fluido de trabalho, que está no estado de vapor, ocasiona sua mudança de fase do estado vapor para líquido. O fluido condensado retorna ao evaporador pela ação da gravidade, fechando o ciclo.

Para que o condensado retorne do condensador para o evaporador é necessário a ação da força gravitacional. Portanto, a aplicação de termostifões deve ser feita sempre com o condensador acima do evaporador, podendo em alguns casos os termostifões estarem inclinados com uma angulação que varia de 30° a 90°.

Se o condensador for posicionado abaixo do evaporador ou se a inclinação utilizada for inadequada, a quantidade de fluido de trabalho condensado não será suficiente para que ocorra a inundação da região onde ocorre a evaporação do mesmo. Logo, pode ocorrer a secagem desta região tornando o termossifão ineficiente e podendo causar danos ao dispositivo. Usualmente testes são realizados para verificação da influência do ângulo de inclinação do termossifão na taxa de transferência de calor do mesmo.

Outro parâmetro que deve ser levado em consideração para a construção e para o adequado funcionamento do termossifão é a razão de preenchimento do fluido de trabalho. Volumes muito grandes de fluido de trabalho podem bloquear o condensador e volumes muito pequenos são evaporados muito rápidos sem que haja retorno do condensado na mesma proporção, causando a secagem do evaporador e superaquecendo a parede do termossifão, podendo causar danos ao dispositivo (CAVALCANTI *et al.*, 2002).

Apesar de os termossifões apresentarem grande eficiência, alguns fatores influenciam de maneira negativa em seu funcionamento e devem ser observados para a análise de viabilidade do projeto. Esses fatores são chamados de limites de operação e restringem a transferência de calor de acordo com cada caso e condições de trabalho. Estes limites de operação são: limite viscoso, limite sônico, limite de ebulição e limite de arrasto.

2.3 ESTUDOS RECENTES SOBRE TERMOSSIFÕES E SUAS APLICAÇÕES EM SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR

Trabalhos anteriores apresentaram estudos da aplicação de tubos de calor e termossifões em coletores solares para o aquecimento de água de uso doméstico usando configurações diferentes da configuração de coletores solares convencionais. Oliveti e Arcuri (1996), Ismail e Abogderah (1992), Ismail e Abogderah (1998) e Hussein *et al.* (1999) apresentaram resultados obtidos com os tubos de calor aplicados em coletores solares planos onde os condensadores dos tubos de calor e termossifões foram imersos num reservatório contendo água à diferentes temperaturas de resfriamento.

Oliveti e Arcuri (1996) e Hussein *et al.* (1999), fizeram o uso de termossifões com água como fluido de trabalho, enquanto Ismail e Abogderah (1992) e Ismail e Abogderah (1998) utilizaram tubos de calor com uma estrutura capilar interna na

secção do evaporador e metanol como fluido de trabalho. Chun *et al.* (1999), apresentaram uma configuração onde cinco termossifões são acoplados ao coletor e o condensador é resfriado com um banho térmico com temperatura controlada. O coletor foi assistido por tubos de calor e termossifões. Foram testados diferentes fluidos de trabalho (água, metanol, acetona e etanol) e diferentes temperaturas para o banho termostático do condensador.

Abreu e Colle (2004), apresentaram uma configuração diferente das configurações acima citadas devido à sua geometria na secção de condensador. Enquanto os outros autores fizeram uso de tubos retos, o condensador desenvolvido por eles possuía uma geometria curvada para permitir um melhor acoplamento externo entre os termossifões e o reservatório térmico. Esta solução permitiu uma montagem mais compacta e assegurou um bom desempenho dos termossifões em caso de locais de baixa latitude, onde o declive do coletor é pequeno. Eles desenvolveram um aparato experimental para investigar o efeito dos parâmetros de concepção básicos sobre o desempenho dos termossifões. Este experimento ajudou na determinação das dimensões ótimas do protótipo de coletores solares compactos assistidos por termossifões para o aquecimento de água de uso doméstico. Eles testaram o coletor com comprimentos, inclinações e razões de preenchimento diferentes para fluxos de calor variando de 400 a 1200 W/m².

Percebe-se através dos trabalhos, acima citados, que o estudo de termossifões aplicados a coletores solares possui relevância científica. Logo, o presente Trabalho de Conclusão de Curso visa estudar de forma teórica e experimental um termossifão que pode ser aplicado em coletores solares compactos. Para isso, um modelo matemático baseado nos limites de operação é apresentado e um termossifão é construído e testado experimentalmente. O termossifão é feito de um tubo reto de cobre e é preenchido com água deionizada.

Azad (2008) fez um estudo sobre o funcionamento de termossifões em coletores solares planos de alumínio, bem como da razão ótima entre comprimento – aquecimento - resfriamento de maneira teórica e experimental. Nesse caso, os termossifões são acoplados de maneira que o fluxo de água flua de um condensador para o outro. Para os testes experimentais foram levadas em consideração a temperatura ambiente, a irradiação solar e a vazão mássica de água para avaliar as temperaturas na entrada e na saída do primeiro e último termossifão. Para o estudo teórico, o método de efetividade NUT foi desenvolvido, junto com a análise das

resistências dos termossifões, para validação das temperaturas de entrada e saída. A Figura 9 mostra esquematicamente o fluxo de água entre os condensadores.

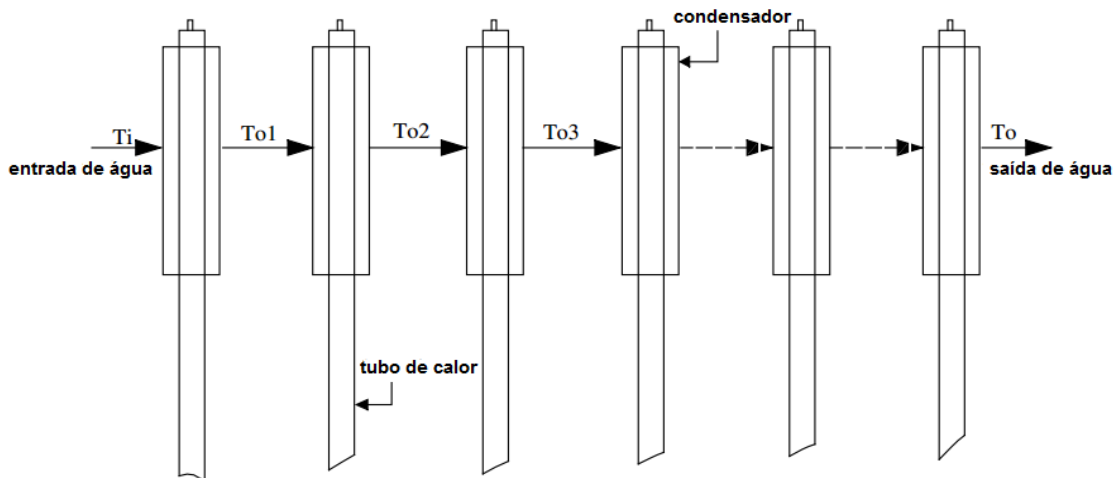


Figura 9 – Fluxo de fluido entre os condensadores.

Fonde: Azad (2008)

A diferença percentual entre resultados teóricos e experimentais para a eficiência do coletor foi de 4,7%. Notou-se também que conforme o número de termossifões aumenta, a eficácia e o calor útil são diminuídos devido ao fato da temperatura da água aumentar e assim aumentar também as perdas de calor. A razão de comprimentos evaporador/condensador ótima encontrada através de testes experimentais foi de 8,25 ($l_e = 1,65$ m, $l_c = 0,2$ m). Isso ocorre porque aumentando o comprimento do evaporador, mais calor será absorvido e mais perdas ocorrerão, mesmo que o coeficiente de transferência de calor também aumente. Comparando-se os resultados teóricos e experimentais, o modelo matemático pode ser validado.

Chien *et al.* (2011), desenvolveram um modelo teórico utilizando um método de resistência-capacitor térmico para ser comparado com testes experimentais de um aquecedor solar de água utilizando termossifões bifásicos, variando-se as entradas de energia e também os ângulos de inclinação dos termossifões. Os testes foram feitos com iniciais 50 W de potência de entrada, com incrementos de 50 W até atingir a potência de 600 W e com 0° de inclinação até 30° com incrementos de 5° . O sistema é composto por um coletor solar, um trocador de calor de tubo duplo, tubos paralelos no interior do tanque de armazenamento de água e um tanque de armazenamento de energia.

Para o modelo matemático foram consideradas as resistências térmicas para a perda de calor do coletor, no fluido de trabalho em ebulição, no filme do fluido de trabalho, de condensação e de condução dos tubos, de condensação e condução do

fluido de trabalho e capacitores térmicos para a condensação e as regiões de condução do material do tanque de água. A eficiência máxima alcançada foi de 82% quando a potência de entrada aplicada foi de 300 W e então ocorreu um decréscimo de eficiência. Em relação ao ângulo de inclinação, a eficiência cai em 5% para ângulos menores que 15°. O modelo matemático apresentou resultados com aproximadamente 6% de diferença dos valores experimentais, podendo ser validado.

Siqueira *et al.* (2011), estudaram o *Low-Cost Solar Heater* (LCSH), um coletor solar cujas partes são feitas de materiais poliméricos que fazem com que seu custo seja diminuído. Os autores observaram que no tanque de armazenamento de água há gradiente de temperatura do fluido, entrando água quente na parte superior, perdendo calor na porção intermediária e entrando em contato com água fria que entra no fundo do tanque.

Medindo a temperatura ambiente e irradiação solar incidente, através do balanço de energia no painel plano de absorção, aplicando o número de *Nusselt*, os autores puderam calcular a temperatura máxima alcançada pelo coletor e sua eficiência. Comparando valores com coletores solares convencionais, a diferença de temperaturas máximas alcançadas foi de 1,8, sendo atingida 43,7°C em LCSH e 45,5 °C em coletores convencionais. Em termos de eficiência, o LCSH é pouco menos eficiente, com 40,2% contra 43,8% dos coletores convencionais, o que são resultados próximos e vantajosos considerando seu baixo custo de aplicação.

Alguns outros tipos de coletores solares assistidos por termossifões são aqui citados:

- O *Domestic Solar Water Heating System* (DSWHS) consiste em uma placa plana com seis aletas de cobre para absorver o calor do sol e então aumentar a temperatura da água. Feito isso, a água aquecida é transferida para um tanque térmico e quando resfriada, volta para o coletor solar pelo funcionamento de um termossifão (ORDAZ-FLORES, GARCÍA-VALLADARES e GÓMEZ, 2011).
- O *Phase Change System* (PCS) segue o mesmo conceito do DSWHS, porém é adicionada uma bobina de cobre no interior do tanque para funcionar como o condensador. O fluido é aquecido no coletor solar (que funciona como evaporador) até atingir o estado de líquido saturado. Alcançando este estado, forma-se vapor saturado ou vapor superaquecido

que é transferido até o tanque. No tanque térmico há água que irá retirar calor do fluido de trabalho até o mesmo se condensar e voltar para o coletor por meio da gravidade (ORDAZ-FLORES, GARCÍA-VALLADARES e GÓMEZ, 2011).

- O *Evacuated Tube Solar Water Heaters* (ETSWH) opera com vários tubos de calor alinhados que aquecerão o fluido de trabalho e o armazenará em um tanque. Pode apresentar duas configurações: ter o condensador localizado no interior da tubulação ou afixado externamente à tubulação com cliques, sendo que o primeiro tipo apresenta resultados de melhor eficiência (REDPATH, 2011).

CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA E MATERIAIS

Neste capítulo são discutidos os procedimentos realizados para a construção do termossifão e da execução dos testes utilizando uma bancada experimental no Laboratório de Controle Térmico (LabCT) vinculado ao Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa (DAMEC/UTFPR/PG). Feito isso, é mostrada a metodologia desenvolvida para obtenção dos resultados analíticos com auxílio do *software EES*TM para resolução do equacionamento apresentado no Capítulo 4.

3.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Coletores solares convencionais utilizam a radiação solar incidente para o aquecimento da água, sem mudança de fase, ocupando grandes espaços nos telhados das residências. Por não operarem com mudança de fase, a troca de calor não é tão eficiente quanto dos coletores solares assistidos por termossifões que apresentam mudança de fase em seu fluido de trabalho, além de permitir a construção de coletores mais compactos.

A Figura 10 apresenta de forma esquemática a aplicação de coletores solares assistidos por termossifões em residências.

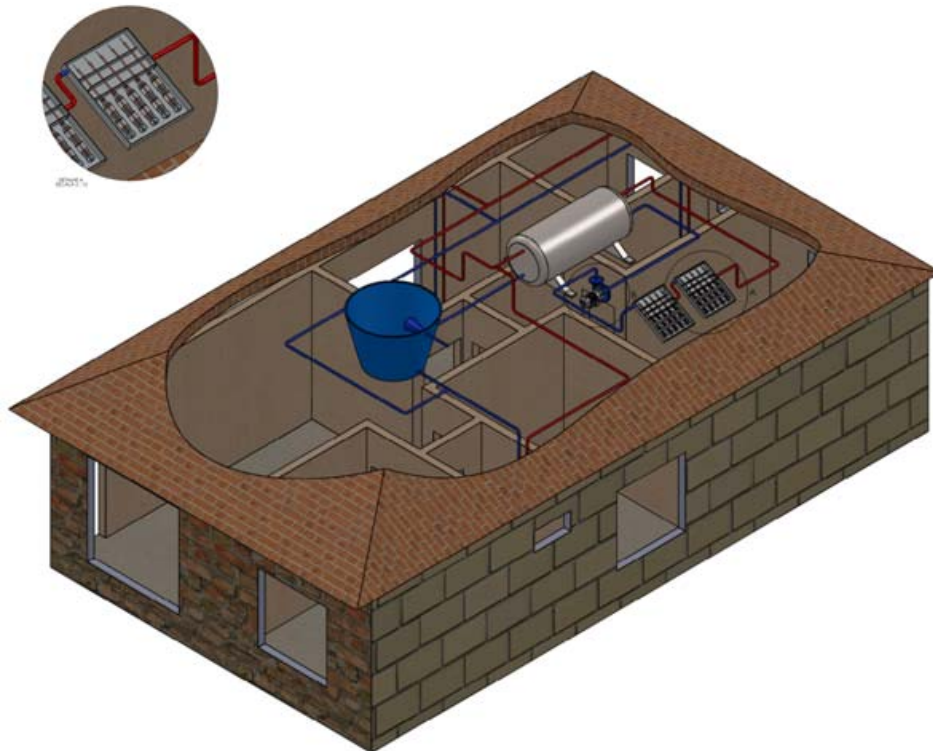


Figura 10 – Coletores solares aplicados em telhados de residências.
Fonte: Autoria própria

Nota-se que o coletor é posicionado no telhado da casa, onde recebe radiação solar que irá aquecer a água a ser armazenada no tanque para que posteriormente possa ser distribuída para uso doméstico. Um coletor solar assistido termossifões é mostrado esquematicamente na Fig. 11.

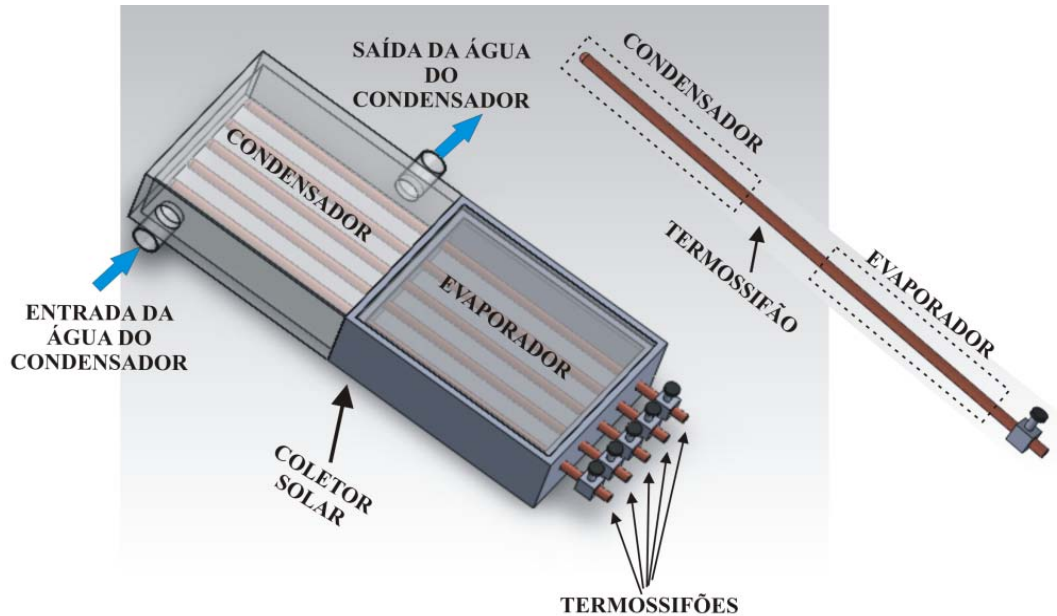


Figura 11 – Diagrama esquemático do coletor solar compacto assistido por termossifões.

Fonte: Santos et al. (2012)

Esse coletor é composto por cinco termossifões feitos de cobre tendo como fluido de trabalho a água. A caixa do coletor é de aço inoxidável, onde a parte inferior possui um vidro por onde os raios solares entram no coletor solar, os quais servirão de fonte térmica para os termossifões. Nesta parte inferior da caixa do coletor estão alocados os evaporadores dos termossifões. Na parte superior, onde estão colocados os condensadores dos termossifões, um fluxo de água passa externamente aos tubos.

O fluxo de água receberá calor do termossifão, o que fará com que a água aumente de temperatura e depois seja direcionada para aplicações domésticas.

Esse dispositivo apesar de oferecer economia de energia elétrica e grande troca de calor, apresenta algumas limitações de operação em relação à temperatura em que está submetido o termossifão, que são o objetivo de estudo deste trabalho. Para análise experimental dos seus limites, foi necessária a construção de um termossifão para que o mesmo fosse testado e fornecesse resultados empíricos para comparação com os resultados analíticos.

3.2 FABRICAÇÃO DO TERMOSSIFÃO

Foi utilizado um tubo de cobre de 55 cm de comprimento e diâmetro externo 12,25 mm (1/2"), com espessura de 1 mm. Esse material metálico foi escolhido, pois segundo Reay e Kew (2006), é o mais apropriado para operações entre 0°C e 200°C. Para selar o tubo foi realizada solda de estanho, como mostrada na Fig. 12.



Figura 12 – Solda para selar o termossifão.

Fonte: Autoria própria

Para a formação do vácuo no tubo de calor, foi utilizada a bomba de vácuo *Edwards 2M18* (Fig. 13). A pressão medida no vacuômetro na saída da bomba após a realização do vácuo foi de 90 mbar (9 kPa) e a temperatura de saturação referente a essa pressão foi de 43,74 °C. Vale salientar que se utilizou uma seringa de 10 ml para preencher o termossifão e que o vácuo foi realizado com o termossifão já preenchido com fluido de trabalho. O tubo foi preenchido com uma razão de preenchimento de 70% (aproximadamente 35 ml).



Figura 13 – Bomba de vácuo.

Fonte: Autoria própria

Esse procedimento só pode ser realizado porque a pressão atingida após o vácuo foi de 90 mbar (9 kPa) tendo uma temperatura de saturação referente a essa pressão de 43,74 °C. Como a temperatura do ambiente estava em torno de 25 °C o fluido de trabalho não mudaria de fase, passando do estado líquido para vapor e ser retirado através da bomba de vácuo. Geralmente se faz o vácuo e em seguida é feito o preenchimento. Entretanto esse procedimento é mais demorado do que o procedimento adotado neste trabalho.

A Figura 14 mostra o termossifão construído e as suas regiões: evaporador, seção adiabática e condensador.

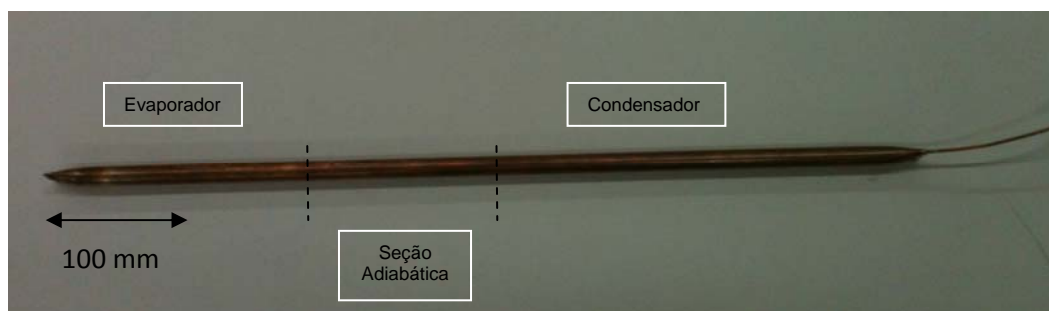


Figura 14 – Termossifão construído para execução de testes.

Fonte: Autoria própria

A Tabela 2 mostra as características geométricas do termossifão.

Tabela 2 - Características geométricas do termossifão.

Diâmetro externo do termossifão [m]	0,0127
Diâmetro interno do termossifão [m]	0,0107
Comprimento do termossifão [m]	0,55
Comprimento da seção do evaporador [m]	0,16
Comprimento da seção adiabática [m]	0,13
Comprimento da seção do condensador [m]	0,26
Volume do termossifão [ml]	49,46
Área externa do evaporador [m ²]	6,38 x 10 ⁻³

Fonte: Autoria própria

O evaporador possui 16 cm de comprimento, foram alocados 3 termopares (sensores de temperatura) igualmente espaçados e afixados com auxílio de fita adesiva *KAPTON*.

A seção adiabática possui 13 cm de comprimento e apresenta dois termopares em sua extensão. Essa região foi isolada com um material isolante, como descrita posteriormente.

O condensador possui 26 cm de comprimento sendo envolvido por tubo PVC para permitir a passagem de água em seu exterior, proveniente de um banho termostático. Apenas um termopar foi alocado nessa região. A Figura 15 mostra o termopares alocados ao longo do termossifão.

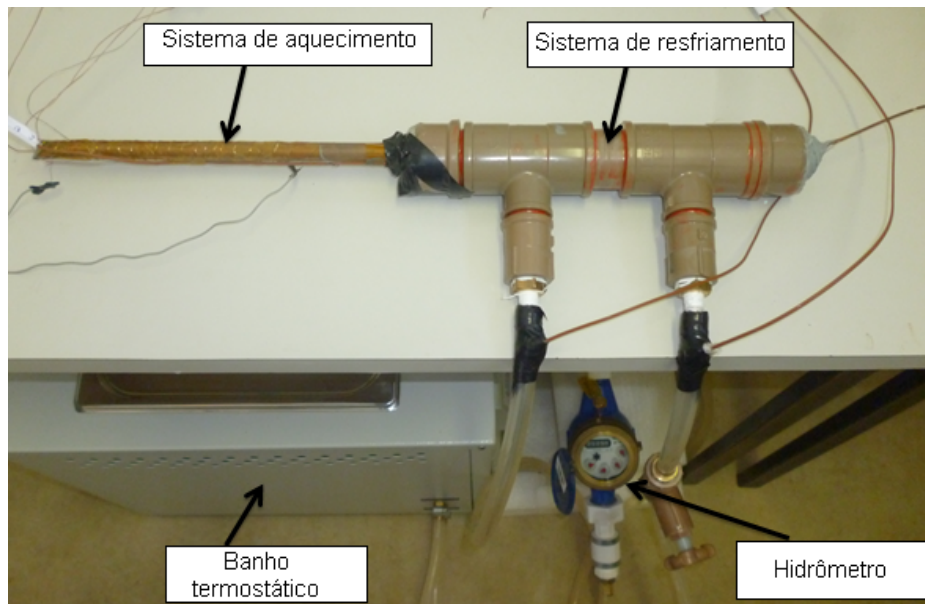


Figura 15 – Termopares fixados ao longo do termossifão.

Fonte: Autoria própria

Devido à disponibilidade do laboratório, dois tipos de termopares são aqui utilizados: os termopares do tipo T significa que os dois materiais que o formam são cobre e constantan e os do tipo J são feitos de ferro e constantan. Esses dois metais são ligados pelas suas extremidades para formar um circuito fechado e assim poderem realizar a medição de temperatura. A faixa de temperatura de operação para esses tipos de termopares são -270°C a 400°C e -40°C a 750°C , respectivamente. Os termopares já foram comprados devidamente calibrados.

Os termopares são aqui utilizados para medir a temperatura em diferentes pontos ao longo do termossifão para análise da ebulição do fluido de trabalho e a troca de calor realizada.

Espuma de poliuretano foi utilizada para isolar o evaporador do meio externo e, dessa forma, não sofrer influência da diferença de temperatura entre o termostifão e a temperatura do ambiente em que o mesmo se encontra e ter sua transferência de calor afetada, apresentando condutividade térmica de $0,023 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. A espuma foi presa ao tubo com fita isolante. A Figura 16 mostra o evaporador isolado.

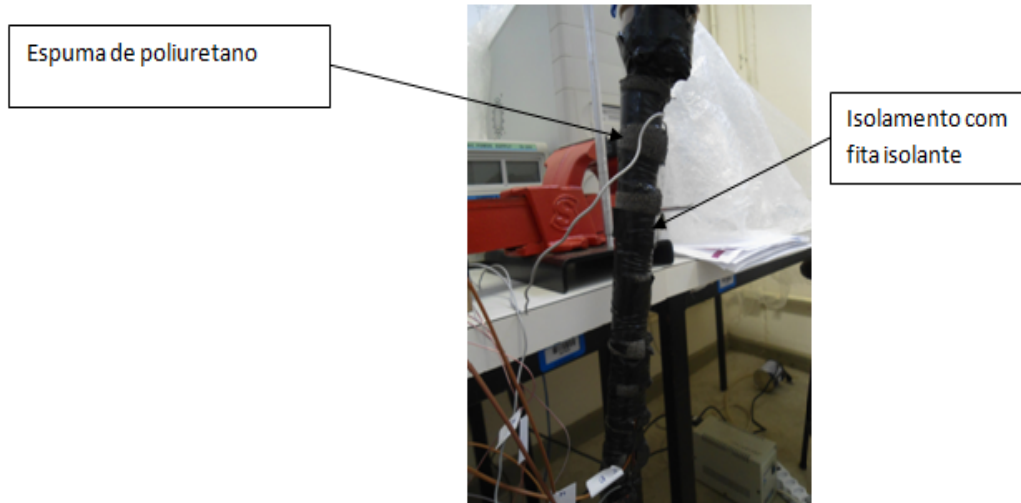


Figura 16 – Evaporador.

Fonte: Autoria própria

Para a parte do condensador, um tubo de PVC da marca Tigre com diâmetro externo de 47 mm foi montado de acordo com a configuração mostrada na Fig. 17. Tal configuração permite que haja passagem de um meio que receba calor do condensador. Neste projeto fez-se uso de um banho termostático entrando na seção 1 e saindo pela seção 2, conforme mostrado na Fig. 17. Considera-se para os cálculos, escoamento interno.

A vazão mássica foi escolhida numa faixa de acordo com as temperaturas de operação, isto é, para que pudesse ser atingida uma temperatura de saída aceitável conforme a temperatura de entrada. Um termopar do tipo T foi colocado na entrada e outro do mesmo tipo na saída para a medição de temperaturas nesses pontos e tornar possível a determinação da transferência de calor ocorrida na região do condensador.

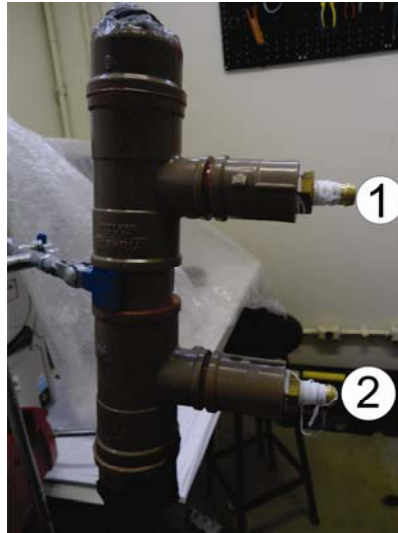


Figura 17 – Tubo de PVC para o condensador.

Fonte: Autoria própria

Com auxílio de um suporte, mostrado na Fig. 18, o termossifão pode ser fixado de maneira que permanecesse a 90° com a horizontal e assim apresentar seu melhor rendimento, já que a força gravitacional é o fator crucial para seu funcionamento. Posteriormente sua angulação pode ser mudada para outros experimentos, como para 45° que é a posição mais escolhida para os termossifões de coletores solares utilizados em telhados de residências por exemplo.



Figura 18 – Suporte do Termossifão.

Fonte: Autoria própria

A angulação mais apropriada é o valor da latitude da região geográfica em que o coletor estar inserido, acrescido de 10° ou 15° , como mostrada na Fig. 19. Segundo o site <http://www.geografos.com.br>, a cidade de Ponta Grossa localiza-se à $25^\circ 05' 42''$ Sul, portanto a posição de coletores solares deve-se encontrar a 35° ou 40° de inclinação em relação a horizontal.

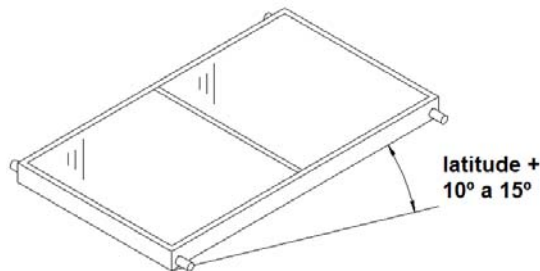


Figura 19 – Ângulo de inclinação dos coletores.

Fonte: NBR 15569:2008 - Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto - Projeto e instalação

Conforme ocorre a evaporação e condensação do fluido de trabalho no interior do termossifão, vibrações de diferentes graus de liberdade são observadas em todo o tubo, o que se faz necessário uma ótima fixação do mesmo. A Figura 20 mostra o termossifão instantes antes da realização dos testes.

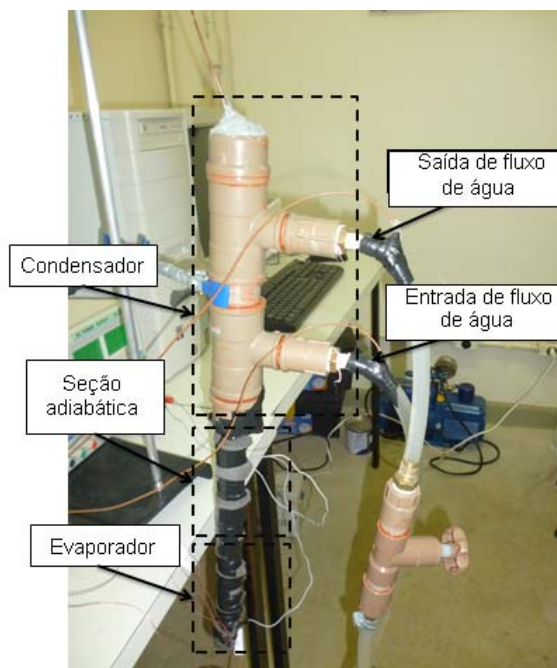
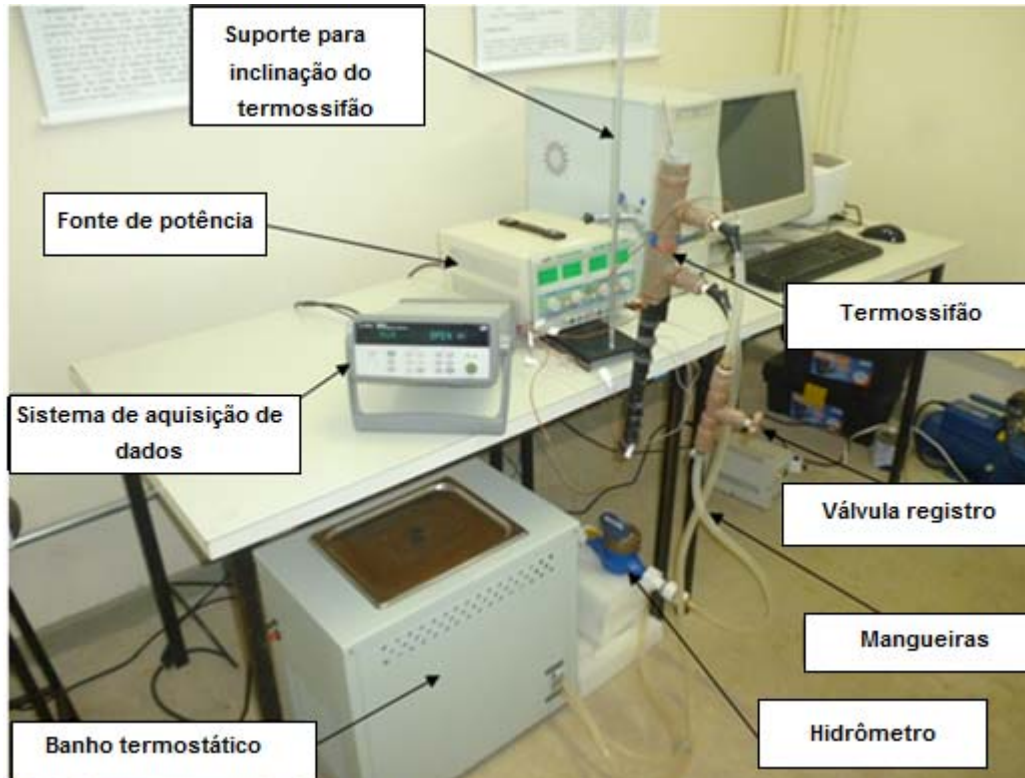


Figura 20 – Termossifão completo para os testes.

Fonte: Autoria própria

3.3 BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada é composta por: fonte de potência, sistema de aquisição de dados, banho termostático, hidrômetro, mangueiras, válvula registro, suporte e o próprio termossifão, como observada na Fig. 21.



**Figura 21 – Bancada experimental do LabCT/DAMEC/UTFPR/PG.
Fonte: Autoria própria**

Para alimentação de fluido que entrará em contato com o condensador do termossifão, um reservatório (banho termostático) de água foi utilizado. Um hidrômetro da SANEPAR (Fig. 22) foi alocado na saída do banho termostático para medição da vazão de água que alimenta a parte externa do condensador.



**Figura 22 – Hidrômetro SANEPAR.
Fonte: Autoria própria**

Uma válvula registro foi utilizada para regular a vazão nos experimentos. As Figuras 23 e 24 mostram o banho termostático e a válvula, respectivamente.

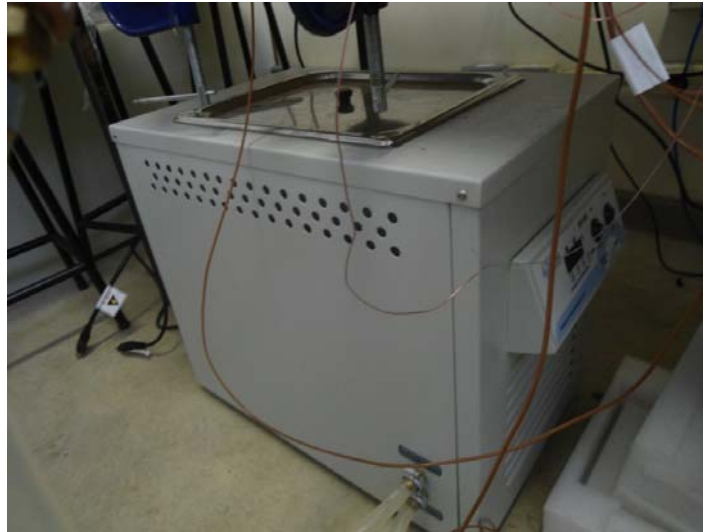


Figura 23 – Banho termostático.

Fonte: Autoria própria

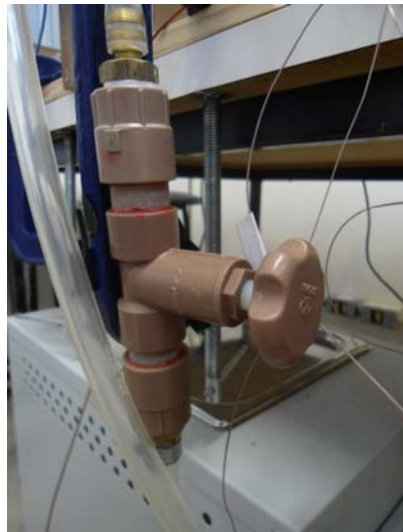


Figura 24 – Válvula (registro).

Fonte: Autoria própria

As mangueiras utilizadas para o transporte de água nessa aplicação, tanto na entrada quanto na saída, são de material polimérico com 1/2" polegada de diâmetro externo – Fig. 25.



Figura 25 – Mangueiras.
Fonte: Autoria própria

Para que o evaporador recebesse calor e assim iniciasse seu funcionamento, uma resistência elétrica foi enrolada no evaporador. Pode-se regular a voltagem aplicada ao resistor elétrico através de uma fonte de potência (Fig. 26), gerando uma corrente elétrica que em combinação fornecerão a potência requerida para o sistema:

$$Q_{\text{evaporador}} = P = iV . \quad (3-1)$$



Figura 26 – Fonte de potência Instrutherm N6700B.
Fonte: Autoria própria

Os termopares alocados ao longo do termossifão são ligados a um sistema de aquisição de dados do tipo *Agilent DAQ-34970A*, mostrado na Fig. 27, que está interligado a um computador. Este sistema faz a leitura das temperaturas através dos termopares e envia os dados para um *software* que está instalado no computador. Através desse *software* os dados são armazenados e, em seguida, são transformados em gráficos de temperatura *versus* tempo.



Figura 27 – Sistema de aquisição de dados Agilent DAQ-34970.
Fonte: Autoria própria

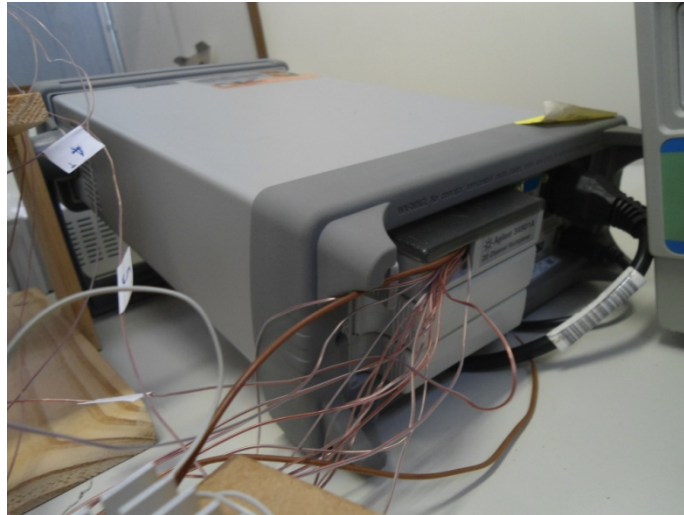


Figura 28 – Termopares ligados ao sistema de aquisição de dados.
Fonte: Autoria própria

3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para dar início ao teste, o banho termostático é ligado com temperatura da água controlada em 20°C e então alimentar a região externa do condensador. Um hidrômetro garante a leitura da vazão de água que está sendo fornecida por meio de uma mangueira flexível e transparente. Nessa mangueira é alocada uma válvula para que a vazão não exceda a necessária no teste e dessa forma comprometer a transferência de calor requerida. Liga-se a fonte de potência regulando a tensão e corrente para fornecer calor ao evaporador. As potências aqui utilizadas variam de 5 W a 80 W.

A partir do momento que potência é aplicada ao evaporador, o termossifão começa a funcionar. O sistema de aquisição de dados recebe as temperaturas medidas pelos termopares fixados ao longo do termossifão e transfere essas informações para o computador.

3.5 SOFTWARE UTILIZADO NA SIMULAÇÃO DO TERMOSSIFÃO

O *software EESTM* foi utilizado para resolver as equações apresentadas no Capítulo 4 como um meio de validação de resultados analíticos. Esse *software* foi escolhido devido a sua simplicidade de manuseio, pois possui uma ampla biblioteca contendo as propriedades termofluidodinâmicas necessárias para a resolução do presente problema.

CAPÍTULO 4 – MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 MODELAGEM BASEADA NOS LIMITES DE OPERAÇÃO DE UM TERMOSSIFÃO

A modelagem matemática aqui apresentada é baseada nos limites de operação (viscoso, sônico, arrasto e de ebulição). Este modelo foi desenvolvido por Groll e Rosler (1992).

4.1.1 Introdução

Para que os limites operacionais existentes no funcionamento do termossifão possam ser julgados, inicialmente devem ser feitas algumas análises que possibilitarão seus cálculos. Consideram-se as resistências térmicas nas paredes do termossifão, conforme a Fig. 29.

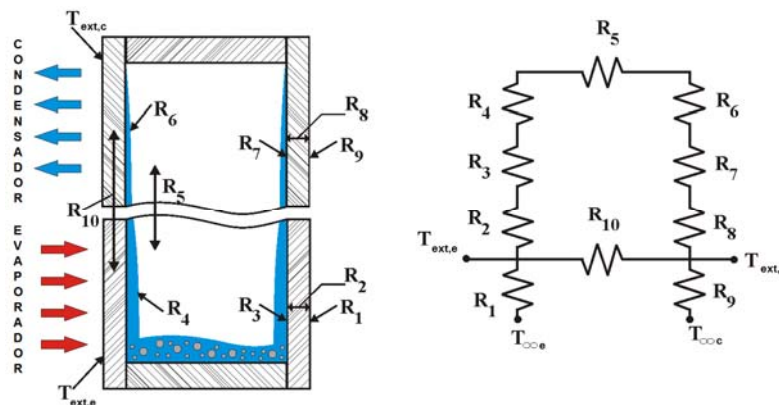


Figura 29 – Circuito térmico equivalente de um termossifão.

Fonte: Autoria própria

As resistências térmicas externas do evaporador (R_1) e do condensador (R_9) são calculadas por:

$$R_1 = \frac{1}{h_{eo}A_e} \quad (4-1)$$

$$R_9 = \frac{1}{h_{co}A_c} \quad (4-2)$$

sendo que, h_{eo} é o coeficiente de transferência de calor por convecção externa ao evaporador, h_{co} é coeficiente externo de transferência de calor do condensador, A_e é área externa do evaporador e A_c é área externa do condensador.

As resistências de condução do calor das paredes do evaporador e do condensador, respectivamente, são:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi l_e k_w} \quad (4-3)$$

$$R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi l_c k_w} \quad (4-4)$$

sendo que, d_e é o diâmetro externo do termossifão, d_i é o diâmetro interno do termossifão, l_e é o comprimento do evaporador, l_c é o comprimento do condensador e k_w é a condutividade térmica do material do termossifão.

Segundo Groll e Roesler (1992), as resistências térmicas internas (R_3 , R_4 , R_5 , R_6 , R_7 e R_{10}) podem ser desprezadas por serem muito menores em comparação as outras resistências térmicas. Os valores dessas resistências são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Magnitude das resistências térmicas desprezadas do termossifão.

Resistência Térmica	[K/W]
R_2, R_8	10^{-1}
R_4, R_6	10^{-5}
R_3, R_7	10
R_5	10^{-8}
R_{10}	10^{-5}

Fonte: Reay e Kew (2006)

A resistência térmica total é dada, em K/W, por:

$$R = R_1 + R_2 + R_8 + R_9 \quad (4-5)$$

É assumida como primeira aproximação para potência transferida:

$$q = \frac{\Delta T}{R}. \quad (4-6)$$

$$q'' = \frac{4q}{\pi d_i^2}. \quad (4-7)$$

$$\Delta T = (T_{ext,e} - T_{ext,c}). \quad (4-8)$$

sendo que, $T_{ext,e}$ é a temperatura externa do evaporador, $T_{ext,c}$ é a temperatura externa do condensador, q é a carga térmica do termossifão e q'' é o fluxo térmico.

Por fim, a temperatura de vapor pode ser calculada da seguinte maneira:

$$T_v = T_{ext,e} + (R_8 + R_9)q. \quad (4-9)$$

A partir do conhecimento da temperatura de saturação do fluido de trabalho utilizado, as propriedades fluidodinâmicas devem ser determinadas. Tais propriedades são: pressão de vapor (p_v), massa específica do líquido (ρ_l), massa específica do vapor (ρ_v), calor latente de vaporização (h_{lv}), viscosidade dinâmica do líquido (μ_l), viscosidade dinâmica do vapor (μ_v) e tensão superficial (σ). Essas propriedades fazem parte da vasta biblioteca de propriedades de fluidos do software *EESTM* aqui utilizado na simulação computacional do modelo matemático.

Após determinadas essas propriedades, faz-se necessário o entendimento dos conceitos dos limites de operação existentes para que seus cálculos possam ser realizados.

4.1.2 Limite viscoso

Esse tipo de limite é mais comum em casos de termossifões que operam em baixas temperaturas e/ou que apresentam grandes comprimentos de condensador. Esses fatores fazem com que a diferença de pressão em seu interior seja baixa, dificultando a passagem do vapor do evaporador para o condensador e limitando o transporte de calor.

As forças inerciais se tornam muito baixas ou desprezíveis e as forças viscosas se tornam grandes, sendo maiores do que a diferença de pressão no interior do termossifão, gerando uma condição de fluxo de vapor nulo.

Para determinar o limite viscoso, duas considerações iniciais são necessárias: o fluido de trabalho é considerado como gás perfeito e o escoamento como laminar. O limite viscoso é calculado por:

$$q''_{m\acute{a}x,viscoso} = r_v^2 h_{lv} \frac{\rho_v p_v}{16 \mu_v l_e} \quad (4-10)$$

sendo que, r_v é o raio de vapor, h_{lv} é o calor latente de vaporização, ρ_v é a massa específica do vapor, p_v é a pressão de vapor, μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor e l_e é o comprimento do evaporador.

Para que o limite viscoso não seja atingido, o resultado da Eq. (4-10) deve ser maior que o resultado encontrado pela Eq. (4-7).

4.1.3 Limite sônico

Limite que ocorre geralmente quando a taxa de calor removida do condensador se torna muito alta, provocando diminuição da temperatura dessa região e resultando em maior velocidade de vapor no final do evaporador, podendo chegar à velocidade do som.

Normalmente, à medida que a taxa de transferência de calor é aumentada o fluxo de vapor também cresce. Quanto mais calor é retirado do condensador, mais rápido deve-se o movimento do vapor em seu interior para poder fechar o ciclo. Aumentando-se a velocidade de vapor até que seu nível sônico seja atingido, ocorrerá redução na pressão do condensador. Recuperando a pressão normal, uma frente de choque pode ser formada, o que comprometerá a operação do termossifão. Para o caso de cálculo do limite sônico, o fluido de trabalho pode ser considerado também como gás ideal, as forças inerciais são dominantes e ignora-se qualquer efeito de arrasto.

Para saber se o limite sônico é atingido, utiliza-se a seguinte expressão:

$$q''_{m\acute{a}x,s\acute{o}nico} = 0,474 h_{lv} (\rho_v p_v)^{1/2} \quad (4-11)$$

O valor de q'' determinado por essa equação deve ser maior do que a verdadeira taxa de transferência de calor no sistema.

4.1.4 Limite de ebulição

Esse tipo de limite deve-se ao fato de se obter muito fluido de trabalho no interior do termossifão ou quando o calor fornecido para o tubo é excessivamente grande.

Com grande quantidade de calor fornecida ao evaporador, o fluido de trabalho é aquecido até mudar sua fase de líquido para vapor, no entanto o fluxo de calor crítico faz com que bolhas se formem dentro do tubo quando este limite é alcançado. Essas bolhas se coalescem e dificultam a passagem do vapor para o condensador e do líquido para o evaporador, podendo ocasionar secagem prematura.

As bolhas que se unem e se juntam à parede interna do tubo podem causar a fusão do material dependendo do seu ponto de fusão. Isso ocorre porque a condutividade térmica das bolhas é muito baixa e a temperatura da parede aumenta continuamente.

Em casos do comprimento do termossifão ser grande em relação ao seu diâmetro, esse tipo de limite dificilmente será alcançado, porém o limite de arrasto poderá estar presente por motivos posteriormente citados.

Para verificar se o limite de ebulição é atingido, pode-se determinar a carga máxima de calor radial a ser fornecida. Primeiramente calcula-se o valor de K_L , parâmetro de calor latente através da seguinte equação:

$$K_L = h_v [\rho_v^2 (\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{1/4}. \quad (4-12)$$

sendo que, σ é a tensão superficial.

Assim, o fluxo máximo de calor radial é definido por:

$$q''_{m\acute{a}x,rad} = 0,12K_L. \quad (4-13)$$

$$Q_{m\acute{a}x,ebuli\c{c}\tilde{a}o} = q''_{m\acute{a}x,rad} A_e. \quad (4-14)$$

com,

$$A_e = \pi d_e l_e. \quad (4-15)$$

4.1.5 Limite de arrasto

Conforme o vapor é condensado e retorna ao evaporador, uma película líquida é formada na parede interna do tubo, como mostra a Fig. 30.

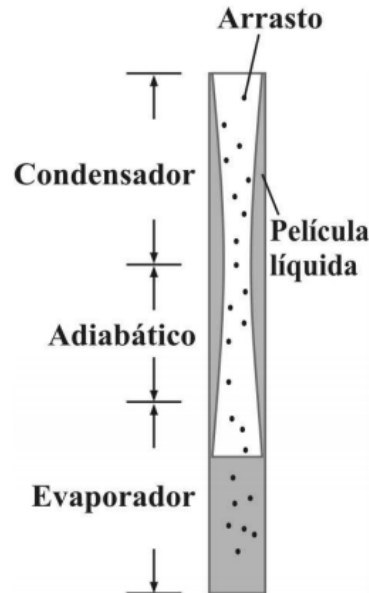


Figura 30 Película líquida formada no interior do termostato.

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013)

Quando o calor fornecido para o evaporador é aumentado, a velocidade de evaporação do fluido de trabalho também aumentará, causando um fenômeno de instabilidade no interior do termostato. Maiores velocidades com que o vapor direciona-se ao condensador podem aumentar as forças de cisalhamento das ondas. Caso essas forças de cisalhamentos se tornem maiores do que as forças de tensão superficial do líquido, partículas da película líquida são arrastadas junto com o vapor para o condensador, diminuindo a eficiência do termostato.

Esse tipo de limite é mais comumente encontrado em termostatos onde a razão comprimento/diâmetro é grande. Calcula-se o limite de arrasto por:

$$q''_{\text{máx, arrasto}} = 0,64 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{d_i}{4l_c} \right) h_{lv} \sigma g \rho_v (\rho_l - \rho_v). \quad (4-16)$$

O valor de $q''_{\text{máx, arrasto}}$ deve ser maior que o valor do fluxo de calor fornecido ao evaporador.

4.2 MODELAGEM BASEADA NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TERMOSSIFÃO

Através de algumas correlações de transferência de calor e também de medições experimentais realizadas no LabCT/DAMEC/UTFPR/PG, um modelo matemático é aqui apresentado para a análise de um termossifão.

Na Figura 31 observa-se de uma maneira esquemática o posicionamento dos termopares colocados ao longo do termossifão. Os termopares T_{evap1} , T_{evap2} e T_{evap3} são localizados na superfície do evaporador, T_{ad1} e T_{ad2} localizados na superfície da seção adiabática, T_{cond} localizado na superfície do condensador, T_e na entrada de fluxo de água no condensador e T_s na saída de fluxo de água do condensador.

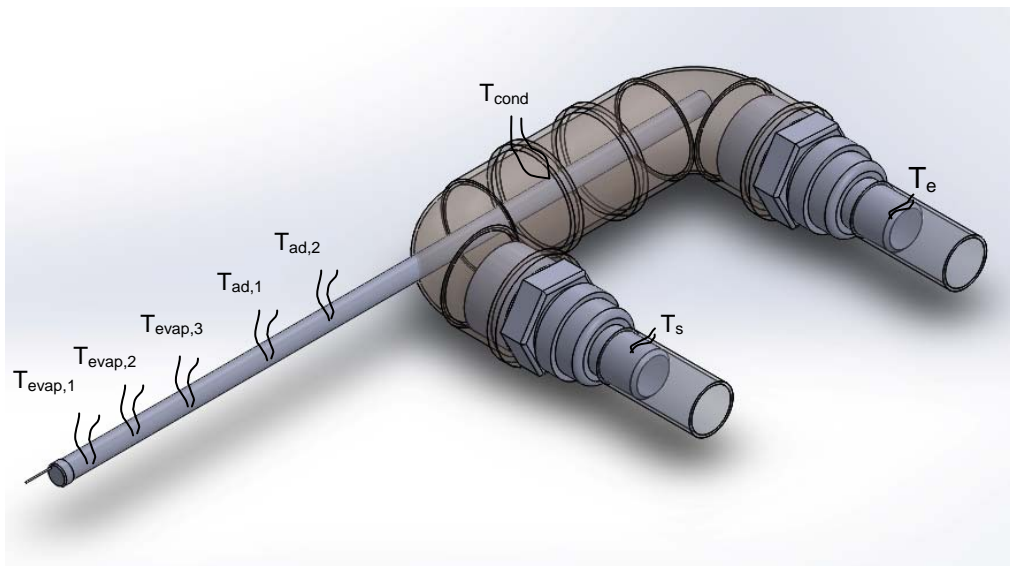


Figura 31 – Posicionamento dos termopares no termossifão.
Fonte: Autoria própria

Mediante um balanço de energia no termossifão, pode-se dizer que a taxa de transferência de calor que é aplicada ao evaporador (Q_{evap}) e igual às taxas de transferência de calor transferidas para o ambiente através do isolamento térmico (Q_{isol}) e para o sistema de condensação à água do condensador (Q_{cond}), calculada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{isol} + \dot{Q}_{cond} \quad (4-17)$$

A taxa de transferência de calor no condensador é verificada através do balanço de energia em função das temperaturas indicadas pelos termopares na entrada do fluxo de água do condensador (T_e) e outro na saída (T_s), considerando c_p constante, através da Eq. (4 - 18).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p,\acute{a}gua} (T_s - T_e). \quad (4-18)$$

sendo que, $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ é a vazão mássica da água e $c_{p,\acute{a}gua}$ é o calor calorífico da água, na temperatura de filme.

Segundo Incropera *et al.* (2008), a taxa de transferência de calor através do isolamento térmico é calculado pela expressão:

$$Q_{isol} = \frac{(T_{sup} - T_{amb})}{\left[\frac{\ln\left(\frac{d_{adiab}}{d_e}\right)}{2\pi k_{adiab}} + \frac{1}{h_{e,ar} 2\pi d_{adiab} L_{adiab}} \right]}. \quad (4-19)$$

sendo que, T_{sup} é a temperatura na superfície isolada, T_{amb} é a temperatura ambiente, d_{adiab} é o diâmetro externo da seção adiabática, d_e é o diâmetro externo do termossifão, k_{adiab} é o coeficiente de condutividade térmica do material utilizado na seção adiabática e L_{adiab} é o comprimento da seção adiabática.

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural do ar ($h_{e,ar}$) é estimado por:

$$h_{e,ar} = \frac{Nu_{ar} k_{ar}}{D}. \quad (4-20)$$

sendo que k_{ar} é o coeficiente de condutividade do ar em função da temperatura de filme.

O número de *Nusselt* pode ser calculado pela correlação proposta por Churchill e Chu (1975) (INCROPERA *et al.*, 2008):

$$Nu_{ar} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{16}}{\left[1 + (0.559/Pr_{ar})^{9/6} \right]^{8/27}} \right\}^2. \quad (4-21)$$

sendo que, Pr_{ar} corresponde ao número de *Prandtl* do ar em função da temperatura de filme e Ra é número de *Rayleigh*.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), o número de *Rayleigh* pode ser determinado pela correlação:

$$Ra_{ar} = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{amb})L_{isol}^3}{\nu_{ar}\alpha_{ar}}. \quad (4-22)$$

sendo que, β é o coeficiente de expansão volumétrica, L_{isol} é o comprimento da região isolada termicamente, ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar, α_{ar} é o coeficiente de difusividade térmica.

O valor de β pode ser calculado pela Eq. (4-23):

$$\beta = \frac{1}{T_f}. \quad (4-23)$$

A temperatura utilizada para determinação das propriedades termodinâmicas do fluido é calculada por:

$$T_f = \frac{(T_{sup} + T_{amb})}{2}. \quad (4-24)$$

sendo que, T_f é a temperatura de filme.

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 RESULTADOS TEÓRICOS DA MODELAGEM MATEMÁTICA BASEADA NOS LIMITES DE OPERAÇÃO DE TERMOSSIFÕES

Para análise da influência dos limites operacionais presentes em termossifões, uma simulação foi realizada. Foi utilizada a água como fluido de trabalho e as propriedades térmicas e hidrodinâmicas dela foram determinadas em função da temperatura do vapor que foi calculada pela Eq.(4-9) ($T_v = 56,6 \text{ }^\circ\text{C}$). Todas as propriedades termofísicas são baseadas nesta temperatura e são apresentadas na Tabela 3.

A Tabela 4 indica as propriedades do fluido de trabalho utilizado (água) obtidas utilizando o *EESTM* para temperatura de $56,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 4 - Propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho (água) à $56,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Massa específica do líquido [kg/m^3]	984,7
Massa específica do vapor [kg/m^3]	0,1135
Entalpia de vaporização [kJ/kg]	2365
Tensão superficial do líquido [N/m]	0,06678
Condutividade térmica do vapor [W/m K]	0,6379
Condutividade térmica do líquido [W/m K]	0,02092
Viscosidade dinâmica do líquido [Pa-s]	0,0004896
Viscosidade dinâmica do vapor [Pa-s]	0,00001083
Pressão de vapor [Pa]	17207

Fonte: Autoria própria.

Foram assumidos os seguintes dados: $T_{ext,e} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{ext,c} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$, tubo de cobre, espessura de 1 mm, coeficiente de transferência de calor por convecção externo no evaporador de $31 \text{ W/m}^2\text{K}$, coeficiente de transferência de calor por convecção externo no condensador de $37 \text{ W/m}^2\text{K}$. Esses coeficientes foram sugeridos por Mantelli (2009) para aplicações de termossifões em recuperação de calor. Vale a pena salientar que estes coeficientes são utilizados apenas como uma primeira aproximação para o projeto destes tipos de termossifões.

Alguns parâmetros de dimensionamento foram variados a fim de se avaliar a influência dos mesmos nos limites de operação do termossifão. Os comprimentos do evaporador e do condensador foram variados entre 15 e 45 cm. O diâmetro externo do termossifão também foi modificado entre 1/2 pol (12,7 mm) e 2 pol (50,8 mm).

A Figura 32 apresenta o limite de ebulição e a Fig. 33 apresenta o limite sônico, ambos em função da variação do comprimento do evaporador. Na Figura 32 são apresentadas a taxa de transferência de calor do termossifão ($Q_{termossifao}$) e a taxa de transferência de calor máxima baseada no limite de ebulição ($Q_{máx,ebulição}$). Note que a taxa de transferência de calor do termossifão deve ser menor do que a taxa de transferência de calor máxima do limite de ebulição. Observa-se que para um comprimento abaixo de 17,5 cm (0,175 m) o limite de ebulição será atingido e o termossifão irá falhar.

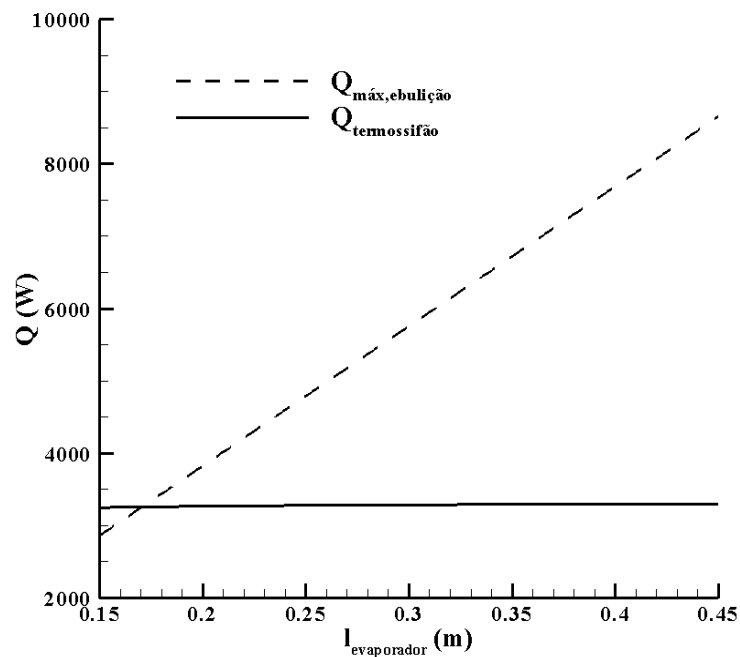


Figura 32 – Limite de ebulição em função do comprimento do evaporador.

Fonte: Autoria própria

Na Figura 33 são apresentadas o fluxo de calor do termossifão ($q_{termossifão}$) e o fluxo de calor máximo baseada no limite de sônico ($q_{máx,sônico}$). Note que o fluxo de calor do termossifão deve ser menor do que o fluxo de calor máximo do limite sônico. Percebe-se que o limite sônico não é atingido.

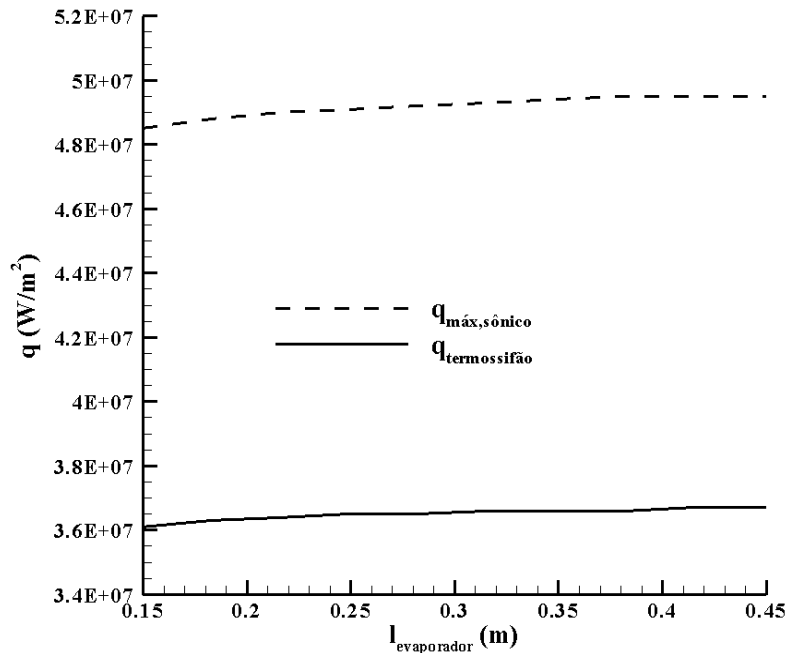


Figura 33 – Limite sônico em função do comprimento do evaporador.
Fonte: Autoria própria

O limite de arrasto (na ordem de 10^{10} W/m^2) e o limite viscoso (na ordem de 10^9 W/m^2) ficaram muito acima dos valores calculados para a carga térmica do termossifão. Por essa razão eles não são apresentados em forma de gráfico.

As Figuras 34 e 35 e apresentam os limites de ebulição e sônico, respectivamente, em função da variação do comprimento do condensador. Percebe-se que para o comprimento do condensador variando entre 0,15 até 0,45 m, os limites sônico e de ebulição não são atingidos.

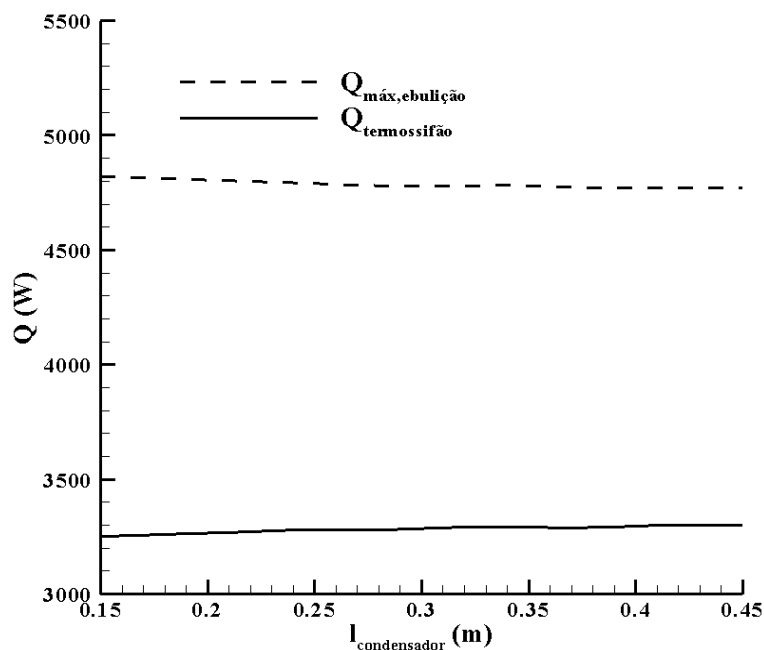


Figura 34 – Limite de ebulição em função do comprimento do condensador.
Fonte: Autoria própria

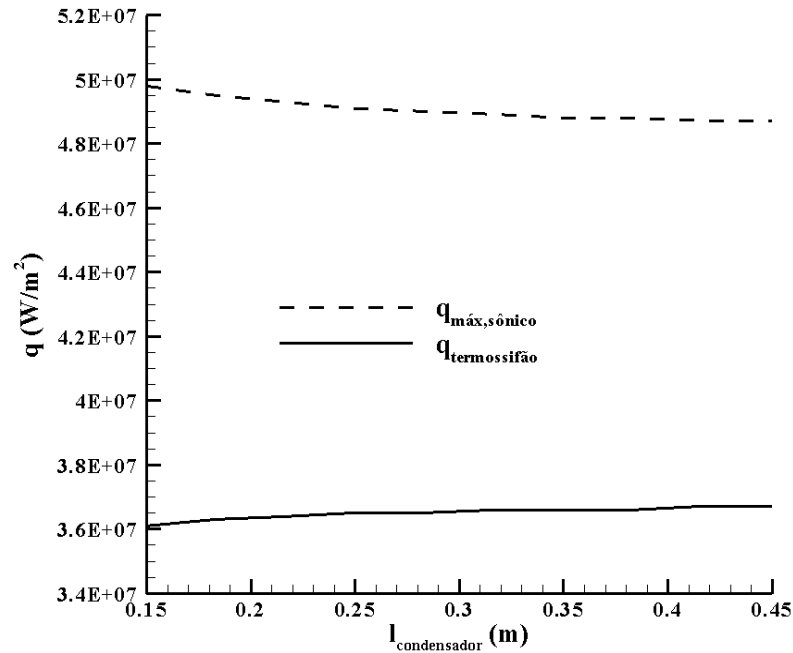


Figura 35 – Limite sônico em função do comprimento do condensador.
Fonte: Autoria própria

O limite de arrasto (na ordem de 10^{10} W/m²) e o limite viscoso (na ordem de 10^9 W/m²) ficaram muito acima dos valores calculados para a carga térmica do termostifão para a mesma para o comprimento do condensador variando entre 0,15m até 0,45m.

As Figuras 36 e 37 apresentam os limites de ebulição e sônico em função da variação do diâmetro externo do termostifão, respectivamente. O diâmetro externo do termostifão foi variado entre 0,01m e 0,05m.

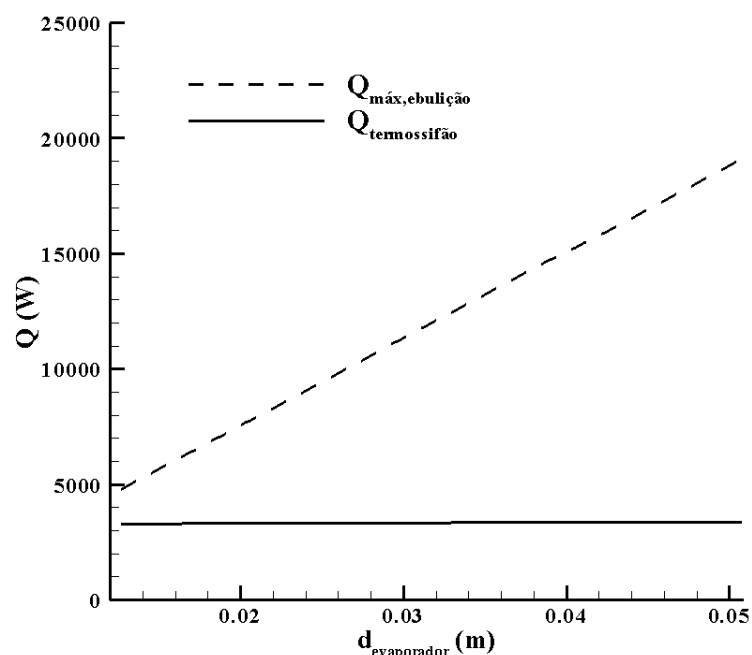
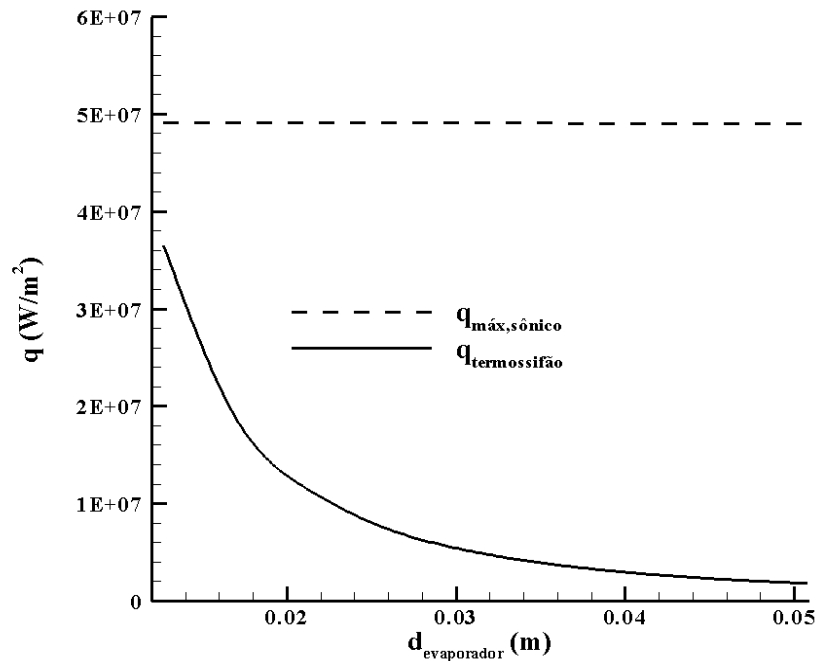


Figura 36 – Limite de ebulição em função do diâmetro externo do termostifão.
Fonte: Autoria própria



**Figura 37 – Limite sônico em função do diâmetro externo do termostifão.
Fonte: Autoria própria**

Percebe-se que os limites sônico e de ebulição não são atingidos. O limite de arrasto (na ordem de 10^{10} W/m^2) e o limite viscoso (na ordem de 10^9 W/m^2) ficaram muito acima dos valores calculados para a carga térmica do termostifão.

Foram analisados alguns parâmetros geométricos do termostifão tais como: comprimento do evaporador, comprimento do condensador e o diâmetro externo do termostifão. Percebeu-se que para um comprimento do evaporador menor do que 17,5 cm o termostifão aqui apresentado em particular iria falhar, pois o limite de ebulição seria atingido. Percebeu-se ainda que o limite sônico, o limite de arrasto e o limite viscoso não são críticos no dimensionamento deste tipo de termostifão.

5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS LabCT/DAMEC/UTFPR/PG

Os testes realizados no LabCT/DAMEC/UTFPR/PG utilizaram um termostifão com as especificações geométricas já descritas na Tabela 2. A carga térmica fornecida pela fonte elétrica ao evaporador do termostifão foi compreendida entre 5W e 80W. A angulação utilizada foi de 90° com razão de preenchimento de 70%.

5.2.1 Resultados experimentais obtidos com um sistema de convecção a ar

A Figura 38 mostra os resultados experimentais do termostato com cargas térmicas aplicadas de 10W a 40W, sendo o condensador resfriado por convecção forçada a ar.

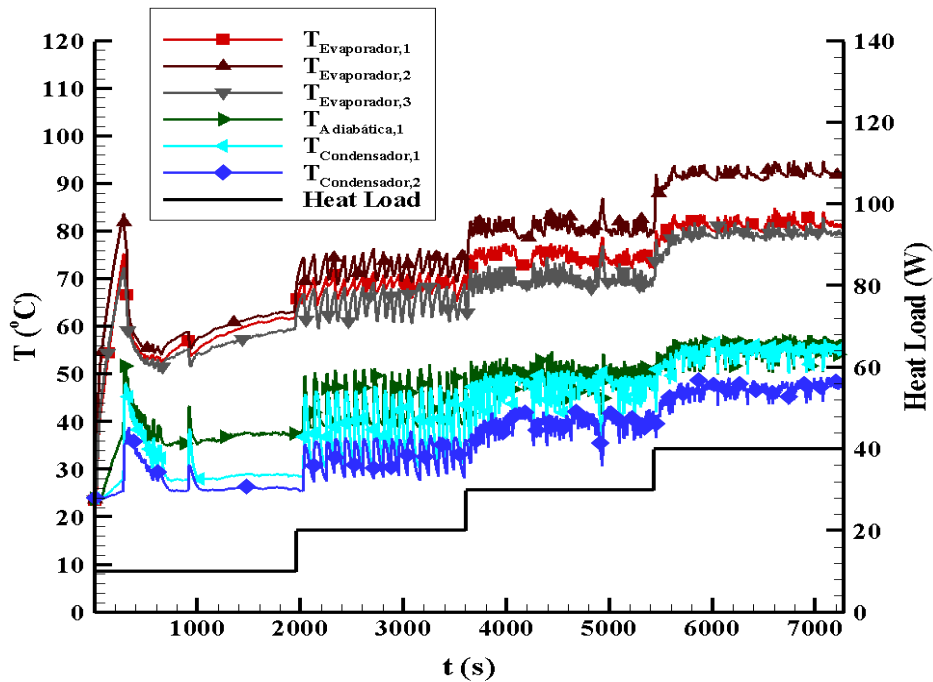


Figura 38 – Temperaturas do termostato para cargas de temperatura aumentando de 10W a 40W com sistema de convecção a ar.

Fonte: Autoria própria

Ao aplicar a potência térmica de 10W no evaporador ocorre o aumento repentino das temperaturas do evaporador ($T_{Evaporador,1}$; $T_{Evaporador,2}$; $T_{Evaporador,3}$) até aproximadamente 300 s. Em seguida as temperaturas da seção adiabática e do condensador ($T_{Adiabática}$, $T_{Condensador,1}$, $T_{Condensador,2}$) começam a aumentar, mostrando que o vapor gerado no evaporador atingiu as regiões adiabática e do condensador. Em seguida ocorre uma diminuição das temperaturas que mostra que está ocorrendo o controle da temperatura do evaporador devido à evaporação contínua que está ocorrendo internamente.

Note que o sistema buscou um equilíbrio e as temperaturas tenderam a se estabilizarem até aproximadamente 2000 s. Neste instante a potência do evaporador foi aumentada para 20 W. Observa-se que ocorreu um processo oscilatório inerente à fenomenologia que ocorre internamente nos termossifões. Este processo é devido à quantidade de fluido que está internamente no termossifão. Quando a quantidade de vapor gerado é maior do que a quantidade de líquido condensado, o fluxo de vapor é maior do que o fluxo de líquido que retorna ao evaporador e por consequência o termossifão não consegue atingir um regime estacionário de operação. Entretanto o termossifão não falha e consegue operar sem maiores problemas.

Nos instantes 3600s e 5400s a potência aplicada é aumentada para 30 e 40 W, respectivamente, podendo-se notar que o termossifão opera quase que em regime permanente. As temperaturas máximas alcançadas para cada potência aplicada foram aproximadamente de 84°C (10 W), 76°C (20 W), 86°C (30 W) e 95°C (40 W).

5.2.2 Resultados experimentais obtidos com um sistema de convecção a água

A Figura 39 mostra os resultados obtidos para carga térmica inicial de 40 W, aumentada para 60 W e por fim 80 W.

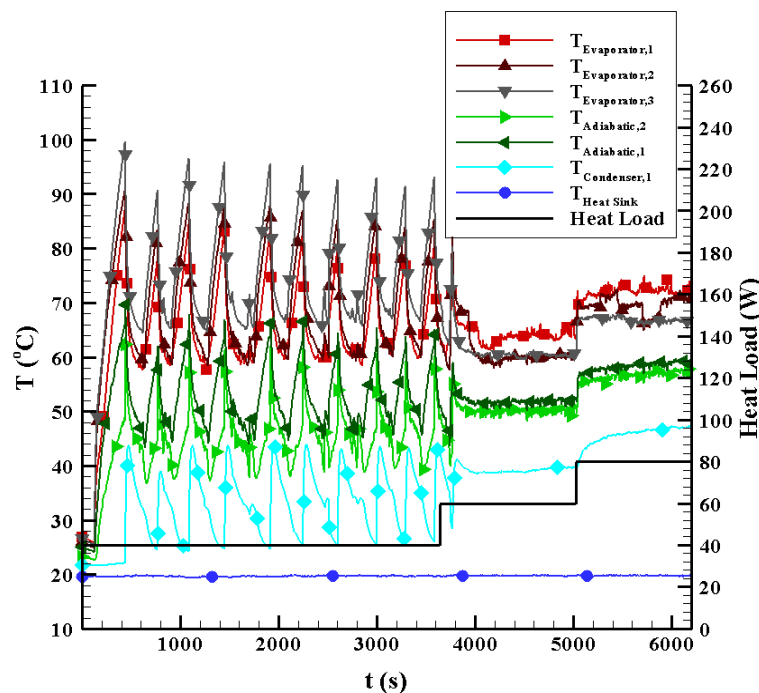


Figura 39 – Temperaturas do termossifão para cargas térmicas aumentando de 40W a 80W com sistema de convecção a água.

Fonte: Autoria própria

Com carga térmica inicial de 40 W, as temperaturas do evaporador ($T_{Evaporador,1}$; $T_{Evaporador,2}$; $T_{Evaporador,3}$) e as temperaturas da região adiabática ($T_{Adiabática,1}$ e $T_{Adiabática,2}$) lidas pelos termopares alocados nessas regiões, aumentam de maneira brusca até o tempo de 400s. Enquanto há aumento de temperatura na seção adiabática significa que o fluido de trabalho na fase líquida está recebendo calor suficiente para mudar de fase e o vapor da água está alcançando essa região.

Nesses 400s as temperaturas lidas no condensador começam a aumentar sendo esse o instante em que o termossifão começa a funcionar. Após esse momento um pico é formado e então as temperaturas nas regiões do evaporador e seção adiabática voltam a cair. Isso quer dizer que calor está sendo removido do condensador, diminuindo a temperatura do fluido de trabalho, condensando-o e fazendo-o retornar ao evaporador.

Até o instante de 600 s, aproximadamente, as temperaturas do evaporador e da seção adiabática diminuem e a temperatura do condensador aumenta. Depois de iniciado o funcionamento do termossifão, as temperaturas do evaporador e seção adiabática aumentam enquanto a temperatura do condensador diminui, apresentando um comportamento oscilatório.

Quando a temperatura do condensador começa a diminuir, significa que não há retorno suficiente do condensado do condensador até o evaporador. Devido a esse fato, faz-se necessário aumento da carga térmica para 60 W e então extinguir o comportamento oscilatório. Com essa carga térmica o regime atinge uma condição de regime estacionário, sendo o retorno de líquido ao evaporador suficiente para manter o funcionamento do termossifão.

Essa carga predomina dos 4000 s aos 5000 s, quando é então aumentada para 80 W e o dispositivo apresenta ótimo funcionamento em regime estacionário, sendo a temperatura máxima atingida de 74°C.

A Figura 40 apresenta a análise da transferência de calor do teste descrito. Através das equações (4-17), (4-18) e (4-19), as taxas de transferência de calor do evaporador, condensador e seção adiabática e (Q_{evap} , Q_{cond} , Q_{isol} , respectivamente) puderam ser estimadas.

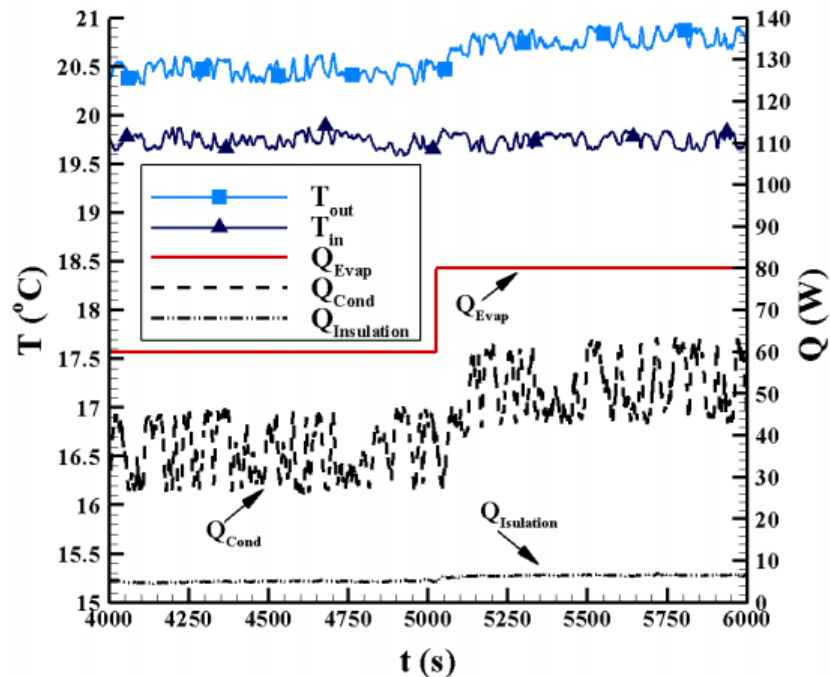


Figura 40 – Análise da transferência de calor no termostato para cargas térmicas aumentando.

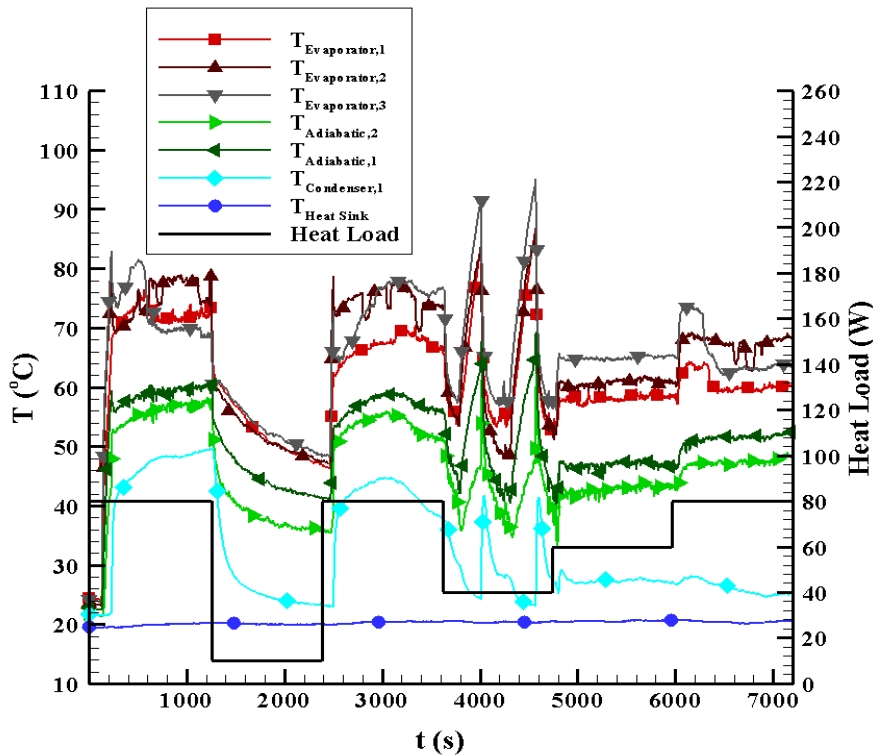
Fonte: Autoria própria

O comportamento para o Q_{evap} foi avaliado para 60W a 80W. Nesses mesmos instantes, o Q_{cond} apresentou características oscilatórias entre 25W e 60W. O Q_{isol} variou entre 3,2W a 6,4 W.

Assim, pode ser observado que 16,8 W (cerca de 28% quando 60 W foram aplicados ao evaporador) e 18,6 W (cerca de 23% quando 80 W foram aplicados ao evaporador) não são levados em conta, neste modelo, o que mostra que ele poderiam ser melhorados em trabalhos futuros.

A Figura 41 apresenta resultados dos testes realizados com carga térmica inicial de 80 W. A temperatura alcançada no evaporador lida pelos três termopares dessa região é aumentada até atingir 80°C, a temperatura da seção adiabática atinge 60°C e a temperatura do condensador não passa de 50°C.

Pode-se notar que comportamento do termostato se mostrou estável até 1100s e entre 2400s até 3800s quando a potência aplicada é de 80 W. Nesses momentos, o termostato recebe calor suficiente para que haja mudança de fase do fluido de trabalho, deslocando-o até ao condensador e, nessa região, é resfriado para que possa voltar ao estado líquido e retornar ao evaporador.



**Figura 41 – As temperaturas do termossifão para cargas térmicas oscilando entre 80W, 5W, 80W, 40W, 60W e 80W.
Fonte: Autoria própria**

No instante de 1100 s a potência aplicada cai para 5 W para verificar se o termossifão continua a funcionar, o que de fato acontece. Nota-se que as temperaturas caem bruscamente, atingindo 47°C para o evaporador, 40°C para a seção adiabática e 25°C para o condensador. As temperaturas não diminuem mais devido ao fato de no instante de 2400s a potência aplicada voltar ao valor inicial. Até 3600s o funcionamento do termossifão se assemelha ao comportamento inicial, já que a potência aplicada volta a ser 80 W.

Reduzindo a potência pela metade no instante de 3600s, o termossifão começa a apresentar um comportamento oscilatório. O evaporador aumenta de temperatura até 90°C, permitindo que a água em seu interior torne-se vapor e se direcione para o condensador, passando pela seção adiabática. Nesse momento o condensador apresenta diminuição de temperatura para aproximadamente 25°C, o que não permite que haja retorno suficiente de condensado para o evaporador. Isso ocorre devido ao fato do fluxo de água externa estar retirando calor do condensador e também pelo evaporador aquecer mais rápido, fazendo com que o fluxo de vapor que chega ao condensador também aumente, sendo que a velocidade de retorno de condensado continua inalterada.

Nos instantes de aproximadamente 4800s e 6000s, as potências são variadas para 60 W e 80 W, respectivamente, apresentando regime oscilatório e bom funcionamento do termossifão. Com intuito de se obter temperaturas mais elevadas, a potência é aumentada para 80 W e as temperaturas alcançadas no evaporador e condensador são de 74°C e 28°C, respectivamente.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo são apresentadas as conclusões baseadas nos resultados obtidos e as sugestões para trabalhos futuros.

6.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada uma análise teórico-experimental de um termossifão que será aplicado a um coletor solar compacto. Para esta análise foi desenvolvido um modelo matemático, baseado nos limites de operação dos termossifões, e com base nos resultados teóricos obtidos com este modelo foi construído um termossifão de cobre tendo água como fluido de trabalho. Este termossifão construído foi testado em laboratório. Por fim, os resultados teóricos e experimentais foram comparados visando a avaliação da confiabilidade do modelo matemático. Levando em conta todos os resultados obtidos com este trabalho pode-se obter as seguintes conclusões.

Com base nos resultados teóricos obtidos com o modelo matemático e apresentados na Seção 5.1, o termossifão irá falhar devido ao limite de ebulição para a condição de comprimento de evaporador menor que 0,17 m. A carga térmica fornecida ultrapassa a carga térmica permitida para que o limite não seja alcançado, fazendo com que haja formação de bolhas no interior do tubo e a passagem do vapor para o condensador seja dificultada, causando desta forma a falha do termossifão.

Ainda considerando os resultados obtidos teoricamente, para as demais configurações impostas ao termossifão, nenhum outro limite foi alcançado, concluindo-se que os limites sônico, o limite de arrasto e o limite viscoso não são cruciais para o dimensionamento do termossifão e nas condições apresentadas não comprometeram o funcionamento do termossifão.

Com relação aos resultados experimentais obtidos nos testes realizados no LabCT/DAMEC/UTFPR/PG e apresentados na seção 5.2.1, situação na qual o termossifão foi resfriado por convecção a ar, o termossifão operou de forma satisfatória durante todo o teste e atingiu em regime quase permanente temperaturas máximas de 60°C (10 W), 76°C (20 W), 86°C (30 W) e 95°C (40 W).

Mostrando que esses resultados são satisfatórios para o caso de aquecimento de água em reservatórios que podem ser utilizados em residências.

Com relação aos resultados experimentais obtidos nos testes realizados no LabCT/DAMEC/UTFPR/PG e apresentados na seção 5.2.2, situação na qual o termossifão foi resfriado por convecção à água, o termossifão operou de forma oscilatória para potência inicial aplicada de 40 W, pois a quantidade de fluido que retornava para o evaporador não era suficiente para controlar a temperatura. Entretanto, aumentando-se para potência para 60 W, um regime estacionário de funcionamento foi estabelecido com desuso de 28% da potência aplicada ao evaporador e com 80W a temperatura máxima atingida foi de 74°C, sendo esse último caso mais satisfatório, desperdiçando apenas 23% da potência aplicada ao evaporador.

Baseando-se ainda nos resultados apresentados na seção 5.2.1, foram calculadas as taxas de transferências de calor para as regiões do evaporador, adiabática e do condensador. Para as taxas de transferência de calor aplicadas ao evaporador de 60W a 80W, as taxas de calor para o condensador medidas foram, respectivamente, de 25W e 60W e as taxas de transferência de calor perdidas através do isolamento da seção adiabática foram, respectivamente, de 3,2W e 6,4W. Portanto, pode-se observar que 16,8 W (cerca de 28% a 60 W aplicada ao evaporador) e 18,6 W (cerca de 23% a 80 W aplicada ao evaporador) não são levados em conta, neste modelo, o que mostra que ele poderiam ser melhorados em trabalhos futuros.

Como os sistemas de aquecimento solar de água operam num regime oscilatório, testes foram realizados com o termossifão a fim de se avaliar o seu comportamento térmico. Nesses testes com carga térmica aplicada com valores oscilantes entre 5 W e 80 W, o termossifão operou de forma satisfatória com 60 W e 80 W, atingindo temperatura mais elevada (74°C) com a maior carga. Para potência aplicada de 5 W as temperaturas caem bruscamente mas atingem um regime permanente e para potência aplicada de 40 W o termossifão apresenta regime oscilatório, o que significa ser insuficiente para completar o ciclo do fluido de trabalho, comprometendo seu funcionamento devido as altas temperaturas atingidas.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De acordo com os resultados apresentados e discutidos neste trabalho pode-se sugerir os seguintes trabalhos futuros:

1. Realização de testes experimentais com diversas razões de preenchimento, ou seja, o termosifão sendo preenchido com diferentes volumes de fluido de trabalho, a fim de se avaliar a razão ótima de preenchimento para se evitar o comportamento oscilatório para baixas cargas térmicas (abaixo de 40 W neste caso em especial).
2. Realização de testes experimentais do termosifão com angulação adequada para a posição geográfica em que o coletor se encontrará, de acordo com as especificações da NBR 15569:2008 - Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto - Projeto e instalação.
3. Realizar cálculos para os coeficientes de transferência de calor por convecção, externos ao evaporador e ao condensador, que neste trabalho foram utilizadas aproximações sugeridas por Mantelli (2009).
4. Extensão e melhoramento do modelo matemático baseado na transferência de calor para que sirva como ferramenta de projeto para o dimensionamento de coletores solares compactos assistidos por termosifões.
5. Fazer comparações de efetividade com coletores solares convencionais e coletores solares assistidos por termosifões.
6. Fazer considerações de coletores solares em funcionamento no inverno, quando as temperaturas diminuem de modo que possa ocorrer o congelamento da água.

REFERÊNCIAS

- ABREU, S. L., COLLE, S. **An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems**. Solar Energy, Florianópolis, 2004.
- ALIZADEHDAKHEL, Asghar et al. **CFD modeling offlow and heat transfer in a thermosyphon**. Elsevier, 2009.
- CARBONELL, D., CADAFAALCH, J., CONSUL, R. **Dynamic modelling of flat plate solar collectors. Analysis and validation under thermosyphon conditions**. Universidade Politécnic de Catalunya, 2013.
- CAVALCANTI, M. A. W.; SARTRE, Valérie.; LALLEMAND, Monique. **Desempenho de um termossifão bifásico operando em diferentes taxas de enchimento na inclinação ótima e na posição vertical: estudo experimental**. In: II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2002. [S.l.: s.n.], 2002.
- CHIEN, C. C.; KUNG, C. K.; CHANG, C. C.; LEE, W. S.; JWO, C. S.; CHEN, S. L. **Theoretical and experimental investigations of a two-phase thermosyphon solar water heater**. Journal Elsevier, 2011.
- CHUN, W.; KANG, Y.; KWAK, H.; LEE, Y. **An experimental study of the utilization of heat pipes for solar water heaters**. Applied Thermal Engineering, v. 19, p. 807 - 817, 1999.
- EES, Engineering Equation Solver, in: Version 9.030. 2011. F-Chart Software, <http://fchart.com/ees>.
- GROLL, M., ROSLER, S. **Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons**. Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics 17, p. 91–151, 1992.
- HOLETZ, M. G.; ALVES, T. A.; SANTOS, P. H. D. **Metodologia para o dimensionamento de termossifões aplicados em coletores solares**. In: XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - CREEM 2012. [S.l.: s.n.], 2012.
- HUSSEIN, H. M. S.; MOHAMAD, M. A.; EL-ASFURI, A. S. **Optimization of a wicklees heat pipe at plate collector**. Energy Conversion and Management, v. 40, p. 1949 - 1961, 1999.
- HUSSEIN, H. M. S.; MOHAMAD, M. A.; EL-ASFURI, A. S. **Transient investigation of a thermosyphon at-plate solar collector**. Applied Thermal Engineering, v. 19, p. 789 - 800, 1999.
- ISMAIL, K. A. R.; ABOGDERAH, M. M. **Residential solar collector with heat pipes**. In: 8th International Heat Pipe Conference, Beijing, China. [S.l.: s.n.], 1992.

ISMAIL, K. A. R.; ABOGDERAH, M. M. **Performance of a heat pipe solar collector.** Journal of Solar Energy Engineering, v. 120, p. 51 - 59, 1998.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos da transferência de calor e massa.** [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

LIU, Z., HU, R., LU, L., ZHAO, F., XIAO, H. **Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluid for evacuated tubular high temperature air solar collector.** Shanghai Jiaotong University. China, 2013.

MANTELLI, M. B. H. **Tubos de calor e termossifões.** 2009. Notas de aula.

NBR - 15569, Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto - Projeto e instalação, Norma Brasileira ABNT, 2008. [S.l.]

OLIVETI, G.; ARCURI, N. **Solar radiation utilisability method in heat pipe panels.** Solar Energy, v. 57, p. 345 - 360, 1996.

ORDAZ-FLORES, A. *et al.* **Experimental characterisation and technical feasibility of a closed two-phase vs a conventional solar water heating thermosyphon.** 2011.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; RÜTHER, R. **Atlas Brasileiro de Energia Solar.** 1. ed. São José dos Campos, 2006.

REAY, David., KEW, Peter. **Heat pipes: Theory, design and applications.** 5. ed. USA, 2006.

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

REQUENA. Michelle Barreto. **Células solares: fundamentos e Aplicações.** UNESP, 2009.

SANTOS, P. H. D.; HOLETZ, Monique Goto. ZINA. G. N.; KRAMBECK, L.; SANTOS, T. M.; QUADROS, C. G.; ALVES, T. A. **Theoretical and experimental analysis of a thermosyphon used in compact solar collector.** In: XXII International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2013. [S.l.: s.n.], 2013.

SILVA, A. K. **Análise de um forno de cocção de pães assistido por termossifões de duas fases.** Dissertação de Mestrado, UFSC, 2001.

SINGH, R., TUNDEE, S., AKBARZADEH, A. **Electric power generation from solar pond using combined thermosyphon and thermoelectric modules.** RMIT University. Australia, 2011.

SIQUEIRA, D. A., VIEIRA, L. G., DAMASCENO, J. J. R. **Analysis and performance of a low-cost solar heater.** Journal Elsevier, 2011.

SOUZA, R. A. B. **Energia solar: vantagens do investimento desta fonte de energia alternativa na região do Nordeste.** Universidade Federal de Lavras, 2005.

TAHERIAN, H., REZANIA, A., SADEGHI, S., GANJI, D.D. **Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater.** Babol University of Technology, Iran. Aalborg University, Dinamarca. 2011.

VASILIEV, L. L., KAKAÇ, S. **Heat pipes and solid sorption transformations: fundamentals and practical applications.** CRC Press. 2013.