

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

KIANNY APARECIDA TABORDA VICENTE
LAYZE DOS SANTOS REIS

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM TERMOSSIFÃO APLICADO A
COLETORES SOLARES COMPACTOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(TCC 2)

CURITIBA

2014

KIANNY APARECIDA TABORDA VICENTE
LAYZE DOS SANTOS REIS

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM TERMOSSIFÃO APLICADO A
COLETORES SOLARES COMPACTOS**

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

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA

2014

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa “MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM TERMOSSIFÃO APLICADO A COLETORES SOLARES COMPACTOS”, realizada pelas alunas KIANNY APARECIDA TABORDA VICENTE e LAYZE DOS SANTOS REIS, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos
UTFPR - DAMEC

Curitiba, 25 de Agosto de 2014.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM TERMOSSIFÃO APLICADO A COLETORES SOLARES COMPACTOS", realizado pelas alunas KIANNY APARECIDA TABORDA VICENTE e LAYZE DOS SANTOS REIS, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Silvio Luiz de Mello Junqueira

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Me. Raul Henrique Erthal

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 25 de Agosto de 2014.

AGRADECIMENTOS

Kianny Aparecida Taborda Vicente

Agradeço em primeiro lugar a Deus, por me dar sabedoria, força e determinação em minha jornada.

Ao nosso orientador, o Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, pelos ensinamentos, apoio e compreensão em todos os momentos. Obrigada por todo incentivo e paciência na orientação que tornaram possível a conclusão deste trabalho.

Aos meus pais, Floriza Taborda Vicente e Dejamir Ribeiro Vicente, pelo apoio incondicional em todas as horas. Sem vocês não chegaria onde estou. Vocês são a base do que sou hoje!

Aos meus irmãos, Marcelo Taborda Vicente e Cristiano Taborda Vicente, pelas dicas e conselhos que contribuíram para a minha formação profissional.

Ao meu amor Cesar Augusto Leal, por entender os momentos de estresse e me confortar acreditando sempre no meu potencial. Obrigada por acreditar e apostar em mim!

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

E por último, mas não menos importante, agradeço a Layze dos Santos Reis, também autora deste projeto. Obrigada pela paciência, pela força, pelo incentivo e principalmente pela dedicação. Sem você essa conquista seria mais árdua.

AGRADECIMENTOS

Layze dos Santos Reis

Primeiramente ao meu todo poderoso Deus, por me dar foco, força e fé em minha trajetória.

A minha mainha Janice Ferreira dos Santos, pela amizade, carinho, apoio, ensinamentos, enfim por tudo o que eu sou hoje, nada disso seria possível sem você, te amo!

A meu amor Dioni Cesar Moraes Dias, pela paciência, amor, incentivo e principalmente por acreditar tanto no meu potencial, você foi fundamental em cada momento durante todo esse percurso da faculdade.

Ao Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, pela orientação, compreensão, calma, atenção e toda sua didática, graças a você conseguimos finalizar esse projeto.

A minha amiga e também autora desse projeto, Kianny Taborda Vicente, se não fosse você eu ainda estaria perdida sobre qual tema escolher e tão pouco já teria alcançado essa conquista, a você o meu muito obrigada!

A todos os meus amigos, em especial Camila Pereira de Oliveira, pela amizade sincera e verdadeira, que sempre soube me ouvir e aconselhar, amiga te devo muito, você é maravilhosa!

“Bom mesmo é ir à luta com determinação, abraçar a vida com paixão, perder com classe e vencer com ousadia, porque o mundo pertence a quem se atreve e a vida é "muito" para ser insignificante.” **Augusto Branco**

RESUMO

Nos últimos anos, o uso da energia solar no aquecimento de água para uso doméstico tem aumentado por se tratar de uma energia limpa e pela economia que pode trazer. Por essa razão, o desenvolvimento de um sistema compacto e eficaz é visto como uma grande oportunidade. Tais sistemas compactos são denominados coletores solares a vácuo ou assistidos por termossifões. Nesses dispositivos, utiliza-se o calor latente (mudança de fase que ocorre internamente aos termossifões) de um fluido de trabalho para intensificar a transferência de energia sob a forma de calor da irradiação solar para o aquecimento de água. Neste Trabalho de Conclusão de Curso, será apresentada uma análise teórica e experimental de dois termossifões que podem ser utilizados para tais coletores solares. Na análise teórica, é apresentada uma modelagem matemática baseada nos limites de operação dos termossifões. A seguir, um modelo de resistências térmicas equivalentes é proposto para o cálculo da temperatura de operação do fluido e da taxa de transferência de calor. Para a análise experimental, foram construídos dois termossifões feitos de cobre e tendo água como fluido de trabalho: um termossifão com 21 cm de comprimento e outro de 50 cm de comprimento. Esses termossifões foram testados na posição vertical para algumas faixas de potências (o termossifão de 21 cm foi testado sob potências de 5 até 20 W; o termossifão de 50 cm foi testado sob potências de 30 até 60 W) e operaram de forma satisfatória em todos os testes. Com os dados experimentais obtidos, foram realizadas as análises da transferência de calor. A partir dessa análise foi possível determinar a vazão mássica interna aos termossifões (para o termossifão de 21 cm ficou na ordem de $E-06$ kg/s e para o termossifão de 50 cm ficou na ordem de $E-05$ kg/s), bem como o coeficiente de transferência de calor por convecção interna na região do condensador, que variou entre $E+03$ e $E+04$ W/m^2-K . De posse dos dados de vazão mássica e destes coeficientes de transferência de calor por convecção internos, foi possível dimensionar o coletor solar assistido por termossifões.

Palavras-chaves: **Coletor Solar Compacto, Termossifões, Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção Interna.**

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Diferença entre um tubo de calor com estrutura porosa (a) e um termossifão (b)	22
Figura 2.2 - (a) Sistema 1 (b) Sistema 2	23
Figura 2.3 - (a) Diagrama esquemático do sistema (b) Sistema em teste	24
Figura 2.4 - Experimento em andamento	25
Figura 2.5 - Fluidos de trabalho em relação à temperatura de operação	26
Figura 2.6 - Figura de mérito do o calor latente	28
Figura 2.7 - Figura de mérito para o decaimento da temperatura	29
Figura 2.8 - Limites máximos de operação de um tubo de calor	30
Figura 2.9- Fenômeno de secagem nos termossifões	34
Figura 2.10 - Fenômeno de oscilação nos termossifões. (a) Partida. (b) Secagem. (c) Caminho seco. (d) Acúmulo de líquido no condensador. (e) Colapso do filme de líquido com a alta taxa de evaporação do filme. (f) estabilização do sistema. (g) Retorno para a condição de partida (a)	35
Figura 2.11 - Fenômeno de ebulição nos termossifões	36
Figura 3.1 - Circuito térmico equivalente de um termossifão	37
Figura 3.2 - Algoritmo para o modelo de resistência térmica	44
Figura 3.3 - Balanço de energia	46
Figura 3.4 - Circuito térmico equivalente	48
Figura 3.5 - Coletor Solar	50
Figura 4.1 - Diagrama esquemático do ciclo interno de um termossifão	53
Figura 4.2 - TS21 a) desmontado b) montado	54
Figura 4.3 – TS50 a) desmontado b) montado	55
Figura 4.4 - Bomba de vácuo conectada ao termossifão	56
Figura 4.5 - Processo de preenchimento do termossifão de a) 21 cm b) 50 cm	57
Figura 4.6 - Sistema de aquecimento do termossifão de a) 21 cm b) 50 cm	57
Figura 4.7 - Bancada de testes para o a) TS21 b) TS50	58
Figura 4.8 - Posicionamento do termossifão (TS21)	59
Figura 4.9 - Posicionamento dos termopares	59
Figura 5.1 - Coletor solar	74

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 2.1 - f_1 em função do Número de Bond	31
Gráfico 2.2 - Parâmetro f_3 em função da inclinação e do número de Bond.....	32
Gráfico 5.1 - Limites de operação para o TS21 a) Geral b) Detalhe	62
Gráfico 5.2 - Limites de operação para o TS50 a) Geral b) Detalhe	64
Gráfico 5.3 - Temperatura ao longo do TS21 em função da potência aplicada e o tempo	65
Gráfico 5.4 - Temperatura ao longo do TS50 em função da potência aplicada e o tempo	66
Gráfico 5.5 - Resultados gráficos (%) para o TS21.....	68
Gráfico 5.6 - Resultados gráficos (%) para o TS50.....	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Compatibilidade entre materiais.....	27
Tabela 3.1 - Resistências iniciais.....	42
Tabela 3.2 - Resistências de condensação e evaporação	43
Tabela 3.3 - Limites de operação.....	45
Tabela 4.1 - Características estruturais do TS21	54
Tabela 4.2 - Características estruturais do TS50	55
Tabela 5.1 - Dados de entrada para o TS21	61
Tabela 5.2 - Dados de entrada para o TS50.....	63
Tabela 5.3 - Resultados para o TS21	67
Tabela 5.4 - Resultados para o TS50.....	68
Tabela 5.5 - Coeficientes de transferência do calor interno na região do condensador para o TS21	70
Tabela 5.6 - Coeficientes de transferência do calor interno na região do condensador para o TS50	70
Tabela 5.7 - Valores das resistências para o TS21	71
Tabela 5.8 - Valores das resistências para o TS50	71
Tabela 5.9 - Limites de operação para o TS21	72
Tabela 5.10 - Limites de operação para o TS50	73
Tabela 5.11 - Incertezas principais	76

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Acrônimos

EES	Engineering Equation Solver
PO	Professor Orientador
PP	Plano de Pesquisa
PPP	Projeto de Plano de Pesquisa
TS21	Termossifão de 21 cm de comprimento
TS50	Termossifão de 50 cm de comprimento

Símbolos romanos

A	Área	[m ²]
Bo	Número de Bond	[-]
c_{pl}	Calor específico	[J/kgK]
C_w	Constante adimensional em função das propriedades termofísicas do fluido	[-]
C	Capacidade calorífica	[-]
d	Diâmetro	[m]
f	Parâmetros para o cálculo do limite de arrasto	[-]
F	Razão de preenchimento	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
i	Incerteza	[-]
I	Corrente elétrica	[A]
k	Condutividade térmica	[W/m ² -K]
K	Parâmetro de construção das figuras de mérito	[-]
l	Vazão mássica	[kg/s]
m	Comprimento	[m]

N	Número de termossifões	[-]
\bar{Nu}	Número de Nusselt	[-]
NUT	Número de NUT	[-]
p	Pressão absoluta	[N/m ²]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q"	Fluxo de calor	[W/m ²]
\dot{Q}	Taxa de transferência do calor	[W]
\dot{Q}'	Taxa de transferência do calor que entra no termossifão	[W]
r	Raio	[m]
R	Resistência térmica	[K/W]
R	Constante do gás (vapor)	[J/kg-K]
Ra	Número de Rayleigh	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
T	Temperatura	[K]
U	Coeficiente de transferência de calor global	[kJ/kg]
V	Volume	[m ³]
V	Voltagem	[V]

Símbolos gregos

ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa-s]
θ	Ângulo inclinação do termossifão com a horizontal	[°]
ε	Efetividade	[-]

Subscritos

a	Referente à região adiabática
---	-------------------------------

água	Referente à água
água,ent	Referente à temperatura da água que entra
água,sai	Referente à temperatura da água que sai
amb	Referente ao ambiente
ar	Referente ao ar
atm	Referente à pressão atmosférica
c	Referente ao condensador
co	Referente ao ambiente externo na região do condensador
cobre	Referente à condutividade térmica do cobre
CS	Referente ao coletor solar
crit	Referente à transferência de calor crítica
e	Referente ao evaporador
E	Referente ao parâmetro de limite de arrasto
ef	Referente ao comprimento efetivo de troca térmica
eo	Referente ao ambiente externo na região do evaporador
eq	Referente à resistência térmica equivalente
evap	Referente à taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador
h	Referente à temperatura hidrostática
I	Referente à incerteza da fonte de potência
i	Referente ao raio ou diâmetro interno
isol	Referente ao isolamento
isol,o	Referente à região externa ao isolamento
l	Referente ao líquido
L	Referente ao parâmetro de calor latente
m	Referente à temperatura média no evaporador
máx	Máximo

máx,arrasto	Referente ao limite de arrasto
máx,ebulição	Referente ao limite de ebulição
máx,sônico	Referente ao limite sônico
máx,viscoso	Referente ao limite viscoso
min	Mínimo
o	Referente ao raio ou diâmetro externo
op	Referente à temperatura de operação
p	Referente à base de piscina ou ao parâmetro adimensional K
parede	Referente à parede do termossifão
r	Referente à razão entre as taxas de capacidades caloríficas
son	Referente ao limite sônico
SA	Referente à incerteza do sistema de aquisição
termopar	Referente à incerteza do termopar
T	Referente ao parâmetro de decaimento de temperatura ou à incerteza da temperatura
v	Referente ao vapor
V	Referente à incerteza da fonte de potência
vc	Referente à pressão de vapor na região do condensador
ve	Referente à pressão de vapor na região do evaporador
vis	Referente ao limite viscoso
w	Referente à condutividade térmica da parede do tubo
wt	Referente à área da seção transversal do tubo
1	Referente à resistência de convecção na região do evaporador ou ao fator que descreve o comportamento dos fluidos.
2	Referente à resistência de condução do calor na parede do tubo na região do evaporador ou função do parâmetro adimensional K

- 3 Referente à resistência de ebulição ou fator que corrige a inclinação do termossifão
- 3p Referente à resistência de ebulição em piscina
- 3f Referente à resistência de ebulição de película do líquido
- 4 Referente à resistência vapor-líquido
- 5 Referente à resistência associada à queda da temperatura de saturação
- 6 Referente à resistência líquido-vapor
- 7 Referente à resistência de condensação de película de líquido
- 8 Referente à resistência de condução do calor na parede do tubo na região do condensador
- 9 Referente à resistência de convecção na região do condensador
- 10 Referente à resistência térmica axial do material do termossifão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Objetivos.....	20
1.1.1	Objetivo geral	20
1.1.2	Objetivo específico	21
1.2	Justificativa	21
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	22
2.1	O termossifão	22
2.2	Fluidos de trabalho.....	25
2.2.1	Compatibilidades dos fluidos com os materiais	26
2.2.2	Figura de mérito para o calor latente	27
2.2.3	Figura de mérito para o decaimento de temperatura	28
2.3	Limites de operação.....	29
2.3.1	Limite de arrasto	30
2.3.2	Limite sônico	32
2.3.3	Limite viscoso	33
2.3.4	Limite de secagem	33
2.3.5	Limite de oscilação	34
2.3.6	Limite de ebulição	36
3	MODELAGEM MATEMÁTICA	37
3.1	Resistências térmicas.....	37
3.1.1	Resistências de condução	38
3.1.2	Resistências do escoamento do vapor e na interface líquido-vapor	39
3.1.3	Resistência de condensação.....	39
3.1.4	Resistência de evaporação	40
3.1.5	Resistências externas	41
3.2	Software para simulação.....	41
3.3	O algoritmo	42
3.4	Limites de operação.....	45
3.5	Análise da transferência de calor	45
3.5.1	Cálculo da taxa de transferência do calor para o termossifão	45
3.5.2	Cálculo da vazão interna.....	47

3.5.3	Cálculo do coeficiente de transferência do calor interno na região do condensador.....	48
3.6	Análise do coletor solar assistido por termossifões	50
4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	53
4.1	Descrição do termossifão.....	53
4.1.1	O termossifão de 21 cm (TS21).....	54
4.1.2	O termossifão de 50 cm (TS50).....	55
4.1.3	Procedimento de preparação do termossifão	55
4.2	Descrição da bancada	58
4.3	Roteiro experimental	60
5	RESULTADOS	61
5.1	Análise dos limites de operação	61
5.2	Análise dos resultados experimentais	65
5.2.1	Resultados para o TS21	65
5.2.2	Resultados para o TS50	66
5.2.3	Análise da transferência de calor	67
5.2.3.1	Análise da transferência de calor.....	67
5.2.3.2	Análise do coeficiente de transferência do calor interno na região do condensador.....	70
5.2.3.3	Análise das resistências térmicas	71
5.3	Comparação entre os resultados teóricos e experimentais	72
5.4	Análise de um coletor solar assistido por termossifões	73
5.5	Resultados das incertezas.....	76
6	CONCLUSÃO.....	77
	REFERÊNCIAS	80
	APÊNDICE A – Incertezas Experimentais	82

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de aquecimento de água mais comuns utilizados para o uso doméstico são aqueles que usam como fonte de energia a elétrica, a solar ou a queima direta de algum combustível em um queimador a gás. No entanto, como a preservação do meio ambiente é uma preocupação crescente, uma opção bastante interessante tem sido o aproveitamento da energia solar através de coletores solares. Esses sistemas apresentam uma forma de energia limpa e estão cada vez mais se popularizando. Nesse contexto, o Brasil apresenta uma grande vantagem, pois a maior parte de seu território está em regiões com grande incidência solar.

Os coletores solares utilizados são, em geral, compostos por um feixe de tubos dispostos numa caixa térmica, na qual o fluido ao passar no interior dos mesmos, absorve o fluxo de calor transferido pela irradiação solar e é aquecido. Esse exemplo de sistema de aquecimento já possui tecnologia brasileira e são fabricados por várias empresas nacionais de coletores desse tipo. Por outro lado, o coletor solar a vácuo é comumente utilizado na Europa, nos Estados Unidos e em alguns países da Ásia. Aqui no Brasil, os coletores a vácuo são raramente encontrados. Esse tipo de dispositivo utiliza termossifões para intensificar a transferência de calor para a água que será aquecida, devido à mudança de fase que ocorre no seu interior. Os termossifões são também conhecidos como tubos de calor assistidos pela ação da gravidade e são mais simples. A utilização dos mesmos faz com que os coletores sejam mais compactos se comparados aos sistemas convencionais.

Algumas publicações comprovam (SIQUEIRA *et al.* 2011, ZHEN-HUA LIU *et al.*, 2013, ASGHAR ALIZADEHDAKHEL *et al.* 2009, CHIEN *et al.* 2010) que esses modelos a vácuo são soluções mais eficazes para a coleta de energia solar, porém apresentam um custo muito elevado. Por conta disso, existem vários estudos que vem sendo realizados com termossifões submetidos a diferentes situações, com o intuito de se obter uma solução viável para a sua implementação, visando uma relação custo/benefício acessível.

Siqueira *et al.* (2011) propôs um aquecedor solar assistido por termossifões de baixo custo, que funciona com o mesmo princípio do sistema convencional do aquecimento solar de água. Eles obtiveram bons resultados e concluíram que esse tipo de aquecedor solar pode ser considerado como uma excelente alternativa para o aquecimento de água.

Zhen-Hua Liu *et al.* (2013) realizaram um estudo experimental comparativo entre um trocador de calor assistido por termossifões e outro trocador na forma de tubo concêntrico, ambos operando com nanofluidos e água como fluidos de trabalho. Os trocadores de calor que

utilizaram nanofluidos apresentaram maior desempenho em relação aos que utilizaram água. E ainda, o trocador de calor assistido por termossifões apresentou melhores resultados do que o de tubo concêntrico tanto utilizando água quanto nanofluido.

Asghar Alizadehdakhel *et al.* (2009) propuseram um modelo para prever o perfil de temperatura de um fluido nas regiões do condensador e evaporador de um termossifão, através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Eles mostraram que aumentar a razão de preenchimento eleva a transferência de calor na região do evaporador e aumenta o desempenho do termossifão. No entanto, isso afeta negativamente com o efeito de formação de grandes bolhas e da formação de filme nas regiões baixas do evaporador, o que pode diminuir o desempenho do termossifão.

Chien *et al.* (2010) apresentaram um estudo de um coletor solar assistido por termossifões, no qual o experimento baseou-se em fornecer diferentes energias de entrada e ângulos de inclinação ao sistema. Após a realização de alguns testes, foram propostas duas estratégias para melhorar o desempenho térmico, uma delas foi através do uso de tubos duplos que podem aumentar até 3% da capacidade de armazenamento. E a outra alternativa seria o uso de nano-partículas que pode chegar a um aumento de até 4%.

Através dessas pesquisas realizadas é possível afirmar que o aquecimento de água através do coletor solar assistido por termossifões oferece diversas vantagens quando comparado a outros tipos de trocadores de calor já existentes no mercado. Sendo assim a presente proposta visa estudar e implementar um termossifão, a partir de um modelo matemático simplificado baseado em correlações que determinam os limites operacionais do mesmo. O termossifão será projetado e testado em laboratório, e os seus resultados experimentais obtidos serão comparados com os dados obtidos no software EES (*Engineering Equation Solver*), que servirá como ferramenta para o projeto do termossifão. Dessa forma, é possível afirmar que, um estudo sobre esse tema é uma grande oportunidade de desenvolver um equipamento inovador e com tecnologia nacional.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo principal é implementar uma modelagem matemática para o dimensionamento de termossifões que podem ser aplicados a coletores solares compactos para o aquecimento de água de uso doméstico.

1.1.2 Objetivo específico

Os seguintes objetivos específicos são:

- Desenvolver uma modelagem matemática para o dimensionamento de termossifões baseada nos limites de operação dos mesmos;
- Implementar o sistema de equações da modelagem matemática no software Engineering Equation Solver (EES);
- Projetar e testar em laboratório um termossifão de cobre que utiliza água como fluido de trabalho;
- Comparar os resultados obtidos experimentalmente com os resultados teóricos obtidos com o modelo matemático.

1.2 Justificativa

Coletores solares estão cada vez mais se popularizando por utilizarem a energia solar que é uma fonte de energia renovável e limpa. No entanto, por não utilizarem mudança de fase para intensificar a transferência de calor, são grandes e ocupam boa parte dos telhados das residências onde são aplicados. Contudo, coletores solares compactos e mais eficientes podem ser desenvolvidos quando assistidos por termossifões, nos quais o fluido de trabalho irá experimentar mudança de fase. Logo, o desenvolvimento de uma ferramenta confiável de projeto para termossifões se faz necessário.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 O termossifão

Os tubos de calor são tubos metálicos evacuados e fechados nas pontas podendo ou não apresentar uma estrutura porosa, como mostrado na Figura 2.1. Eles operam, a partir de pequenas diferenças de temperatura, utilizando calor latente de vaporização para fazer a transferência de calor (VASILIEV e KAKAÇ, 2013). Os termossifões são um tipo de tubo de calor que não apresentam essa estrutura capilar interna, e por conta disso, dependem da gravidade para o deslocamento do fluido no seu interior (Figura 2.1a). Eles são compostos basicamente por três regiões: seção do evaporador, onde o calor entra no sistema, seção adiabática e seção do condensador, onde o calor é retirado do sistema.

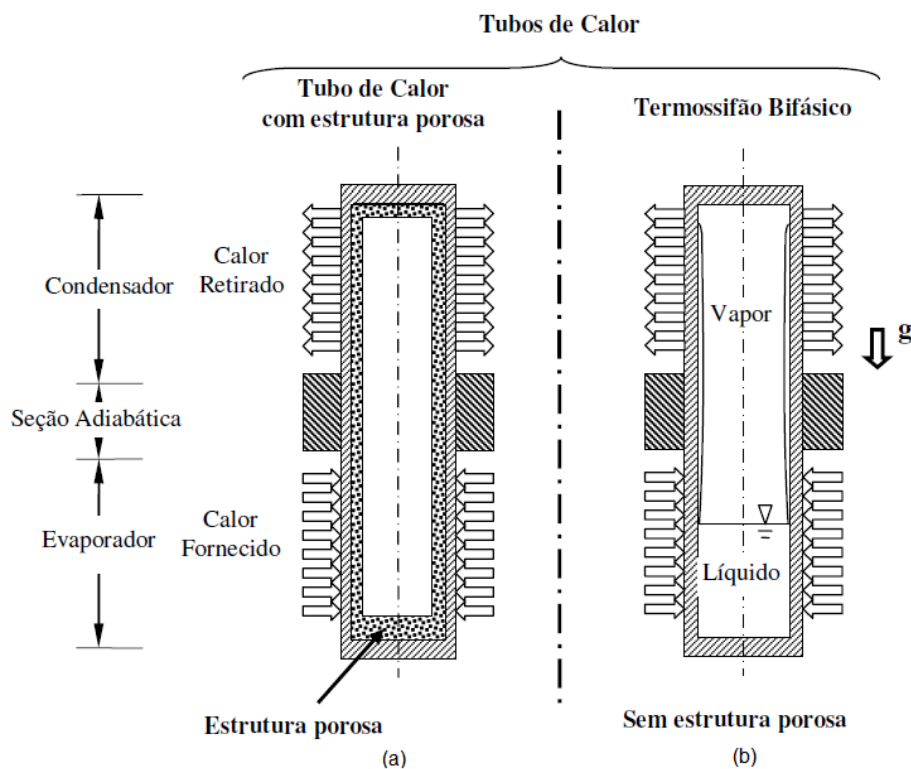


Figura 2.1 - Diferença entre um tubo de calor com estrutura porosa (a) e um termossifão (b)

Fonte: Angelo (2005).

O princípio de funcionamento dos termossifões é da seguinte maneira: calor é fornecido para o evaporador fazendo com que o fluido contido nessa região vaporize. Devido à diferença de pressão, o vapor produzido se desloca para regiões mais frias do tubo, chegando então no condensador, onde o calor é rejeitado para uma fonte fria (que pode ser o fluxo de

água que passa externamente aos tubos) e o vapor se condensa no interior do termossifão. Para fechar o ciclo, o condensado retorna ao evaporador pela ação da gravidade e, por essa razão, o condensador deve estar localizado acima do evaporador. A região adiabática, isolada do meio externo, é localizada entre o evaporador e o condensador e pode apresentar dimensão variável ou não existir em alguns casos.

Os termossifões apresentam uma resistência térmica ao fluxo de calor muito baixa e, conseqüentemente, a diferença de temperatura entre as regiões do evaporador e condensador é mínima (VASILIEV e KAKAÇ, 2013). Além disso, essas regiões operam de forma independente e, portanto, existe uma grande flexibilidade de geometria do tubo.

Através dos experimentos com termossifões mostrados na Figura 2.2, Redpath (2012) comprovou que esses tipos de sistemas são soluções mais eficazes para coleta de energia solar, porém com o custo muito elevado. Portanto, para investigar se os custos poderiam ser reduzidos e os níveis de desempenho mantidos, foram realizados testes com três termossifões com características distintas. O objetivo era encontrar uma fração solar da carga de água quente para o uso doméstico a partir do termossifão. Após alguns meses de monitoramento os termossifões apresentaram valores expressivos de energia e a média da incidência de radiação solar foi ainda mais favorável que a usual. Com base nos dados experimentais obtidos, encontrou-se a fração solar de carga de aquecimento de água necessária para uma família de até quatro pessoas. Dessa forma, foi possível afirmar que tais sistemas são tecnicamente viáveis para a coleta e conversão da incidência de energia solar para a produção de energia térmica.

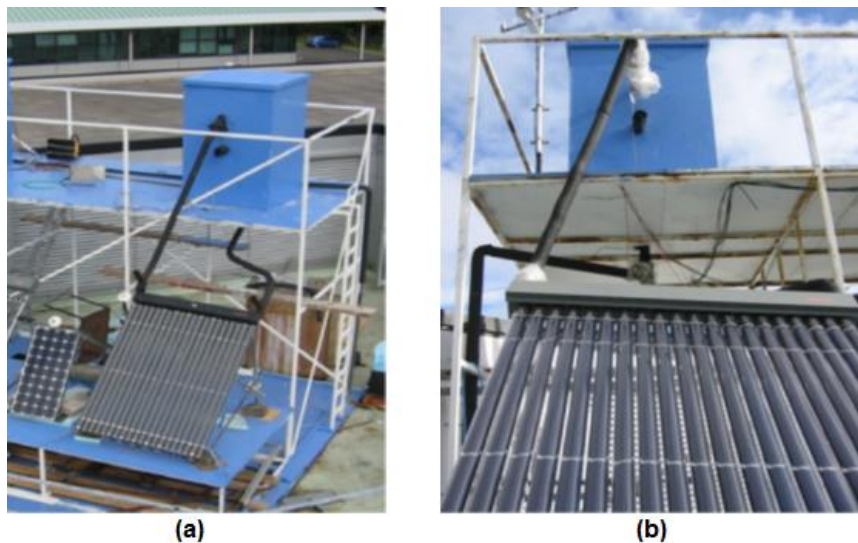


Figura 2.2 - (a) Sistema 1 (b) Sistema 2

Fonte: Adaptado de Redpath (2011).

Azad (2008) desenvolveu um dispositivo experimental para testar coletores solares assistidos por termossifões. Ao mesmo tempo propôs uma modelagem matemática a fim de comparar esses resultados com os dados empíricos. O experimento consistiu em seis tubos de calor de cobre com um diâmetro externo de 12,7 mm e um comprimento de 1850 mm. A Figura 2.3a mostra o diagrama esquemático do sistema implementado e a Figura 2.3b mostra o coletor solar durante o teste. Com isso, o autor conseguiu validar que o modelo matemático era capaz de prever o desempenho do sistema real.

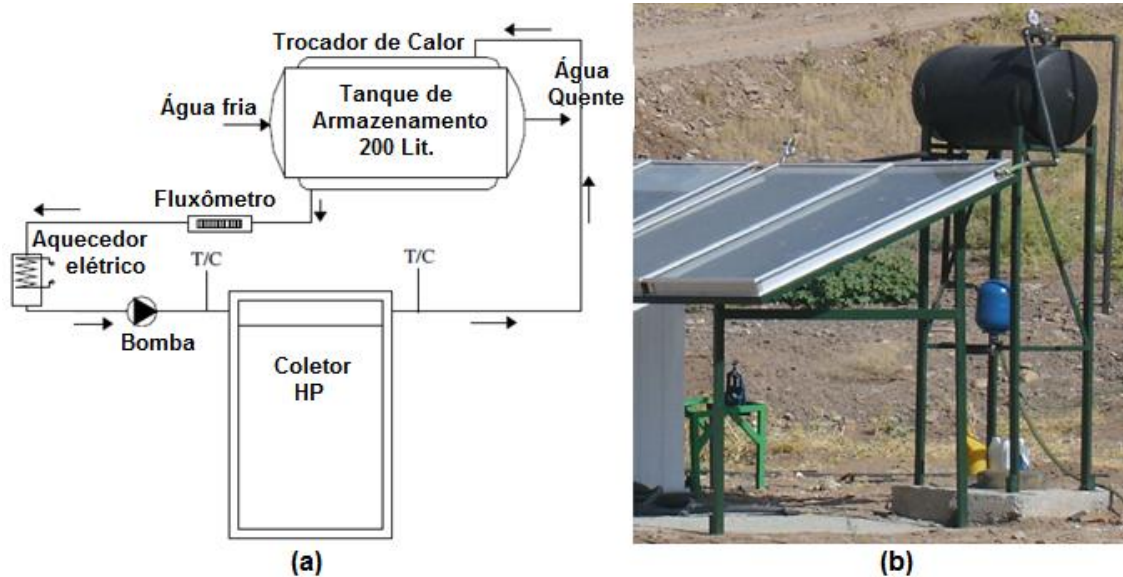


Figura 2.3 - (a) Diagrama esquemático do sistema (b) Sistema em teste
 Fonte: Adaptado de Azad (2008).

Alizadehdakhel *et al.* (2009) desenvolveram experimentos para avaliar o desempenho de um termossifão. Com o auxílio da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), eles modelaram o perfil de temperatura do fluido no interior do tubo. Os resultados mostraram que aumentar o fornecimento de energia de 350 W para 500 W, causa uma melhora na eficiência do termossifão. Por outro lado, acima de 500 W, essa eficiência começa a cair pela diminuição da capacidade de absorção de calor no condensador, uma vez que a espessura de líquido aumenta. Com uma espessura maior, a resistência da camada de líquido é maior e, como consequência, um coeficiente de transferência de calor menor é observado.

Zhen-Hua Liu *et al.* (2013) apresentaram um estudo comparativo entre um sistema de trocadores de calor com termossifão e outro do tipo tubo concêntrico, utilizando água e um

nanofluido como fluidos de trabalho, como observado na Figura 2.4. Neste experimento, o sistema com termosifão obteve bons resultados em ambos os fluidos.

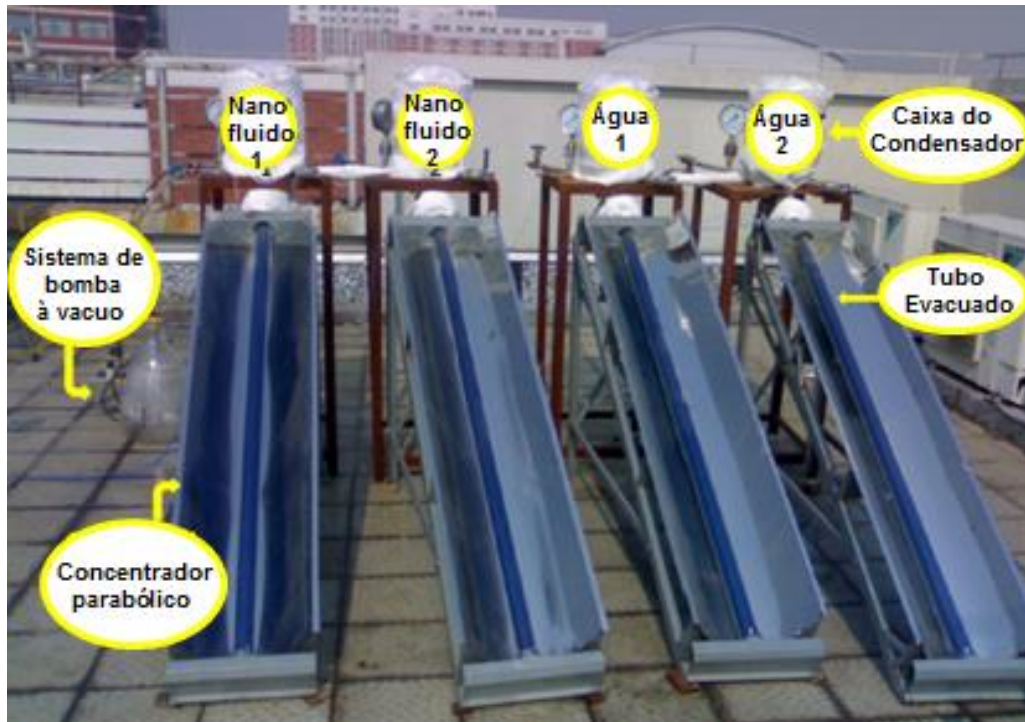


Figura 2.4 - Experimento em andamento

Fonte: Adaptado de Zhen-Hua Liu *et al.* (2013).

2.2 Fluidos de trabalho

Para definição do fluido de trabalho adequado, primeiramente deve-se saber qual é a temperatura de operação desejada. A Figura 2.5 mostra alguns fluidos de trabalho em relação à temperatura de operação. Para se determinar o fluido, a temperatura de ebulição deve estar na faixa de temperatura de operação.

Na operação de um termosifão pretende-se avaliar parâmetros importantes como propriedades termofísicas e de molhabilidade do fluido. Além disso, o calor latente de vaporização deve ser alto a fim de que se alcancem, com mínimo fluxo, altas taxas de transferência de calor e baixa queda de pressão no interior do tubo. Sendo assim, deseja-se diminuir a formação de bolhas na parede do termosifão, e, para isso, deve-se evitar a perda de calor radial com um fluido que apresente elevada resistência térmica.

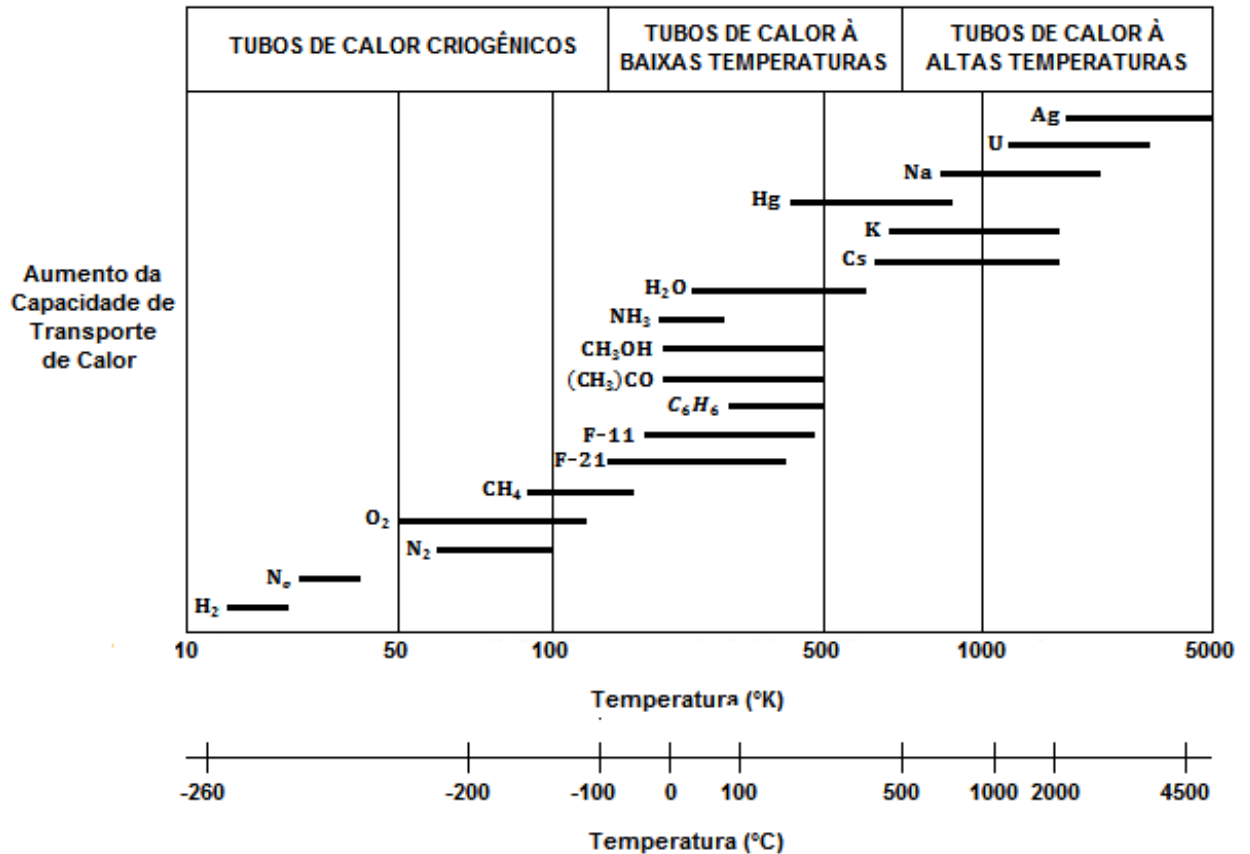


Figura 2.5 - Fluidos de trabalho em relação à temperatura de operação.

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013).

2.2.1 Compatibilidades dos fluidos com os materiais

Reações químicas entre o fluido e o material do tubo podem ocorrer e, portanto, a compatibilidade é um requisito fundamental na hora de projetar o tubo de calor.

A escolha certa do fluido de trabalho se faz necessária para evitar problemas com corrosão ou a formação de gases não condensáveis. Esse segundo efeito diminui o desempenho do sistema ou causa sua falha, pois os gases podem ficar retidos no condensador, acarretando na diminuição de sua área de transferência de calor.

Peterson (1994) e Reay e Kew (2006) apresentaram alguns resultados em relação à compatibilidade dos materiais, os quais podem ser vistos na Tabela 2.1. Nota-se que o cobre é compatível com água, entretanto a amônia nunca poderá ser utilizada num termosifão feito com este material.

Tabela 2.1 - Compatibilidade entre materiais

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

Fonte: Adaptado de Peterson (1994).

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

2.2.2 Figura de mérito para o calor latente

A figura de mérito é considerada uma maneira rápida e conveniente de se comparar fluidos de trabalho em função da temperatura de operação. Segundo Groll e Rösler (1992), o principal parâmetro capaz de realizar essa comparação para termossifões é chamado de parâmetro de calor latente, K_L , dado pela Equação 2.1:

$$K_L = h_{lv} [\rho_v^2 (\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{0,25} \quad (2.1)$$

Onde ρ_v é a massa específica do vapor, ρ_l é a massa específica do líquido, g é a aceleração da gravidade, σ é a tensão superficial e h_{lv} é o calor latente de vaporização.

Contudo, a figura de mérito não é um critério exclusivo na hora de eleger um fluido. Fatores como disponibilidade, custo, compatibilidade com o material do tubo também são levados em conta. Na Figura 2.6 podem ser observados os parâmetros de calor latente para diversos fluidos em uma determinada faixa de temperatura de operação.

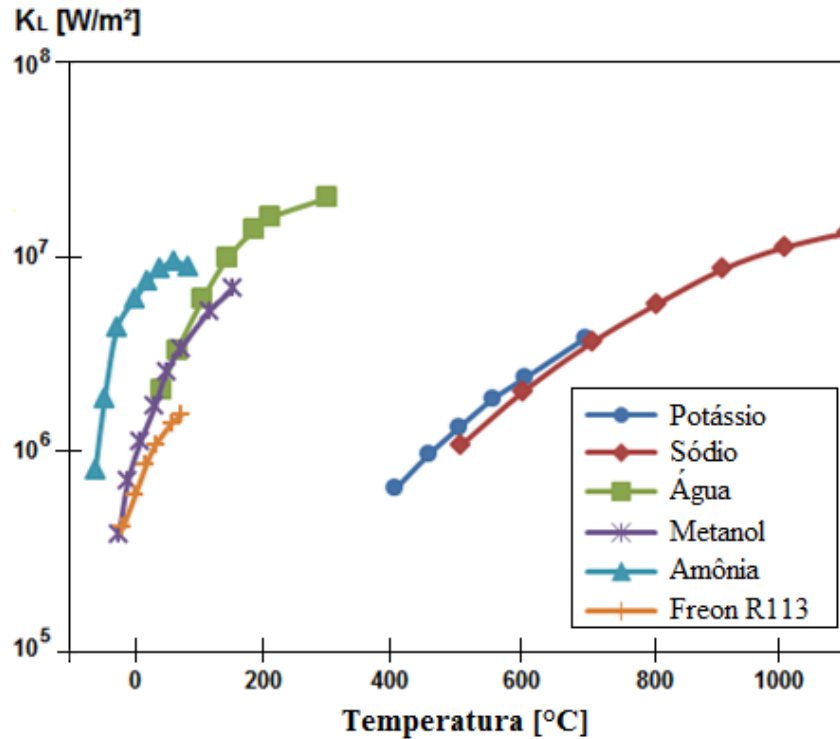


Figura 2.6 - Figura de mérito do o calor latente

Fonte: Adaptado de Groll e Rösler (1992, p. 127).

Note que para uma faixa de temperatura de operação variando de 180 até 300 °C, aproximadamente, a água é o melhor fluido de trabalho. Por outro lado, para temperaturas abaixo de 0°C a amônia tem um desempenho melhor, de acordo com esta figura de mérito. Isto é, quanto maior for o K_L mais adequado será o fluido para a aquela determinada aplicação.

2.2.3 Figura de mérito para o decaimento de temperatura

Para obter uma figura de mérito para a queda de temperatura ao longo do tubo, Groll e Rösler (1992) utilizaram o parâmetro K_T . Esse parâmetro é dado pela Equação 2.2.

$$K_T = \frac{(h_{lv} k_l^3 \rho_l^2)^{0,25}}{\mu_l} \quad (2.2)$$

onde k_l é a condutividade térmica do líquido e μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido.

A Figura 2.7 representa o comportamento isotérmico do termossifão. Note que para alguns fluidos de trabalho (o sódio e o potássio) o comportamento isotérmico do termossifão fica evidente. Isto é, a diferença de temperatura entre as regiões do condensador e do evaporador serão pequenas. Entretanto, para outros fluidos de trabalho (o metanol e a água)

esse comportamento isotérmico não é tão perceptível. Assim como para o K_L , quanto maior for o K_T mais adequado será o fluido, ou seja, menor será a queda de temperatura ao longo do termossifão.

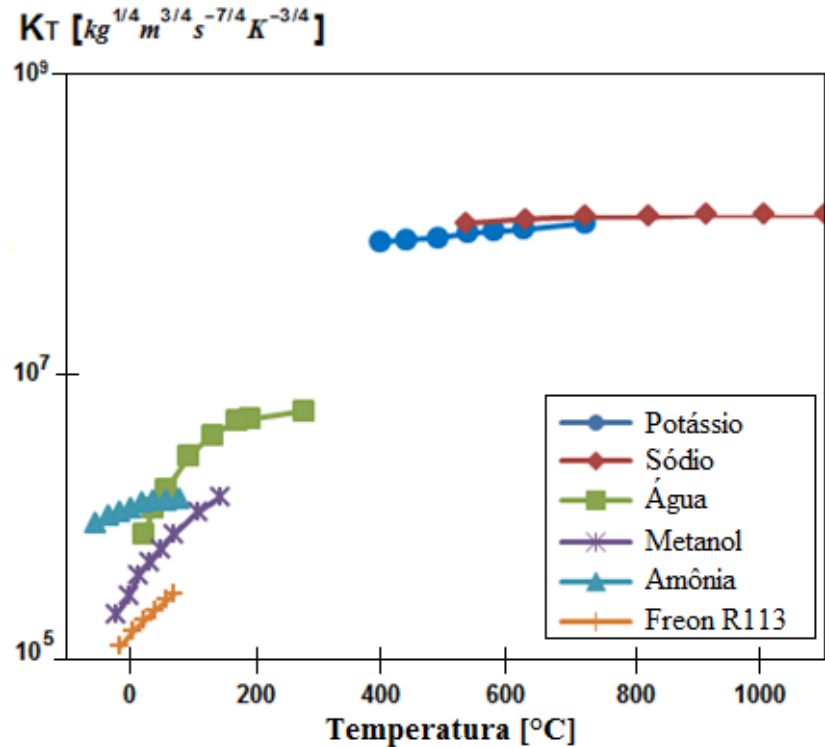


Figura 2.7 - Figura de mérito para o decaimento da temperatura

Fonte: Adaptado de Groll e Rösler (1992, p. 127).

2.3 Limites de operação

Os limites de operação de um tubo de calor ou termossifão determinam o valor máximo da transferência de calor para determinadas condições. São eles: limite capilar, limite de arrasto, limite sônico, limite viscoso, limite de secagem, limite de oscilação e limite de ebulição, que são apresentados a seguir. A Figura 2.8 mostra esses limites em relação à temperatura de operação para tubos de calor ou termossifão. O limite de capilar é apresentado nesta figura, entretanto para termossifões esse limite não é atingido por não possuírem estrutura capilar interna.

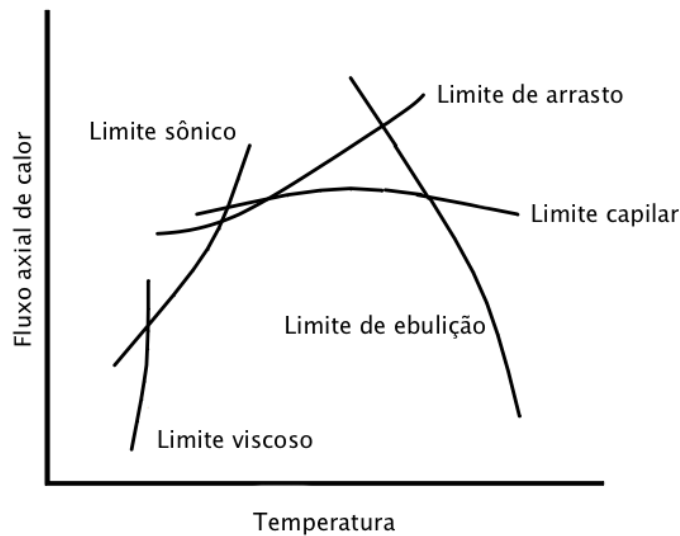


Figura 2.8 - Limites máximos de operação de um tubo de calor.

Fonte: Adaptado de Reay e Kew (2006).

2.3.1 Limite de arrasto

Conforme o aumento de fornecimento de calor no evaporador, a velocidade do vapor se eleva também. O vapor pode apresentar velocidade superior ao do líquido e com isso forças de cisalhamento na interface líquido-vapor podem ocorrer. Se essas forças forem maiores que as forças de tensão do líquido, elas arrancarão gotículas do filme líquido e as arrastarão até a região do condensador. O limite de arrasto corresponde à máxima transferência de calor envolvida nesta situação. As principais causas para que esse limite seja atingido são o excesso e a falta de líquido no condensador e no evaporador, respectivamente.

A correlação mostrada na Equação 2.3 foi proposta por Brost (1996) para determinar o limite de transferência de calor para o arrasto.

$$q''_{\text{máx,arrasto}} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{1/2} [(\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{1/4} \quad (2.3)$$

Os parâmetros f_1 , f_2 e f_3 são listados a seguir:

- f_1 é função do número de Bond (Bo). O número de Bond, dado pela Equação 2.4, é uma razão entre a força da gravidade e as forças de tensão (INCROPERA, 2007):

$$Bo = d_i \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) g}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

A relação entre f_1 e o número de Bond pode ser verificada no Gráfico 2.1. A partir do gráfico é possível notar, por exemplo, que, para $Bo > 11$, temos que $f_1 = 8,2$. Sendo assim pode-se afirmar que, para a faixa que o número de Bond varia de 0 até 10 aproximadamente, o parâmetro f_1 é proporcional ao número de Bond, ou seja, a curva em questão possui uma inclinação acentuada. Quando o número de Bond atinge a faixa de valores que variam 10 até 20 aproximadamente, a curva se torna uma constante.

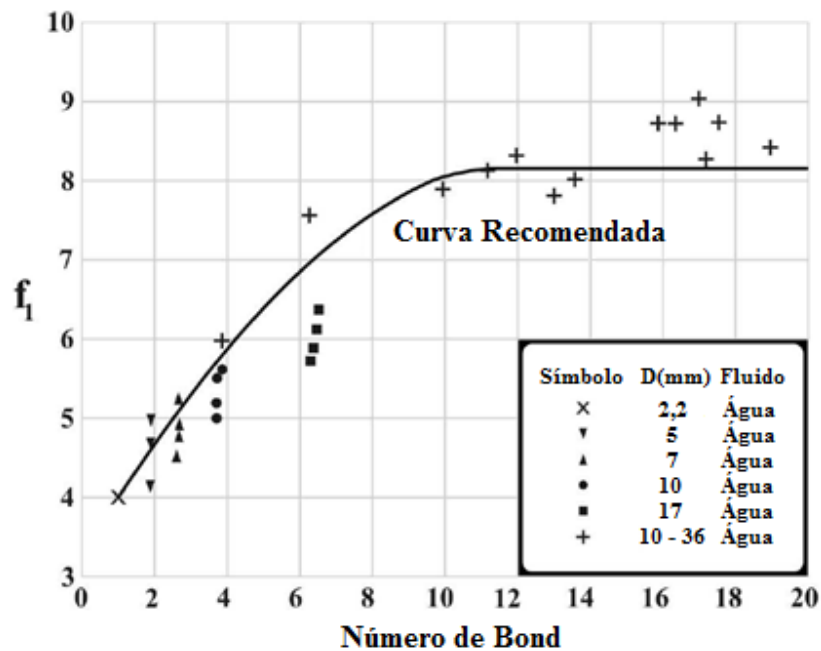


Gráfico 2.1 - f_1 em função do Número de Bond

Fonte: Mantelli (2009).

- f_2 é função do parâmetro adimensional K_p , dado pela Equação 2.5:

$$K_p = \frac{P_v}{[(\rho_1 - \rho_v)g\sigma]^{1/2}} \quad (2.5)$$

Para $K_p \leq 4 \times 10^4$ tem-se $f_2 = K_p^{-0,17}$ e para $K_p > 4 \times 10^4$, $f_2 = 0,165$.

- f_3 é um fator que corrige a Equação 2.3 para a inclinação do termossifão e também é uma função do número de Bo , conforme pode ser observado no Gráfico 2.2. Para a posição vertical $f_3 = 1$.

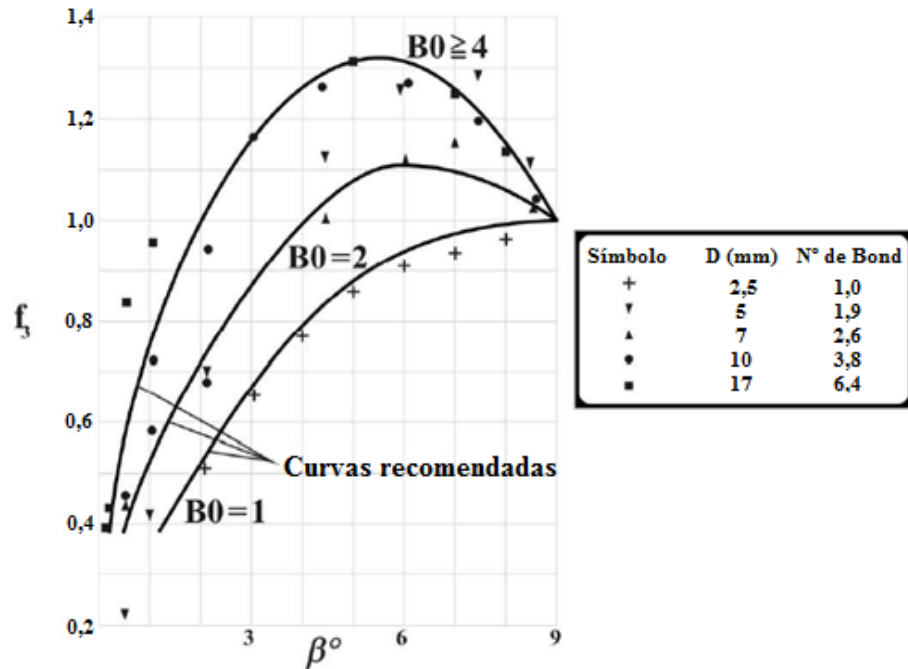


Gráfico 2.2 - Parâmetro f_3 em função da inclinação e do número de Bond

Fonte: Mantelli (2009).

2.3.2 Limite sônico

O limite sônico representa o calor aplicado ao termossifão quando o vapor atinge a velocidade sônica. Ele pode ser atingido especialmente por termossifões que utilizam metal líquido como fluido de trabalho e é influenciado pelo tamanho do núcleo do vapor.

Limites sônicos podem ser alcançados na região de entrada ou em condições de regime permanente. Depois que a velocidade sônica é atingida, o vapor, que geralmente localiza-se no núcleo do termossifão é “bloqueado” por uma onda de choque, e mesmo que mais vapor seja produzido no evaporador, o fluxo de vapor não aumenta, de modo que um aumento de fornecimento de calor apenas provoca um aumento de temperatura na região.

Modelos para a previsão da transferência de calor do limite sônico são baseados na teoria da convergência-divergência de bocais. Um fluido compressível, em um duto com área transversal constante, com adição e remoção de massa tem aproximadamente o mesmo comportamento de um fluxo constante de massa em um bocal de convergência-divergência.

O limite sônico pode ser expresso pela Equação 2.6 proposta por Busse (1973):

$$q''_{\text{máx,sônico}} = 0,474h_{lv} (\rho_v p_v)^{1/2} \quad (2.6)$$

2.3.3 Limite viscoso

Em situações em que os termosifões trabalham com baixos níveis de temperatura, o gradiente de pressão entre o evaporador e o condensador é muito pequeno. Quando esse valor for menor do que a força viscosa, o vapor não é capaz de se mover, o que caracteriza o limite viscoso. Para evitar que ele seja alcançado, pode-se aumentar a temperatura do vapor para que o fluxo de calor aumente também, fazendo com que a diferença de pressões exceda a força viscosa. Deve-se, no entanto, considerar que com a pressão do vapor próxima do limite viscoso, o limite sônico pode ser facilmente atingido. Para que isso não ocorra, um critério com base na pressão mínima do condensador e o gradiente de pressão no evaporador devem ser considerados.

Busse (1973) também propôs uma correlação (Equação 2.7) para o limite viscoso.

$$q''_{\text{máx,viscoso}} = r_v^2 h_{lv} \frac{\rho_v p_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (2.7)$$

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

Além disso, a Equação 2.8 determina um critério para se evitar o limite viscoso.

$$\frac{\Delta p_v}{p_v} < 0,1 \quad (2.8)$$

2.3.4 Limite de secagem

O limite de secagem em um termosifão pode ser definido a partir de duas situações diferentes. A primeira diz respeito à um fluxo radial de massa insuficiente. Nesse caso, a taxa de vapor produzido não é suficiente para garantir uma contínua circulação de vapor e líquido, fazendo com que apenas uma pequena quantidade de vapor seja condensada em regiões próximas ao evaporador e também que o resto do condensador não participe da transferência de calor, gerando regiões frias. Algo similar ocorre quando o volume total de fluido de trabalho é muito pequeno. Nesse caso, há pouca formação de vapor e o líquido não é capaz de alcançar o final do evaporador, formando em vez de pontos frios, pontos quentes perto da base do evaporador (Figura 2.9a).

A segunda forma de se atingir o limite de secagem está associada ao limite de arrasto. Quando o fluxo de calor atinge esse limite, o filme de líquido não consegue alcançar a piscina e então é arrastado de volta para o condensador, levando à formação de regiões secas (Figura

2.9b) na parede interna do termossifão. Os modelos para determinação do limite de secagem são basicamente os mesmos do limite de arrasto.

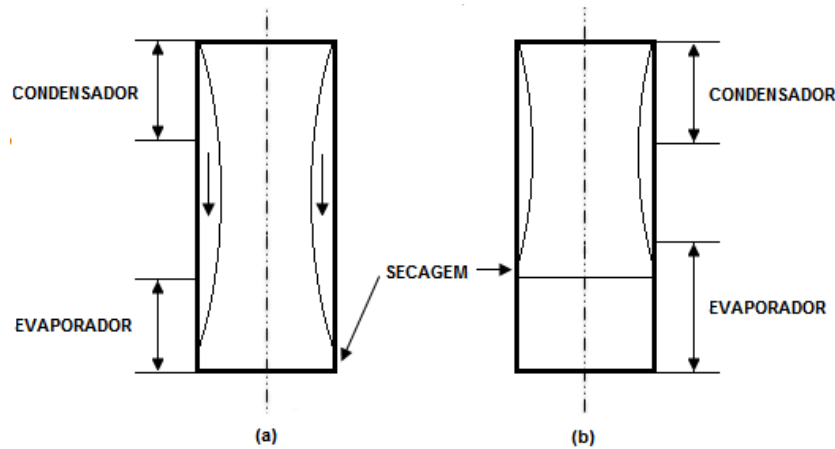


Figura 2.9- Fenômeno de secagem nos termossifões.

Fonte: Adaptado de Orlande (1989, p. 9)

Por definição, uma maneira de atingir o limite de secagem é quando o limite de arrasto é atingido. Portanto, os modelos empregados para determinar a transferência de calor são os mesmos que os aplicados para o limite de arrasto, no qual são definidos pelas Equações 2.3 à 2.5.

2.3.5 Limite de oscilação

O limite de oscilação ocorre quando os fluxos de calor são maiores que os do limite de arrasto. A Figura 2.10 ilustra o fenômeno. Ele começa com o arraste de pequenas gotas de líquido para o condensador (Figura 2.10a) e a consequente formação de uma região seca na região superior ao evaporador (Figura 2.10b). Essa região seca vai aumentando, criando trajetos secos, ao mesmo tempo em que um fino filme de líquido cai da região do condensador (Figura 2.10c). A temperatura das regiões secas aumenta e o calor que é aplicado no evaporador não é capaz de ser empregado na produção de vapor. Quanto menos vapor é produzido, mais a pressão de vapor dentro do termossifão diminui. Quando a pressão é tão baixa que não consegue mais segurar o filme líquido no topo do condensador, a coluna de líquido colapsa (Figura 2.10d) e toda a superfície da parede, incluindo regiões secas, são inundadas. Como a temperatura da parede está muito alta, uma forte ebulição do líquido é observada, causando um rápido aumento de pressão no termossifão (Figura 2.10e). Grande parte de vapor gerado move-se para cima com alta velocidade, mantendo o filme líquido na região do condensador por alguns momentos. Em seguida, quando a taxa de condensação é maior que a de evaporação, a pressão de vapor permanece constante, porque o arrasto de

líquido para o condensador diminui (com a diminuição da produção de vapor) e causa um aumento na pressão no condensador (com o aumento da taxa de condensação) (Figura 2.10f). O filme líquido é então formado novamente (Figura 2.10g) e o ciclo recomeça. O limite de oscilação é alcançado quando o comportamento de oscilação persiste em relação ao tempo. Uma maneira de prevenir o comportamento de oscilação no termossifão é manter a máxima transferência de calor abaixo do limite de arrasto, de modo que o arrasto de gotículas não aconteça e nenhuma região seca seja formada, evitando assim que a oscilação se inicie. Para a estimativa desse máximo fluxo de calor, as correlações e modelos do limite de arrasto podem ser utilizadas.

Geralmente, as oscilações são observadas durante o início do ciclo no termossifão, mas elas desaparecem e não representam nenhuma limitação de transferência de calor para o dispositivo. Nesses casos, o período de oscilação pode ser encurtado se mais calor for aplicado no termossifão, tomando-se o cuidado para que o limite sônico não seja atingido.

Assim como para o limite de secagem, no limite de oscilação, a máxima transferência de calor pode ser determinada com as correlações do limite de arrasto. Uma vez que, para prevenir que o efeito de oscilação inicie, deve-se evitar que gotículas de água sejam arrastadas e então nenhuma região seca será criada. Ou seja, a transferência de calor máxima deve estar abaixo da taxa obtida para o limite de arrasto.

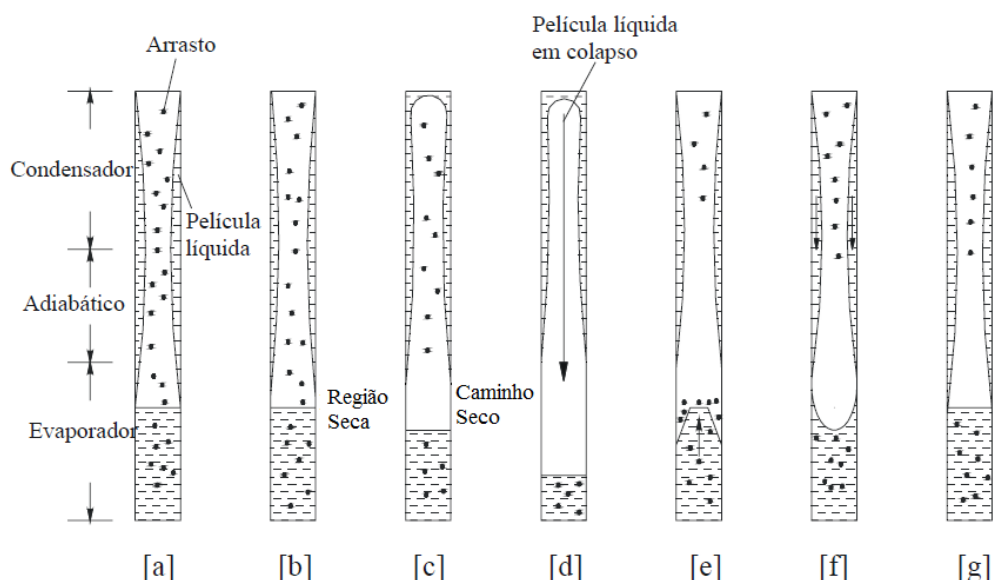


Figura 2.10 - Fenômeno de oscilação nos termossifões. (a) Partida. (b) Secagem. (c) Caminho seco. (d) Acúmulo de líquido no condensador. (e) Colapso do filme de líquido com a alta taxa de evaporação do filme. (f) estabilização do sistema. (g) Retorno para a condição de partida (a).

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013, p. 432)

2.3.6 Limite de ebulição

O limite de ebulição, conhecido também como *burn-out*, ocorre quando se tem uma grande quantidade de fluido de trabalho no termossifão sujeita a grandes fluxos de calor no evaporador. Ele ocorre na transição entre a nucleação da piscina e ebulição do filme de vapor, quando o fluxo de calor é crítico. Bolhas se formam e aderem-se a este filme, o que provoca isolamento térmico da parede do tubo (Figura 2.11). Com a baixa condutividade térmica do vapor, a temperatura da parede aumenta até que atinja o ponto de fusão do metal. Correlações na literatura podem ser usadas para determinação de modelos do limite de ebulição, como foi apresentado por Carey (1992) e por Collier e Thome (1994).

Uma maneira de evitar que esse limite de ebulição seja atingido é, para um mesmo fluxo de calor, aumentar a área de troca de calor do evaporador. No entanto, deve-se ter cuidado para que com essa medida, não se atinja o limite de arrasto.

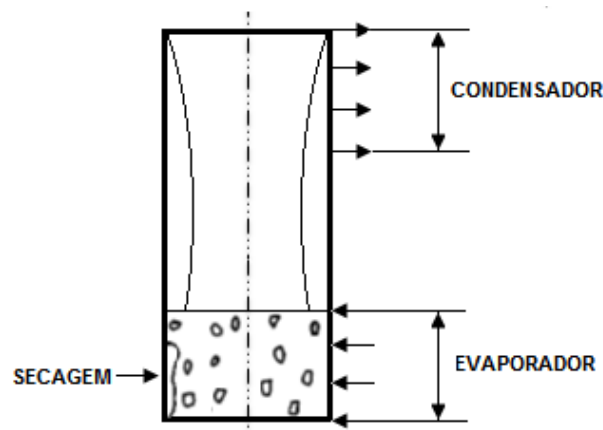


Figura 2.11 - Fenômeno de ebulição nos termossifões.

Fonte: Adaptado de Orlande(1989, p.10)

Brost (1996) propôs uma expressão (Equação 2.9) para a máxima transferência de calor a ser aplicada na base do tubo.

$$q''_{\text{máx,ebulição}} = 0,12h_{lv}\rho_v^{1/2} [(\rho_l - \rho_v)g\sigma]^{1/4} \quad (2.9)$$

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática tem por finalidade a determinação da temperatura de operação assim como a taxa de transferência de calor, baseada na avaliação das resistências térmicas do termossifão. A seguir, essa taxa será comparada com os limites operacionais dos termossifões, quais sejam: limite de arrasto, limite sônico, limite viscoso, limite de secagem, limite de oscilação e limite de ebulição. Por fim, os cálculos relacionados com a parte experimental serão apresentados. Para isso, uma análise da transferência de calor é apresentada através de dois modelos simplificados baseados em correlações de transferência de calor: o primeiro é para a análise do termossifão de forma isolada e o segundo é para a análise do coletor solar assistido por termossifões. Todos os modelos e correlações exibidos serão posteriormente simulados através do software EES (*Engineering Equation Solver*).

3.1 Resistências térmicas

A fim de se determinar a temperatura de operação do termossifão, um modelo de circuito térmico equivalente apresentado na Figura 3.1 é proposto.

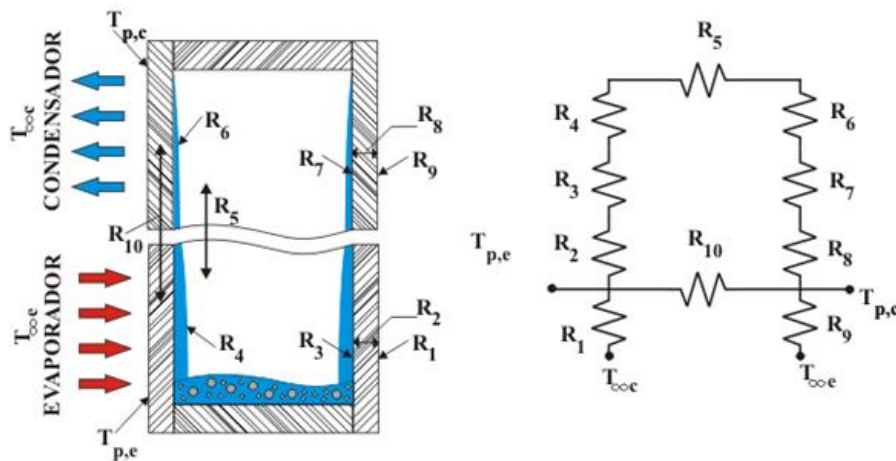


Figura 3.1 - Circuito térmico equivalente de um termossifão

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013, p. 419)

A resistência térmica global ou efetiva de um termossifão pode ser determinada pela Equação 3.1:

$$R_{eq} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad (3.1)$$

onde: \dot{Q} é a taxa de transferência de calor aplicada ao termossifão, ΔT é a diferença global de temperatura determinada pela Equação 3.2 e R_{eq} é a resistência térmica total dada pela Equação 3.3.

$$\Delta T = (T_{oe} - T_{oc}) - \Delta T_h \quad (3.2)$$

$$R_{eq} = R_1 + \left[\frac{1}{(R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8)} + \frac{1}{R_{10}} \right]^{-1} + R_9 \quad (3.3)$$

Da Equação 3.2, T_{oe} é a temperatura externa ao evaporador, T_{oc} é a temperatura externa ao condensador e ΔT_h é a diferença de temperatura hidrostática que será mostrada posteriormente.

Na próxima seção serão apresentadas correlações para as diferentes resistências.

3.1.1 Resistências de condução

R_2 e R_8 são referentes a condução de calor radial na parede do tubo na região do evaporador e condensador, dadas pelas Equações 3.4 e 3.5, respectivamente.

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi l_e k_{\text{cobre}}} \quad (3.4)$$

$$R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi l_c k_{\text{cobre}}} \quad (3.5)$$

onde: d_o e d_i são o diâmetro interno e externo do termossifão, l_e é o comprimento do evaporador, l_c é o comprimento do condensador e k_{cobre} é a condutividade térmica da parede do tubo.

R_{10} é a resistência térmica axial do material do termossifão e é representada pela Equação 3.6.

$$R_{10} = \frac{l_{ef}}{A_{wt} k_{\text{cobre}}} \quad (3.6)$$

l_{ef} é dado por,

$$l_{ef} = l_a + 0,5(l_e + l_c) \quad (3.7)$$

Sendo l_{ef} o comprimento efetivo de troca térmica, l_a é o comprimento da região adiabática e A_{wt} é a área da seção transversal do tubo.

3.1.2 Resistências do escoamento do vapor e na interface líquido-vapor

As resistências nas interfaces vapor-líquido e líquido-vapor são R_4 e R_6 , respectivamente. Elas são expressas pelas Equações 3.8 e 3.9.

$$R_4 = \frac{RT^2 (2\pi RT_{op})^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_e} \quad (3.8)$$

$$R_6 = \frac{RT^2 (2\pi RT_{op})^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_c} \quad (3.9)$$

Com R sendo a constante universal dos gases perfeitos, p_v a pressão do vapor, A é a área de troca de calor entre a fonte e o termossifão – A_e para o evaporador e A_c para o condensador – h_{lv} é o calor latente de vaporização e T_{op} é a temperatura de operação.

R_5 é a resistência associada ao escoamento interno do vapor e à queda da temperatura de saturação, dada pela Equação 3.10.

$$R_5 = \frac{T_v (p_{ve} - p_{vc})}{h_{lv} \rho_v \dot{Q}} \quad (3.10)$$

onde, T_v é a temperatura do vapor, p_{ve} é a pressão do vapor na região do evaporador, p_{vc} é a pressão do vapor na região do condensador e \dot{Q} é a taxa de transferência de calor aplicada ao termossifão.

3.1.3 Resistência de condensação

A resistência de condensação de película de líquido, R_7 , é determinada pela Equação a seguir.

$$R_7 = \frac{0,235 \dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_1^{4/3}} \quad (3.11)$$

sendo,

$$\phi_1 = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (3.12)$$

3.1.4 Resistência de evaporação

A resistência de evaporação é dividida em duas: a de ebulição em piscina (R_{3p}) e de ebulição em película do líquido (R_{3f}), dada por:

$$R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F) \quad (3.13)$$

onde: F, a razão de preenchimento, é um parâmetro adimensional dado pela Equação 3.14:

$$F = \frac{V_l}{V_e} \quad (3.14)$$

Vasiliev e Kakaç (2013) recomendam que se R_{3p} for menor que R_{3f} usar $R_3 = R_{3p}$, caso contrário, usar a Equação 3.13.

R_{3p} e R_{3f} são mostradas nas Equações 3.15 e 3.17, respectivamente.

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_2 \dot{Q}^{0,4} (\pi d_i l_e)^{0,6}} \quad (3.15)$$

onde

$$\phi_2 = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{pl}^{0,73}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left(\frac{p_v}{p_{atm}} \right)^{0,23} \quad (3.16)$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 \dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_e \phi_1^{4/3}} \quad (3.17)$$

Sendo c_{pl} o calor específico e p_{atm} é a pressão atmosférica.

De acordo com Vasiliev e Kakaç (2013), um gradiente de temperatura pode ser notado caso o volume de líquido na piscina seja alto. Portanto, essa diferença de temperatura causada pela pressão hidrostática pode ser representada pela Equação 3.18.

$$\Delta T_h = T_m - T_v = \frac{T_v - T_p}{2} F \quad (3.18)$$

Sendo que a temperatura média no evaporador (T_m), considerando-se que a temperatura aumenta linearmente com a profundidade de líquido, é mostrada na Equação 3.19:

$$T_m = T_v(1 - F) + \frac{T_v + T_p}{2} F \quad (3.19)$$

A temperatura na base da piscina (T_p) é a temperatura de saturação para a pressão na base da piscina, p_p . Devido a coluna de líquido na piscina, essa pressão é maior que a pressão do vapor e é apresentada na Equação 3.20.

$$p_p = p_v + \rho_l g F l_e \sin\theta \quad (3.20)$$

3.1.5 Resistências externas

As resistências externas são devidas à transferência de calor por convecção da parede do tubo para o ambiente externo. São elas: R_1 (para a região do evaporador) e R_9 (para a região do condensador) que são representadas pelas Equações 3.21 e 3.22,

$$R_1 = \frac{1}{h_{co} A_e} \quad (3.21)$$

$$R_9 = \frac{1}{h_{co} A_c} \quad (3.22)$$

sendo h_{co} o coeficiente de transferência de calor com o ambiente externo na região do evaporador e h_{co} o coeficiente de transferência de calor com o ambiente externo na região do condensador.

3.2 Software para simulação

Com todas as correlações necessárias descritas, existe a necessidade de utilizar um software que possua sub-rotinas para a determinação das propriedades termofísicas e ao mesmo tempo possua um método de resolução de sistemas de equações eficiente.

Dentre os softwares utilizados na área de ciências térmicas, o EES (Engineering Equation Solver), software desenvolvido pela empresa F-Chart, se destaca por possuir uma ampla biblioteca com sub-rotinas para a determinação de propriedades termofísicas para inúmeros fluidos de trabalho. O software possui ainda uma interface gráfica de fácil manipulação.

3.3 O algoritmo

O algoritmo implementado no simulador é mostrado na Figura 3.2. Primeiramente, os dados da geometria do termossifão, assim como propriedades do material do tubo e as temperaturas do condensador e evaporador são inseridas no programa. Com isso, as resistências mostradas na Tabela 3.1 ($R_1, R_2, R_4, R_5, R_6, R_8, R_9, R_{10}$) podem ser calculadas a fim de se obter tanto a primeira resistência equivalente, R_{eq} , quanto a temperatura do vapor, T_v .

Tabela 3.1 - Resistências iniciais

Resistências	Classificação	Equação
R_2	Resistências de condução	$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi l_e k_{\text{cobre}}}$
R_8		$R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi l_c k_{\text{cobre}}}$
R_{10}		$R_{10} = \frac{l_{ef}}{A_{wt} k_{\text{cobre}}}$
R_4	Resistências do escoamento do vapor e na interface líquido-vapor	$R_4 = \frac{RT^2 (2\pi RT)^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_e}$
R_5		$R_5 = \frac{T_v (p_{ve} - p_{vc})}{h_{lv} \rho_v \dot{Q}}$
R_6		$R_6 = \frac{RT^2 (2\pi RT)^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_c}$
R_1	Resistências externas	$R_1 = \frac{1}{h_{eo} A_e}$
R_9		$R_9 = \frac{1}{h_{co} A_c}$

Fonte: Autoria Própria

Em função da temperatura do vapor encontrada, as propriedades do fluido podem ser determinadas. Em seguida, a pressão na base da piscina, p_p , é calculada para que a temperatura na base da piscina T_p possa ser estimada.

Para se obter a quantidade de calor, $q[i]$, além da resistência equivalente, faz-se necessário o cálculo da diferença de temperatura, ΔT . Essa diferença de temperatura é obtida através das temperaturas externas ao condensador e evaporador e da diferença de temperatura hidrostática, ΔT_h .

O próximo passo do algoritmo é a determinação das resistências R_3 e R_7 , listadas na Tabela 3.2. Com isso, uma nova resistência R_{eq} e uma nova quantidade de calor, $q[i+1]$, são encontrados. Esse processo se repete até que o valor da quantidade de calor convirja.

Tabela 3.2 - Resistências de condensação e evaporação

Resistências	Classificação	Equação
R_7	Resistência de condensação	$R_7 = \frac{0,235\dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_1^{4/3}},$ <p>onde $\phi_1 = \left(\frac{h_{lv} k_1^3 \rho_1^2}{\mu_1} \right)^{1/4}$</p>
R_3	Resistência de evaporação	<p>Se $R_{3p} < R_{3f}$ usar $R_3 = R_{3p}$ Caso contrário, usar $R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F)$</p> <p>Com $R_{3f} = \frac{0,345\dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_e \phi_1^{4/3}}$ e</p> $R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_2 \dot{Q}^{0,4} (\pi d_i l_e)^{0,6}},$ <p>onde $\phi_2 = \frac{\rho_1^{0,65} k_1^{0,3} c_{pl}^{0,73}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_1^{0,1}} \left(\frac{p_v}{p_{atm}} \right)^{0,23}$</p>

Fonte: Autoria Própria

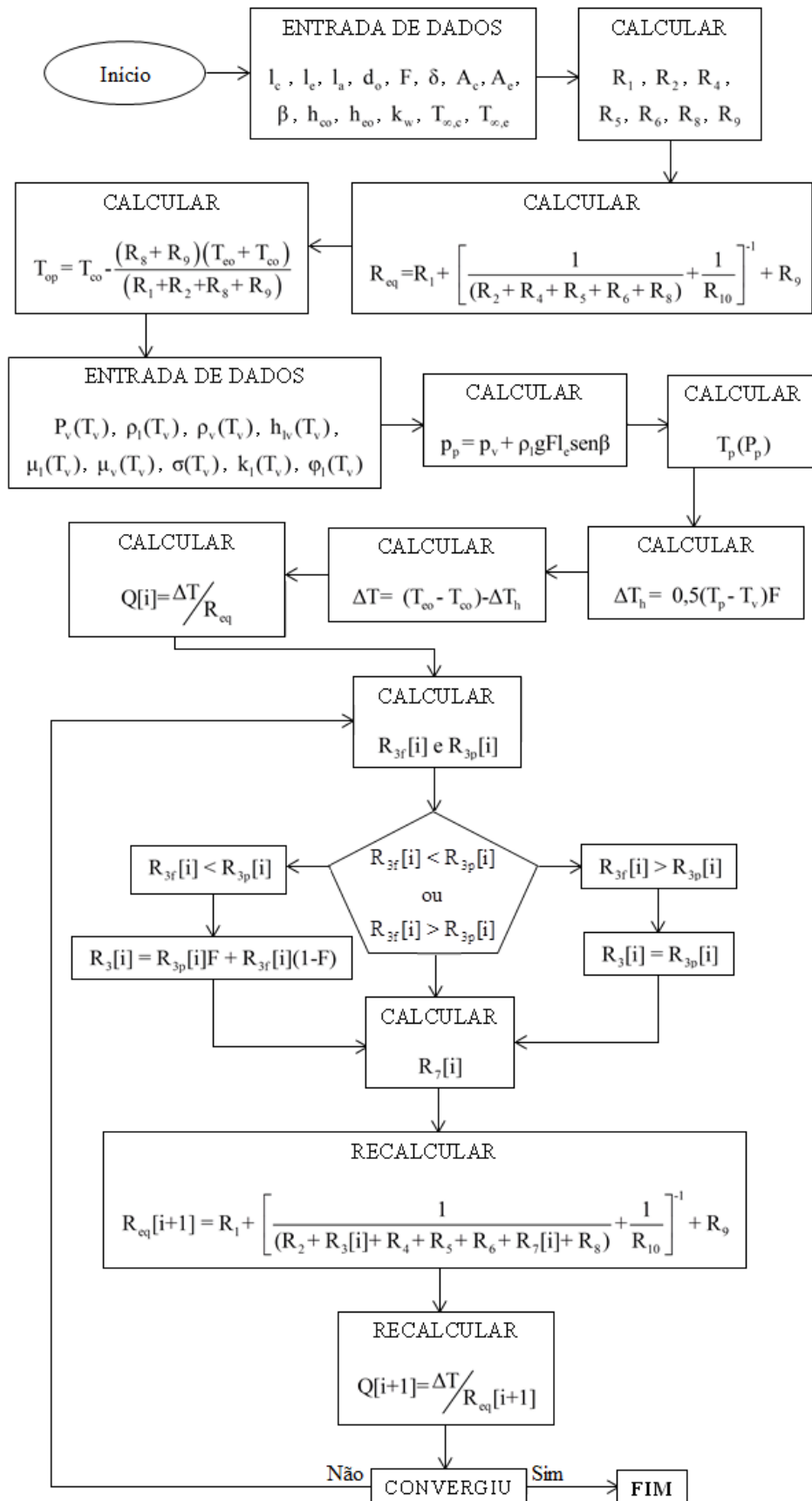


Figura 3.2 - Algoritmo para o modelo de resistência térmica

Fonte: Autoria Própria

3.4 Limites de operação

Com um valor convergido para a taxa de transferência de calor obtido no algoritmo apresentado anteriormente, este será comparado com a taxa de transferência de calor de cada limite operacional, cujas equações representativas encontram-se listadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Limites de operação

Limites	Equação
Limite de arrasto	$\dot{Q}_{\text{máx, arrasto}} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{1/2} [(\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{1/4} A_e$
Limite sônico	$\dot{Q}_{\text{máx, sônico}} = 0,474 h_{lv} (\rho_v p_v)^{1/2} A_e$
Limite viscoso	$\dot{Q}_{\text{máx, viscoso}} = d_v^2 h_{lv} \frac{\rho_v p_v}{64 \mu_v l_{ef}} A_e$
Limite de ebulição	$\dot{Q}_{\text{máx, ebulição}} = 0,12 h_{lv} \rho_v^{1/2} [(\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{1/4} A_e$

Fonte: Autoria Própria

3.5 Análise da transferência de calor

Esta seção tem por objetivo apresentar como foram feitos os cálculos relacionados com a parte experimental.

Inicialmente um balanço de energia no termossifão foi feito a fim de se determinar a taxa de transferência do calor que entra no tubo, com isso, a vazão mássica pôde ser calculada. Além disso, para que fosse possível o cálculo do coeficiente de transferência do calor interno na região do condensador, foi necessária a determinação da temperatura de operação e logo em seguida teve-se como resultado o coeficiente desejado.

3.5.1 Cálculo da taxa de transferência de calor para o termossifão

Para o cálculo da taxa de transferência do calor para o termossifão, um volume de controle foi estabelecido de acordo com a Figura 3.3

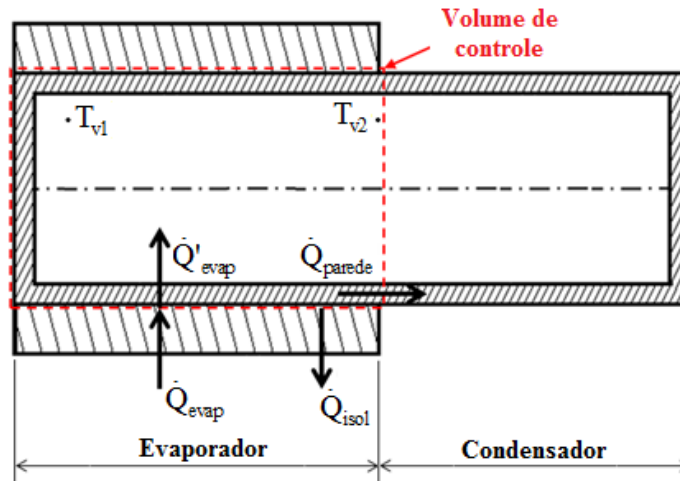


Figura 3.3 - Balanço de energia

Fonte: Autoria Própria.

Tem-se, pelo balanço de energia no volume de controle da Figura 3.3, a Equação 3.23:

$$\dot{Q}'_{evap} = \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{isol} - \dot{Q}_{parede} \quad (3.23)$$

onde, o calor que é fornecido ao evaporador através da passagem de corrente pelo resistor elétrico, \dot{Q}_{evap} , é em função da Equação 3.24:

$$\dot{Q}_{evap} = IV \quad (3.24)$$

onde, I é a corrente elétrica e V a tensão aplicada.

\dot{Q}_{parede} é a taxa de transferência de calor perdida axialmente pela parede do tubo, e pode ser expressa pela Equação 3.25:

$$\dot{Q}_{parede} = k_{cobre} A_{parede} \left(\frac{\bar{T}_{eo} - \bar{T}_{co}}{l_{ef}} \right) \quad (3.25)$$

com

$$l_{ef} = l_a + 0,5(l_e + l_c) \quad (3.26)$$

e

$$A_{parede} = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4} \quad (3.27)$$

\dot{Q}_{isol} é a taxa de transferência de calor perdida radialmente através do isolamento, e é dada pela Equação 3.28:

$$\dot{Q}_{\text{isol}} = A_{\text{isol}} \bar{h}_{\text{isol,o}} (\bar{T}_{\text{isol,o}} - \bar{T}_{\text{amb}}) \quad (3.28)$$

Sendo que a área do isolamento, A_{isol} , é a área externa ao isolamento expressa pela Equação 3.29. E para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção natural externa ao isolamento, $\bar{h}_{\text{isol,o}}$, necessitam-se das Equações 3.30 e 3.31.

$$A_{\text{isol}} = \pi d_{\text{isol,o}} l_{\text{isol}} \quad (3.29)$$

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{\text{isol,o}} d_{\text{isol,o}}}{k_{\text{ar}}} \quad (3.30)$$

$$\bar{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.31)$$

Com

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_{\text{isol,o}} - T_{\text{amb}}) d_{\text{isol,o}}}{\alpha \nu} \quad (3.32)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (3.33)$$

$$T_f = \frac{T_{\text{isol,o}} + T_{\text{amb}}}{2} \quad (3.34)$$

3.5.2 Cálculo da vazão interna

Para o cálculo da vazão interna, tem-se que taxa de transferência de calor que entra no tubo, \dot{Q}'_{evap} , pode também ser obtida pela Equação 3.35:

$$\dot{Q}'_{\text{evap}} = \dot{m}_i h_{\text{lv}} + \dot{m}_i c_p (T_{v2} - T_{v1}) \quad (3.35)$$

onde, \dot{m}_i é a vazão mássica interna.

No entanto, pode-se desprezar a parcela de calor sensível pois é muito inferior à parcela de calor latente, isto é, $\dot{m}_i h_{\text{lv}} \gg \dot{m}_i c_p (T_{v2} - T_{v1})$; isso se deve a pequena diferença entre as

temperaturas do vapor ($T_{v2}-T_{v1}$). Portanto, a taxa de transferência de calor que entra no tubo ficará somente em função da vazão mássica interna e do calor latente de vaporização. Então, a vazão interna será expressa pela Equação 3.36.

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{Q}'_{\text{evap}}}{h_{lv}} \quad (3.36)$$

3.5.3 Cálculo do coeficiente de transferência do calor interno na região do condensador

Para a determinação do coeficiente de transferência do calor interno na região do condensador, primeiramente a temperatura de operação deve ser estimada. Portanto, o circuito térmico equivalente da Figura 3.4 é proposto.

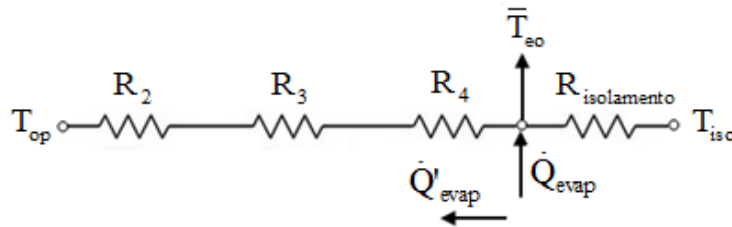


Figura 3.4 - Circuito térmico equivalente

Fonte: Autoria Própria.

Como visto anteriormente, R_2 é a resistência associada à condução na parede do termossifão (Equação 3.37), R_3 é a resistência de evaporação (Equações 3.38 e 3.39), e R_4 é a resistência na interface líquido-vapor (Equação 3.40).

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi l_e k_{\text{cobre}}} \quad (3.37)$$

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_2 \dot{Q}^{0,4} (\pi d_i l_e)^{0,6}} \quad (3.38)$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 \dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_e \phi_1^{4/3}} \quad (3.39)$$

Se $R_{3p} < R_{3f}$ usar $R_3 = R_{3p}$, caso contrário, usar $R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F)$.

$$R_4 = \frac{RT^2 (2\pi RT)^{1/2}}{h_{lv}^2 p_v A_e} \quad (3.40)$$

Portanto, com base na análise do circuito, a Equação 3.41 pode ser determinada:

$$\dot{Q}'_{\text{evap}} = \frac{\bar{T}_{\text{eo}} - T_{\text{op}}}{(R_2 + R_3 + R_4)} \quad (3.41)$$

Isolando a temperatura de operação da Equação 3.41, T_{op} , obtêm-se a Equação 3.42:

$$T_{\text{op}} = \bar{T}_{\text{eo}} - \dot{Q}'_{\text{evap}} (R_2 + R_3 + R_4) \quad (3.42)$$

Para a estimativa do coeficiente de transferência de calor interno na região do condensador, a resistência de condensação, R_7 , pode ser utilizada. Esta resistência, dada pelas Equações 3.43 a 3.45, também foi apresentada anteriormente, e por razões didáticas, será representada aqui.

$$R_7 = \frac{0,345\dot{Q}'^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_1^{4/3}} \quad (3.43)$$

sendo

$$\dot{Q} = \dot{Q}'_{\text{evap}} \quad (3.44)$$

e

$$\phi_1 = \left(\frac{h_{1v} k_1^3 \rho_1^2}{\mu_1} \right)^{1/4} \quad (3.45)$$

Mas, R_7 também pode ser expresso pelas Equações 3.46 e 3.47:

$$R_7 = \frac{1}{\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}} A_i^{\text{Cond}}} \quad (3.46)$$

com

$$A_i^{\text{Cond}} = \pi d_i l_c \quad (3.47)$$

No entanto, Vasiliev e Kakaç (2013) expõe que o coeficiente de transferência de calor interno na região do condensador também pode ser estimado pelas Equações 3.48 a 3.49.

$$\bar{Nu}_i^{\text{Cond}} = \frac{\bar{h}_{i,2}^{\text{Cond}} d_i}{k_1} \quad (3.48)$$

$$\bar{Nu}_i^{\text{Cond}} = 25 (\text{Re}_i^{\text{Cond}})^{0,25} (\text{Pr}_1)^{0,4} \quad (3.49)$$

$$Re_i^{Cond} = \frac{4\dot{Q}_{evap}}{\pi d_i h_{lv} \mu_1} \quad (3.50)$$

3.6 Análise do coletor solar assistido por termossifões

Através dos dados de entrada como a taxa de transferência de calor que foi transferida para o interior do termossifão, a vazão mássica interna, a temperatura de operação e o coeficiente de transferência de calor interno na região do condensador, é possível utilizá-los na simulação de um coletor solar assistido por termossifões.

Segundo Incropera *et al.* (2007), para análise do desempenho de um coletor solar é necessário relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas como, temperaturas dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor. A Figura 3.5 exemplifica esquematicamente um coletor solar.

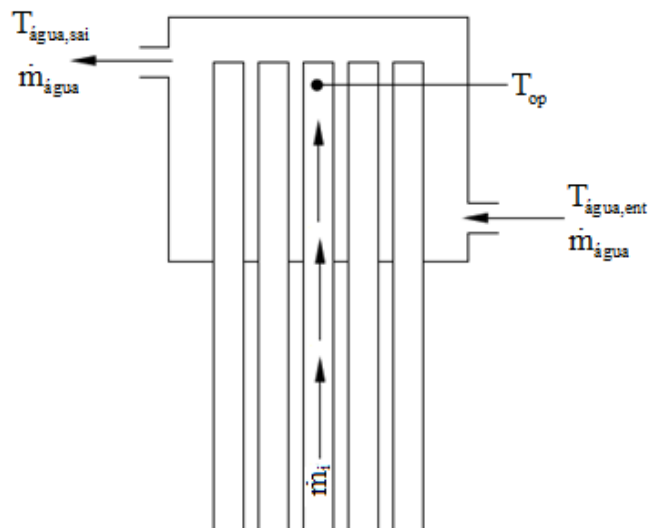


Figura 3.5 - Coletor Solar

Fonte: Autoria Própria.

Se os fluidos não passam por uma mudança de fase e se forem admitidos calores específicos constantes, é possível considerar a Equação 3.51, onde as temperaturas se referem as temperaturas médias dos fluidos.

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{\text{água}} c_{p_{\text{água}}} (T_{\text{água,sai}} - T_{\text{água,ent}}) \quad (3.51)$$

A efetividade é dada pela Equação 3.52, na qual tem-se a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível.

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{real}}}{q_{\text{máx}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{CS}}}{C_{\text{min}}(T_{\text{op}} - T_{\text{água,ent}})} \quad (3.52)$$

C_{min} é o menor valor entre a capacidade calorífica do fluido frio (C_f) e do fluido quente (C_q). No entanto, para o coletor solar estudado, C_q é muito maior que C_f por se tratar de um processo de condensação. Portanto, C_{min} é dado pela Equação 3.53.

$$C_{\text{min}} = \dot{m}_{\text{água}} c_{p_{\text{água}}} \quad (3.53)$$

Isolando \dot{Q}_{CS} da Equação 3.52, obtém-se a Equação 3.54.

$$\dot{Q}_{\text{CS}} = \varepsilon C_{\text{min}} (T_{\text{op}} - T_{\text{água,ent}}) \quad (3.54)$$

Além disso, tem-se que C_r é a razão entre as taxas de capacidades caloríficas, dada pela Equação 3.55.

$$C_r = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{máx}}} \quad (3.55)$$

Para processos de condensação, $C_r = 0$, portanto, considera-se a Equação 3.56 para efetividade.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (3.56)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de coletores solares, sendo definido através da Equação 3.57.

$$NUT = \frac{UA}{C_{\text{min}}} \quad (3.57)$$

Para coletores solares tubulares e não-aletados, considera-se a Equação 3.58, onde os subscritos i e o, se referem às superfícies interna e externa do tubo, respectivamente, que podem estar expostas tanto ao fluido quente, quanto ao fluido frio.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\bar{h}_{\text{int}}^{\text{Cond}} A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{\text{cobre}} l_c} + \frac{1}{\bar{h}_{\text{co}} A_o} \quad (3.58)$$

Sendo que

$$A_i = N(\pi d_i l_c) \quad (3.59)$$

e

$$A_o = N(\pi d_o l_c) \quad (3.60)$$

Onde N trata-se do número de termosifões.

A Equação 3.61, demonstra como deve ser calculado o coeficiente de transferência de calor externo na região do condensador, no qual é necessário o cálculo do número de Reynolds (Equação 3.63), em seguida, através da Equação 3.62 encontra-se o número de Nusselt (Incropera et al, 2007), para enfim resultar no coeficiente de interesse.

$$\bar{h}_{co} = \frac{\bar{Nu}_D k_{ar}}{d_o} \quad (3.61)$$

$$\bar{Nu}_D = \frac{0,3 + 0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (3.62)$$

$$Re_D = \frac{\rho_{ar} V_{ar} d_o}{\mu_{ar}} \quad (3.63)$$

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A análise experimental consiste em descrever primeiramente um roteiro do experimento, seguido da descrição dos termossifões com comprimentos de 21 cm e 50 cm que foram desenvolvidos e testados, assim como a bancada de testes.

4.1 Descrição do termossifão

Esta seção tem por objetivo descrever o termossifão que é utilizado no experimento. O termossifão é composto pelas regiões do evaporador, do condensador e adiabática. Inicialmente a região do evaporador é aquecida fazendo com que o fluido de trabalho vaporize internamente. Por diferença de pressão esse vapor migra para regiões mais frias (condensador). Nesta região o calor é rejeitado e o fluido se condensa, retornando para o evaporador pela ação da gravidade. No que se refere à região adiabática, ela é isolada do meio externo, sendo localizada entre o evaporador e o condensador e pode apresentar dimensão variável ou não existir em alguns casos. O ciclo em questão pode ser evidenciado através da Figura 4.1.

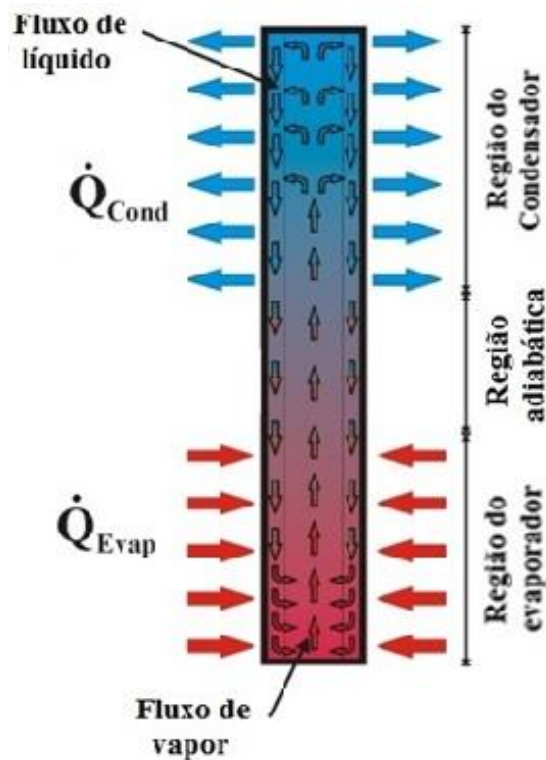


Figura 4.1 - Diagrama esquemático do ciclo interno de um termossifão

Fonte: Autoria própria.

Para o desenvolvimento dos experimentos, optou-se pela utilização de dois comprimentos diferentes de termossifões para a melhor compreensão dos comportamentos.

4.1.1 O termossifão de 21 cm (TS21)

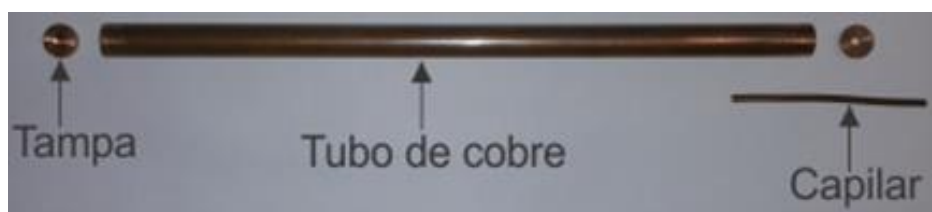
O termossifão de 21 cm de comprimento utilizado é feito de cobre e suas características estruturais estão mostradas na Tabela 4.1. Por razões didáticas, optou-se por atribuir à este termossifão a sigla TS21.

Tabela 4.1 - Características estruturais do TS21

Característica	Termossifão
Diâmetro interno [mm]	7,75
Diâmetro externo [mm]	9,45
Comprimento do evaporador [cm]	12,0
Comprimento do condensador [cm]	9,0

Fonte: Autoria Própria.

O TS21 pode ser observado na Figura 4.2. A Figura 4.2a, apresenta o tubo, suas tampas que serão soldadas em suas extremidades e o tubo capilar que será utilizado para o preenchimento do termossifão. A Figura 4.2b apresenta o termossifão montado. As extremidades do termossifão e o tubo capilar foram soldados utilizando solda fria de estanho.



a)



b)

Figura 4.2 - TS21 a) desmontado b) montado

Fonte: Autoria Própria.

4.1.2 O termossifão de 50 cm (TS50)

O termossifão de 50 cm de comprimento também é feito de cobre, e suas características são dadas pela Tabela 4.2. Novamente, por razões didáticas, optou-se por atribuir à este termossifão a sigla TS50.

Construído da mesma forma que o TS21 de comprimento, o TS50 pode ser visto na Figura 4.3.

Tabela 4.2 - Características estruturais do TS50

Característica	Termossifão
Diâmetro interno [mm]	10,75
Diâmetro externo [mm]	12,75
Comprimento do evaporador [cm]	15,0
Comprimento do condensador [cm]	35,0

Fonte: Autoria Própria.

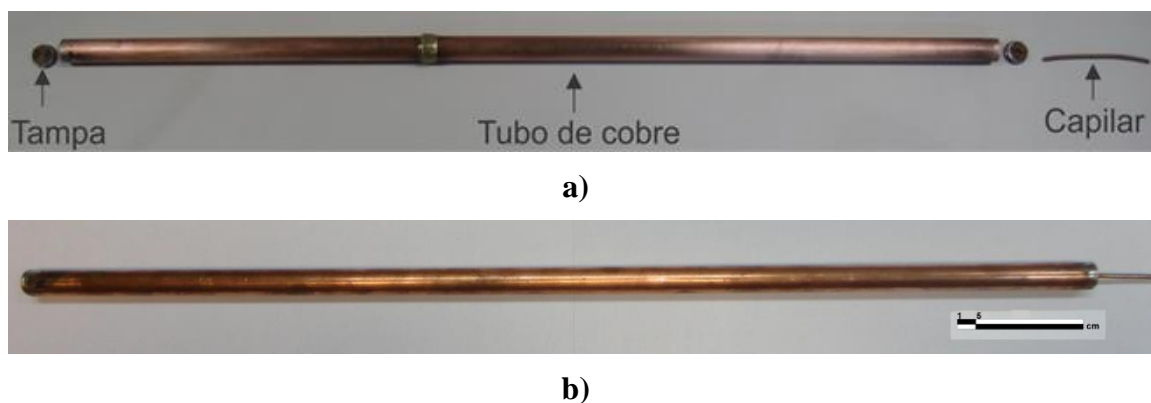


Figura 4.3 – TS50 a) desmontado b) montado

Fonte: Autoria Própria.

4.1.3 Procedimento de preparação do termossifão

Antes do preenchimento do termossifão, é necessária a realização de vácuo no interior do mesmo. A Figura 4.4 apresenta o termossifão acoplado à bomba de vácuo através da tubulação de vácuo. Esse procedimento é necessário, pois se deve garantir que nenhuma impureza esteja dentro do termossifão antes que o mesmo seja preenchido com o fluido de trabalho. Esse processo leva em média uma hora e a pressão interna do termossifão foi medida em 9,3 kPa.

Com o vácuo estabelecido, o próximo passo é preencher o termossifão com água deionizada. O processo de preenchimento acontece da seguinte forma: inicialmente uma bureta é ocupada com a quantidade de fluido de trabalho necessário. Como pode ser observado na Figura 4.5, a Válvula é cuidadosamente aberta a fim de drenar o fluido para a mangueira. Em seguida ela é fechada e a pinça é aberta cuidadosamente para que bolhas não entrem no termossifão. Por fim, a pinça é fechada e o processo de preenchimento termina. Após a conclusão desta etapa, a extremidade aberta do capilar é então fechada através de um processo de soldagem utilizando solda fria de estanho.



Figura 4.4 - Bomba de vácuo conectada ao termossifão

Fonte: Autoria Própria.

Deve-se ter muita cautela para realizar este procedimento, uma vez que, se houver alguma perda de vácuo, todo o processo deve ser repetido desde o processo de realização de vácuo. Para o experimento, de acordo com El-Genk *et al.* (1999), se os termossifões forem preenchidos com razões variando entre 21,9% a 51,5% eles irão operar de forma satisfatória. Logo, a quantidade de água deionizada inserida no TS21 foi de 9,278 ml e para o TS50 foi 45,38 ml.

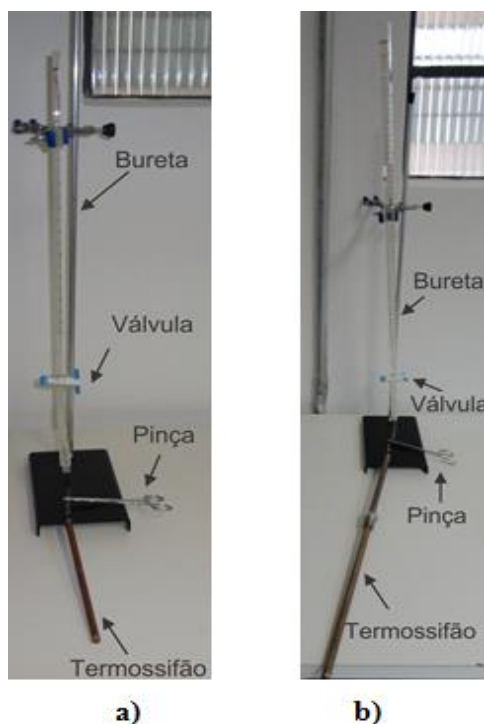


Figura 4.5 - Processo de preenchimento do termossifão de a) 21 cm b) 50 cm
Fonte: Autoria Própria.

Na região do evaporador, um fio de cobre é fixado no tubo em forma de espira com espaçamentos semelhantes como pode ser observado na Figura 4.6. Este fio de cobre é utilizado como resistor. Por esse fio passará uma corrente gerada por uma fonte de energia que, por efeito Joule, aquecerá essa região a fim de simular o aquecimento solar. Por fim, esse local é revestido com um material isolante.

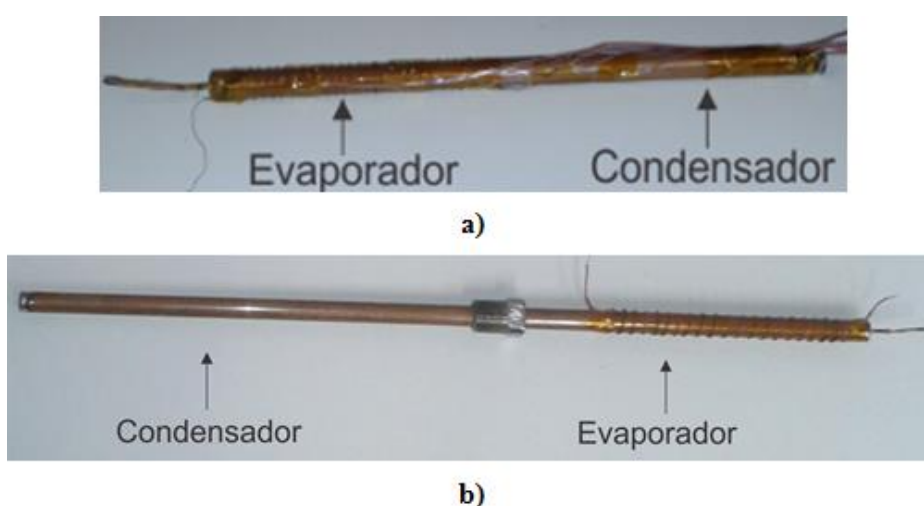


Figura 4.6 - Sistema de aquecimento do termossifão de a) 21 cm b) 50 cm
Fonte: Autoria Própria.

4.2 Descrição da bancada

A Figura 4.7 mostra as bancadas utilizadas durante os testes. A Figura 4.7a apresenta a bancada para o TS21 e a Figura 4.7b apresenta a bancada para o TS50. O tubo de calor foi aquecido por uma fonte de potência que aplicou uma diferença de potencial em torno do evaporador, utilizando um fio de cobre como uma resistência elétrica (sistema de aquecimento observado na Figura 4.6). As potências testadas durante o experimento foram de 5, 10, 15 e 20 W para o TS21; e 30, 40, 50 e 60 W para o TS50.

O sistema de arrefecimento, que pode ser observado com mais detalhes pela Figura 4.8, consistiu em um soprador posicionado na região do condensador. Ainda como mostrado na Figura 4.8, os termossifões foram testados na vertical. Um anemômetro (Minipa anemômetro digital) mediu a velocidade da componente horizontal do vento, e a partir dos testes, a velocidade do vento medida foi de 4,5 m/s para o TS21 e 5,6 m/s para o TS50.



a)



b)

Figura 4.7 - Bancada de testes para o a) TS21 b) TS50

Fonte: Autoria Própria.



Figura 4.8 - Posicionamento do termossifão (TS21)

Fonte: Autoria Própria.

Para a coleta das informações foi utilizado um conjunto de termopares (tipo T) fixados ao tubo (Figura 4.8 e 4.9) que transmitem informações ao coletor de dados (Agilent 34970A com 20 canais). Este coletor fornece ao computador os dados para o desenvolvimento de gráficos. Quatro termopares foram posicionados no evaporador ($T_{\text{evap}1}$, $T_{\text{evap}2}$, $T_{\text{evap}3}$ e $T_{\text{evap}4}$) e condensador ($T_{\text{cond}1}$, $T_{\text{cond}2}$, $T_{\text{cond}3}$ e $T_{\text{cond}4}$) e três no isolamento ($T_{\text{isol}1}$, $T_{\text{isol}2}$ e $T_{\text{isol}3}$).

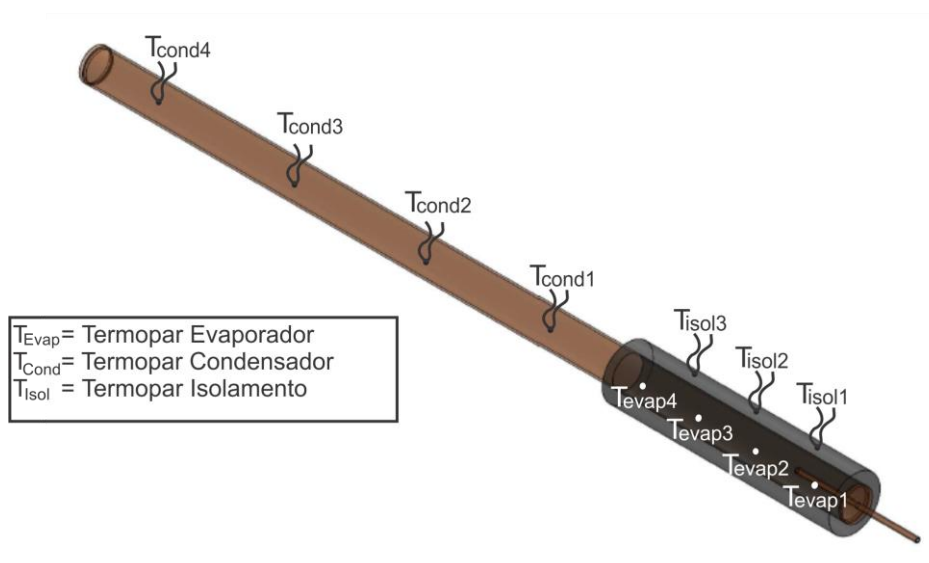


Figura 4.9 - Posicionamento dos termopares

Fonte: Autoria Própria.

4.3 Roteiro experimental

Esta seção tem como objetivo uma descrição sobre as etapas do experimento. Primeiramente os termossifões foram fabricados, onde duas tampas são soldadas nas extremidades de um tubo e um capilar é posicionado em um dos lados. As seções 4.2.1 e 4.2.2 são dedicadas para a exemplificação desta montagem.

Após isso, necessita-se realizar uma limpeza de todas as peças antes da montagem do termossifão. A seguir, uma mangueira de plástico deve ser posicionada no capilar para que, por esta entrada, sejam feitos os procedimentos de vácuo e preenchimento.

O próximo passo é conectar esta mangueira á uma bomba de vácuo para retirar o ar de dentro do termossifão. Este processo é fundamental, uma vez que retirando o ar, evita-se a formação de gases não condensáveis que podem diminuir a área de troca de calor na região do condensador. Realizado o processo de vácuo, a mangueira deve ser clipada para que o ar não retorne ao interior do termossifão.

Para o procedimento de preenchimento, a mesma mangueira deve ser posicionada abaixo de uma bureta e cuidadosamente insere-se a quantidade de fluido desejada. Para um detalhamento desta etapa dedicou-se a seção 4.2.3. Novamente, a mangueira é clipada após a finalização do preenchimento. Para garantir que não entrará ar no termossifão, a extremidade do capilar deve ser soldada.

A próxima etapa é posicionar os termopares ao longo do termossifão, fixando-os com uma fita Kapton específica que suporta altas temperaturas. Os termopares são então acoplados ao sistema de aquisição de dados. Para simular o aquecimento no evaporador, utiliza-se um resistor elétrico em formato de espiral que também é fixado na superfície do evaporador utilizando a fita Kapton. Esta região é isolada utilizando um isolamento de polipropileno e o resistor elétrico é então ligado à fonte de potência.

Com a bancada montada (seção 4.3 para detalhes) o termossifão é posicionado na vertical, neste caso específico, com o evaporador abaixo do condensador. Feito isto, aplica-se as potências desejadas e obtêm-se os dados para o desenvolvimento dos gráficos e tabelas que são analisados posteriormente.

5 RESULTADOS

Neste trabalho foram desenvolvidos, testados e analisados de forma teórica e experimental os termosifões de 21 cm e 50 cm de comprimento. Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos, no qual inicialmente é feita a análise teórica dos limites de operação (limite de arrasto, limite viscoso, limite de ebulição e o limite sônico), em seguida, são avaliados os resultados experimentais que através deles foi possível calcular, com o auxílio dos modelos matemáticos apresentados, a temperatura de operação, a vazão mássica interna, o coeficiente de transferência de calor interno, entre outros. Na sequência, os dados experimentais são comparados com os limites de operação teóricos. Além disso, são expostos os resultados do modelo para análise do coletor solar assistido por termosifões e ainda das incertezas experimentais.

5.1 Análise dos limites de operação

A partir das equações dos limites apresentadas no capítulo 3 e levando em consideração os dados obtidos através do simulador, foram desenvolvidos os gráficos desta seção. Para a composição dos gráficos, variou-se a temperatura de operação de 30°C até 110°C, para que fosse possível calcular as propriedades do fluido de trabalho e na sequência resultar nos limites de operação.

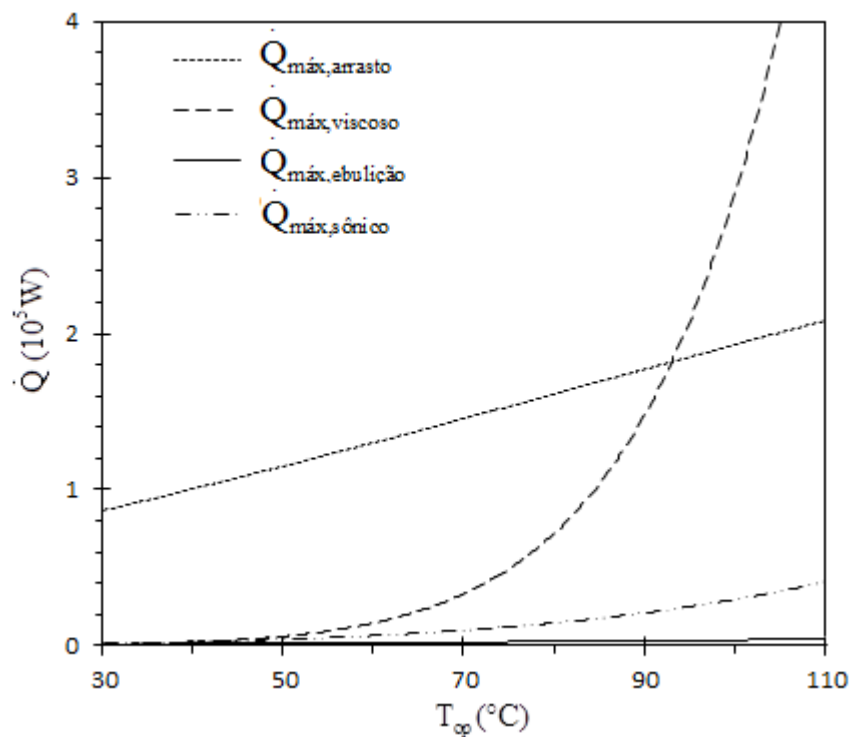
Os dados de entrada para a análise dos limites de operação do TS21 estão apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Dados de entrada para o TS21

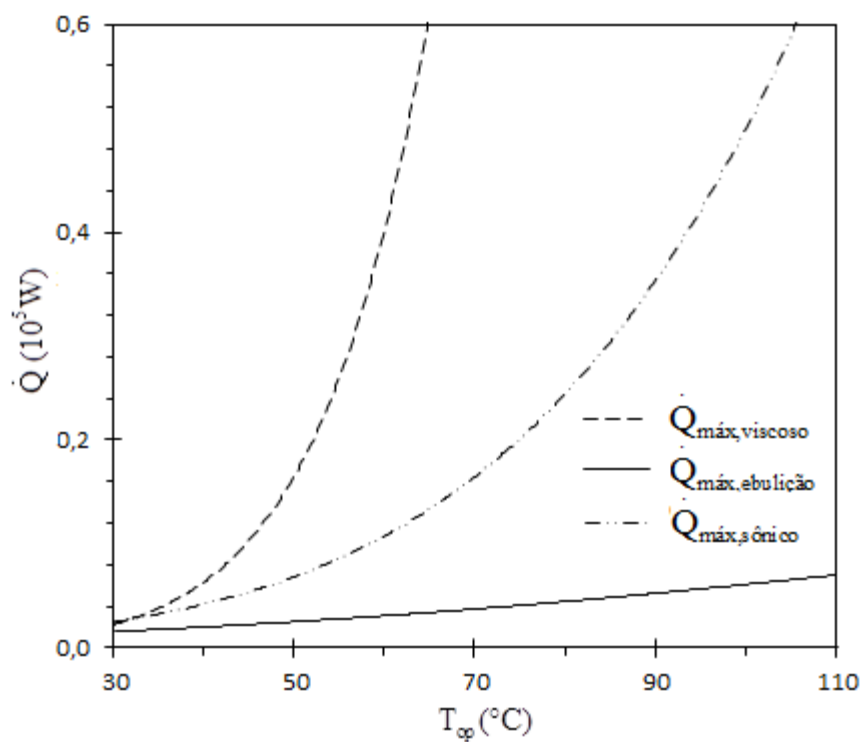
Característica	Termossifão
Diâmetro interno [mm]	7,75
Diâmetro externo [mm]	9,45
Comprimento do evaporador [cm]	12,0
Comprimento do condensador [cm]	9,0
Área externa ao evaporador [cm ²]	35,63
Área externa ao condensador [cm ²]	26,72
Aceleração da gravidade [m/s ²]	9,81
Fluido de trabalho	Água deionizada

Fonte: Autoria Própria.

O Gráfico 5.1 representa o comportamento dos limites para o TS21.



a)



b)

Gráfico 5.1 - Limites de operação para o TS21 a) Geral b) Detalhe

Fonte: Autoria Própria.

No que diz respeito ao Gráfico 5.1, é possível notar que de 30°C a 55°C, os limites sônico, viscoso e de ebulição se apresentam no mesmo patamar, por volta dos 1000 W. A partir de 60°C, aproximadamente, o limite sônico apresenta uma variação sensível, enquanto o limite de ebulição permanece constante.

Ainda sobre o Gráfico 5.1, o limite de arrasto que já se inicia em um patamar bastante alto, em torno de 8,0E+04 W, e é apenas ultrapassado pelo limite viscoso, o qual tem um rápido crescimento, a partir de uma temperatura de aproximadamente 95°C. Dessa forma, é possível dizer que o limite de arrasto é o mais improvável de ser alcançado, enquanto que para a faixa de 30°C a 55°C os limites sônico, viscoso e de ebulição devem ser monitorados.

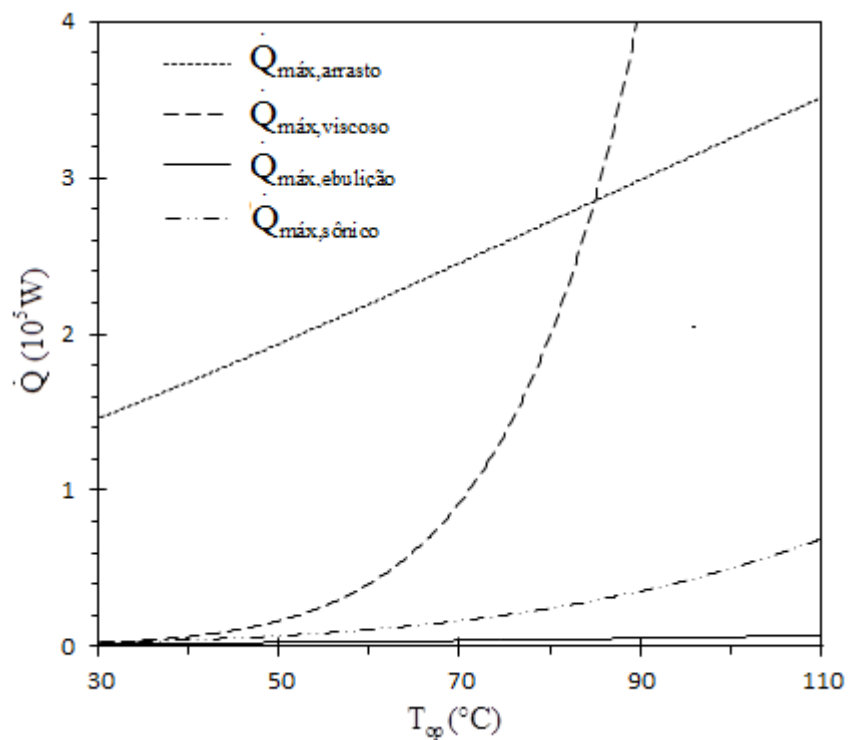
Foi realizada a mesma análise para o TS50 e os dados de entrada para a análise dos limites de operação deste termossifão estão apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Dados de entrada para o TS50

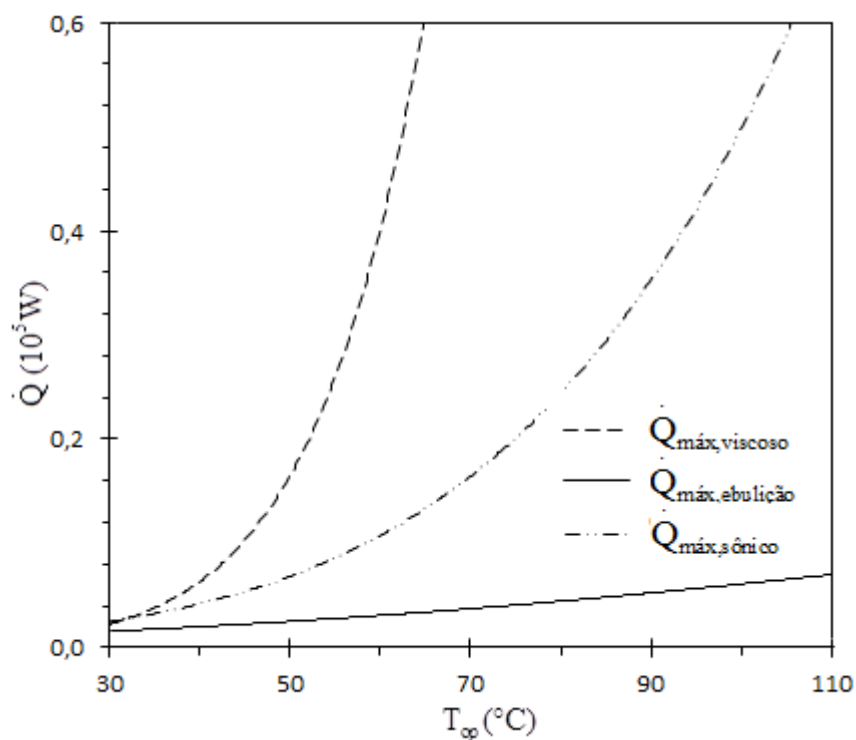
Característica	Termossifão
Diâmetro interno [mm]	10,75
Diâmetro externo [mm]	12,75
Comprimento do evaporador [cm]	15,0
Comprimento do condensador [cm]	35,0
Área externa ao evaporador [cm ²]	60,08
Área externa ao condensador [cm ²]	140,2
Aceleração da gravidade [m/s ²]	9,81
Fluido de trabalho	Água deionizada

Fonte: Autoria Própria.

O Gráfico 5.2 apresenta os limites de operação para o TS50.



a)



b)

Gráfico 5.2 - Limites de operação para o TS50 a) Geral b) Detalhe

Fonte: Autoria Própria.

Em análise ao Gráfico 5.2, é possível afirmar que os limites de operação para o TS50 apresentam um comportamento muito similar ao TS21. No entanto, nota-se uma inclinação

mais acentuada para curva do limite de arrasto. Além disso, o limite viscoso ultrapassa o limite de arrasto a uma temperatura de aproximadamente 85°C. Por sua vez, a faixa em que o limite sônico, viscoso e de ebulição apresentam o mesmo patamar é de 30°C a 45°C, o que difere do TS21. Também, é possível observar que o limite de arrasto começa em 1,5E+05 W, enquanto que para o TS21 inicia-se com um valor quase que a metade, 8,0E+04 W. Sendo assim, é possível afirmar que o aumento do comprimento e diâmetro do tubo resultou em um aumento dos valores dos limites de operação.

5.2 Análise dos resultados experimentais

No experimento, os TS21 e TS50 foram preenchidos com 9,278 ml e 45,38 ml, respectivamente, de água deionizada. Eles foram testados na posição vertical para diferentes potências e os resultados são apresentados a seguir.

5.2.1 Resultados para o TS21

Os resultados experimentais do TS21 em função da potência aplicada ao longo do tempo no evaporador estão apresentados no Gráfico 5.3.

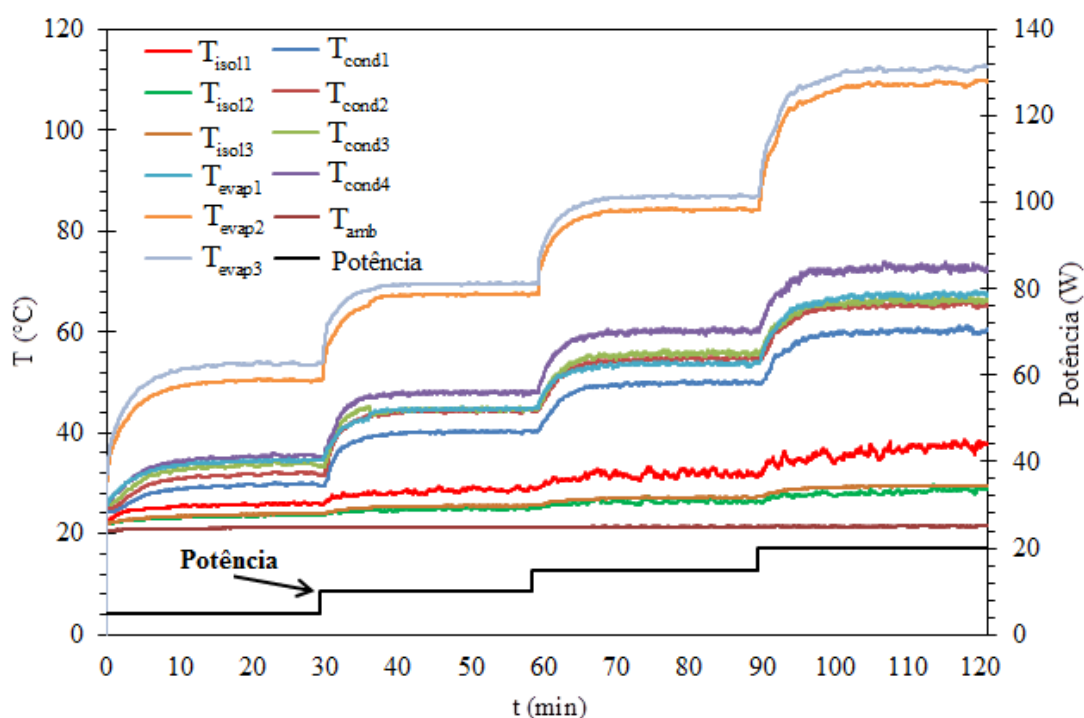


Gráfico 5.3 - Temperatura ao longo do TS21 em função da potência aplicada e o tempo

Fonte: Autoria Própria.

As potências utilizadas foram 5, 10, 15 e 20 W. Durante os testes o termossifão operou de forma satisfatória. Nota-se no Gráfico 5.3 que, as temperaturas aumentam com o aumento da potência. Essa variação de temperatura foi mais evidente na região do condensador que apresentou uma variação de aproximadamente 40°C. Enquanto que no isolamento a diferença de temperatura inicial e final foi muito menor, cerca de 10°.

Com a potência de 5 W, a temperatura inicialmente se eleva até se estabilizar por volta dos 600 segundos (10 minutos). Verifica-se que existe uma tendência de estabilização da temperatura em cerca de 350 segundos (5,8 minutos). Por questões de segurança, o teste se encerrou quando a máxima temperatura de 113°C foi atingida na região do evaporador sob uma potência de 20 W ($T_{\text{evap}3}$). A máxima temperatura registrada no condensador foi de 72°C ($T_{\text{cond}4}$) e no isolamento foi de 38°C ($T_{\text{isol}1}$).

5.2.2 Resultados para o TS50

Os resultados experimentais do TS50 em função da potência aplicada ao longo do tempo no evaporador podem ser observados no Gráfico 5.4.

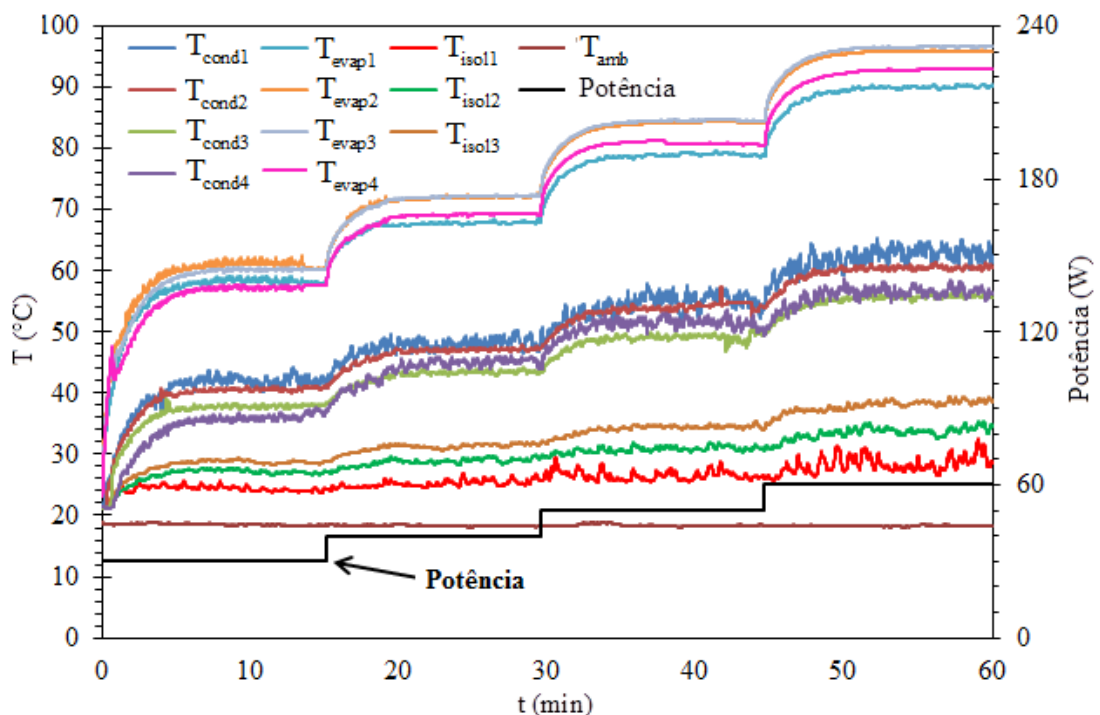


Gráfico 5.4 - Temperatura ao longo do TS50 em função da potência aplicada e o tempo

Fonte: Autoria Própria.

Neste caso, as potências foram 30, 40, 50 e 60 W e o termossifão também operou de forma satisfatória. Assim como para o TS21, o TS50 apresentou um aumento nas

temperaturas enquanto havia um aumento de potência. A variação de temperatura na região do condensador foi de aproximadamente 37°C, por sua vez, a diferença de temperatura no isolamento foi de 12°C.

Para a potência de 30 W, a temperatura inicialmente se eleva até se estabilizar por volta dos 300 segundos (5 minutos). O tempo de estabilização da temperatura ficou por volta de 350 segundos (5,8 minutos). A máxima temperatura atingida foi de 97°C na região do evaporador com a potência de 60 W (T_{evap3}). A máxima temperatura registrada no condensador foi de 61°C (T_{cond1}) e no isolamento foi de 39°C (T_{isol3}).

5.2.3 Análise da transferência de calor

Esta seção apresenta os resultados obtidos através de simulações do modelo, assim como os obtidos experimentalmente.

5.2.3.1 Análise da transferência de calor

A Tabela 5.3 apresenta os resultados da análise da transferência de calor referente ao TS21. Nela são relacionados os valores das taxas de transferência de calor aplicadas ao evaporador ($\dot{Q}_{\text{evaporador}}$) com os resultados das taxas de transferência de calor perdidas no isolamento ($\dot{Q}_{\text{isolamento}}$) e na parede (\dot{Q}_{parede}), das taxas transferência de calor transferidas para o interior do termossifão (\dot{Q}'_{evap}) e das vazões mássicas (\dot{m}_i).

Tabela 5.3 - Resultados para o TS21

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ (W)	\dot{Q}_{parede} (W)	$\dot{Q}_{\text{isolamento}}$ (W)	\dot{Q}'_{evap} (W)	\dot{m}_i (kg/s)
5	1,145	0,0599	3,795	1,58E-06
10	1,522	0,1043	8,373	3,53E-06
15	1,908	0,1478	12,94	5,53E-06
20	2,866	0,2261	16,91	7,37E-06

Fonte: Autoria Própria.

Com base na Tabela 5.3 referente ao TS21, é possível notar que para a potência aplicada de 5 W por exemplo, tem-se que 22,9% do calor é transferido através da parede do tubo, outros 1,2% é perdido através do isolamento e um total de 75,9% é transferido para o interior do evaporador. Já para a potência de 15 W, observa-se que 12,7% do calor é transferido

através da parede do tubo, 1,0% foi perdido através do isolamento e 86,3% é transferido para o interior do evaporador. No Gráfico 5.5 são apresentados os percentuais mencionados acima.

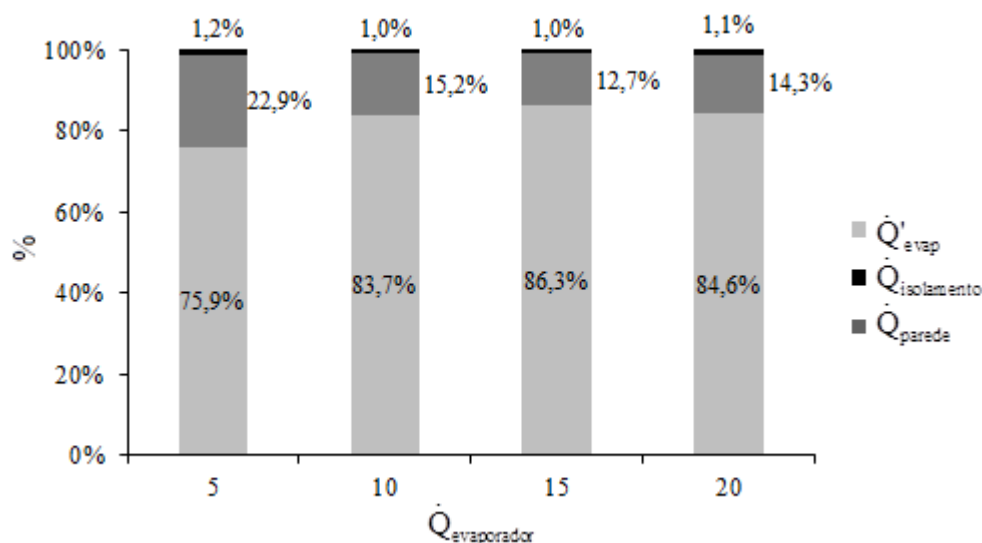


Gráfico 5.5 - Resultados gráficos (%) para o TS21

Fonte: Autoria Própria.

No que se diz respeito à vazão mássica interna, é possível afirmar que se trata de um valor muito pequeno, da ordem de E-06, a qual percebe-se um aumento a medida que aumenta a potência.

A Tabela 5.4 apresenta os resultados da análise da transferência de calor referente ao TS50. Nela também são relacionados os valores das taxas de transferência de calor aplicadas ao evaporador ($\dot{Q}_{\text{evaporador}}$) com os resultados das taxas de transferência de calor perdidas no isolamento ($\dot{Q}_{\text{isolamento}}$) e na parede (\dot{Q}_{parede}), das taxas transferência de calor transferidas para o interior do termossifão (\dot{Q}'_{evap}) e das vazões mássicas (\dot{m}_i).

Tabela 5.4 - Resultados para o TS50

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ (W)	\dot{Q}_{parede} (W)	$\dot{Q}_{\text{isolamento}}$ (W)	\dot{Q}'_{evap} (W)	\dot{m}_i (kg/s)
30	1,176	0,4246	28,40	1,20E-05
40	1,440	0,5109	38,05	1,63E-05
50	1,729	0,6892	47,58	2,06E-05
60	2,034	0,8260	57,14	2,50E-05

Fonte: Autoria Própria.

Considerando a Tabela 5.4 referente ao TS50, é possível notar uma diferença nos valores que são transferidos através da parede do tubo, quando os mesmos são comparados com os valores obtidos para o TS21. Esta diferença se dá pelo aumento do diâmetro externo e interno do TS50, resultando num aumento da área, $A_{\text{parede}} = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4}$. Note que esta área através da qual é transferido calor do evaporador para o condensador aumenta de 25,96 mm² (TS21) para 36,91 mm² (TS50).

Observa-se ainda que, para a potência aplicada de 30 W, por exemplo, apenas 3,9% do calor foi transferido através da parede do tubo, outros 1,4% é transferido através do isolamento e uma soma de 94,7% é transferido para o interior do evaporador. Os valores em percentagem encontrados para as potências de 40, 50 e 60W foram bastante similares, em torno de 3,5% do calor é transferido através da parede do tubo, 1,4% é transferido através do isolamento e 95,2% é transferido para o interior do evaporador. No Gráfico 5.6 os percentuais descritos são expostos.

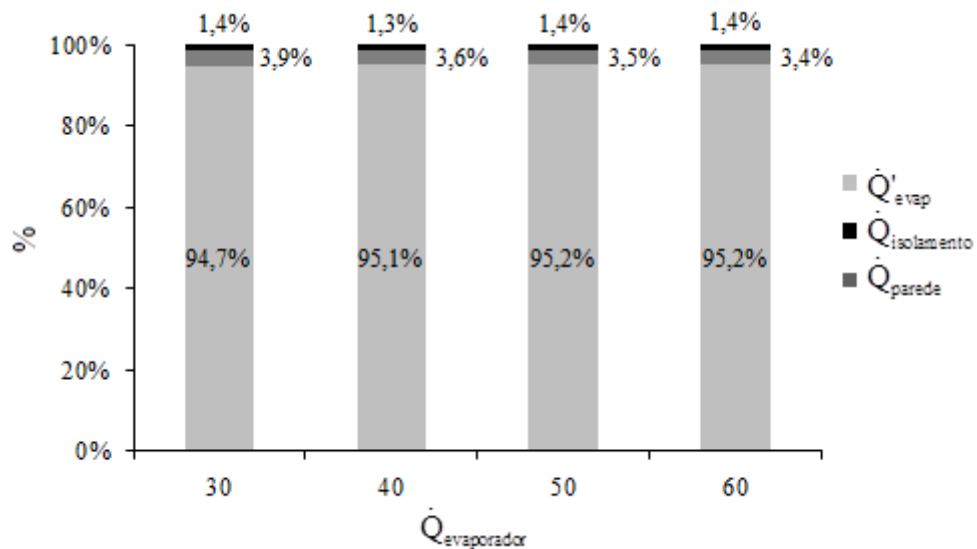


Gráfico 5.6 - Resultados gráficos (%) para o TS50

Fonte: Autoria Própria.

No que se relaciona à vazão mássica interna, o resultado é bem parecido com o TS21. Analisando as vazões mássicas dos dois termosifões para suas respectivas potências máximas, a vazão mássica do TS21 é quase quatro vezes maior do que a vazão do TS50. No entanto também se percebe que a medida que aumenta a potência, há um sensível aumento na vazão.

5.2.3.2 Análise do coeficiente de transferência do calor interno na região do condensador

A Tabela 5.5 apresenta os valores de coeficientes de transferência do calor interno na região do condensador para o TS21 e a Tabela 5.6 para o TS50 e suas respectivas potências aplicadas.

Tabela 5.5 - Coeficientes de transferência do calor interno na região do condensador para o TS21

$\dot{Q}_{\text{evaporador}} \text{ (W)}$	$\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}} \text{ (W/m}^2\text{K)}$	$\bar{h}_{i,2}^{\text{Cond}} \text{ (W/m}^2\text{K)}$
5	2,38E+04	2,98E+03
10	2,00E+04	3,58E+03
15	1,86E+04	3,94E+03
20	1,85E+04	4,13E+03

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 5.6 - Coeficientes de transferência do calor interno na região do condensador para o TS50

$\dot{Q}_{\text{evaporador}} \text{ (W)}$	$\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}} \text{ (W/m}^2\text{K)}$	$\bar{h}_{i,2}^{\text{Cond}} \text{ (W/m}^2\text{K)}$
30	1,52E+04	3,09E+03
40	1,46E+04	3,29E+03
50	1,43E+04	3,44E+03
60	1,41E+04	3,56E+03

Fonte: Autoria Própria.

Foram utilizadas duas correlações, apresentadas no capítulo 3, e dados experimentais obtidos na análise de transferência da seção anterior para o cálculo destes coeficientes. O $\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}}$ foi calculado utilizando as Equações 3.43 a 3.47 e $\bar{h}_{i,2}^{\text{Cond}}$ as Equações 3.48 a 3.50.

Nota-se que $\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}}$ é 10 vezes maior que $\bar{h}_{i,2}^{\text{Cond}}$, com isso, pode-se afirmar que $\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}}$ é mais conservativo. No entanto, optou-se por apresentar os dois resultados para a análise do coletor solar assistido por termossifão.

5.2.3.3 Análise das resistências térmicas

As Tabelas 5.7 e 5.8 mostram os valores das resistências R_2 , R_3 e R_4 para cada potência aplicada para os termossifões de 21 cm e 50 cm, respectivamente. Recapitulando que R_2 é a resistência associada à condução na parede do termossifão, R_3 é a resistência de evaporação e R_4 é a resistência na interface líquido-vapor. Nota-se que R_2 é consideravelmente menor (cerca de 100 vezes) do que as demais resistências e, portanto, é a que contribui em menor peso no valor da temperatura de operação, T_{op} .

Tabela 5.7 - Valores das resistências para o TS21

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ (W)	R_2 (K/W)	R_3 (K/W)	R_4 (K/W)	T_{op} (°C)
5	7,754E-04	7,089E-02	12,83E-02	41,52
10	7,768E-04	5,022E-02	13,53E-02	54,60
15	7,781E-04	4,126E-02	13,1E-02	66,76
20	7,796E-04	3,599E-02	11,61E-02	85,52

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 5.8 - Valores das resistências para o TS50

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ (W)	R_2 (K/W)	R_3 (K/W)	R_4 (K/W)	T_{op} (°C)
30	4,590E-04	2,164E-02	8,01E-02	56,38
40	4,597E-04	1,889E-02	7,77E-02	66,60
50	4,603E-04	1,696E-02	7,277E-02	77,83
60	4,607E-04	1,551E-02	6,697E-02	89,02

Fonte: Autoria Própria.

É possível notar que a temperatura de operação, variou de 41,52°C a 85,52°C, obtendo uma diferença de temperatura de 44°C para o TS21. Apesar de o TS50 ser maior e dissipar potências maiores, a temperatura de operação foi de 56,38°C a 89,02°C, sendo a diferença de 32,64°C apenas.

5.3 Comparação entre os resultados teóricos e experimentais

A Tabela 5.9 evidencia os valores das taxas de transferência de calor máxima para cada limite de operação analisados no TS21 em função da temperatura de operação, a qual é função da potência aplicada ao evaporador.

Tabela 5.9 - Limites de operação para o TS21

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ (W)	T_{op} (°C)	$\dot{Q}_{\text{máx,arrasto}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{máx,viscoso}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{máx,sônico}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{máx,ebulição}}$ (W)
5	41,52	102683	2675	2696	1230
10	54,60	121925	9110	5040	1639
15	66,76	140569	25729	8569	2085
20	85,52	170055	108080	17864	2896

Fonte: Autoria Própria.

Através da Tabela 5.9 é possível notar que a taxas de transferência de calor máxima encontradas para o limite de arrasto foram muito maiores do que as demais para todas as potências analisadas. Na potência de 5 W, por exemplo, obteve-se um valor na ordem de 102 kW, enquanto que para os outros limites de operação, na mesma faixa de potência, o valor máximo encontrado foi de 2,69 kW. Pôde ser observado também que as taxas de transferência de calor para o limite de ebulição, para todas as faixas de potências analisadas, aumentou sensivelmente com o aumento da potência, enquanto que para o limite viscoso houve um aumento acentuado de uma potência para outra como esperado. Este aumento foi observado através do Gráfico 5.1.

Note que para todas as potências aplicadas ao evaporador as taxas de transferência de calor máximas obtidas para o limite de ebulição são as menores, variando de 1230 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 5$ W) até 2896 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 20$ W). Logo, pode-se afirmar que o termosifão aqui proposto poderia operar com uma potência cem vezes maior do que a aplicada. Entretanto, por razões de segurança não foi possível realizar esses testes experimentais devido à limitação de temperatura imposta (temperatura máxima de 120 °C).

A Tabela 5.10 evidencia os valores das taxas de transferência de calor máxima para cada limite de operação analisados no TS50 também em função da temperatura de operação que é função da potência aplicada ao evaporador.

Tabela 5.10 - Limites de operação para o TS50

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ (W)	T_{op} (°C)	$\dot{Q}_{\text{máx,arrasto}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{máx,viscoso}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{máx,sônico}}$ (W)	$\dot{Q}_{\text{máx,ebulição}}$ (W)
30	56,38	210174	29575	9214	2867
40	66,60	236656	70401	14356	3506
50	77,83	266319	170121	22549	4294
60	89,02	296099	383638	34198	5165

Fonte: Autoria Própria.

A partir da Tabela 5.10, é possível analisar os valores das taxas de transferência de calor máxima para cada limite de operação. Note que a taxa encontrada para o limite de arrasto, nesse caso, apenas foi muito maior do que as demais nas potências de 30 e 40 W. Nas potências de 50 e 60 W o cenário é bem diferente. Para potência de 50 W, por exemplo, o limite viscoso é apenas 1,5 vezes menor que o limite de arrasto e no que se diz respeito à potência de 60 W, o limite viscoso chega a ser aproximadamente 1,3 vezes maior que o limite de arrasto.

Para o TS50, foi observado também que para todas as potências aplicadas ao evaporador, as taxas de transferência de calor máximas obtidas para o limite de ebulição foram as menores, variando de 2867 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 30$ W) até 5165 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 60$ W). Logo, pode-se afirmar que o termossifão aqui proposto poderia operar com uma potência bem maior do que a aplicada. Entretanto, por razões de segurança também não foi possível realizar esses testes experimentais devido à limitação de temperatura imposta (temperatura máxima de 120 °C).

5.4 Análise de um coletor solar assistido por termossifões

A Figura 5.1 apresenta um diagrama esquemático utilizado para a análise do coletor solar assistido por termossifão. Nele estão mostrados alguns dados de entrada no programa de simulação. Além desses dados, utilizou-se: $T_{\text{água,ent}} = 20^{\circ}\text{C}$ e $\dot{m}_{\text{água}} = 0,1\text{kg/s}$, como características da água que escoava externamente aos termossifões e que será aquecida. Os dados internos ao termossifão, como T_{op} , \dot{m}_i , d_o , entre outros, foram obtidos a partir dos resultados experimentais com o TS50 na condição de 60 W de potência aplicada. Além disso, como já salientado anteriormente, dois valores de coeficiente de transferência do calor ($\bar{h}_{i,1}^{\text{Cond}}$ e $\bar{h}_{i,2}^{\text{Cond}}$) foram utilizados.

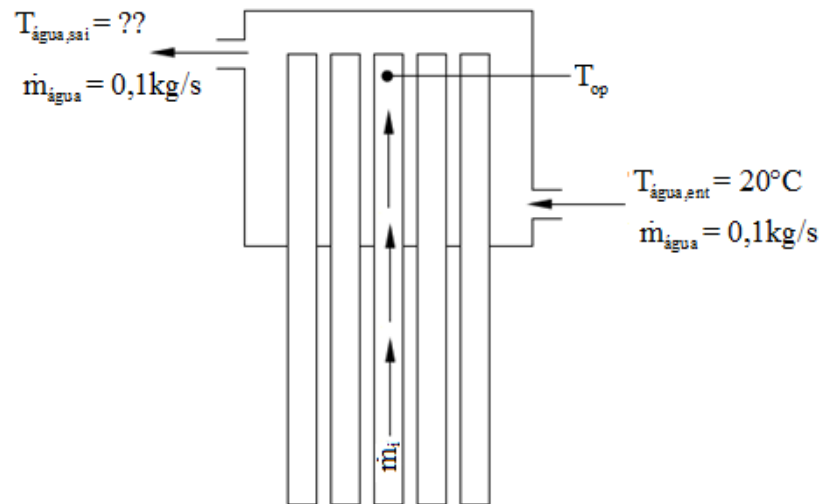


Figura 5.1 - Coletor solar

Fonte: Autoria Própria.

O Gráfico 5.7 mostra o resultado da simulação para o coletor solar descrito. \dot{Q}_{CS1} é a taxa de transferência de calor associado com $\bar{h}_{i,1}^{Cond}$ e \dot{Q}_{CS2} com $\bar{h}_{i,2}^{Cond}$.

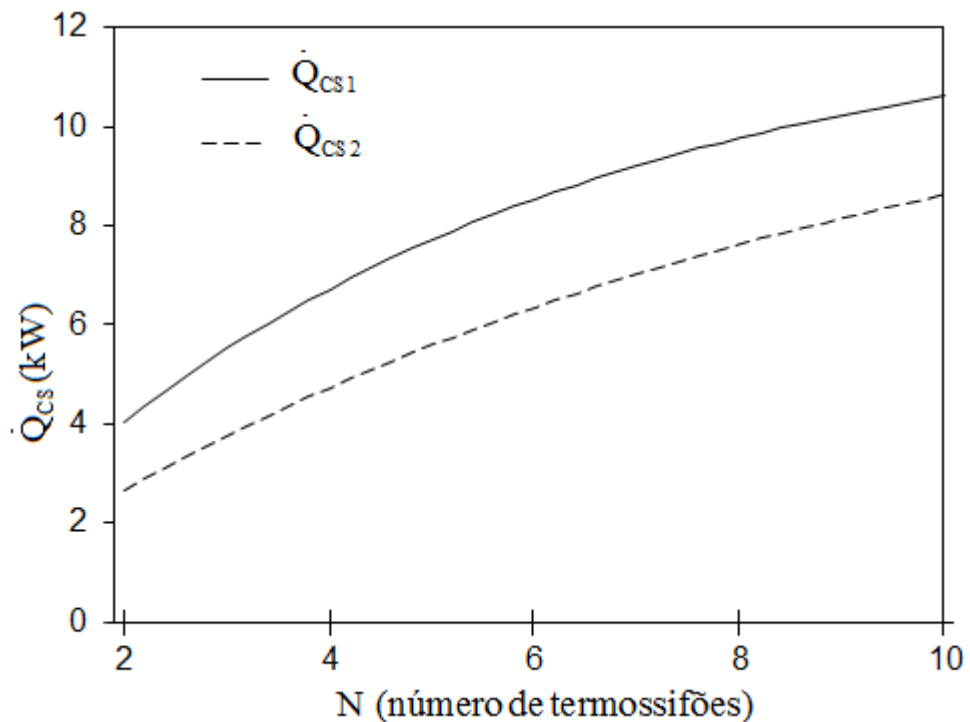


Gráfico 5.7 - Taxa de transferência de calor em função do número de termossifões

Fonte: Autoria Própria.

Verifica-se, no Gráfico 5.7, que \dot{Q}_{CS1} tem uma média de 1,35 vezes o valor de \dot{Q}_{CS2} . Isso se deve ao fato de que o coeficiente de transferência de calor está no denominador da equação que calcula o coeficiente de transferência de calor global -

$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\bar{h}_{int}^{Cond} A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{cobre} l_c} + \frac{1}{\bar{h}_{co} A_o}$. Com isso, e pelo fato do valor de ambos serem muito elevados, essa parcela da equação será muito pequena. Ou seja, mesmo que o $\bar{h}_{i,1}^{Cond}$ seja, em média, 4 vezes maior que $\bar{h}_{i,2}^{Cond}$, eles tem pouca influência no cálculo de \dot{Q}_{CS} . Logo, pode-se utilizar ambas as correlações para o cálculo destes coeficientes de transferência de calor interno ao condensador.

O Gráfico 5.8 apresenta a temperatura na saída do coletor, $T_{\acute{a}gua,sai}$, em função do número de termossifões, N. $T_{\acute{a}gua,sai1}$ é a temperatura associada com $\bar{h}_{i,1}^{Cond}$ e $T_{\acute{a}gua,sai2}$ com $\bar{h}_{i,2}^{Cond}$.

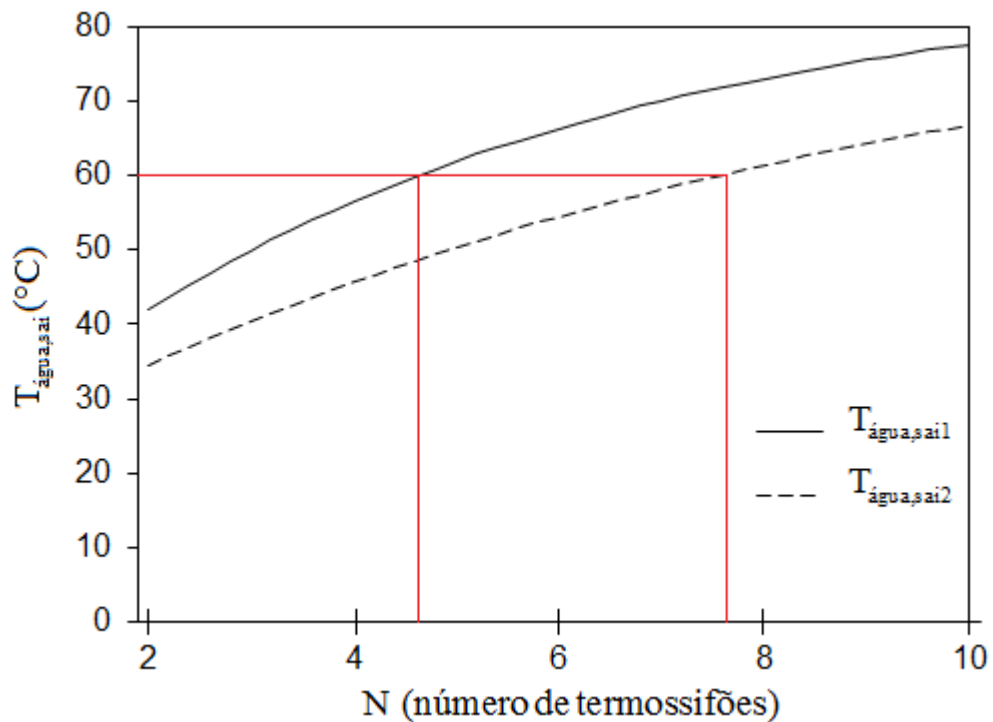


Gráfico 5.8 - Temperatura na saída do coletor em função do número de termossifões

Fonte: Autoria Própria.

Nota-se, que os valores de $T_{\acute{a}gua,sai1}$ são, em média 1,2 vezes o de $T_{\acute{a}gua,sai2}$. Além disso, com 2 termossifões a água obteve uma diferença de temperatura de, aproximadamente, 18°C para ambos os coeficientes de transferência de calor. Enquanto que para 10 tubos, essa diferença é de 50°C. Ou seja, se tem um aumento da temperatura de entrada de 20 °C até a temperatura de saída de 60 °C é necessário que o coletor solar possua, aproximadamente, 8 termossifões (para $\bar{h}_{i,2}^{Cond}$) e 5 termossifões (para $\bar{h}_{i,1}^{Cond}$). Para esta situação, o coletor solar assistido por termossifões dissiparia 480 W pois cada termossifão dissiparia 60 W.

5.5 Resultados das incertezas

As incertezas foram calculadas para todos os testes do TS21 e TS50. No entanto, aqui apenas as maiores incertezas são apresentadas. Logo, os resultados são exibidos apenas para o TS50 sob a potência máxima de 60 W. A Tabela 5.11 mostra os resultados para esse caso, e todo o desenvolvimento relacionado ao cálculo das incertezas, estão expostos no apêndice A.

Tabela 5.11 - Incertezas principais

Incerteza	Incerteza	Valor da incerteza
i_T	Temperatura medida	0,816
$i_{\dot{Q}_{\text{evap}}}$	Taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador	0,531
$i_{\dot{Q}_{\text{isol}}}$	Taxa de transferência de calor através do isolamento	0,177
$i_{\dot{Q}_{\text{parede}}}$	Taxa de transferência de calor através da parede	1,551
$i_{\dot{Q}_{\text{evap}}}$	Taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho	1,649
$i_{\dot{m}_i}$	Vazão mássica interna ao termossifão	0,014

Fonte: Autoria Própria.

Note que a incerteza da taxa de transferência de calor transferida para o fluido de trabalho foi a maior, pois ela engloba todas as demais. A incerteza da vazão mássica interna ao termossifão foi a menor, pois os valores das vazões foram bem pequenos quando comparados com as demais grandezas, na ordem de E-05 e E-06.

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram analisados de forma teórica e experimental dois termossifões. Primeiramente foi desenvolvida uma modelagem matemática baseada nos limites de operação (limite de arrasto, viscoso, sônico e de ebulição). Em seguida, foram construídos dois termossifões, o TS21 e o TS50, que foram testados experimentalmente.

Na análise teórica os limites de arrasto, viscoso, sônico e de ebulição foram avaliados variando a temperatura de 30°C a 110°C para as características geométricas dos termossifões citados. Nessa análise, observou-se que as taxas de transferência de calor máximas obtidas para os limites de operação foram muito elevadas quando comparadas com a potência fornecida ao evaporador. Notou-se também, que as taxas de transferência de calor obtidas para o limite de arrasto foram as maiores. Em contrapartida, as taxas de transferência de calor máximas obtidas para o limite de ebulição foram as menores para temperaturas acima de 60°C aproximadamente.

Para a análise experimental, o TS21 foi testado para as potências 5, 10, 15 e 20 W; e o TS50 foi testado para potências de 30, 40, 50 e 60 W. Ambos os termossifões operaram de forma satisfatória.

O TS21 levou cerca 600 s (10 min) para obter o regime permanente para a potência de 5 W e a máxima temperatura de 113 °C foi medida na região do evaporador para potência de 20 W. Por outro lado, o TS50 levou cerca de 300 s (5 min) para obter o regime permanente para a potência de 30 W e a máxima temperatura de 97 °C foi medida na região do evaporador para potência de 60 W.

Em seguida, de posse dos dados obtidos após os testes experimentais, foram feitas as análises tanto de transferência de calor quanto das incertezas experimentais.

A partir da análise de transferência de calor, foi possível notar que os TS21 e TS50 apresentaram uma considerável diferença percentual de calor transferido internamente ao tubo. O tubo de 50 cm apresentou cerca de 10% a mais de calor transferido. Esta diferença está relacionada ao fato de que o TS50 possui uma área de troca de calor maior do que o TS21. No entanto, observou-se que o calor perdido para a parede foi muito maior para o TS21. Isso se deve ao comprimento efetivo de troca de calor ser menor para este comprimento.

A maior temperatura de operação alcançada, aproximadamente 89°C, foi obtida para o TS50 aplicado à 60 W. Através do cálculo desta temperatura, constatou-se que a resistência

térmica de condução na parede tem muito menos influência no cálculo da mesma. Esta resistência ficou na ordem de E-04 K/W, enquanto que as resistências térmicas de evaporação e da interface líquido-vapor ficaram na ordem de E-02 K/W.

As temperaturas de operação obtidas para as potências aplicadas ao evaporador nos experimentos realizados para ambos os termosifões foram utilizadas para se determinar os limites de operação para cada circunstância.

Para todas as potências aplicadas ao evaporador do TS21, as taxas de transferência de calor máximas obtidas para o limite de ebulição foram as menores, variando de 1230 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 5\text{ W}$) até 2896 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 20\text{ W}$). O mesmo ocorreu para o TS50, no qual as taxas de transferência de calor máximas para esse limite variaram de 2867 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 30\text{ W}$) até 5165 W ($\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 60\text{ W}$). Portanto, pode-se concluir que os termosifões aqui propostos poderiam operar com uma potência bem maior do que a aplicada. Entretanto, por razões de segurança não foi possível realizar esses testes experimentais devido à limitação de temperatura imposta (120 °C).

Através da taxa de transferência de calor que foi transferida para o interior do tubo, foi possível determinar a vazão mássica interna ao termosifão. Notou-se, como era de se esperar para esse tipo de dispositivo, que a vazão mássica fora muito pequena para todas as potências aplicadas ao evaporador ficando da ordem de E-06 kg/s para o TS21 e de E-05 kg/s para o TS50.

Utilizando correlações específicas para condensadores de termosifões e a vazão mássica calculada a partir dos resultados experimentais, foi possível determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção interna na região do condensador. Optou-se por comparar dois métodos de cálculo deste coeficiente: utilizando o primeiro, valores na ordem de E+04 W/m²-K foram obtidos; e utilizando o segundo, valores na ordem de E+03 W/m²-K foram obtidos. Esses coeficientes de convecção interna na região do condensador foram de suma importância para o dimensionamento do coletor solar assistido por termosifões.

A influência da diferença entre esses coeficientes pôde ser avaliada na simulação de coletor solar assistido por termosifão. Através da simulação pode-se observar que o calor gerado pelo coeficiente 1 foi apenas 1,5 vezes maior do que o gerado pelo coeficiente 2. Enquanto que para a estimativa da temperatura da água na saída do coletor, esse fator foi de 1,2 vezes.

Logo, o coletor solar assistido por 2 termosifões, a água obteve uma diferença de temperatura de, aproximadamente, 18°C para ambos os coeficientes de transferência de calor.

Enquanto que para 10 tubos, essa diferença foi de 50°C. Portanto, pode-se concluir que para se obter um aumento da temperatura de entrada de 20 °C até a temperatura de saída de 60 °C é necessário que o coletor solar possua no mínimo 8 termossifões. Para esta situação, o coletor solar assistido por termossifões dissiparia 480 W, pois cada termossifão dissiparia 60 W.

Então, é possível afirmar que os termossifões desenvolvidos, testados e analisados no presente trabalho podem ser utilizados para aplicações em coletores solares assistidos por termossifões. Sendo assim, a metodologia de análise teórica e experimental se mostrou também viável para o dimensionamento de tais coletores solares.

Como trabalhos futuros são sugeridos os seguintes temas: (i) análise da razão de preenchimento dos termossifões; (ii) análise da inclinação dos termossifões; (iii) desenvolvimento de uma correlação para o escoamento externo na região dos condensadores dos termossifões; (iv) testar e analisar um coletor solar assistido por termossifões.

REFERÊNCIAS

- ALIZADEHDAKHEL A.; RAHIMI M.; ALSAIRAFI A.A.; CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon, Elsevier: International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 37, 312–318, 2010.
- ANGELO, W.B; Caracterização térmica de um Termossifão Bifásico de naftaleno, 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal De Santa Catarina, Santa Catarina, 2005.
- AZAD, E.; Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector Elsevier: Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 32, 1666–1672, 2008.
- BROST, O.; Closed two-phase thermosyphons. Notas de aula, ECM/UFSC, Florianópolis, Brasil, 1996.
- BUSSE, C.A. Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 16, 169-186, 1973.
- CAREY, V.P. Liquid-Vapor Phase Change Phenomena: Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation in Heat Transfer Equipment, Hemisphere, New York, 1992.
- 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. Elsevier: Energy, Volume 36, Issue 1, 415–423, 2011.
- COLLIER, J.G.; THOME, J.R. Convective Boiling and Condensation, 3rd Edition, Oxford, New York, 1994.
- EL-GENK, M. S., SABER, H. H. Determination of operation envelopes for closed, two-phase thermosyphons, International Journal of Heat and Mass Transfer 42, 889-903, 1990.
- ENGINEERING EQUATION SOLVER Server for Windows NT 6.1. Academic Commercial V9.540. S.A. Klein: F-Chart Software, 1992-2013
- INCROPERA, F.P., DEWITT, D., BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th Edition, John Wiley Sons, Inc., 2007.
- MANTELLI, M. B. H., Notas de aula, LABTUCAL, Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, 2009.

NGUYEN-CHI, H.; GROLL, M. Entrainment or Flooding Limit in a Closed Two-Phase Thermosyphon, *Heat Recovery Systems*, 1, 274-286, 1981.

ORLANDE, H.R.B; Estudo Teórico-Experimental de um Termossifão Bifásico Fechado, 1989 139 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1989.

PETTERSON, G. P. *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Application*. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, 1994.

PETERSON, G.P. *Heat Pipes, Modeling, Testing and Applications*, John Wiley and Sons, 1994.

REAY, D. A.; KEW, P. A. *Heat Pipes – Theory, Design and Applications*. 5 ed. Burlington, MA, USA: Elsevier, 2006.

REDPATH, D.A.G.; Thermosyphon heat-pipe evacuated tube solar water heaters for northern maritime climates, *Elsevier: Solar Energy*, Volume 86, 705–715, 2012.

SIQUEIRA D.A.; VIEIRA L.G.M.; DAMASCENO J.J.R. Analysis and performance of a low-cost solar heater, *Elsevier: Renewable Energy*, Volume 36, Issue 1, 2538-2546, 2011.

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

ZHEN-HUA LIU; REN-LIN HUA; LIN LU; FENG ZHAO; HONG-SHEN XIAO; Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluid for evacuated tubular high temperature air solar collector, *Elsevier: Energy Conversion and Management*, Volume 73, 135–143, 2013.

APÊNDICE A – Incertezas Experimentais

A.1 Análise de incertezas

Esta seção é dedicada á análise de incertezas presentes nos experimentos realizados em laboratório. Em geral, os dados obtidos através de testes são uma aproximação dos valores reais e só estarão completos quando uma incerteza for estimada. Existem duas maneiras de se obter esse valor, a primeira é a do tipo A, que é quando os dados estatísticos são utilizados a partir de diversas medições realizadas. Por outro lado, a do tipo B é utilizada quando as amostras estatísticas se tornam impraticáveis e a análise é feita com base teórica. Neste projeto, será aplicado apenas a do tipo B.

A.1.1 Incerteza estimada para a temperatura medida

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

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

A qual resulta-se em:

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

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

Tabela A.1 - Sumário das incertezas para a temperatura

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

Fonte: Autoria Própria.

A.1.2 Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador

Com as Equações A.3 a A.5, é possível estimar a incerteza para taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = VI \quad (\text{A.3})$$

$$i_{\dot{Q}_{\text{evap}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{evap}}}{\partial V}\right)^2 i_V^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{evap}}}{\partial I}\right)^2 i_I^2} \quad (\text{A.4})$$

$$i_{\dot{Q}_{\text{evap}}} = \sqrt{I^2 i_V^2 + V^2 i_I^2} \quad (\text{A.5})$$

Na Tabela A.2 são fornecidos os valores das incertezas i_V e i_I , nas quais foi considerado um erro de 0,15% + 6 mA para a corrente e um erro de 0,1% + 100mV para a tensão. Esses dados de erro foram obtidos através do manual do fabricante da fonte potência utilizada (Agilent U8002A).

Tabela A.2 - Sumário das incertezas

Incerteza	Valor dos erros	Tipo de distribuição	Divisor	Valor da incerteza
i_V	0,122	Retangular	$\sqrt{3}$	0,0704 V
i_I	0,0037	Retangular	$\sqrt{3}$	0,02252 A

Fonte: Autoria Própria.

A.1.3 Incerteza estimada do paquímetro

O paquímetro utilizado na medição dos dados foi um paquímetro digital de marca UPM modelo 110-020 e série 051230, com uma incerteza de medição de $\pm 0,03$ mm.

A.1.4 Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor através do isolamento

Através das Equações de A.6 a A.8 pode-se estimar a incerteza para a taxa de transferência de calor através do isolamento.

$$\dot{Q}_{\text{isol}} = A_{\text{isol}} \bar{h}_{\text{isol,o}} (\bar{T}_{\text{isol,o}} - \bar{T}_{\text{amb}}) \quad (\text{A.6})$$

$$i_{\dot{Q}_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{isol}}{\partial A_{isol}}\right)^2 i_{A_{isol}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{isol}}{\partial \bar{h}_{isol,o}}\right)^2 i_{\bar{h}_{isol,o}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{isol}}{\partial \bar{T}_{isol,o}}\right)^2 i_{\bar{T}_{isol,o}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{isol}}{\partial \bar{T}_{amb}}\right)^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (A.7)$$

$$i_{\dot{Q}_{isol}} = \sqrt{\left[\bar{h}_{isol,o} (\bar{T}_{isol,o} - \bar{T}_{amb})\right]^2 i_{A_{isol}}^2 + \left[A_{isol} (\bar{T}_{isol,o} - \bar{T}_{amb})\right]^2 i_{\bar{h}_{isol,o}}^2 + \left[A_{isol} \bar{h}_{isol,o}\right]^2 i_{\bar{T}_{isol,o}}^2 + \left[-A_{isol} \bar{h}_{isol,o}\right]^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (A.8)$$

Onde:

$$A_{isol} = \pi d_{isol,o} l_{isol} \quad (A.9)$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial d_{isol}}\right)^2 i_{d_{isol,o}}^2 + \left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial l_{isol}}\right)^2 i_{l_{isol}}^2} \quad (A.10)$$

$$i_{A_{isol}} = \sqrt{(\pi l_{isol})^2 i_{d_{isol,o}}^2 + (\pi d_{isol,o})^2 i_{l_{isol}}^2} \quad (A.11)$$

Segundo Incropera et. al (2007), a incerteza do coeficiente de transferência de calor no isolamento equivale a 20 % do valor do próprio coeficiente médio de transferência de calor no isolamento. Portanto, tem-se a Equação A.12:

$$i_{\bar{h}_{isol,o}} = 0,20 \bar{h}_{isol,o} \quad (A.12)$$

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

$$i_{\bar{T}_{isol,o}} = i_{\bar{T}_{amb}} = i_T = 0,816^\circ\text{C} \quad (A.13)$$

A.1.5 Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor através da parede

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

$$\dot{Q}_{parede} = k_{cobre} A_{parede} \left(\frac{\bar{T}_{eo} - \bar{T}_{co}}{l_{ef}} \right) \quad (A.14)$$

$$i_{\dot{Q}_{parede}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{parede}}{\partial k_{cobre}}\right)^2 i_{k_{cobre}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{parede}}{\partial A_{parede}}\right)^2 i_{A_{parede}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{parede}}{\partial \bar{T}_{eo}}\right)^2 i_{\bar{T}_{eo}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{parede}}{\partial \bar{T}_{co}}\right)^2 i_{\bar{T}_{co}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{parede}}{\partial l_{ef}}\right)^2 i_{l_{ef}}^2} \quad (A.15)$$

$$i_{\dot{Q}_{\text{parede}}} = \sqrt{\left[A_{\text{parede}} \left(\frac{\bar{T}_{\text{eo}} - \bar{T}_{\text{co}}}{l_{\text{ef}}} \right) \right]^2 i_{k_{\text{cobre}}}^2 + \left[k_{\text{cobre}} \left(\frac{\bar{T}_{\text{eo}} - \bar{T}_{\text{co}}}{l_{\text{ef}}} \right) \right]^2 i_{A_{\text{parede}}}^2 + \left[\frac{k_{\text{cobre}} A_{\text{parede}}}{l_{\text{ef}}} \right]^2 i_{\bar{T}_{\text{eo}}}^2 + \left[-\frac{k_{\text{cobre}} A_{\text{parede}}}{l_{\text{ef}}} \right]^2 i_{\bar{T}_{\text{co}}}^2 + \left[k_{\text{cobre}} A_{\text{parede}} \left(\frac{\bar{T}_{\text{eo}} - \bar{T}_{\text{co}}}{l_{\text{ef}}} \right) \right]^2 i_{l_{\text{ef}}}^2} \quad (\text{A.16})$$

onde:

$$A_{\text{parede}} = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4} \quad (\text{A.17})$$

$$i_{A_{\text{parede}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{\text{parede}}}{\partial d_o} \right)^2 i_{d_o}^2 + \left(\frac{\partial A_{\text{parede}}}{\partial d_i} \right)^2 i_{d_i}^2} \quad (\text{A.18})$$

$$i_{A_{\text{parede}}} = \sqrt{\left[\frac{\pi d_o}{2} \right]^2 i_{d_o}^2 + \left[-\frac{\pi d_i}{2} \right]^2 i_{d_i}^2} \quad (\text{A.19})$$

$$l_{\text{ef}} = l_a + 0,5(l_e + l_c) \quad (\text{A.20})$$

$$i_{l_{\text{ef}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial l_{\text{ef}}}{\partial l_a} \right)^2 i_{l_a}^2 + \left(\frac{\partial l_{\text{ef}}}{\partial l_e} \right)^2 i_{l_e}^2 + \left(\frac{\partial l_{\text{ef}}}{\partial l_c} \right)^2 i_{l_c}^2} \quad (\text{A.21})$$

$$i_{l_{\text{ef}}} = \sqrt{0,25(i_{l_e}^2 + i_{l_c}^2)} \quad (\text{A.22})$$

$$i_{T_{\text{co}}} = i_{T_{\text{eo}}} = i_T = 0,816 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

$$i_{k_{\text{cobre}}} = 0,015 \text{ W/mK}$$

A.1.6 Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor transferida para o fluido de trabalho

A partir das Equações de A.23 a A.25, é possível estimar a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho.

$$\dot{Q}'_{\text{evap}} = \dot{Q}'_{\text{evap}} - \dot{Q}'_{\text{isol}} - \dot{Q}'_{\text{parede}} \quad (\text{A.23})$$

$$i_{\dot{Q}'_{\text{evap}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}'_{\text{evap}}}{\partial \dot{Q}'_{\text{evap}}} \right)^2 i_{\dot{Q}'_{\text{evap}}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}'_{\text{evap}}}{\partial \dot{Q}'_{\text{isol}}} \right)^2 i_{\dot{Q}'_{\text{isol}}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}'_{\text{evap}}}{\partial \dot{Q}'_{\text{parede}}} \right)^2 i_{\dot{Q}'_{\text{parede}}}^2} \quad (\text{A.24})$$

$$i_{\dot{Q}'_{\text{evap}}} = \sqrt{i_{\dot{Q}'_{\text{evap}}}^2 + i_{\dot{Q}'_{\text{isol}}}^2 + i_{\dot{Q}'_{\text{parede}}}^2} \quad (\text{A.25})$$

A.1.7 Incerteza estimada para a vazão mássica interna ao termossifão

Através das Equações A.26 e A.27, tem-se a incerteza para a vazão mássica interna ao termossifão.

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{Q}'_{\text{evap}}}{h_{\text{lv}}} \quad (\text{A.26})$$

$$i_{\dot{m}_i} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_i}{\partial \dot{Q}'_{\text{evap}}}\right)^2 i_{\dot{Q}'_{\text{evap}}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_i}{\partial h_{\text{lv}}}\right)^2 i_{h_{\text{lv}}}^2} \quad (\text{A.27})$$

O que resulta na Equação A.28.

$$i_{\dot{m}_i} = \sqrt{\left(\frac{1}{h_{\text{lv}}}\right)^2 i_{\dot{Q}'_{\text{evap}}}^2 + \left(\frac{\dot{Q}'_{\text{evap}}}{h_{\text{lv}}^2}\right)^2 i_{h_{\text{lv}}}^2} \quad (\text{A.28})$$

Sendo que $i_{h_{\text{lv}}}$ foi estimado pelo simulador utilizando a incerteza da temperatura para a determinação do calor latente de vaporização, resultando em:

$$i_{h_{\text{lv}}} = 1283 \text{ J/kg}$$