



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CAROLINE ANTUNES DO NASCIMENTO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS
DE GRANDE PORTE OPERANDO COM BAIXOS FLUXOS DE CALOR**

FLORIANÓPOLIS

2023

Caroline Antunes do Nascimento

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS
DE GRANDE PORTE OPERANDO COM BAIXOS FLUXOS DE CALOR**

Dissertação/Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng.
Coorientadora: Prof.^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph. D.

Florianópolis

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nascimento, Caroline Antunes do

Análise experimental do desempenho de termossifões
bifásicos de grande porte operando com baixos fluxos de
calor / Caroline Antunes do Nascimento ; orientador,
Fernando Henrique Milanese, coorientadora, Marcia Barbosa
Henriques Mantelli, 2023.

164 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Termossifão bifásico. 3.
Termossifão bifásico em circuito. 4. Baixo fluxo de calor.
I. Milanese, Fernando Henrique. II. Mantelli, Marcia
Barbosa Henriques. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
IV. Título.

Caroline Antunes do Nascimento

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS
DE GRANDE PORTE OPERANDO COM BAIXOS FLUXOS DE CALOR**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Juan Pablo Florez Mera, Dr. Eng.
Universidad Industrial de Santander – UIS

Prof. Thiago Dutra, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica.

Prof. Henrique Simas, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng.
Orientador

Florianópolis, 25 de abril de 2023.

Este trabalho é dedicado aos meus pais, Cátia e Dartagnhan, à minha irmã, Raquel, à minha avó, Quitéria. Muito obrigada por todo o apoio e por sempre acreditarem em mim.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à minha família, em especial aos meus pais, Cátia e Dartagnhan, minha irmã Raquel e minha avó Quitéria, por sempre me apoiarem e incentivarem a nunca desistir dos meus sonhos, independente das dificuldades.

Ao meu namorado e parceiro de vida Arthur, por estar sempre ao meu lado e acreditar nos meus sonhos, me dando forças para não desistir.

Ao professor Fernando Henrique Milanese, pela orientação e compreensão ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho, assim como, pela confiança depositada em mim.

À professora Márcia Mantelli, pela orientação, confiança, e oportunidade de fazer parte da excelente equipe do Labtucal.

À minha grande amiga Dijane, por todo o incentivo, apoio, confiança, e principalmente, por essa amizade

À equipe do Labtucal, que mais que colegas de trabalho se tornaram amigos: Alice, Gabriel, Pedro, Pâmela, Luis (Luchito), Maria Cristina, Gian, Nelson e Elvis.

Por fim, agradeço a todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

*“O êxito da vida não se mede pelo caminho que
você conquistou, mas sim pelas dificuldades que
superou no caminho.” - Abraham Lincoln*

RESUMO

Em refinarias de petróleo, as torres de resfriamento são os equipamentos que apresentam maior consumo de água, sendo que cerca de 2 a 3% da água que é arrefecida nestes equipamentos é perdida para o ambiente por evaporação. Em um cenário de escassez de recursos hídricos, o desenvolvimento de tecnologias capazes de condensar e captar parte da água na forma de vapor que seria perdida para o ambiente tornou-se uma importante alternativa para a redução e uso racional deste recurso. Nesse contexto, o LABTUCAL/EMC/UFSC e a PETROBRAS iniciaram em 2006 o projeto HIDRITER, o qual tem como objetivo o desenvolvimento de tecnologias passivas para recuperação de água evaporada em torres de resfriamento através da aplicação de termossifões bifásicos. Ao longo dos anos, diversos estudos foram desenvolvidos nestes dispositivos em escala reduzida. Porém, como as torres de resfriamento podem atingir dimensões da ordem de dezenas de metros, os termossifões reais também deverão ter dimensões elevadas. No entanto, os fluxos de calor associados são relativamente baixos, com baixos valores de coeficientes de convecção nos escoamentos do ar dentro e fora da torre, o que pode provocar dificuldades no início da operação dos dispositivos. Diante disso, o objetivo deste trabalho consiste em construir e analisar experimentalmente o desempenho térmico de dois protótipos de termossifões bifásicos de grande porte submetidos a baixos fluxos de calor, voltados para aplicação em torres de resfriamento para recuperação de água evaporada. Portanto, dois dispositivos são estudados, um termossifão bifásico convencional e um termossifão bifásico em circuito, e possuem cerca de 5 metros de comprimento. Para avaliar o funcionamento dos termossifões em diferentes configurações e condições, os testes foram realizados para diferentes razões de enchimento e diferentes inclinações dos dispositivos. O desempenho térmico dos termossifões é avaliado experimentalmente através da análise dos perfis de distribuição de temperatura e das resistências térmicas nas configurações testadas, sendo também realizada a comparação dos resultados obtidos experimentalmente com modelos teóricos de resistência térmica, baseados em correlações disponíveis na literatura. Os resultados obtidos mostraram que a configuração de melhor desempenho para condições de baixo fluxo de calor é caracterizada pelo termossifão bifásico convencional com razão de enchimento de 20%, posicionado verticalmente ou inclinado em 50° com a horizontal. Também foi observado que o termossifão bifásico em circuito não opera adequadamente sob as condições estudadas, não se mostrando adequado para a aplicação em estudo. Por fim, observou-se que as correlações utilizadas para a convecção, disponíveis na literatura, apresentaram grandes diferenças entre si e uma má concordância com os resultados experimentais obtidos neste trabalho, não sendo adequadas para os dispositivos testados. Os valores medidos de resistência térmica variam entre 0,01 e 0,04 °C/W, dependendo das condições de teste, geralmente decrescendo com a elevação da temperatura média do dispositivo. Os valores da resistência térmica e da distribuição de temperaturas obtidos com os protótipos testados podem ser usados no projeto de dispositivos reais aplicados para recuperação de água evaporada em torres de resfriamento.

Palavras-chave: Termossifão bifásico. Termossifão em circuito. Baixo fluxo de calor.

ABSTRACT

In oil refineries, cooling towers show the highest water consumption, and approximately 2 to 3% of the water cooled by this equipment is lost to the environment through evaporation. In a scenario of scarcity of water resources, the development of technologies capable of condensing and recovering part of the water lost as steam to the environment has become an important alternative for the reduction and rational use of this resource. In this context, LABTUCAL/EMC/UFSC and PETROBRAS started in 2006 the HIDRITER project, which has the objective of developing passive technologies for the recovery of evaporated water in cooling towers through the application of two-phase thermosyphons. Over the years, studies were carried out on reduced-scale devices, Over the years, several studies have been carried out on these devices on a reduced scale, but since cooling towers can reach dimensions on the order of tens of meters, actual thermosyphons should also have large dimensions. However, the associated heat fluxes are relatively low due to the small temperature differences between the thermosyphon and the inside and outside tower steams, so that small convection coefficients are observed, which can lead to difficulties in the start-up. The objective of this work is to build and experimentally analyze the thermal performance of two large two-phase thermosyphon prototypes subjected to low heat fluxes, for application in cooling towers, aiming the recovery of part of the evaporated water. Therefore, two devices are studied, a closed two-phase thermosyphon and a loop two-phase thermosyphon, are approximately 5 meters long. In order to evaluate the operation of the thermosyphons in different configurations and conditions, tests were carried out with the devices charged with different filling ratio and subjected to several inclinations. The thermal performance of the thermosyphons are evaluated experimentally through the analysis of the temperature profiles and of the thermal resistances of the tested configurations. Experimental results are also compared with theoretical models, using literature convection correlations. The results obtained showed that the best performing configuration, for low heat flux conditions, is the closed two-phase thermosyphon with a filling ratio of 20%, either positioned vertically or inclined at 50° to the horizontal. It was also observed that the loop two-phase thermosyphon does not operate properly under the conditions studied and is not suitable for the application under study. Finally, it was concluded that the correlations available in the literature presented large differences among themselves and a poor agreement with the experimental results obtained in this work, being not representative of the devices tested. The measured thermal resistance values vary between 0.01 and 0.04 °C/W, depending on the test conditions, and generally decrease as the average temperature of the device increases. The thermal resistance and temperature distribution values obtained with the prototypes tested can be applied for the design of real devices, for evaporated water recovery, in cooling towers.

Keywords: Two-phase thermosyphon. Loop thermosyphon. Low heat flux.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Principais regiões de um tubo de calor | 19 |
| Figura 2 - Princípio de funcionamento de um (a) termossifão bifásicos e (b) tubo de calor ... | 20 |
| Figura 3 - Tubo de calor em circuito | 22 |
| Figura 4 - Termossifão em circuito | 23 |
| Figura 5 - Câmara de vapor | 24 |
| Figura 6 – Princípio de funcionamento de mini e micro tubo de calor | 26 |
| Figura 7 - Tubo de calor pulsante em (a) circuito fechado e (b) circuito aberto | 27 |
| Figura 8 - Temperatura de operação de fluidos de trabalho típicos. | 29 |
| Figura 9 - Variação do número de mérito com a temperatura | 30 |
| Figura 10 - Limites de transferência de calor | 33 |
| Figura 11 - Variação de f_1 com o número de Bond | 36 |
| Figura 12 - Variação de f_3 com o ângulo de inclinação e número de Bond | 36 |
| Figura 13 - Fenômeno de oscilação em termossifões | 39 |
| Figura 14 - Circuito de resistências térmicas equivalente de um termossifão | 41 |
| Figura 15 - Circuito de resistências térmicas simplificado | 47 |
| Figura 16 - Esquema de uma torre de resfriamento (a) contra corrente e (b) fluxo cruzado ... | 48 |
| Figura 17 - Montagem da seção de teste utilizada por Costa et al. (2014) | 50 |
| Figura 18 - Estruturas de condensação estudadas por Pozzobon (2015) | 51 |
| Figura 19 – Feixe de termossifões bifásicos e bancada experimental utilizada por Castro (2018) | 52 |
| Figura 20 – Diferença entre temperatura de água quente e ar ambiente ao longo do tempo ... | 58 |
| Figura 21 - Desenho esquemático do aparato experimental | 59 |
| Figura 22 - Detalhamento do tubo aletado | 61 |
| Figura 23 - Dimensões das seções do (a) termossifão em circuito e do (b) termossifão bifásico convencional | 62 |
| Figura 24 - Principais componentes do (a) termossifão em circuito e do (b) termossifão bifásico convencional | 63 |
| Figura 25 - Desenho da camisa d'água | 64 |
| Figura 26 - Posição dos termopares no termossifão bifásico convencional | 65 |
| Figura 27 - Posição dos termopares no termossifão em circuito | 66 |
| Figura 28 - Processo de limpeza dos tubos | 69 |
| Figura 29 - Interior do tubo antes e após a limpeza | 69 |

| | |
|--|----|
| Figura 30 - Corte das tampas de aço para os termossifões | 70 |
| Figura 31 - Teste de vazamento com ar pressurizado | 71 |
| Figura 32 - Anel metálico para vedação da camisa d'água no evaporador..... | 71 |
| Figura 33 - Bomba de vácuo de paletas rotativas Edwards RV8 | 72 |
| Figura 34 - Preparação do tubo para fixação dos termopares..... | 73 |
| Figura 35 - Posicionamento dos termopares para fixação | 74 |
| Figura 36 - Fixação dos termopares no evaporador | 74 |
| Figura 37 - Esquema de fixação e isolamento dos termopares no condensador | 75 |
| Figura 38 - Termopar fixado no condensador | 75 |
| Figura 39 - Teste de estanqueidade com o detector de vazamentos ASM 340 D | 76 |
| Figura 40 - Proteção para fixação dos termopares nas saídas da camisa d'água | 77 |
| Figura 41 - Posicionamento dos termopares no fluxo de água quente | 78 |
| Figura 42 - Montagem dos componentes da camisa d'água | 78 |
| Figura 43 - Isolamento da camisa d'água | 79 |
| Figura 44 - Procedimento de pré-vácuo no evaporador do termossifão em circuito..... | 81 |
| Figura 45 - Posicionamento dos termopares no evaporador..... | 82 |
| Figura 46 - Sistema de drenagem do termossifão em circuito | 83 |
| Figura 47 - Teste de vazamento da camisa d'água | 83 |
| Figura 48 - Esquema de fixação dos termopares nas linhas de vapor e de líquido | 84 |
| Figura 49 - Fixação do termopar na linha de líquido | 84 |
| Figura 50 - Estrutura de fixação em processo de fabricação..... | 86 |
| Figura 51 - Eixo de fixação da estrutura instalado na parede..... | 86 |
| Figura 52 - Içamento da estrutura..... | 87 |
| Figura 53 - Movimentação e instalação da estrutura..... | 88 |
| Figura 54 - Montagem do sistema de aquisição de dados | 89 |
| Figura 55 - Interface para visualização dos dados durante os testes experimentais..... | 89 |
| Figura 56 - Banho térmico Lauda - Ultra Kryomat RUK 40S | 90 |
| Figura 57 - Sistema de aquecimento dos termossifões..... | 91 |
| Figura 58 - Detalhamento da saída e retorno de água ao banho térmico..... | 91 |
| Figura 59 - Sistema auxiliar para carregamento dos termossifões | 96 |
| Figura 60 - Sistema de regulagem de inclinação | 97 |
| Figura 61 - Interface de medição do ângulo de inclinação..... | 97 |
| Figura 62 - Bancada experimental com 90° de inclinação | 98 |

| | |
|--|-----|
| Figura 63 - Bancada experimental com 75° de inclinação | 99 |
| Figura 64 - Bancada experimental em 50° de inclinação | 100 |
| Figura 65 - Bancada experimental em 20° de inclinação | 100 |
| Figura 66 - Comportamento do termossifão convencional com inclinação de 90° e FR de 10% | 105 |
| Figura 67 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 10%..... | 107 |
| Figura 68 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 40%..... | 108 |
| Figura 69 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 70%..... | 109 |
| Figura 70 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 100%..... | 109 |
| Figura 71 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 75° de inclinação e FR de 10%..... | 110 |
| Figura 72 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 75° de inclinação e FR de 40%..... | 110 |
| Figura 73 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 50° de inclinação e FR de 10%..... | 111 |
| Figura 74 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 50° de inclinação e FR de 40%..... | 112 |
| Figura 75 - Temperaturas médias do termossifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 10%..... | 113 |
| Figura 76 - Temperaturas médias do termossifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 10%..... | 113 |
| Figura 77 - Temperaturas médias do termossifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 40%..... | 114 |
| Figura 78 - Temperaturas médias do termossifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 40%..... | 115 |
| Figura 79 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 20%..... | 116 |
| Figura 80 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 50° de inclinação e FR de 20%..... | 116 |

| | |
|--|-----|
| Figura 81 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 20° de inclinação e FR de 20%..... | 117 |
| Figura 82 - Resistências térmicas em função da temperatura para o termossifão convencional com 90° de inclinação | 118 |
| Figura 83 – Resistências térmicas para o termossifão convencional em 90° | 119 |
| Figura 84 - Resistências térmicas para o termossifão convencional em 75° | 120 |
| Figura 85 - Resistências térmicas para o termossifão convencional em 50° | 121 |
| Figura 86 – Resistências térmicas para o termossifão em circuito | 122 |
| Figura 87 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 90° e FR de 10%..... | 124 |
| Figura 88 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 90° e FR de 20%..... | 124 |
| Figura 89 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 75° e FR de 10%..... | 125 |
| Figura 90 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 50° e FR de 10%..... | 125 |

LISTA DE QUADROS

| | |
|--|----|
| Quadro 1 - Legendas dos termopares | 67 |
| Quadro 2 - Variáveis de testes..... | 92 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 1 - Classificação de mini e micro canais | 25 |
| Tabela 2 - Ordem de grandeza das resistências térmicas | 47 |
| Tabela 3 - Características técnicas de projeto da torre de resfriamento 01 do CENPES (PETROBRAS) | 57 |
| Tabela 4 - Matriz de testes..... | 93 |
| Tabela 5 - Razões de enchimento em volume de água para cada termossifão | 94 |
| Tabela 6 - Limites de transferência de calor para o termossifão bifásico convencional | 102 |
| Tabela 7 - Limites de transferência de calor para o termossifão em circuito | 103 |
| Tabela 8 - Taxa de transferência de calor nos termossifões | 104 |
| Tabela 9 - Diferença entre as temperaturas médias do condensador considerando-se ou não a ponta fria para o termossifão convencional | 106 |
| Tabela 10 - RMSE percentual entre os valores teóricos e experimentais das resistências térmicas totais | 126 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|----------|--|
| CENPES | Centro de Pesquisas Leopoldo Américo Miguez de Mello |
| FR | Razão de enchimento |
| GNC | Gases Não Condensáveis |
| LABTUCAL | Laboratório de Tubos de Calor |
| LHP | <i>Loop Heat Pipe</i> |
| mm | Milímetro |
| PHP | <i>Pulsating Heat Pipes</i> |
| UFSC | Universidade Federal de Santa Catarina |

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

| | | |
|----------------|--|---|
| A_c | Área superficial externa do condensador | [m ²] |
| A_e | Área superficial externa do evaporador | [m ²] |
| $A_{e,int}$ | Área superficial interna do evaporador | [m ²] |
| A_v | Área de vapor | [m ²] |
| Bo | Número de Bond | [-] |
| c_p | Calor específico | [J/kg.K] |
| d_e | Diâmetro externo | [m] |
| d_i | Diâmetro interno | [m] |
| D_h | Diâmetro hidráulico | [m] |
| FR | Razão de enchimento | [-] |
| f_ψ | Fator de inclinação | [-] |
| g | Aceleração da gravidade | [m/s ²] |
| $h_{\infty c}$ | Coefficientes de transferência de calor externo no condensador | [W/m ² K] |
| $h_{\infty e}$ | Coefficientes de transferência de calor externo no evaporador | [W/m ² K] |
| h_c | Coefficiente de transferência de calor do condensador | [W/m ² K] |
| h_e | Coefficiente de transferência de calor do evaporador | [W/m ² K] |
| h_{lv} | Calor latente ou Entalpia de vaporização | [J/kg] |
| k_l | Condutividade térmica do líquido | [W/m.K] |
| K_p | Parâmetro adimensional de pressão | [-] |
| k_p | Condutividade térmica da parede | [W/m.K] |
| l | Comprimento | [m] |
| L_m | Comprimento característico da bolha | [m] |
| \dot{m} | Vazão mássica | [kg/s] |
| M' | Número de mérito | [kg/(s ^{5/2} K ^{3/4})] |
| n | Número de dados analisados | [-] |
| Nu | Número de Nusselt | [-] |
| Nu^* | Número de Nusselt modificado | [-] |

| | | |
|---------------|--|--------|
| P | Pressão | [Pa] |
| P_v | Pressão de vapor | [Pa] |
| Pr_f | Número de Prandtl do líquido | [-] |
| Q | Taxa de transferência de calor | [W] |
| R | Resistencia térmica total | [°C/W] |
| r_v | Raio do núcleo de vapor | [m] |
| Re_f | Número de Reynolds do filme de líquido | [-] |
| $Re_{f,\psi}$ | Número de Reynolds modificado | [-] |
| T | Temperatura | [°C] |
| \bar{T} | Temperatura média | [°C] |
| T_h | Temperatura hidrostática | [°C] |

Alfabeto grego

| | | |
|----------|---------------------------------------|-------------------------|
| Δ | Diferencial | [-] |
| δ | Incerteza de medição | [-] |
| θ | Ângulo de inclinação com a horizontal | [°] |
| μ_l | Viscosidade do líquido | [(N.s)/m ²] |
| μ_v | Viscosidade do vapor | [(N.s)/m ²] |
| ν_l | Viscosidade cinemática do líquido | [m ² /s] |
| π | Pi | [-] |
| ρ_l | Densidade do líquido | [kg/m ³] |
| ρ_v | Densidade do vapor | [kg/m ³] |
| σ | Tensão superficial | [N/m] |
| ψ | Ângulo de inclinação com a vertical | [°] |

Subscritos

| | |
|---------------------|-----------------|
| atm | Atmosférico |
| $\acute{a}gua_in$ | Entrada da água |
| $\acute{a}gua_out$ | Saída da água |
| c | Condensador |
| e | Evaporador |

| | |
|------------|-----------------------|
| <i>ef</i> | Efetivo |
| <i>l</i> | Líquido |
| máx. | Máximo |
| <i>sat</i> | Saturação |
| <i>v</i> | Vapor |
| <i>wc</i> | Parede do condensador |
| <i>we</i> | Parede do evaporador |

SUMÁRIO

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 15 |
| 1.1 | OBJETIVOS | 17 |
| 1.1.1 | Objetivo Geral..... | 17 |
| 1.1.2 | Objetivos Específicos | 17 |
| 1.1.3 | Organização da Dissertação..... | 17 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 19 |
| 2.1 | TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS..... | 19 |
| 2.1.1 | Classificação | 21 |
| 2.1.2 | Fluido de trabalho | 27 |
| 2.1.3 | Principais Aplicações..... | 30 |
| 2.2 | MODELOS MATEMÁTICOS..... | 32 |
| 2.2.1 | Limites de operação..... | 32 |
| 2.2.2 | Resistências térmicas | 40 |
| 2.3 | APLICAÇÃO DE TERMOSSIFÕES EM TORRES DE RESFRIAMENTO | 47 |
| 2.4 | TERMOSSIFÕES DE GRANDE PORTE | 53 |
| 2.5 | CONCLUSÃO DO CAPÍTULO | 55 |
| 3 | METODOLOGIA DE ESTUDO..... | 56 |
| 3.1 | CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DA TORRE DE RESFRIAMENTO ESCOLHIDA | 56 |
| 3.2 | DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL | 58 |
| 3.3 | FABRICAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL | 68 |
| 3.3.1 | Termossifão bifásico convencional..... | 68 |
| 3.3.2 | Termossifão bifásico em circuito..... | 79 |
| 3.3.3 | Montagem da bancada experimental..... | 85 |
| 3.4 | PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL | 92 |
| 3.4.1 | Variáveis de testes..... | 92 |

| | | |
|-------|--|------------|
| 3.4.2 | Realização de vácuo e carregamento dos termossifões | 94 |
| 3.4.3 | Inclinação da bancada..... | 96 |
| 3.4.4 | Procedimento de execução de testes..... | 101 |
| 4 | RESULTADOS | 102 |
| 4.1 | LIMITES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR..... | 102 |
| 4.2 | DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS | 104 |
| 4.2.1 | Termossifão bifásico convencional..... | 104 |
| 4.2.2 | Termossifão em circuito | 112 |
| 4.3 | RESISTÊNCIAS TÉRMICAS | 117 |
| 4.4 | COMPARAÇÃO ENTRE PREVISÕES TEÓRICAS E DADOS EXPERIMENTAIS | 122 |
| 5 | CONCLUSÕES..... | 128 |
| | REFERÊNCIAS..... | 131 |
| | APÊNDICE A – Fluxograma para o procedimento de testes..... | 135 |
| | APÊNDICE B – Gráficos dos resultados experimentais..... | 136 |
| | APÊNDICE C – Análise das incertezas experimentais..... | 158 |
| | APÊNDICE D – Cálculo de resistências..... | 163 |

1 INTRODUÇÃO

A utilização excessiva de recursos hídricos nas diversas aplicações industriais, agropecuárias, e, principalmente, a gestão inadequada destes recursos, tem grande impacto no crescente cenário de escassez de água. O uso intensivo e inadequado deste recurso pode levar à diminuição da disponibilidade de água para outros usos, como a irrigação e o consumo humano, além de contribuir para a degradação da qualidade da água.

Em geral, o setor industrial é um dos que mais fazem uso dos recursos hídricos. Em refinarias de petróleo, as torres de resfriamento são os equipamentos que apresentam maior consumo de água, pois além da grande quantidade de água utilizada durante o processo de resfriamento, cerca de 2 a 3% da água resfriada no equipamento evapora, sendo perdida para o ambiente. Assim, novas quantidades de água devem ser constantemente repostas no sistema para suprir a água perdida por evaporação. Como água utilizada neste processo normalmente é retirada de fontes naturais, como rios e aquíferos, seu uso intenso para resfriamento industrial pode afetar diretamente a disponibilidade de água para a população da região onde está inserida. Tomando como exemplo uma refinaria de petróleo localizada no município de Paulínea, interior do estado de São Paulo, tem-se que a água perdida por evaporação nas torres de resfriamento seria capaz de abastecer uma cidade de cerca de 250.000 habitantes (MANTELLI, 2016; NEMITZ, 2017). Diante disso, o desenvolvimento de tecnologias capazes de condensar e captar parte da água contida no vapor perdido para o ambiente, e assim devolver esta água para a indústria, se tornou uma importante alternativa para a redução e uso racional deste insumo.

Nesse contexto, teve início em 2006 o projeto HIDRITER (Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para a Conservação e Recuperação de Recursos Hídricos), um termo de cooperação entre o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/UFSC) e a PETROBRAS, com o objetivo de desenvolver uma nova tecnologia de transferência de calor passiva que permita reduzir a perda de água em torres de resfriamento. A premissa básica é empregar a tecnologia de termossifões bifásicos para condensar parte da umidade presente no ar saturado que sai da torre, reduzindo assim a perda de água da mesma. Os termossifões bifásicos, ou tubos de calor assistidos pela gravidade, são dispositivos altamente eficientes utilizados para trocas térmicas. A atratividade destes dispositivos se dá principalmente devido sua simplicidade, baixo custo e robustez, sendo assim altamente aplicáveis à indústria, principalmente aquelas que possuem grandes equipamentos.

Ao longo dos estudos realizados no projeto HIDRITER, uma torre de resfriamento de dimensões reduzidas foi construída e testada em laboratório. Em Castro (2018), com os testes de um trocador de calor com termossifões bifásicos operando na torre de resfriamento de escala reduzida, foi confirmada a viabilidade de utilização desta tecnologia na recuperação de água. Nesse estudo alcançou-se um percentual de recuperação de 11% da água evaporada nas condições testadas.

Com isso, o projeto HIDRITER entrou em uma nova fase de estudo, a qual tem como objetivo final instalar termossifões bifásicos em torres reais em operação na PETROBRAS, visando estudar o potencial de recuperação de água evaporada nestas torres. Como as torres de resfriamento podem atingir dimensões da ordem de dezenas de metros, os termossifões bifásicos também devem ter dimensões elevadas. No entanto, como os fluxos de calor associados são relativamente baixos devido às pequenas diferenças de temperatura e baixos coeficientes de convecção dos escoamentos de ar dentro e fora das torres, a operação de termossifões de grandes dimensões deve ser cuidadosamente estudada. Se o fluxo de calor for pequeno demais o dispositivo pode não entrar em operação (*start-up*), ou operar de maneira eficiente.

Portanto, este trabalho se propõe a construir e analisar experimentalmente o desempenho térmico de dois protótipos de termossifões bifásicos com cerca de 5 metros de comprimento, sendo um termossifão bifásico fechado convencional e um termossifão bifásico em circuito, ambos submetidos a temperaturas de operação próximas às do ambiente e a baixos fluxos de calor. O intuito deste trabalho é identificar qual a configuração de termossifões mais adequada para aplicação em torres de resfriamento, e a influência de parâmetros como a razão de enchimento e a inclinação dos dispositivos no desempenho térmico dos mesmos.

Por meio destas análises, pretende-se identificar as melhores combinações de razão de enchimento e inclinação dos termossifões para as condições de operação em torres de resfriamento.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho consiste na construção e análise do desempenho térmico de duas configurações de termossifões bifásicos de grande porte submetidos a baixos fluxos de calor. Esses dispositivos estão sendo desenvolvidos para aplicação na recuperação de água evaporada em torres de resfriamento evaporativas.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para que o objetivo geral seja alcançado, os seguintes objetivos específicos são estabelecidos:

- Revisão bibliográfica sobre a tecnologia de termossifões bifásicos;
- Projeto e fabricação de dois protótipos de grande porte, sendo um termossifão bifásico fechado convencional e um termossifão bifásico em circuito, ambos com evaporador liso e com condensador aletado, com vistas à aplicação em torres de resfriamento;
- Projeto e fabricação de uma bancada de testes, com sistema de aquecimento por banho térmico com temperatura controlada para os evaporadores e resfriamento dos condensadores por convecção natural;
- Realização de testes com os protótipos operando simultaneamente e sob as mesmas condições, para diferentes razões de enchimento e diferentes inclinações;
- Análise comparativa dos desempenhos das duas configurações de termossifões bifásicos nas condições de operação típicas de uma torre de resfriamento;

1.1.3 Organização da Dissertação

Para estruturação do trabalho, esta dissertação foi organizada em cinco capítulos. A seguir é apresentado de forma sucinta o conteúdo abordado em cada um destes.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica a respeito das tecnologias de termossifões bifásicos, ressaltando principais aplicações, análises e modelos matemáticos

utilizados para projetos de termossifões, com ênfase no cálculo de resistências térmicas. A aplicação dos termossifões bifásicos em torres de resfriamento é discutida junto à apresentação dos estudos realizados dentro do projeto HIDRITER entre a PETROBRAS e a UFSC. Por fim, este capítulo apresenta outros estudos com termossifões bifásicos de grandes dimensões.

No Capítulo 3 é apresentado o procedimento experimental adotado no trabalho, desde a construção dos dois protótipos de termossifão bifásico e da bancada experimental, a apresentação dos procedimentos de fabricação e a montagem da mesma. Além disso, os procedimentos para preparação da bancada e execução dos experimentos são apresentados detalhadamente.

No Capítulo 4, os resultados obtidos experimentalmente são apresentados e discutidos.

Finalmente, no Capítulo 5, são apresentadas as conclusões deste trabalho assim como sugestões para trabalhos futuros.

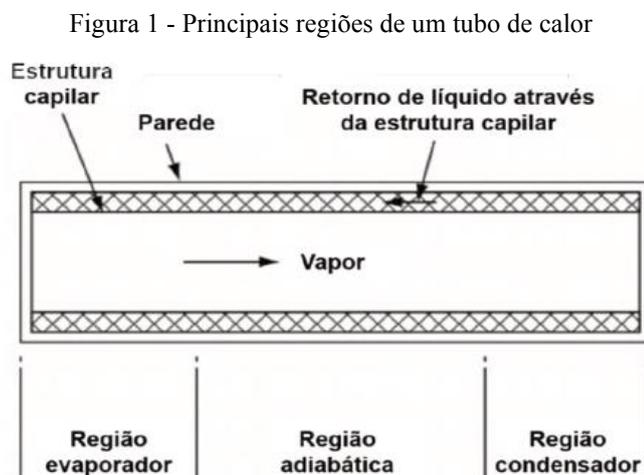
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será realizada uma revisão bibliográfica acerca dos principais assuntos abordados na presente dissertação. Primeiramente, a tecnologia de tubos de calor e termossifões bifásicos será apresentada detalhadamente, com as classificações desses dispositivos, a influência do fluido de trabalho em sua operação e as aplicações de maior destaque desta tecnologia. Na sequência serão apresentados os modelos teóricos e correlações experimentais disponíveis na literatura para projeto e análise de termossifões. A utilização de termossifões em torre de resfriamento é também apresentada com os estudos realizados no projeto HIDRITER. E por fim, uma breve revisão é realizada sobre outras aplicações de termossifões de grandes dimensões.

2.1 TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

Tubos de calor e termossifões bifásicos são dispositivos passivos altamente eficientes, que possuem como finalidade a transferência de calor quando submetidos a pequenos gradientes de temperatura, operando em um ciclo bifásico (REAY; KEW, 2006).

Conforme descrito por Mantelli (2013), estes dispositivos são constituídos de um tubo oco, geralmente metálico, evacuado, com as extremidades seladas, contendo uma certa quantidade de fluido de trabalho em seu interior, e podendo ou não apresentar meio poroso aderido à parede interna do tubo. Estes dispositivos apresentam três regiões distintas: evaporador, seção adiabática e condensador, como mostrado na Figura 1.

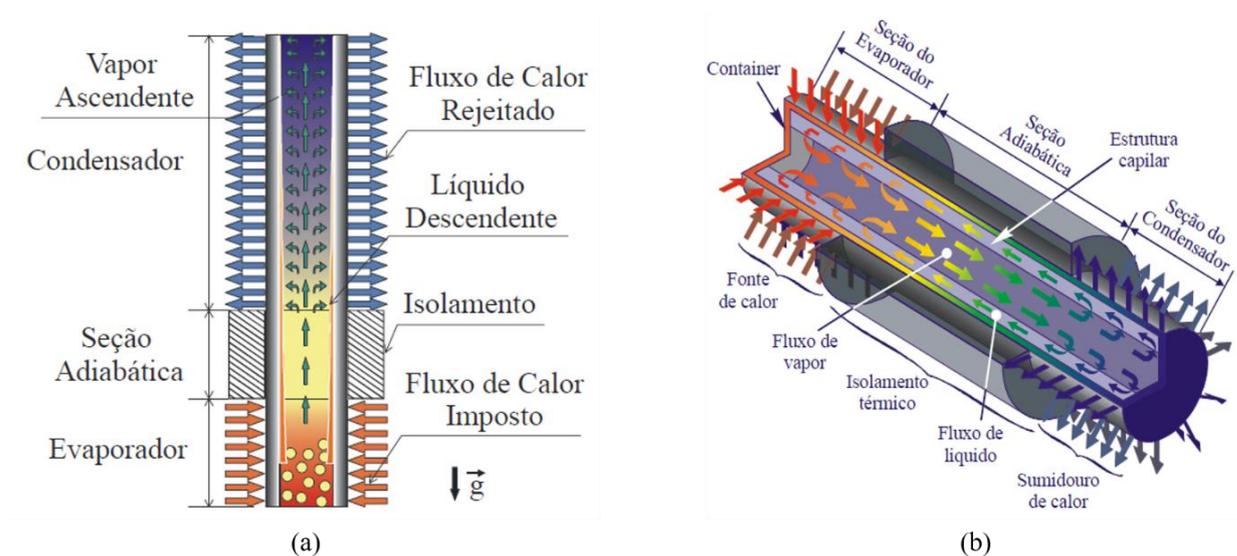


Fonte: Adaptado de Reay, Kew e McGlen (2014).

Tanto para tubos de calor quanto para termossifões, o calor fornecido na região do evaporador, é usado na vaporização do líquido contido nessa região. O acúmulo de vapor causa uma pequena sobre-pressão no evaporador, provocando o seu deslocamento para a região mais fria do tubo, ou seja, o condensador, onde o calor é rejeitado. No processo de rejeição de calor, há a condensação do vapor e o líquido resultante retorna ao evaporador, fechando o ciclo (MANTELLI, 2013).

A principal diferença entre os tubos de calor e termossifões bifásicos está na forma em que o fluido de trabalho condensado retorna ao evaporador. Nos tubos de calor, o retorno do condensado ao evaporador se dá por meio do efeito de bombeamento capilar, através do escoamento do fluido de trabalho pelo meio poroso localizado na parede interna do tubo. Já nos termossifões bifásicos, o fluido condensado retorna ao evaporador por efeito da gravidade, como é mostrado na Figura 2.

Figura 2 - Princípio de funcionamento de um (a) termossifão bifásicos e (b) tubo de calor



Fonte: Mantelli (2012)

Dispositivos como termossifões bifásicos e tubos de calor apresentam características que os tornam atrativos e úteis para diversas aplicações. Algumas dessas características são: baixa resistência térmica ao fluxo de calor entre as regiões, fazendo com que o gradiente de temperatura entre elas seja muito pequeno; grande flexibilidade geométrica, devido ao evaporador e condensador operarem de forma independente; flexibilidade térmica, já que estes

podem operar em diversas faixas de temperatura, entre outras (MANTELLI, 2013; REAY; KEW, 2006).

Além disso, Mantelli (2012), destaca que a facilidade de fabricação e o custo reduzido dos termossifões, tornam estes os dispositivos mais utilizados principalmente para aplicações industriais, sempre que a fonte quente esteja abaixo da fonte fria, permitindo a ação da gravidade.

2.1.1 Classificação

De acordo com Reay e Kew (2006), existe uma grande variedade de formas construtivas de tubos de calor e termossifões bifásicos. Os tubos de calor e termossifões bifásicos devem ser projetados para atender as demandas de cada aplicação, considerando-se a geometria, faixa de operação do dispositivo, mecanismo de transporte de líquido entre condensador e evaporados, dentre outros.

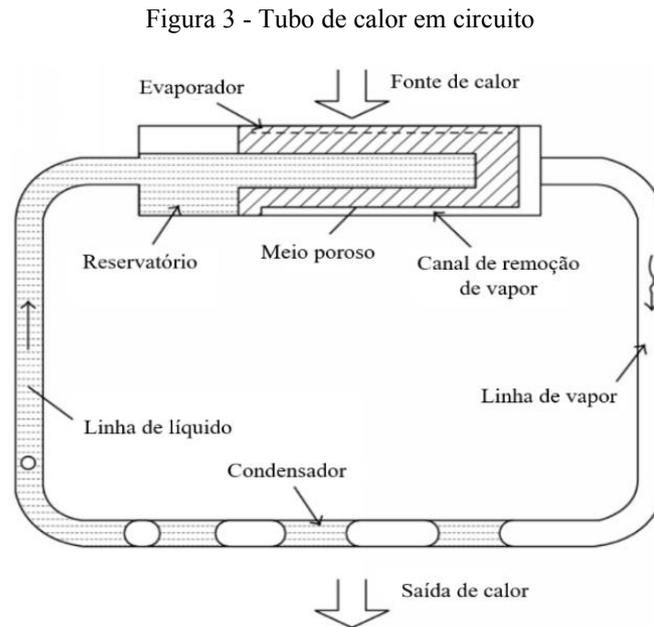
Termossifão bifásico fechado (convencional)

Conforme mencionado anteriormente, o termossifão bifásico fechado (convencional) é um tubo de calor que opera por efeito da gravidade. A seção do condensador deste dispositivo está localizada obrigatoriamente acima do evaporador, para que o retorno do condensado ao evaporador ocorra por ação gravidade (REAY; KEW, 2006). De acordo com Faghri, (1995), a operação do termossifão bifásico é sensível ao volume ou razão de enchimento do fluido de trabalho: a taxa máxima de transferência de calor aumenta com a quantidade de fluido de trabalho, até um determinado valor limite. Em alguns casos, o meio poroso pode ser adicionado ao projeto de termossifões para melhorar o contato entre o fluido de trabalho e a parede do dispositivo.

Tubo de calor em circuito (LHP)

Desenvolvido em 1972 por Gerasimov e Maydanik do Instituto Politécnico de Ural, o tubo de calor em circuito foi concebido como uma alternativa ao tubo de calor convencional, sendo capaz de transferir maiores taxas de calor em maiores distâncias sem depender de gravidade (FAGHRI, 1995; REAY; KEW, 2006).

De acordo com Faghri (1995), o tubo de calor em circuito é constituído de um evaporador, um reservatório, um condensador, e linhas de líquido e vapor, conforme é mostrado na Figura 3. Neste dispositivo, o meio poroso está presente apenas no evaporador e no reservatório, reduzindo a queda de pressão por arrasto nos fluxos de vapor e líquido, além de evitar o escoamento contracorrente do líquido e vapor.



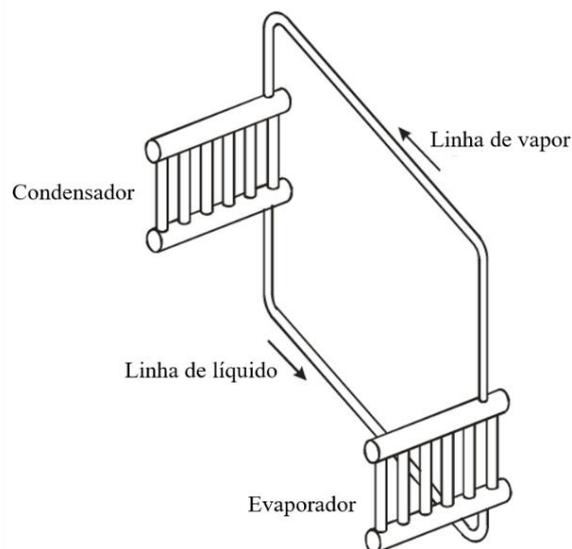
Fonte: Adaptado de Reay e Kew (2006).

Segundo Mantelli (2021) e Reay e Kew (2006), o funcionamento do tubo de calor em circuito ocorre da seguinte forma. Ao adicionar calor no evaporador, ocorre a evaporação do fluido de trabalho presente no meio poroso principal do evaporador, na interface líquido-vapor. Canais de remoção de vapor garantem que o vapor gerado escoar até a linha de vapor. Um reservatório de líquido, que também pode apresentar um meio poroso secundário que o liga ao meio poroso principal do evaporador, garante o suprimento de líquido no evaporador mantendo-o sempre repleto de fluido. Nota-se que a formação de vapor em um ponto não desejado no meio poroso pode bloquear a circulação de líquido. Vapor ligeiramente pressurizado se desloca pela linha de vapor, passando pelo condensador, onde perde calor e condensa. O líquido condensado retorna pela linha de líquido até o reservatório, fechando o ciclo. Reay e Kew (2006) destacam que, para garantir o *start-up* ideal do LHP, o fluido de trabalho no dispositivo deve ser suficiente para preencher o condensador, as linhas de vapor e de líquido, e saturar o meio poroso do evaporador e do reservatório.

Termossifão bifásico em circuito

Os termossifões bifásicos em circuito são caracterizados por possuírem evaporadores e condensadores independentes, conectados entre si por linhas de vapor e líquido, pelas quais circulam apenas vapor e líquido condensado respectivamente, conforme é mostrado na Figura 4. De acordo com Mantelli (2021), a flexibilidade na configuração destes dispositivos, permite que calor seja transportado passivamente ao longo de grandes distâncias.

Figura 4 - Termossifão em circuito



Fonte: Adaptado de Mantelli (2013).

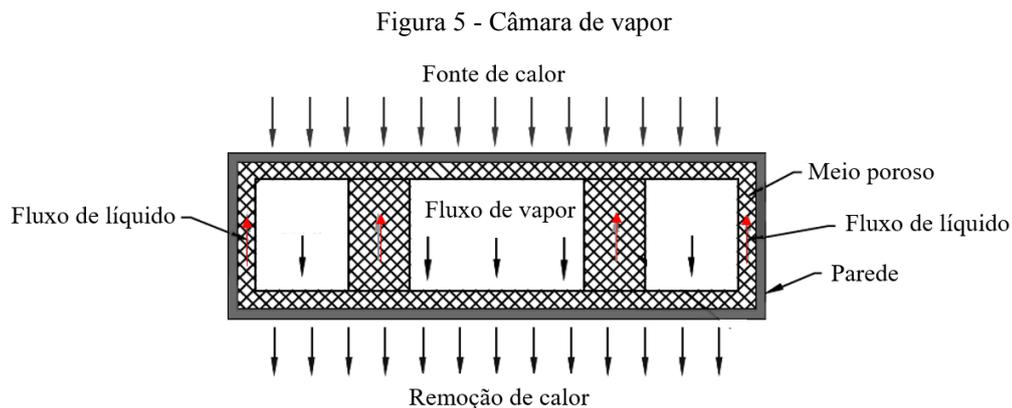
De acordo Reay e Kew (2006), o funcionamento dos termossifões bifásicos em circuito assemelha-se ao dos tubos de calor em circuito, sendo que no primeiro, o retorno do fluido de trabalho ao evaporador ocorre por ação da gravidade. Por esta razão, nestes dispositivos, o evaporador deve sempre estar posicionado abaixo do condensador. Ao adicionar calor ao evaporador, o fluido de trabalho evapora e flui pela linha de vapor até atingir o condensador. No condensador, calor é perdido para o ambiente, condensando o fluido de trabalho. A fase líquida do fluido de trabalho escoar pela linha de líquido por ação da gravidade, retornando ao evaporador.

Conforme estudo apresentado por Dube, Akbarzadeh e Andrews (2004), a presença de gases não condensáveis em termossifões em circuito é determinante para eficiência térmica

destes dispositivos. Segundo Reay e Kew (2006), a presença de gases não condensáveis pode ocorrer devido às reações químicas entre fluido de trabalho e o material da parede do tubo, provocando a liberação de gases no fluido de trabalho, ou ainda, devido à vazamentos de gases atmosféricos para o interior do dispositivo.

Câmara de vapor

Faghri (1995) descreve as câmaras de vapor como tubos de calor planos com pequena relação de aspecto. A face interna da superfície que recebe calor externo é revestida por um meio poroso que distribui uniformemente o fluido de trabalho, de modo a evitar pontos secos. Estruturas porosas interligam o evaporador ao condensador, para auxiliar o retorno do condensado. Um esquema simplificado de uma câmara de vapor é mostrado na Figura 5.



Fonte: Adaptado de Faghri (2014)

De acordo com Mantelli (2021), uma câmara de vapor é capaz de operar com mais de uma fonte de calor. No funcionamento de uma câmara de vapor, o fluido de trabalho evapora e ocupa o volume vazio sobre meio poroso do evaporador. Na superfície oposta da câmara ocorre a remoção de calor, fazendo com que o vapor condense. O retorno do fluido de trabalho condensado ao evaporador ocorre através das paredes do dispositivo, podendo também ocorrer o gotejamento de condensado diretamente na estrutura do condensador, quando submetido à ação da gravidade.

Dentre as principais aplicações para câmaras de vapor, destaca-se o resfriamento de componentes de equipamentos eletrônicos. Seu efeito de “espalhamento” do calor em maiores áreas, permite a remoção de elevados fluxos, quando comparado aos dissipadores de calor convencionais (FAGHRI, 1995; MANTELLI, 2021).

Mini e micro tubo de calor

Conforme Mantelli (2012), mini e micros tubos de calor são semelhantes aos tubos de calor convencionais tanto em aspectos construtivos, quanto em seu princípio de funcionamento. Estes dispositivos diferenciam-se pelas pequenas dimensões dos canais de líquido e vapor em relação aos tubos de calor convencionais e, conseqüentemente, pela quantidade de fluido de trabalho inserida. Kandlikar e Grande (2003) classificam os canais de acordo com a faixa do diâmetro hidráulico (D_h) dos tubos, conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Classificação de mini e micro canais

| Classificação dos canais | Diâmetro Hidráulico (D_h) |
|---------------------------------|--|
| Convencional | $D_h > 3 \text{ mm}$ |
| Mini | $3 \text{ mm} \geq D_h \geq 200 \text{ }\mu\text{m}$ |
| Micro | $200 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h \geq 10 \text{ }\mu\text{m}$ |

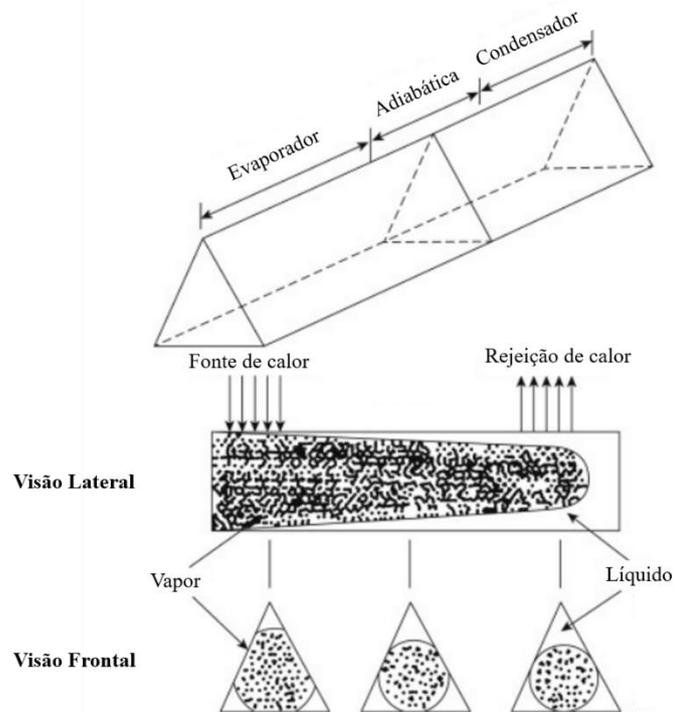
Fonte: Adaptado de Kandlikar e Grande (2003).

Mantelli (2021) destaca que o fluxo de fluidos no interior de canais apresenta diferentes características de acordo com a dimensão e a geometria do canal. Os mini e micro tubos de calor podem apresentar seções transversais retangulares, quadradas, retângulos modificados, dentre outros. Estas geometrias visam a obtenção de quinas com ângulos agudos, de modo a proporcionar maior área de contato entre o fluido de trabalho e as paredes, e permitir que a tensão superficial líquido-vapor atue no líquido, elevando a capacidade de bombeamento capilar do dispositivo.

O funcionamento de mini e micro tubo de calor é ilustrado de forma esquemática na Figura 6. No evaporador, calor é adicionado à parede externa, atingindo o fluido de trabalho e fazendo-o evaporar. A mudança de fase acontece na estrutura capilar (uma ranhura na ilustração) e o vapor gerado flui pelo canal de vapor, chegando ao condensador, onde ocorre a perda calor e a condensação do vapor. Neste caso, o bombeamento do fluido de trabalho ao longo do tubo se dá por meio do efeito da tensão superficial entre o fluido e parede do tubo. Assim, na região do evaporador, a camada de fluido torna-se mais fina devido à evaporação do

fluido, e no condensador, a camada torna-se mais espessa devido à condensação do vapor na parede do tubo.

Figura 6 – Princípio de funcionamento de mini e micro tubo de calor



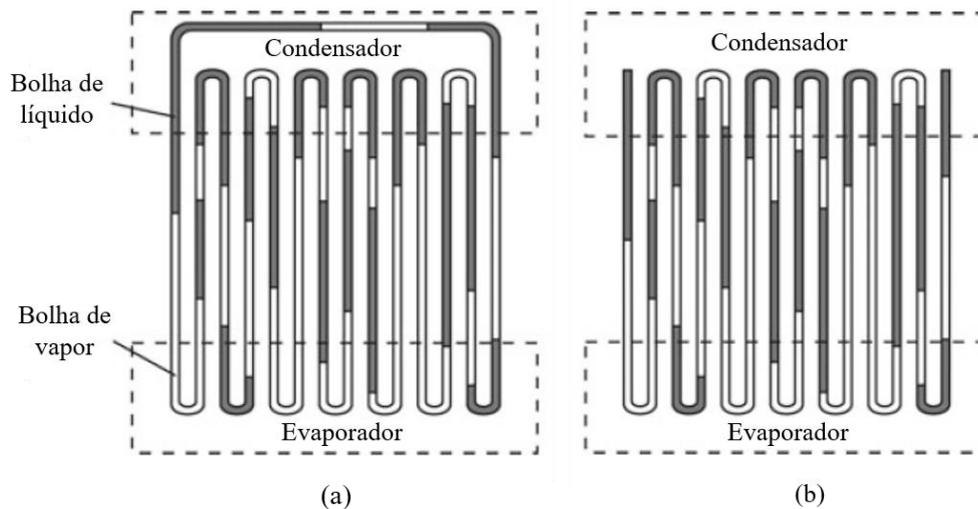
Fonte: Adaptado de Zohuri (2020).

Dentre as aplicações dos minis e micros tubos de calor, destaca-se resfriamento de componentes eletrônicos, tanto em equipamentos e computadores, quanto em aplicações espaciais ou de micro gravidade (MANTELLI, 2012; REAY; KEW, 2006).

Tubo de calor pulsante

De acordo com Reay e Kew (2006), os tubos de calor pulsantes ou PHP (*Pulsating Heat Pipes*) são compostos por um tubo de diâmetro capilar, em forma de serpentina, evacuado e parcialmente preenchido com fluido de trabalho. Mantelli (2021) descreve que, assim como outros dispositivos de transferência de calor bifásicos, os tubos de calor pulsantes apresentam três seções, sendo elas, evaporador, seção adiabática e condensador. Existem ainda duas geometrias que podem ser empregadas nos tubos de calor pulsantes: circuito fechado e circuito aberto, conforme ilustrado na Figura 7.

Figura 7 - Tubo de calor pulsante em (a) circuito fechado e (b) circuito aberto.



Fonte: Adaptado de Mantelli (2021).

Conforme descrito em Faghri (1995), Reay e Kew (2006) e Mantelli (2021), o funcionamento destes dispositivos ocorre da seguinte forma. Ao adicionar calor na extremidade do evaporador, ocorre a evaporação do fluido de trabalho formando bolhas que ocupam toda a seção transversal do tubo. Estas bolhas tendem a crescer, empurrando o fluido em golfadas, na direção do condensador. No condensador, o fluido de trabalho perde calor e parte do vapor contido nas bolhas se condensa, reduzindo de volume ou mesmo colapsando. O crescimento das bolhas no evaporador, e sua diminuição no condensador, resultam em um movimento oscilante do fluido ao longo do tubo.

Faghri (2014) destaca que estes dispositivos podem ser usados para o controle térmico de dispositivos elétricos e componentes eletrônicos, assim como em aplicações espaciais e em ambientes de microgravidade.

2.1.2 Fluido de trabalho

A operação de termossifões bifásicos ocorrem a partir da mudança de fase do fluido de trabalho presente no dispositivo. Assim, sua seleção deve ser cautelosa e levar em consideração alguns critérios operacionais. De acordo com Mantelli (2013), o principal critério de seleção de um fluido de trabalho é a faixa de temperatura de operação na qual esse fluido será submetido.

Os fluidos de trabalho de termossifões e tubos de calor só podem operar entre as temperaturas dos pontos triplo e crítico. Portanto, a faixa de temperatura de operação é o parâmetro mais crítico para a seleção do fluido de trabalho adequado para o dispositivo. Faghri (1995) classifica os fluidos de trabalho de acordo com suas faixas de temperatura de operação, sendo estas, temperaturas criogênicas, baixas, médias e altas temperaturas.

O intervalo de temperaturas criogênicas está entre 4 e 200 K. Mantelli (2021) destaca que uma das principais aplicações dos tubos de calor criogênicos é o controle térmico de sensores em satélites e naves espaciais. O baixo nível de temperatura de operação destes dispositivos, torna-os sensíveis a perda de calor para o ambiente. Segundo Faghri (1995) e Mantelli (2021), os fluidos de trabalho típicos para temperaturas criogênicas são hélio, oxigênio, nitrogênio, argônio, criptônio dentre outros.

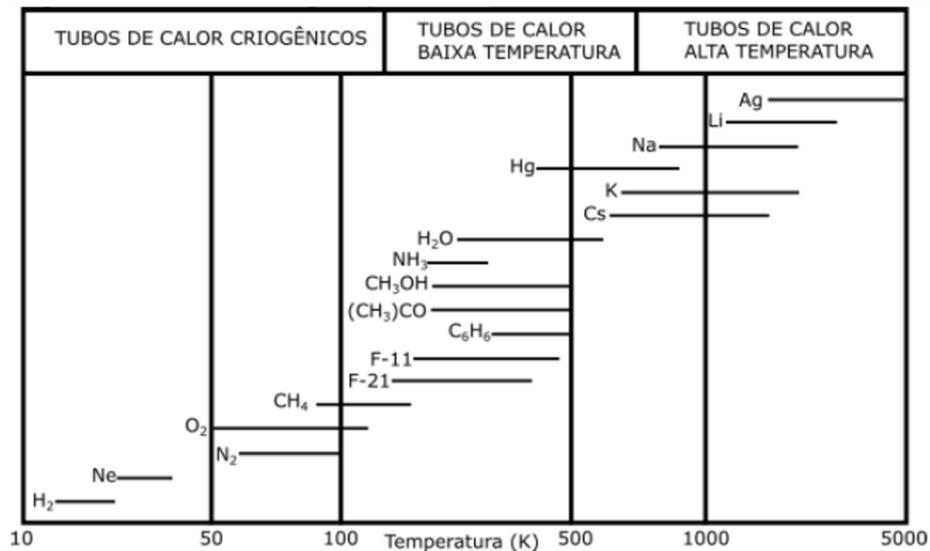
O intervalo de baixas temperaturas enquadra-se entre 200 e 550 K, sendo onde está a maiorias das aplicações de tubos de calor e termossifões bifásicos. De acordo com Faghri (1995), os fluidos de trabalho típicos para baixas temperaturas são amônia, acetona, compostos de Freon, água dentre outros. Nas aplicações de tubos de calor e termossifões, a água se destaca, pois, além de apresentar boas propriedades termofísicas, é segura para manuseio e não apresenta riscos ambientais, sendo então, um dos fluidos de trabalho mais utilizados para operações de baixa temperatura.

No intervalo de temperaturas intermediárias, os dispositivos operam entre 550 e 750 K. Mercúrio e enxofre são exemplos de fluido de trabalho (FAGHRI, 1995). Apesar do mercúrio possuir propriedades físico-químicas atrativas, sua alta toxicidade é extremamente problemática. Segundo Mantelli (2021), fluidos de trabalho orgânicos também são adequados para aplicações de níveis intermediários de temperatura, com destaque para o Naftaleno, o qual tem sido muito utilizado em diversos trocadores de calor.

No intervalo de altas temperaturas, os tubos de calor e termossifões operam com temperaturas acima de 750 K e caracterizam-se pela utilização de metais líquidos como fluido de trabalho, como por exemplo sódio, potássio, lítio, cézio, prata etc. Dentre as aplicações para tubos de calor e termossifões de alta temperatura, destaca-se a utilização em sistemas de energia solar concentrada (CSP), células fotovoltaicas, radiadores para reatores espaciais, dentre outros (MANTELLI, 2021; TOURNIER; EL-GENK, 2006).

Peterson (1994) apresenta uma seleção de fluidos de trabalho agrupados graficamente de acordo com sua faixa de temperatura de operação, como é mostrado na Figura 8.

Figura 8 - Temperatura de operação de fluidos de trabalho típicos.



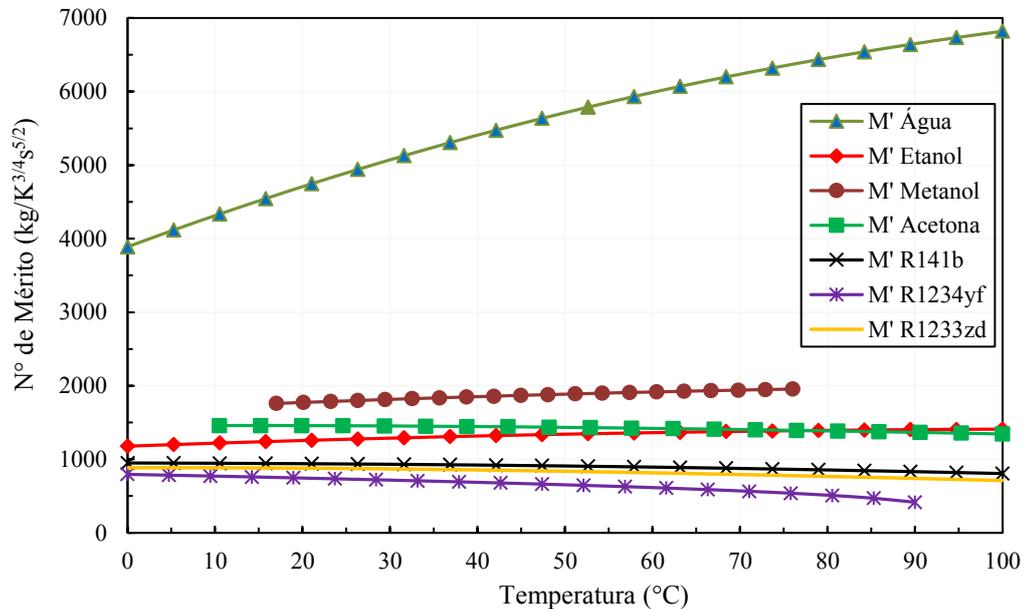
Fonte: Adaptado de Peterson (1994).

Segundo Reay, Kew e McGlen (2014) e Mantelli (2013), além da temperatura de operação é necessário levar em consideração outras características do fluido de trabalho, a fim de selecionar o melhor fluido para determinada operação. Essas características são: compatibilidade do fluido de trabalho com o material do invólucro, a fim de evitar corrosão e surgimento de gases não-condensáveis; toxicidade; boa estabilidade térmica; alto calor latente, condutividade térmica e tensão superficial; pressão de vapor não muito alta ou baixa em relação ao intervalo de temperatura de operação; dentre outros. Os parâmetros de maior relevância são agrupados no número de mérito, o qual é diferente para tubos de calor e para termossifões. De acordo com Reay, Kew e McGlen (2014) o número de mérito para um termossifão bifásico é expresso por:

$$M' = \left(\frac{h_w k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

Quanto maior o número de mérito, melhor a performance do fluido de trabalho no dispositivo. A Figura 9 apresenta a variação do número de mérito com a temperatura de operação para alguns fluidos de trabalho. É possível observar que a água apresenta o melhor desempenho térmico nas temperaturas da Figura 9. Isso se dá principalmente pelo seu elevado calor latente de vaporização.

Figura 9 - Variação do número de mérito com a temperatura



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

2.1.3 Principais Aplicações

Como já observado, os tubos de calor e termossifões bifásicos podem ser empregados em diversas aplicações, operando em uma faixa de temperatura entre 4 e 3000 K. De acordo com Faghri (2014), estas aplicações podem ser divididas em três categorias principais: (i) transporte de calor quando a fonte e o dissipador estão distantes entre si, (ii) equalização de temperatura, e (iii) controle de temperatura.

A elevada condutividade térmica efetiva dos tubos de calor e termossifões bifásicos permite que calor seja transportado por grandes distâncias com alta eficiência. Reay e Kew (2006) aponta que essa propriedade é amplamente aplicada no controle térmico de componentes eletrônicos, onde o tubo de calor é usado para separar a fonte de calor do dissipador. Nestas aplicações os tubos de calor realizam o transporte de calor de uma fonte concentrada para um dissipador montado remotamente, geralmente localizados longe da fonte e de outros dispositivos termicamente sensíveis.

Segundo Reay e Kew (2006), a elevada condutividade térmica equivalente dos tubos de calor e termossifões bifásicos também permite que sejam empregados para equalizar temperaturas em equipamentos ou para reduzir gradientes térmicos entre áreas desigualmente aquecidas, como em satélites em órbita ou ainda em reatores nucleares. Nos satélites, os tubos de calor transferem calor de regiões internas do satélite para as superfícies externas voltadas ao

espaço, que não recebem radiação (MURCIA, 1982). São também utilizados tanto para o controle térmico de componentes eletrônicos, quanto no manejo de calor.

O uso de tubos de calor e termossifões para o controle de temperaturas é possível devido à capacidade destes dispositivos em transportar grandes quantidades de calor de forma rápida. Termossifões podem ser empregados em fornos e fornalhas, onde a temperatura do forno é controlada pela potência fornecida no evaporador. Quando é desejável manter uma determinada temperatura mesmo quando a potência fornecida pela fonte quente é variável, tubos de calor de condutância variável podem ser utilizados, como é o caso de espaçonaves, conforme descreve Reay e Kew (2006).

Uma das primeiras aplicações de termossifões bifásicos fechados foi em fornos industriais de cocção de pães, no final do século XVIII. Em tempos mais atuais, segundo Faghri (2014), termossifões têm sido cada vez mais aplicados a fornos pois, além de transportar calor eficientemente para a câmara de cozimento, evitam o contato direto do alimento com produtos de combustão, que os contaminaria.

Outra aplicação muito difundida de tubos de calor de termossifões bifásicos é para o resfriamento de componentes eletrônicos em computadores, sendo considerada a maior aplicação destes equipamentos (MANTELLI, 2012). São também empregados no resfriamento de processadores e componentes eletrônicos de outros equipamentos e de células combustíveis, para citar algumas aplicações.

Segundo Mantelli (2021), tubos de calor têm sido cada vez mais considerados para uso na estabilização de temperaturas e resfriamento de aviônicos. As características deste dispositivos, como baixo peso, alta confiabilidade, nenhuma manutenção e operação independente da gravidade, os tornam especialmente atrativos.

Pode-se empregar tubos de calor e termossifões para o uso de energia solar na geração de energia elétrica. Faghri (2014) também destaca o uso de bancos de termossifões inclinados sob o telhado de casas para a captação de radiação solar, tendo como retorno água quente para consumo.

Nas indústrias, os trocadores de calor com termossifões têm sido cada vez mais empregados, tanto como aquecedores de ar primário em caldeiras, quanto em sistemas de recuperação de calor residual. A China é o país que mais emprega esta tecnologia (FAGHRI, 2014; MANTELLI, 2012).

De acordo com Mantelli (2013), na indústria petroquímica os termossifões podem ser empregados para aquecer óleos e asfaltos, em tanques de armazenamento. Nesta área, uma

aplicação muito conhecida, é o uso de termossifões ao longo de dutos de transporte de petróleo no oleoduto Trans-Alaska. Neste caso, os termossifões são utilizados para evitar que o calor oriundo do aquecimento dos dutos que transportam petróleo, descongele o *permafrost* no qual a estrutura do oleoduto está apoiada.

Tubos de calor e termossifões apresentam inúmeras aplicações tecnológicas e industriais, sendo algumas mais comuns que outras. Mantelli (2021) aborda algumas aplicações diferenciadas para equipamentos assistidos por termossifões bifásicos e tubos de calor, como: em torres de resfriamento evaporativas para recuperação da água perdida para o ambiente na forma de vapor; no aquecimento solar de ambientes residenciais, para conforto térmico; dentre outras.

2.2 MODELOS MATEMÁTICOS

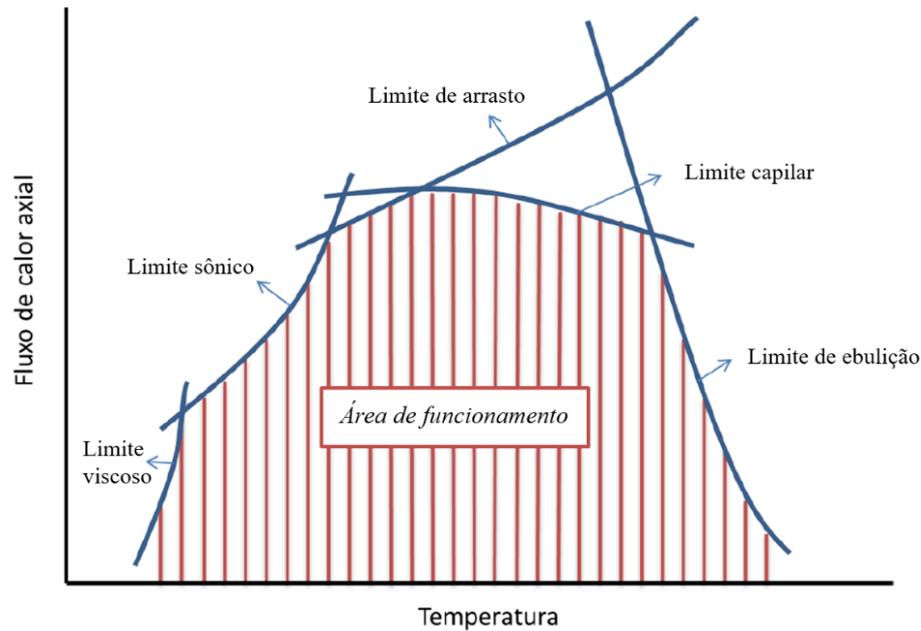
Tendo em vista que o foco do presente trabalho está em termossifões bifásicos, nesta seção serão apresentados os principais modelos teóricos utilizados para projeto e análise destes dispositivos. Serão abordados os limites operacionais de transferência de calor para os termossifões, as resistências térmicas destes dispositivos, assim como as correlações experimentais existentes na literatura para o cálculo destas resistências.

2.2.1 Limites de operação

De acordo com Reay e Kew (2006), apesar dos tubos de calor e termossifões serem dispositivos muito eficientes, suas capacidades de transferência de calor estão sujeitas à algumas limitações operacionais. Estas limitações determinam a taxa de transferência de calor máxima do dispositivo em determinada condição de operação.

Para diferentes condições de operações ou configuração geométrica, as limitações operacionais podem ser atribuídas a diferentes causas. Segundo Faghri (1995), os fenômenos físicos que podem limitar a transferência de calor, atuam sob a forma dos limites capilar, viscoso, sônico, de arrasto, de ebulição, dentre outros. Assim, o limite de operação mais baixo obtido, define a limitação máxima de transferência de calor de um tubo em determinada temperatura. Na Figura 10 é apresentado um gráfico esquemático das potências máximas a serem transferidas por tubos de calor, tendo em vista os diferentes limites operacionais.

Figura 10 - Limites de transferência de calor



Fonte: Adaptado de Oliveira e Checcucci (2012).

Os limites de operação de termossifões bifásicos são diferentes, uma vez que o escoamento dos fluidos ocorre sem a presença do meio poroso. Dessa forma, o limite capilar não é aplicado nas análises de limites operacionais de termossifões bifásicos.

Limite viscoso

Para baixas temperaturas de operação, a diferença de pressão de vapor entre evaporador e condensador podem ser muito pequenas. Nesses casos, os gradientes de pressão de vapor podem não ser suficientes para vencer as forças viscosas e promover o fluxo de vapor, ocasionando o estancamento do mesmo. Esta condição de ausência do fluxo de vapor ou vapor insuficiente na região do condensador é denominada limite viscoso (MANTELLI, 2021).

Segundo Faghri (1995), o limite viscoso para transferência de calor é atingido quando a pressão no fim do condensador é zero, podendo ser obtido pela Equação (2).

$$\bar{q}_{m\acute{a}x,viscoso} = \frac{r_v^2 h_{lv} A_v \rho_v P_v}{16 \mu_v l_{ef}} \quad (2)$$

onde r_v é o raio do núcleo de vapor, h_{lv} é a entalpia de vaporização, A_v é a área de vapor, ρ_v é a densidade de vapor, P_v é a pressão de vapor, μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor e l_{ef} é o comprimento efetivo do termossifão.

Reay e Kew (2006) descrevem que o limite viscoso pode ser evitado se a queda de pressão total do vapor ao longo de todo o tubo, em relação à pressão absoluta atender à razão:

$$\frac{\Delta P_v}{P_v} < 0,1 \quad (3)$$

De acordo com Faghri (2014), o limite viscoso pode ocorrer em dispositivos que operam com temperaturas muito baixas (tubos de calor e termossifões bifásicos criogênicos), em dispositivos no qual o fluido de trabalho parte do estado sólido, ou ainda, segundo Mantelli (2021), em dispositivos com condensadores muito longos.

Limite sônico

O limite sônico corresponde ao calor aplicado em um termossifão para o qual o vapor atinge a velocidade do som no final do evaporador. De acordo com Santos et al. (2013), o limite sônico pode surgir quando a taxa de transferência de calor torna-se muito alta, fazendo com que a diferença de pressão entre evaporador e condensador aumente a velocidade do vapor até este atingir a velocidade sônica. O vapor gerado no início da operação em termossifões de alta temperatura, onde o fluido de trabalho encontra-se no estado sólido na temperatura ambiente (em vácuo), também pode facilmente atingir velocidades sônicas.

Segundo Mantelli (2013), após atingir a velocidade sônica no final do evaporador, a velocidade do vapor pode ainda aumentar na seção adiabática e condensador (velocidade supersônica) até que ocorra uma onda de choque. Nestas condições de operação, o vapor é considerado “bloqueado”, ou seja, a máxima velocidade do vapor é atingida. Mesmo que o calor aumente e mais vapor seja gerado, a pressão (e temperatura) no evaporador aumentam, mas o fluxo de vapor que chega ao condensador é constante. O limite sônico pode ser obtido por meio da Equação (4).

$$\bar{q}_{m\acute{a}x,s\acute{o}nico} = 0,474 h_{lv} A_v (\rho_v P_v)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

O limite sônico ocorre geralmente durante a partida (ou inicialização) do termossifão ou enquanto está operando em estado estacionário, devido ao alto coeficiente de transferência de calor no condensador (FAGHRI, 1995).

Limite de arrasto

Ao longo da operação de termossifões convencionais, líquido e vapor escoam em direções opostas. A interação entre os fluxos contracorrente gera uma força de cisalhamento na interface líquido-vapor, a qual pode causar a inibição do retorno de condensado ao evaporador (MANTELLI, 2021).

Conforme descrito por Santos et al. (2013), o aumento do fluxo de calor no evaporador causa o aumento da velocidade de vapor. Assim, quando a velocidade de vapor for suficientemente alta e as forças de cisalhamento forem maiores que a tensão superficial do líquido, gotículas de líquido podem ser arrastadas pelo fluxo de vapor em direção ao condensador. Segundo Mantelli (2013), a condição onde um termossifão apresenta excesso de líquido no condensador (inundação) e conseqüentemente, a falta de líquido no evaporador, representa o limite de arrasto/inundação.

A taxa de transferência de calor na qual o fenômeno descrito acima ocorre, representa o limite de arrasto. De acordo com Groll e Rösler (1992) e Wang et al. (2017) algumas expressões foram propostas para estimar o limite de arrasto, dentre estas:

$$\bar{q}_{\text{máx, arrasto}} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{\frac{1}{2}} [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{\frac{1}{4}} \quad (5)$$

onde σ é a tensão superficial, g é a gravidade, ρ_l é a densidade do líquido e f_1 é uma função do número de Bond (Bo):

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

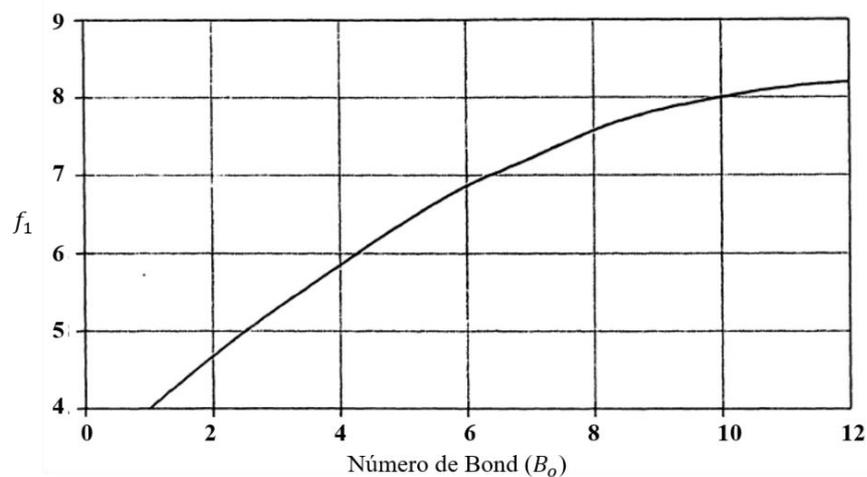
O parâmetro f_1 pode ser obtido por meio da Figura 11, enquanto f_2 é uma função do parâmetro adimensional de pressão ou K_p , dado por:

$$K_p = \frac{P_v}{[(\rho_l - \rho_v)g\sigma]^{\frac{1}{2}}} \quad (7)$$

sendo que $f_2 = K_p^{-0,17}$ quando $K_p \leq 4 \times 10^4$, e $f_2 = 0,165$ quando $K_p > 4 \times 10^4$.

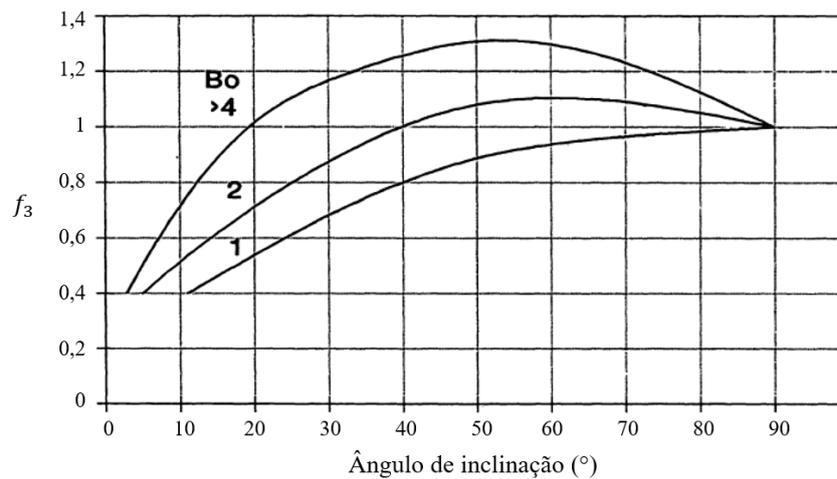
O parâmetro f_3 é definido em função do ângulo de inclinação do termossifão e do número de Bond, conforme mostrado na Figura 12.

Figura 11 - Variação de f_1 com o número de Bond



Fonte: Adaptado de Groll e Rösler (1992)

Figura 12 - Variação de f_3 com o ângulo de inclinação e número de Bond



Fonte: Adaptado de Groll e Rösler (1992)

Uma outra correlação para o cálculo do limite de arrasto é proposta por Tien e Chung (1979), onde o efeito do diâmetro do tubo é incluído na análise, conforme a seguinte equação:

$$\bar{q}_{m\acute{a}x,arrasto} = C^2 \left[\frac{1}{4} (\pi d_i^2) \right] h_{lv} (\rho_l^{-1/4} - \rho_v^{-1/4})^{-2} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{-1/4} \quad (8)$$

onde para água como fluido de trabalho, tem-se:

$$C = (3,2)^{1/2} \tanh\left(\frac{1}{2}Bo^{1/4}\right) \quad (9)$$

Wang et al. (2017) apontam que o limite de arrasto depende principalmente dos parâmetros físicos do fluido de trabalho e do diâmetro interno do tubo. Com isso, a relação entre comprimento e diâmetro dos termosifões impacta diretamente no limite de arrasto do dispositivo. Segundo Mantelli (2013), o limite de arrasto é normalmente encontrado em termosifões que apresentam razões relativamente altas entre comprimento e diâmetro do tubo.

De acordo com Mantelli (2021), atingir o limite de arrasto resulta em diversos problemas para os termosifões, sendo estes: (i) diminuição do coeficiente de transferência de calor do condensador, (ii) diminuição do volume de líquido no evaporador, e conseqüentemente, redução do fluido de trabalho disponível para evaporar, e (iii) redução do desempenho do termosifão, devido a circulação de líquidos sem mudança de fase.

Limite de ebulição

O limite de ebulição ocorre quando o termosifão é submetido a um fluxo de calor crítico no evaporador, fazendo com que bolhas de vapor, geradas sobre a superfície aquecida da piscina de líquido, coalesçam formando uma película de vapor. A baixa condutividade térmica do vapor faz com que a película de vapor isole termicamente a parede do tubo, e sua temperatura continue aumentando até atingir o ponto de fusão do material da parede.

Segundo Mantelli (2013) o limite de ebulição refere-se ao fluxo máximo de calor radial que pode ser aplicado na base do tubo, ou seja, na região da piscina de líquido, podendo ser obtido por:

$$\bar{q}_{m\acute{a}x,ebulição} = 0,12 h_{lv} \rho_v^{1/2} [\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (10)$$

O limite de ebulição pode ocorrer mais facilmente em termossifões carregados com grandes quantidades de fluido de trabalho, e/ou submetidos à elevados fluxos de calor. Santos et al. (2013) descreve que termossifões com grande razão entre comprimento e diâmetro do tubo dificilmente atingem o limite de ebulição, entretanto, caso o tubo seja muito longo o limite de arrasto pode ser alcançado.

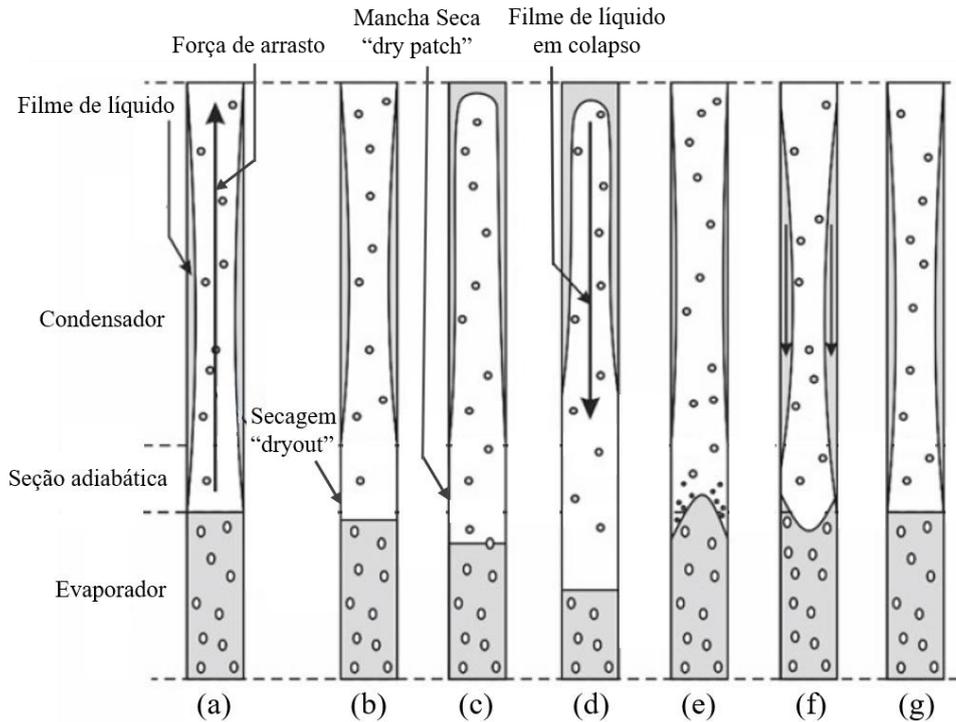
Limite de oscilação

De acordo com Mantelli (2013), o limite de oscilação ocorre quando o termossifão é submetido a um fluxo de calor superior ao limite de arrasto. Portanto, o fenômeno de oscilação inicia com o arrasto de gotículas de líquido em direção ao condensador (Figura 13a), ocasionando a secagem de áreas em posições superiores ao evaporador (*dry-out*) (Figura 13b). Com a aplicação de calor no evaporador, estas áreas secas aumentam, formando regiões secas (*dry-patches*), ao mesmo tempo em que o líquido que não conseguir atingir o evaporador se acumula no condensador, formando um filme de líquido espesso (Figura 13c). Desta forma, a temperatura da parede nas regiões secas aumenta.

Conforme a secagem torna-se mais intensa, menos vapor é gerado no sistema, fazendo com a pressão de vapor no interior do termossifão diminua continuamente. Quando a pressão de vapor se torna incapaz de manter o filme de líquido no topo do condensador, a gravidade vence e ocorre o colapso da coluna de líquido (Figura 13d), sendo toda superfície do evaporador molhada novamente.

Devido à alta temperatura da parede, o filme de líquido, no retorno ao evaporador, sofre uma violenta ebulição, causando um aumento brusco da pressão de vapor (Figura 13e). O vapor gerado sobe em alta velocidade e impede com que o filme de líquido retorne ao evaporador. A pressão de vapor para de aumentar somente quando a taxa de condensação é maior que a taxa de evaporação, fato este que ocorre rapidamente, uma vez que o arrasto de líquido diminui a quantidade de líquido no evaporador, provocando uma diminuição da pressão ao longo de todo o tubo, inclusive no condensador, permitindo que a gravidade possa agir, e o líquido retorna ao evaporador (Figura 13f). Por fim, um novo filme de líquido é formado e um novo ciclo de oscilação é iniciado (Figura 13g).

Figura 13 - Fenômeno de oscilação em termossifões



Fonte: Adaptado de Mantelli (2021)

O fenômeno oscilatório descrito é normalmente observado durante a partida ou inicialização do termossifão (*startup*), desaparecendo após o início da operação do dispositivo, sem gerar nenhuma limitação ao seu funcionamento. Já o limite de oscilação é alcançado quando o fenômeno oscilatório persiste com o tempo (MANTELLI, 2021).

Uma das formas apresentada por Mantelli (2013) para evitar o comportamento de oscilação nos termossifões, é garantir que o máximo fluxo de calor transferido esteja sempre abaixo do limite de arrasto, evitando assim, o início da oscilação.

Limite de secagem

O indicativo mais comum de que um termossifão bifásico atingiu o limite de transferência de calor, é o aumento abrupto da temperatura do evaporador. Este aumento de temperatura pode ser atribuído ao “*dryout limit*” ou limite de secagem.

Existem dois mecanismos capazes de causar o fenômeno de secagem em termossifões bifásicos. O primeiro se dá quando o volume de fluido de trabalho for pequeno, de modo que o vapor gerado é insuficiente para garantir a circulação contínua de vapor e líquido, mesmo para pequenos fluxos radiais de calor. Assim, o fluido condensado evapora no caminho entre

condensador e evaporador, e o filme de líquido não consegue atingir a base do evaporador, ocasionando a secagem na região inferior do evaporador (FAGHRI, 2014; MANTELLI, 2013).

O segundo mecanismo está associado aos altos fluxos de calor, quando o limite de arrasto é alcançado. Ou seja, a força de arrasto do vapor sobre o líquido impede que o fluido condensado alcance a base do evaporador, sendo arrastado de volta ao condensador, formando assim regiões secas na parede interna do termossifão, que segundo Mantelli (2021), podem se estender.

2.2.2 Resistências térmicas

Conforme Incropera et al. (2006), da mesma forma que uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada à condução de calor. Esta analogia entre circuitos térmicos e elétricos, pode ser aplicada na modelagem de termossifões, uma vez que o modelo resultante é simples e razoavelmente preciso para a maioria dos dispositivos.

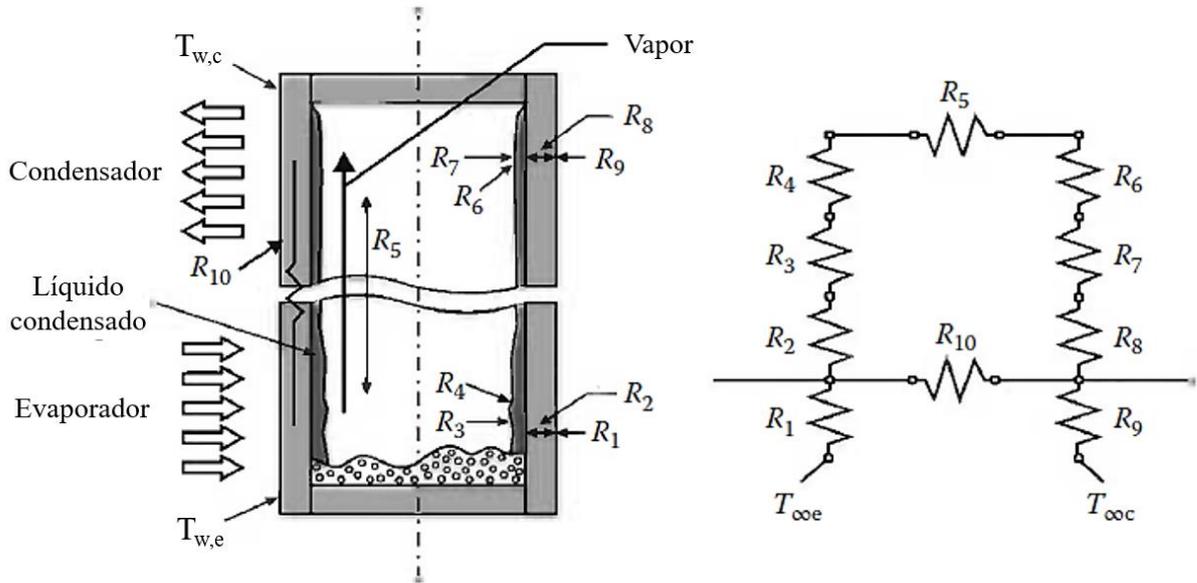
A resistência térmica global de um termossifão corresponde a dificuldade que o dispositivo tem em transportar calor, e é obtida através da seguinte equação:

$$R = \frac{\Delta T}{Q} \quad (11)$$

onde ΔT é a diferença de temperatura efetiva entre evaporador e condensador e Q é a taxa de transferência de calor do dispositivo. Assim, quanto maior a resistência térmica do dispositivo, maior a diferença de temperatura necessária para transferir uma certa quantidade de calor (INCROPERA *et al.*, 2006; MANTELLI, 2021).

Para um termossifão operando em regime permanente, o circuito térmico equivalente é apresentado na Figura 14, onde a resistência global é composta por dez resistências intermediárias.

Figura 14 - Circuito de resistências térmicas equivalente de um termosifão



Fonte: Adaptado de Mantelli (2013)

R_1 e R_9 referem-se às resistências entre a parede do tubo e o ambiente externo, no evaporador e condensador, respectivamente. Quando ocorrer convecção externa monofásica, estas resistências são determinadas conforme as Equações (12) e (13):

$$R_1 = \frac{1}{h_{\infty e} A_e} \quad (12)$$

$$R_9 = \frac{1}{h_{\infty c} A_c} \quad (13)$$

onde $h_{\infty e}$ e $h_{\infty c}$ são os coeficientes de transferência de calor externos ao tubo na região do evaporador e condensador, e A_e e A_c são as áreas externas do evaporador e condensador, respectivamente.

R_2 e R_8 correspondem às resistências de condução de calor através das paredes do evaporador e condensador, respectivamente. Para um tubo cilíndrico, as resistências de condução radial são definidas pelas Equações (14) e (15):

$$R_2 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi l_e k_p} \quad (14)$$

$$R_8 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi l_c k_p} \quad (15)$$

onde d_e e d_i são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do tubo, l_e e l_c são os comprimentos do evaporador e condensador e k_p é a condutividade térmica da parede do tubo.

R_4 e R_6 representam as resistências na interface líquido-vapor no evaporador e condensador, respectivamente. A resistência R_5 está associada à queda da temperatura de saturação entre evaporador e condensador, devido à queda de pressão ao longo do tubo. Segundo Brost (1996 apud Silva, 2001), estas resistências geralmente podem ser desprezadas.

R_{10} corresponde à resistência de condução de calor axial entre o evaporador e o condensador, através das paredes do tubo. De acordo com Mantelli (2013), normalmente a resistência de condução axial, R_{10} , é muito maior do que as outras resistências, e por estar em paralelo com as resistências R_2 e R_8 , esta pode ser retirada do circuito. Brost (1996 apud Mantelli, 2012) recomenda a aplicação do seguinte critério, apresentado para a rejeição da resistência R_{10} :

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20 \quad (16)$$

onde R_{10} pode ser obtida conforme a seguinte equação:

$$R_{10} = \frac{(l_e + l_c)/2}{k_p \pi \left[\left(\frac{d_e}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \right]} \quad (17)$$

As resistências R_3 e R_7 estão associadas com a evaporação e a condensação no interior do termosifão, respectivamente. Estas resistências podem ser obtidas de duas formas. A primeira correspondente à determinação dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e condensação, por:

$$R_3 = \frac{1}{h_e A_e} \quad (18)$$

$$R_7 = \frac{1}{h_c A_c} \quad (19)$$

onde h_e e h_c são os coeficientes de transferência de calor internos ao tubo na região do evaporador e condensador, respectivamente. Os coeficientes h_e e h_c podem ser determinados por meio de modelos e correlações disponíveis na literatura. Já a segunda forma, refere-se à utilização de correlações diretas para a determinação das resistências (CAJAMARCA, 2016).

Para a resistência R_3 deve-se considerar a combinação entre correlações para evaporação em filme de condensado e evaporação por ebulição nucleada em piscina de líquido. Isso é necessário porque o termossifão bifásico em operação possui o evaporador parcialmente preenchido com uma piscina de fluido de trabalho e o restante da parede coberta pelo fluido condensado que retorna ao evaporador (MANTELLI, 2012).

Groll e Rösler (1992) propõem a seguinte expressão para a estimativa da resistência térmica do evaporador:

$$R_3 = R_{3p}FR + (1 - FR)R_{3f} \quad (20)$$

onde R_{3p} é a resistência térmica de evaporação da película de líquido, R_{3f} é a resistência térmica de ebulição em piscina e FR é a razão de enchimento do termossifão, dada pela relação entre volume de líquido e volume total do evaporador.

A resistência referente ao filme de líquido descendente, presente acima da piscina de líquido, na região do evaporador, é determinada por:

$$R_{3f} = \frac{0,345Q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_e \phi_2^{4/3}} \quad (21)$$

onde:

$$\phi_2 = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (22)$$

Já a resistência da piscina de líquido em ebulição é determinada pela equação:

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} Q^{0,4} (\pi d_i l_e)^{0,6} \Phi_3} \quad (23)$$

onde:

$$\Phi_3 = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{p,l}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (24)$$

sendo k_l a condutividade térmica da fase líquida, μ_l a viscosidade dinâmica do líquido, $c_{p,l}$ o calor específico do líquido e P_{atm} a pressão atmosférica do local. Todas as propriedades utilizadas para obtenção de R_3 devem ser determinadas na temperatura de vapor T_v .

O coeficiente de transferência de calor no evaporador pode ainda ser obtido por meio da correlação de Kutateladze (1959) para o fenômeno de ebulição nucleada, expressa pela seguinte equação, que considera a dimensão da bolha formada durante a ebulição.

$$h_e = 0,0007 \left(\frac{k_l}{L_m} \right) Pr_f^{0,35} \left(\frac{q L_m}{\rho_v h_{lv} \nu_l} \right)^{0,7} \left(\frac{P_{sat} L_m}{\sigma} \right)^{0,7} \quad (25)$$

onde ν_l é a viscosidade cinemática do fluido na fase líquida, P_{sat} é a pressão de saturação e L_m é o comprimento característico da bolha, obtido com a seguinte expressão:

$$L_m = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (26)$$

Substituindo a Equação (25) na Equação (18), é possível obter a seguinte expressão para o cálculo direto da resistência de ebulição baseada na correlação de Kutateladze (1959):

$$R_3 = 1428,57 \frac{L_m}{k_l Pr_f^{0,35} \left(\frac{q L_m}{\rho_v h_{lv} \nu_l} \right)^{0,7} \left(\frac{P_{sat} L_m}{\sigma} \right)^{0,7} A_{ev,int}} \quad (27)$$

onde $A_{ev,int}$ a área interna do evaporador.

A resistência R_7 está associada ao processo de condensação e ao escoamento do fluido condensado na parede do condensador. Groll e Rösler (1992) apresentam a correlação para a determinação direta da mesma:

$$R_7 = \frac{0,345Q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \quad (28)$$

Uma outra expressão para a resistência R_7 também pode ser obtida através da correlação de Kaminaga (1992), a qual é função dos números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr) e expressa por:

$$Nu_d = 25Re_f^{1/4} Pr_f^{2/5} \quad (29)$$

O número de Reynolds do filme de líquido e o coeficiente de transferência de calor no condensador são dados, respectivamente, por:

$$Re_f = \frac{4Q}{\pi d_i h_{lv} \mu_l} \quad (30)$$

$$h_c = \frac{Nu_d k_l}{d_i} \quad (31)$$

onde Pr_f é o número de Prandtl do líquido.

A resistência térmica de condensação, obtida através da correlação de Kaminaga (1992) é dada pela Equação (32).

$$R_7 = \frac{0,0283}{\left(\frac{Q}{\pi d_i h_{lv} \mu_l}\right)^{1/4} Pr_f^{2/5} k_l \pi l_c} \quad (32)$$

Ao comparar diversas correlações da literatura para um termossifão bifásico de aço e água como fluido de trabalho, Mantelli et al. (1999) concluiu que a correlação de Kaminaga (1992) foi aquela que apresentou a melhor comparação com os dados experimentais.

Para tubos inclinados, Gross (1992) propõe a seguinte expressão para calcular o número de Nusselt modificado:

$$Nu^* = 0,925 Re_{f,\psi}^{-1/3} \quad (33)$$

onde o fator de inclinação, dado pela Equação (34), é usado para obter o número de Reynolds modificado, de acordo com a Equação (35).

$$f_\psi = 2,87 \left[\frac{d_i}{(l_e + l_c) \text{sen}(\psi)} \right] \quad (34)$$

$$Re_{f,\psi} = f_\psi \left(\frac{Q}{\pi d_i h_{lv} \mu_l} \right) \quad (35)$$

sendo ψ o ângulo de inclinação em relação à vertical.

Para regime turbulento ($1333 Pr_l^{-0,96} < Re_{f,\psi}$), Gross (1992) sugere a utilização da seguinte correlação de Uehara *et al.* (1983):

$$Nu^* = 0,044 Pr_l^{2/5} Re_{f,\psi}^{1/6} \quad (36)$$

A partir do número de Nusselt modificado, pode-se obter o coeficiente de transferência de calor para condensação pela seguinte expressão:

$$h_c = Nu^* k_l \left(\frac{v_l \rho_l}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{-1/3} \quad (37)$$

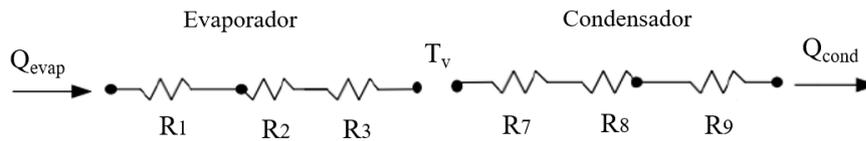
Mantelli (2012) destaca que os valores obtidos para as resistências internas por meio de correlações podem ser consideravelmente diferentes entre si. Entretanto, quando comparados aos coeficientes de transferência de calor externos, os quais são de ordens de grandezas maiores, as diferenças dos valores tornam-se pouco relevantes.

O circuito térmico global de um termostifão bifásico pode ser simplificado, conforme mostrado na Figura 15, pela combinação em série das resistências externas do evaporador (R_1) e do condensador (R_9), resistências de evaporação (R_3) e de condensação (R_7), resistências de

condução na parede do evaporador (R_2) e do condensador (R_8), sendo a resistência total dada por:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9 \quad (38)$$

Figura 15 - Circuito de resistências térmicas simplificado



Fonte: Adaptado de Cajamarca (2016)

Asselman e Green (1973) apresentaram as ordens de grandeza das resistências térmicas para um tubo de calor operando com água, conforme é mostrado na Tabela 2. Normalmente, as maiores resistências do circuito são as resistências externas R_1 e R_9 . Estas resistências determinam o nível de temperatura do equipamento, podendo, em alguns casos, serem consideradas as únicas resistências do circuito térmico (MANTELLI, 2013).

Tabela 2 - Ordem de grandeza das resistências térmicas

| Resistência Térmica | Valor Aproximado [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] |
|---------------------|--|
| R_1, R_9 | 10^3 a 10 |
| R_2, R_8 | 10^{-1} |
| R_4, R_6 | 10^{-5} |
| R_3, R_7 | 10 |
| R_5 | 10^{-8} |

Fonte: Adaptado de Asselman e Green (1973)

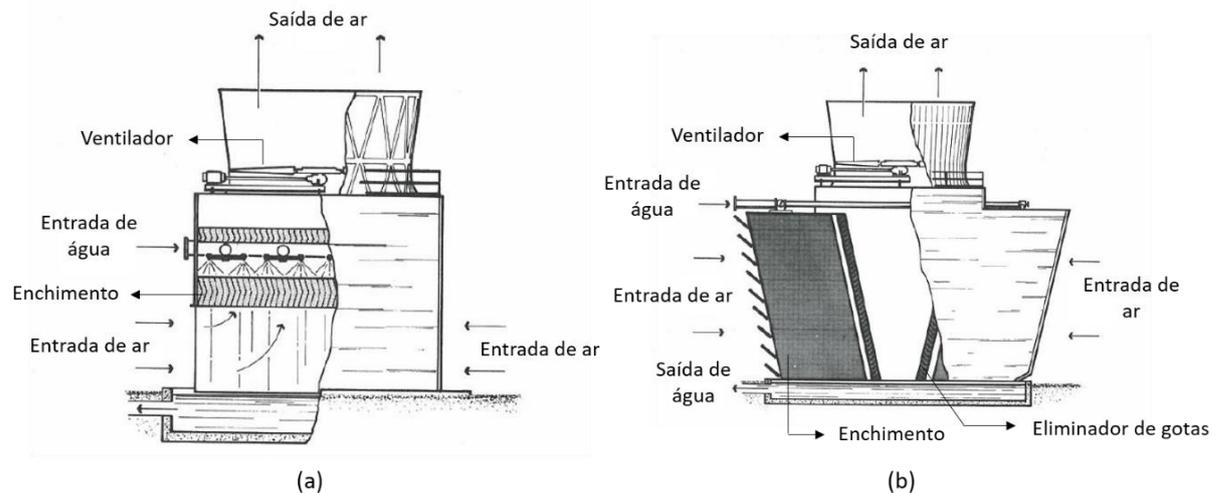
2.3 APLICAÇÃO DE TERMOSSIFÕES EM TORRES DE RESFRIAMENTO

Amplamente utilizadas em plantas industriais, as torres de resfriamento são dispositivos eficientes de rejeição, para o ambiente externo, de calor residual da água de processos industriais. De acordo com Cheremisinoff e Cheremisinoff (1981), as torres de resfriamento promovem a transferência de calor e massa, entre duas massas fluidas (água e ar atmosférico), visando o resfriamento da água proveniente dos condensadores de processos

industriais e/ou de sistemas de ar condicionado. Torres de resfriamento são úteis quando a temperatura desta água é alta demais para ser reintroduzida nos reservatórios naturais de água e baixa demais para ser usada como fluxo quente em trocadores de calor.

A operação das torres de resfriamento se dá pelo contato entre a água quente e o ar ambiente. A água quente é dispersada no interior na torre com auxílio de aspersores, chuveiros ou bocais, visando aumentar a área de contato da mesma com o ar. Já o ar ambiente, é puxado para o interior da torre com o auxílio de ventiladores, os quais promovem a sua circulação. A diferença de temperatura entre a água quente e o ar faz com que parte da água que circula pela torre evapore, umidificando o ar que deixa a torre e, conseqüentemente, resfriando a água dos processos (ASHRAE, 2000). A Figura 16 mostra um esquema representativo de duas configurações de torre de resfriamento: (a) contra corrente e (b) de fluxo cruzado.

Figura 16 - Esquema de uma torre de resfriamento (a) contra corrente e (b) fluxo cruzado



Fonte: Adaptado de Hensley (2009)

O processo de troca de calor entre água e ar em torres evaporativas se dá por meio dos mecanismos de convecção e mudança de fase líquido-vapor. Durante este processo, água é perdida para o ambiente na forma de vapor. De acordo com Hensley (2009), cerca de 80% da água perdida para ambiente em torres de resfriamento ocorre devido ao fenômeno de evaporação. De acordo com o manual ASHRAE (2000), estima-se que, para cada 7°C de variação de temperatura, cerca de 1% da água de processo resfriada é perdida para o ambiente. Assim, água deve ser frequentemente reposta para suprir a água perdida pela evaporação, e assim manter o sistema de resfriamento dos processos industriais funcionando.

A água evaporada no processo de resfriamento é descarregada na atmosfera sob a forma nevoa, gotículas ou vapor. Como grandes quantidades de água são resfriadas diariamente nas torres de resfriamento, o percentual de água perdida no processo pode representar um grande volume total, e assim provocar problemas hídricos/ambientais, principalmente quando houver escassez de água nas bacias hidrográficas locais.

De acordo com Mantelli (2016), em uma torre de resfriamento típica de uma refinaria no Brasil, com capacidade de 50.000m³/h, estima-se que pelo menos 2% da água é perdida para o ambiente por meio da evaporação. Nesse caso, a vazão de água perdida seria suficiente para abastecer uma cidade de cerca de 250 mil habitantes.

Nesse contexto, considerando a situação de escassez de água potável enfrentada mundialmente, o uso consciente e responsável da água principalmente em processos indústrias torna-se essencial. Dessa forma, o estudo e desenvolvimento de tecnologias capazes de reduzir a perda de água nas torres de resfriamento são de grande importância.

Em 2006 iniciou-se o projeto HIDRITER (Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para a Conservação e Recuperação de Recursos Hídricos), um termo de cooperação entre o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/UFSC) e a Petrobras com o objetivo de desenvolver tecnologias de transferência de calor passivas para redução do consumo de recursos hídricos na indústria petrolífera.

O primeiro estudo dentro deste projeto foi realizado por Zimmermann et al. (2010), com o objetivo de explorar soluções viáveis para recuperar parte da água evaporada nas torres de resfriamento sem comprometer a performance do equipamento. Nesse estudo, foram coletados dados de vazão de água, temperatura e umidade relativa de uma torre de resfriamento de tamanho real em operação na Refinaria de Paulínia (REPLAN). Esses dados foram utilizados como parâmetros de entrada em uma simulação computacional (CFD) e uma análise termodinâmica para compreensão do comportamento e propriedades do ar ao sair da torre de resfriamento. Como resultado, o estudo forneceu as diretrizes para o desenvolvimento de uma bancada experimental que reproduzisse as condições de saída do ar encontradas na torre da REPLAN.

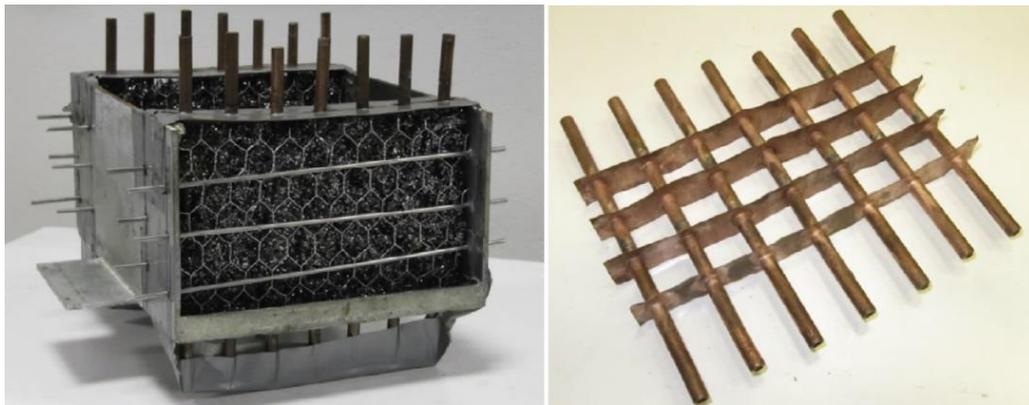
Na sequência, o trabalho de Viana (2010) realizou uma análise de diferentes meios e processos para desumidificação do ar, visando encontrar aquele que melhor se adaptaria às condições estudadas no projeto. Para isso, foi desenvolvido um aparato experimental que simulava as condições internas de umidade e temperatura da torre. Como resfriador, foi empregado um anteparo constituído de uma placa plana refrigerada e exposta a um fluxo

ascendente de ar saturado de vapor de água. O resultado deste trabalho mostrou a existência de um potencial de recuperação de água de superfícies refrigeradas, quando expostas à um fluxo úmido.

Em Czubinski et al. (2013) foi utilizada a bancada experimental desenvolvida no trabalho anterior para estudar o mecanismo e o potencial de condensação da superfície plana refrigerada, porém em diferentes inclinações, com diferentes materiais e ranhuras superficiais. Neste estudo, constatou-se um maior potencial de condensação do vapor de água com as superfícies refrigeradas, porém o efeito das ranhuras na condensação mostrou-se insignificante.

Dando continuidade aos estudos, Costa et al. (2014) propuseram a utilização de um novo dispositivo, que consiste em um trocador de calor com feixes de tubos refrigerados (Figura 17) preenchidos de esponjas metálicas não-estruturadas. Para isso, foram testadas configurações com tubos lisos e aletados, envoltos ou não em esponjas metálicas que serviam de aletas. Como resultado, este estudo mostrou que o feixe de tubos envolto com as esponjas metálicas apresenta uma taxa de condensação semelhante à do feixe de tubos aletados sem esponja. Complementarmente, concluiu-se que o aumento da diferença de temperatura entre a corrente de ar saturado e a superfície refrigerada proporciona o aumento da taxa de condensação.

Figura 17 - Montagem da seção de teste utilizada por Costa et al. (2014)

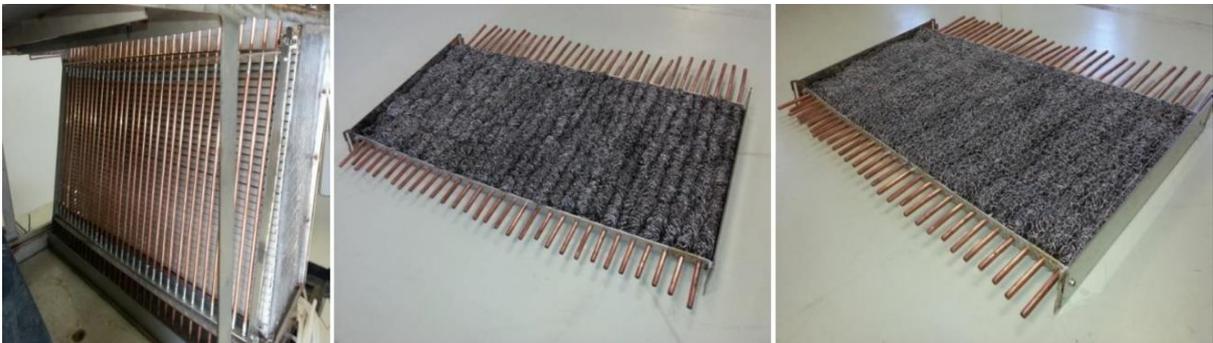


Fonte: COSTA et al., 2014.

Em Pozzobon (2015) tubos de cobre envoltos com estruturas porosas foram aplicados em um protótipo de uma torre de resfriamento em escala reduzida de 1:20 (com semelhanças operacionais às das torres de resfriamento da REPLAN). As estruturas porosas utilizadas foram esponjas metálicas e os tubos de cobre eram mantidos em baixa temperatura pela circulação de um fluido com temperatura controlada. Neste trabalho, foram testadas configurações com tubos

envoltos ou não com esponjas metálicas e tubos aletados envoltos ou não com esponjas metálicas (Figura 18). Os resultados obtidos para os testes com tubos sem esponja metálica mostraram que a recuperação máxima de água foi de 4,45% da água perdida ao ambiente, e assim, uma baixa capacidade de recuperação. Já para os testes da estrutura de tubos sem aletas e com meio poroso, alcançou-se um potencial de recuperação de 11,3% do total perdido no resfriamento da água. Portanto, os resultados obtidos por Pozzobon (2015) apontaram a viabilidade do uso da tecnologia de resfriamento do ar úmido na saída da torre para condensar parte do vapor de água.

Figura 18 - Estruturas de condensação estudadas por Pozzobon (2015)



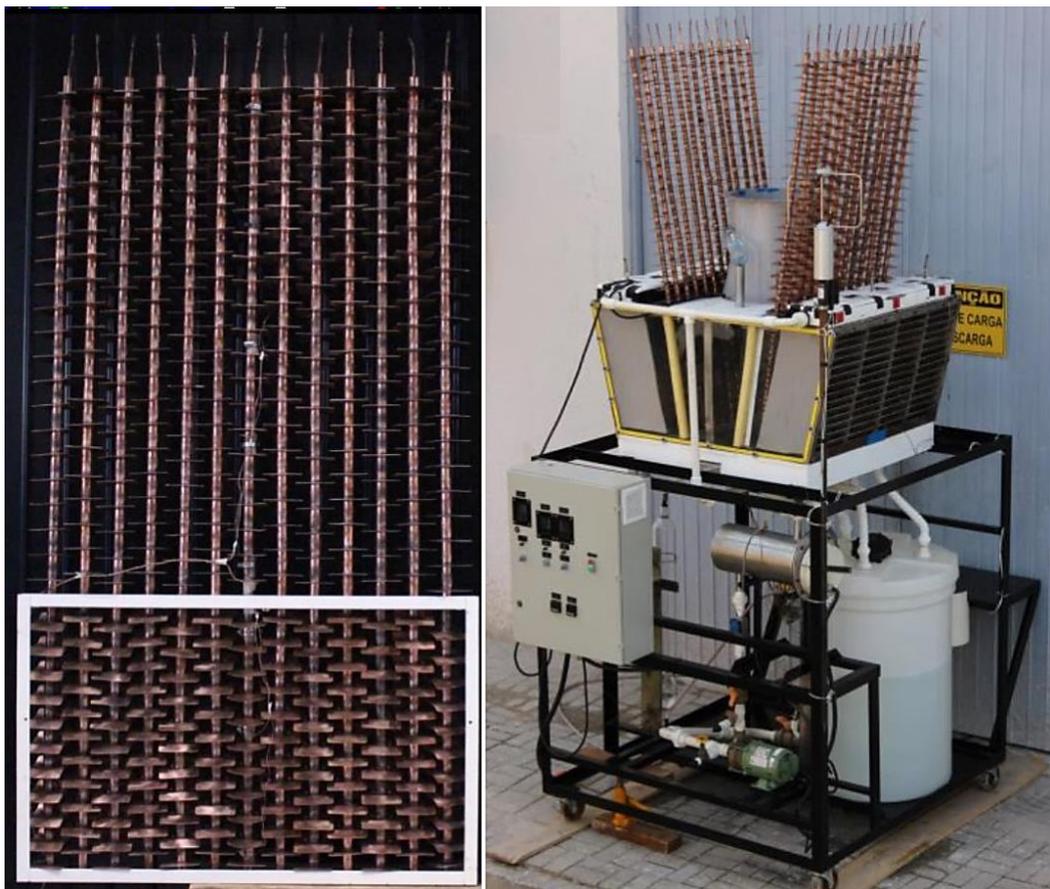
Fonte: POZZOBON, 2015

Uma revisão completa dos estudos desenvolvidos para recuperação de água de torres de resfriamento ao longo do projeto HIDRITER é apresentada por Mantelli (2016). Neste artigo é relatada a evolução do projeto e os principais resultados obtidos nos trabalhos desenvolvidos até então. Mantelli (2016) também descreve as condições favoráveis para a recuperação de água evaporada em torres de resfriamento, as quais são justificadas por meio de simulações numéricas, juntamente com dados reais de operação. Como conclusão do artigo, tem-se que a utilização de esponjas metálicas como uma extensão da superfície refrigerada mostra-se favorável, e uma nova proposição de estudo é feita. Assim, é proposta a utilização de um arranjo de termossifões como meio de transportar o calor passivamente da corrente de ar úmido para o ambiente externo à torre.

Por fim, o estudo mais recente foi apresentado por Castro (2018) o qual avaliou experimentalmente o desempenho e a capacidade de recuperação de água de feixes de termossifões bifásicos. Cada feixe de termossifões é composto por 13 termossifões de cobre com diâmetro de 22mm, os quais possuem comprimento de 0,5m no evaporador e 1,17 no

condensador, 32 aletas distribuídas ao longo do seu comprimento e uma razão de enchimento de 4% para o fluido de trabalho R141-b. Para realização dos testes foi utilizado o protótipo da torre de resfriamento de escala reduzida de 1:20, a mesma utilizada por Pozzobon (2015). No posicionamento dos feixes de termossifões, os evaporadores estavam dentro da torre, de forma a absorver calor da corrente de ar quente e úmido na saída da mesma, e os condensadores ficavam acima da torre, em contato com ar ambiente mais frio. A diferença de temperaturas causou a transferência de calor pelos termossifões, provocando a condensação de parte da umidade do ar sobre as paredes externas dos evaporadores. O líquido condensado, pela ação da gravidade, retornou para a base da torre e, assim, para o sistema de circulação da água. A Figura 19 mostra um dos feixes de termossifões utilizados e a bancada experimental estudada por Castro (2018).

Figura 19 – Feixe de termossifões bifásicos e bancada experimental utilizada por Castro (2018)



Fonte: Adaptado de CASTRO (2018).

O potencial de recuperação de 11% da água evaporada, nas condições testadas para o caso de um feixe de termossifões não otimizado, pode ser considerado o principal resultado do

trabalho de Castro (2018). Um modelo analítico foi desenvolvido para prever o potencial de recuperação caso o espaçamento entre aletas e o número de fileiras de termossifões no trocador de calor fossem otimizados. Obteve-se um potencial de recuperação de até 20% em média.

2.4 TERMOSSIFÕES DE GRANDE PORTE

Termossifões bifásicos, conforme já mencionado, são dispositivos de transferência de calor passivos. Tais dispositivos podem ser fabricados com variadas dimensões e formatos, dependendo da necessidade de aplicação final, indo desde dispositivos miniaturizados (milímetros de comprimento e diâmetro) até grandes dimensões. No presente trabalho, entende-se por termossifões longos aqueles que apresentam cerca de cem metros de comprimento. A seguir serão apresentados alguns estudos da literatura, realizados em termossifões longos.

O trabalho de Haynes *et al.* (1992) apresenta um estudo da performance de um termossifão com evaporador horizontal de 37 m de comprimento, um condensador vertical e dispositivos de retorno de condensado, utilizando CO₂ como fluido de trabalho. A aplicação deste dispositivo seria evitar que o aquecimento superficial do solo em dias quentes derretesse o permafrost localizado no subsolo. Desta forma, os termossifões impediriam que o calor do solo fosse conduzido até o permafrost, desviando-o para o ambiente. Testes foram conduzidos em um tanque de fabricação de gelo, com o evaporador submerso no tanque e o condensador submetido ao resfriamento pelo ar. Os autores concluíram que a configuração do termossifão estudada é adequada para utilização em muitos projetos de fundação em regiões de permafrost, e que, se posicionados em condições adequadas, é possível garantir condições estáveis ao permafrost por cerca de 25 anos.

Ziapour e Shaker (2010) realizaram um estudo focado na análise exérgica de um sistema de termossifões bifásicos longos. O objetivo deste estudo consistia em avaliar o comportamento da temperatura do vapor do termossifão de acordo com a variação do comprimento da seção adiabática, bem como da taxa de destruição exérgica para diferentes fluidos de trabalho. Os autores concluíram que o comprimento da seção adiabática não tem influência significativa na temperatura do vapor, que a diferença de temperatura entre o vapor, na região do evaporador e do condensador, é insignificante, e que fluidos de trabalho com altos coeficientes de transferência de calor por ebulição são os que apresentam as menores taxas de destruição de exergia.

Em Song *et al.* (2013), foram analisados dados de monitoramento de um aterro experimental da Rodovia Qinghai-Tibet, localizado em uma região de permafrost. O objetivo deste estudo está em analisar o estado de trabalho, as distribuições de temperatura e o processo de congelamento e degelo do aterro armado com termossifões bifásicos fechado. Os termossifões analisados possuem comprimento de 12m, diâmetro de 83 mm, e potência máxima de trabalho de cerca de 6kW. Neste estudo, os autores concluíram que os termossifões podem aumentar a estabilidade do aterro em regiões de permafrost, além de poder diminuir a temperatura do solo formando um zona estável de baixa temperatura ao seu redor, e enfraquecer até certo ponto o efeito do aquecimento climático no permafrost sob o aterro.

No trabalho de Kim e Lee (2018), propôs-se estudar o efeito do comprimento no desempenho térmico de termossifões. A motivação dos autores para este estudo foi o acidente nuclear de Fukushima, o qual levou ao questionamento da possibilidade de utilizar termossifões longos para sistemas de resfriamento passivo em usinas nucleares. Os termossifões estudados experimentalmente apresentaram 1 e 3 metros de comprimento. Os autores avaliaram aspectos básicos do funcionamento do dispositivo, como limite de operação (associado à razão de enchimento) e taxa de transferência de calor da região do condensador. Os autores concluíram que a razão de enchimento deve ser determinada considerando-se o comprimento do dispositivo, a qual por sua vez, afeta o limite operacional de inundação deste. Além disso, concluiu-se que os modelos teóricos de condensação apresentam grandes desvios em relação aos dados experimentais, o que de acordo com Kim e Lee (2018), deve-se às variações no comprimento do filme de líquido formado na região.

Por fim, Liu *et al.* (2022) pesquisaram o potencial de aplicação de um termossifão longo e flexível para utilização geotérmica rasa. O termossifão longo estudado foi composto de um tubo metálico corrugado, de 32 metros de comprimento. Os autores realizaram um estudo experimental e numérico, avaliando condições climáticas sazonais e a influência da temperatura do subsolo na temperatura termossifão. Consideraram também as taxas de transferência de calor do dispositivo. Concluiu-se que estes dispositivos apresentam potencial para utilização em energia geotérmica rasa, e que a utilização de tubos corrugados auxilia no processo de transferência de calor de ebulição na base do evaporador. Além disso, concluiu-se que o desempenho destes termossifões é afetado pela temperatura subterrânea.

2.5 CONCLUSÃO DO CAPÍTULO

Pode-se verificar que não há na literatura estudos a respeito de termossifões de grande porte para aplicação em torres de resfriamento. Além disto, estudos teóricos e experimentais de termossifões bifásicos com grandes razões de aspecto (comprimento em relação ao diâmetro), sujeitos a pequenas diferenças de temperatura e que transportam pequenas taxas de calor são muito raros ou mesmo inexistentes. Nesta dissertação pretende-se preencher esta lacuna, com o estudo de duas configurações de termossifões (convencional e em circuito), em dimensões reais para aplicações em torres de resfriamento. Para isto, primeiramente preparou-se uma bancada experimental dedicada ao presente estudo, a qual será apresentada na sequência deste trabalho.

3 METODOLOGIA DE ESTUDO

Neste capítulo será descrita a bancada experimental utilizada na presente dissertação para estudo de termossifões bifásicos de grande porte. Inicialmente, serão apresentados brevemente os principais parâmetros e condições operacionais da torre de resfriamento a qual serviu de base para o projeto da presente bancada. A caracterização da banca experimental é realizada por meio da descrição das partes que a compõem. Na sequência são descritos os procedimentos empregados para construção da bancada experimental, com ênfase na fabricação e instrumentação dos dois termossifões bifásicos testados. Por fim, serão abordados os procedimentos experimentais utilizados para a preparação dos termossifões e da bancada bem como para a execução dos testes.

3.1 CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DA TORRE DE RESFRIAMENTO ESCOLHIDA

Conforme apresentado por Castro (2018), a utilização da tecnologia de termossifões em torres de resfriamento de escala reduzida mostrou-se efetiva no transporte de calor entre o ar quente e úmido da torre e o ar ambiente, visando a recuperação de água contida no ar úmido. Diante desta constatação, estudos com termossifões de dimensões representativas para as torres de resfriamento em escala real são necessários para avaliar o funcionamento destes dispositivos em dimensões representativas, uma vez que, tanto o dimensionamento quanto as condições de operação nas quais estes são submetidos impactam em seu funcionamento.

Assim, para o projeto do trocador de calor que compõe a aparato experimental estudado no presente trabalho, fez-se necessário conhecer as principais condições térmicas de operação na qual a torre de resfriamento considerada está submetida. As definições realizadas para o dimensionamento dos termossifões que compõem a bancada experimental levaram em consideração o tipo de torre de resfriamento, as características térmicas da torre e do local de instalação da mesma, assim também como suas dimensões e adversidades do ambiente de operação.

A torre de resfriamento considerada para este trabalho, é a torre 01 do Centro de Pesquisas Leopoldo Américo Miguez de Mello (CENPES), (ou seja, uma dentre um conjunto de quatro torres semelhantes), a qual está localizada na cidade do Rio de Janeiro. Diferentemente da torre de tiragem induzida de fluxo cruzado estudada por Castro (2018), esta

torre de resfriamento é do tipo contracorrente com fluxo induzido. A torre de resfriamento 01 do CENPES, apresenta as dimensões de 10.350 mm de largura, 10.420 mm de profundidade e 20.890 mm de altura, e compõem um conjunto de quatro torres de resfriamento, que apresentam um consumo diário de cerca de 360m³ de água.

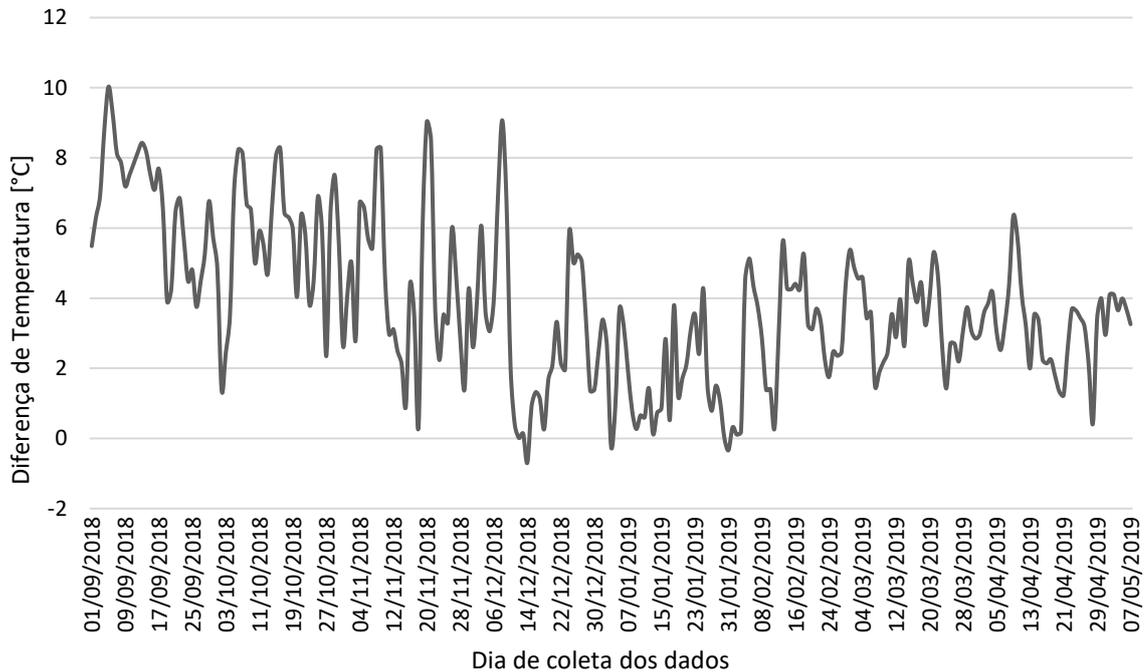
Alguns dados técnicos que caracterizam a torre objeto do presente projeto com a PETROBRAS são apresentados na Tabela 3. Foram também disponibilizados dados do conjunto das quatro torres de resfriamento, incluindo temperatura e pressão atmosférica local, temperatura de água quente de retorno, temperatura de água fria, dentre outros parâmetros, desde o dia 1° de setembro de 2018 ao dia 7 de maio de 2019.

Tabela 3 - Características técnicas de projeto da torre de resfriamento 01 do CENPES (PETROBRAS)

| Variável | Valor de projeto |
|---------------------------------------|-------------------------|
| Temperatura da água fria (suprimento) | 29,5 °C |
| Temperatura da água quente (retorno) | 35 °C |
| Temperatura de bulbo úmido | 26,7 °C |
| Perda de água por evaporação | 0,89 % |
| Perda máxima por arraste | 0,01 % |
| Perda líquida | 8,5 m ³ /h |
| Carga térmica total | 40.000 Mcal/h |

Para garantir que as condições de operação dos termosifões sejam reproduzidas experimentalmente, precisa-se conhecer a diferença de temperatura entre o ar ambiente e o ar úmido na saída da torre. Porém, as temperaturas do ar úmido na saída da torre de resfriamento não são disponibilizadas. Neste trabalho considerou-se que estas temperaturas sejam iguais às da água quente na entrada da torre. Assim, foi possível determinar a diferença de temperatura entre o ar úmido e o ar ambiente, ao longo do período monitorado e que varia diariamente, conforme mostrado na Figura 20. Observa-se que as diferenças de temperaturas são bastante baixas, o que, segundo a Lei do Resfriamento de Newton, resulta em baixos fluxos de calor convectivos externos, tanto ao evaporador quanto ao condensador.

Figura 20 – Diferença entre temperatura de água quente e ar ambiente ao longo do tempo



Ainda na Figura 20 é possível observar que alguns valores apresentados estão distantes do que é esperado para a operação de uma torre de resfriamento, com variações negativas de temperatura, o que pode indicar falha nos instrumentos de medição.

Assim, para projetar o trocador de calor com a melhor configuração para operar na torre de resfriamento 01 do CENPES, é necessário conhecer o funcionamento das tecnologias de termossifões disponíveis, nas condições de operação especificadas, ou seja, dispositivos de grandes dimensões submetidos a baixos gradientes de temperatura.

3.2 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

O aparato experimental desenvolvido para o presente trabalho tem por objetivo estudar a aplicabilidade de termossifões de grandes dimensões em condições de baixo fluxo de calor. Assim, busca-se analisar o comportamento operacional dos termossifões quando estes apresentam grandes dimensões, e são submetidos a baixos gradientes de temperatura. Também pretende-se analisar o efeito da inclinação tanto do evaporador quanto do condensador no desempenho do sistema, de modo a fornecer subsídios para o projetista definir o *lay-out* do trocador de calor final a ser instalado em torres de resfriamento reais. Para isso, foram

Duas configurações distintas de termossifões bifásicos foram testadas, tendo em vista o baixo fluxo de calor imposto aos dispositivos, uma vez que uma determinada configuração de termossifão poderia não funcionar.

Os termossifões foram dimensionados levando-se em consideração aspectos de fabricação, disponibilidade e local de instalação da bancada para testes. Assim, devido às limitações de altura do local escolhido para fixação da bancada, os termossifões apresentam uma altura máxima de 5 metros. Complementarmente, também foi seguida a sugestão de Castro (2018) de que o comprimento do condensador deveria ser o dobro do comprimento do evaporador, para compensar a condição inferior de transferência de calor entre o condensador e o ambiente quando comparada à do evaporador e interior da torre.

As condições operacionais reais de torres de resfriamento evaporativas tornam o seu interior um ambiente propício à corrosão, incrustações, depósitos e crescimento microbiológico. Machado (2004) enfatiza a importância de utilizar materiais metálicos resistentes à corrosão, principalmente em tubos de trocadores de calor, uma vez que estes são submetidos à grandes fluxos de água, que podem conter impurezas. Dessa forma, os termossifões devem ser fabricados em material resistente à corrosão e sua geometria deve permitir a troca térmica necessária com o ambiente.

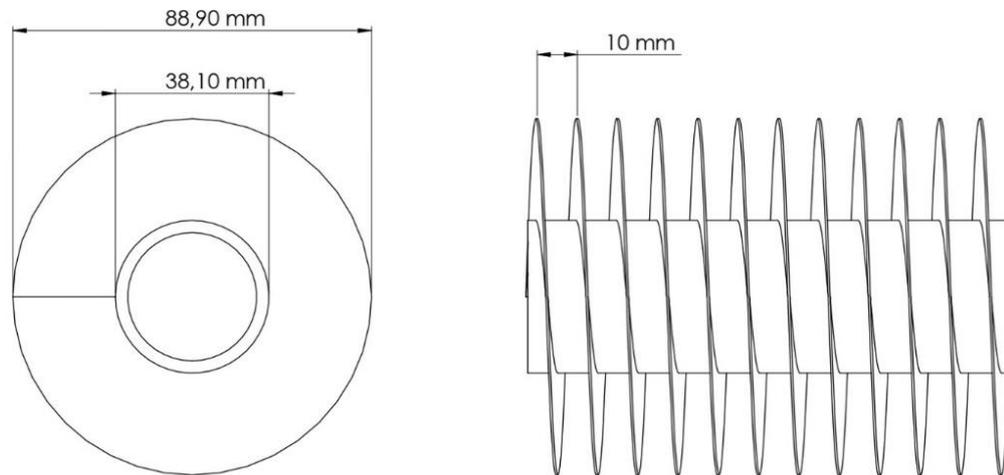
Assim, o material selecionado para fabricação dos termossifões foi o aço carbono ASTM A178, também conhecido como aço de caldeira. A escolha desse material se deu por fatores como facilidade de obtenção no mercado, possibilidade de compras em pequenas quantidades e boa resistência à corrosão.

Para a seleção do fluido de trabalho a ser utilizado no termossifão, levou-se em consideração que este deve apresentar elevados calores específicos, baixas pressões de vapor e por fim, não devem ser inflamáveis ou poluentes devido ao risco de contaminação das águas no caso de rompimento de um tubo. Assim, optou-se por inicialmente usar a água destilada como fluido de trabalho dos termossifões, devido ao seu custo-benefício, dadas a facilidade de manipulação e obtenção, alta capacidade calorífica e inexistência de riscos ambientais.

As dimensões do evaporador e do condensador do termossifão bifásico convencional e em circuito foram então determinadas: seção do evaporador com 1,7 metros e do condensador com 3,3 metros de comprimento. O diâmetro externo dos tubos é de 38,1 mm com espessura da parede de 3,05 mm. Para intensificar a troca de calor com o ambiente, são empregados tubos aletados para o condensador, com aletas de 25,4 mm de altura, totalizando um diâmetro aletado de 88,9 mm, com espessura de 0,5 mm, e espaçamento entre aletas de 10 mm, conforme

mostrado na Figura 22. Cabe ainda destacar que há uma restrição grande na disponibilidade de tubos aletados no mercado, em termos tanto de material de fabricação das aletas quanto do diâmetro máximo destas. Assim, as aletas presentes dos condensadores também são fabricadas em aço carbono ASTM A178 e o seu comprimento foi o máximo encontrado no mercado.

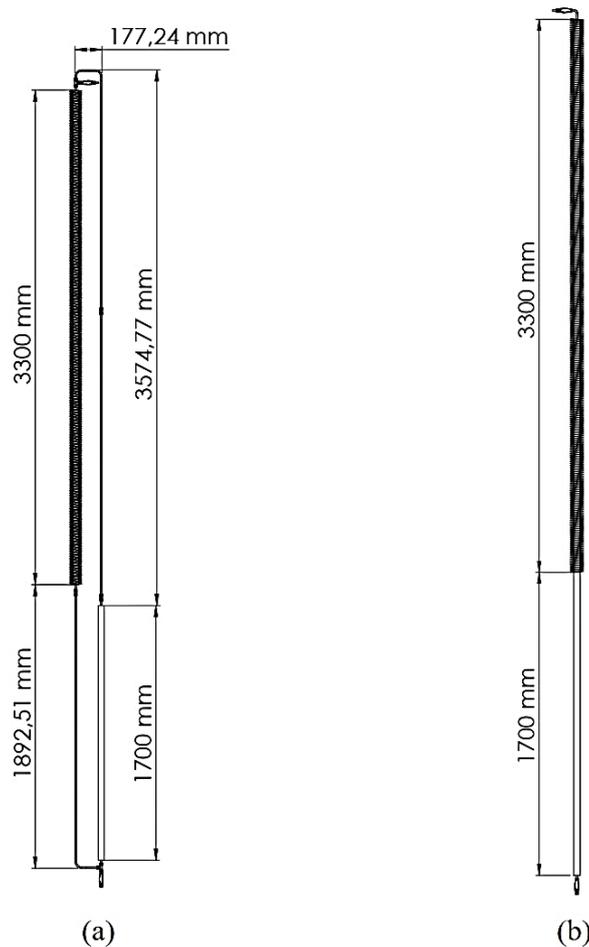
Figura 22 - Detalhamento do tubo aletado



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

No caso do termostifão em circuito, além do evaporador e condensador, existem as linhas de vapor e de retorno de líquido, as quais são responsáveis por conduzir o vapor proveniente do evaporador até o condensador e, o fluido de trabalho condensado até o evaporador, respectivamente. Ambas as linhas são construídas com tubos de aço inox e apresentam diâmetro externo de 9,5 mm. Cada uma das linhas apresentam um comprimento específico. A linha de vapor, que conecta a região superior do evaporador com a região superior do condensador, possui aproximadamente 3,7 metros de comprimento. Já a linha de retorno de líquido, que conecta a região inferior do condensador à região inferior do evaporador, possui um comprimento de aproximadamente 2,1 metros. As principais dimensões dos dois protótipos de termostifão bifásico testados, são mostradas na Figura 23.

Figura 23 - Dimensões das seções do (a) termossifão em circuito e do (b) termossifão bifásico convencional

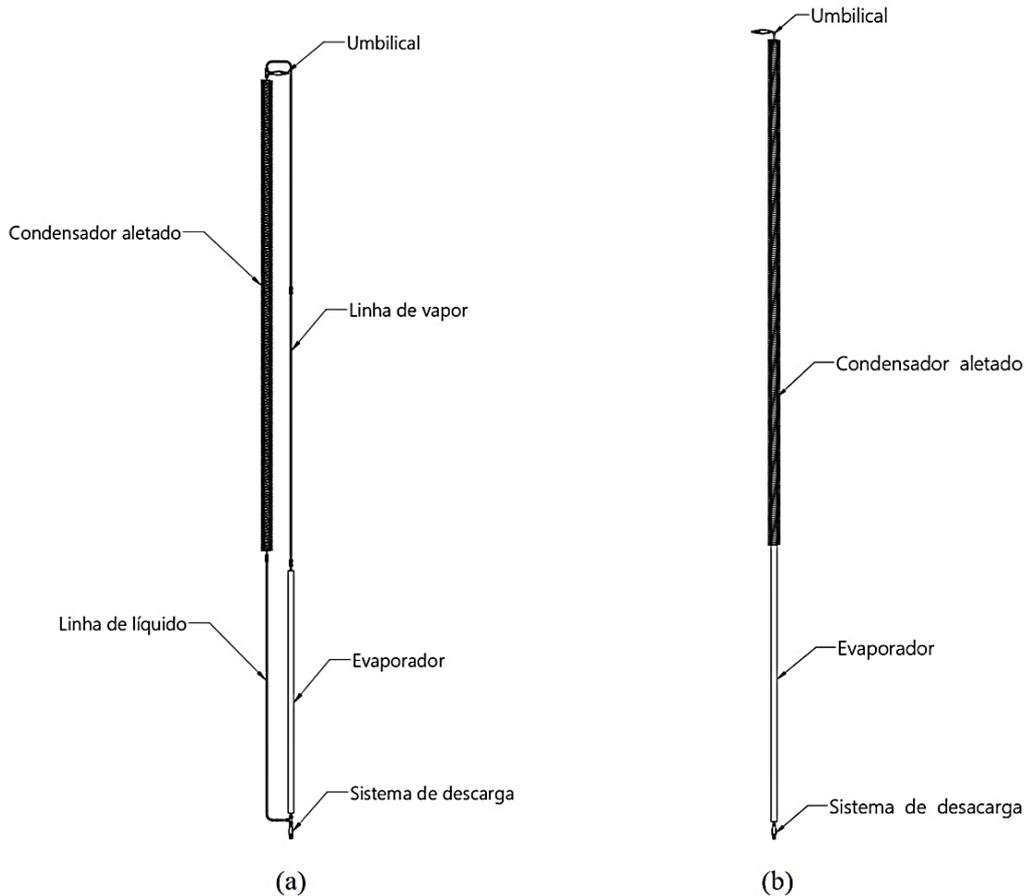


Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Para facilitar o carregamento com o fluido de trabalho, foram adicionados tubos umbilicais na extremidade superior dos dois termossifões. Os umbilicais são tubos de pequenos diâmetros utilizados para facilitar o acesso ao interior dos termossifões, permitindo a realização de vácuo nos dispositivos, o carregamento com fluido de trabalho ou ainda a eliminação de gases não condensáveis de dentro dos dispositivos (processo de purga). Para este trabalho, o umbilical é fabricado em tubo de aço inox com 9,5 mm de diâmetro. Em ambos os termossifões, o umbilical está localizado na parte superior do condensador, e conta com uma válvula *Swagelok*® para manter o interior do tubo isolado do ar externo, e ainda permitir o carregamento do tubo com o fluido de trabalho. Para a descarga do fluido de trabalho dos termossifões, foram adicionados mecanismos de drenagem na parte inferior do evaporador. No termossifão convencional, este mecanismo é composto por um pequeno tubo umbilical de aço inox com uma válvula para permitir a retirada do fluido do interior do termossifão por gravidade e vedar o tubo. Já no termossifão em circuito, o sistema para descarga ou drenagem de fluido

de trabalho constitui-se de pequenos tubos de aço inox, com conexões e válvula conectados à linha de retorno de líquido, e próximo ao evaporador. Na Figura 24 são mostrados os principais componentes dos termossifões estudados.

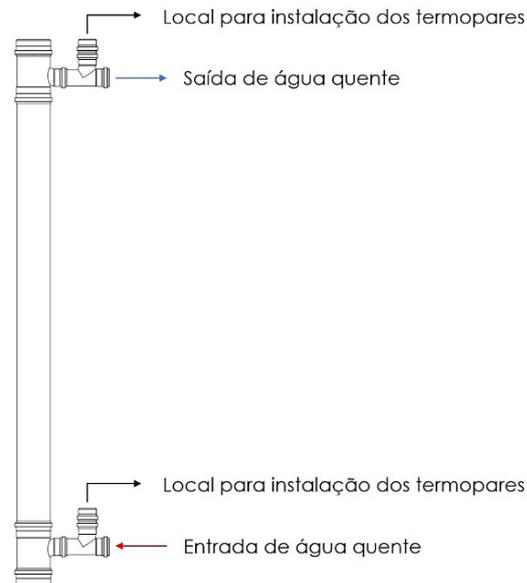
Figura 24 - Principais componentes do (a) termossifão em circuito e do (b) termossifão bifásico convencional



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

O calor é adicionado aos evaporadores por meio da circulação de água quente proveniente de um banho térmico com temperatura controlada. A água é aquecida por meio de uma resistência elétrica presente no interior do reservatório do banho térmico tendo sua temperatura controlada por meio de um sistema de controle. Esta água circula em pequenos trocadores de calor de tubos concêntricos do tipo camisas d'água, que envolvem os dois evaporadores. Cada camisa d'água é composta por um tubo de PVC com diâmetro externo de 100 mm e comprimento semelhante ao do evaporador, com conexões para a entrada de água quente, localizada na parte inferior da camisa, e conexões para a saída de água quente, na extremidade superior, conforme esquematizado na Figura 25.

Figura 25 - Desenho da camisa d'água



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

A conexão entre as camisas d'água e o banho termostático é feita por mangueiras de alta temperatura, para aplicações em sistemas de controle térmico. Para dividir o fluxo de água quente igualmente entre os evaporadores, foi adicionado uma conexão do tipo “T” na mangueira de saída de água do banho termostático, de modo que cada evaporador tenha seu respectivo sistema de circulação de água quente.

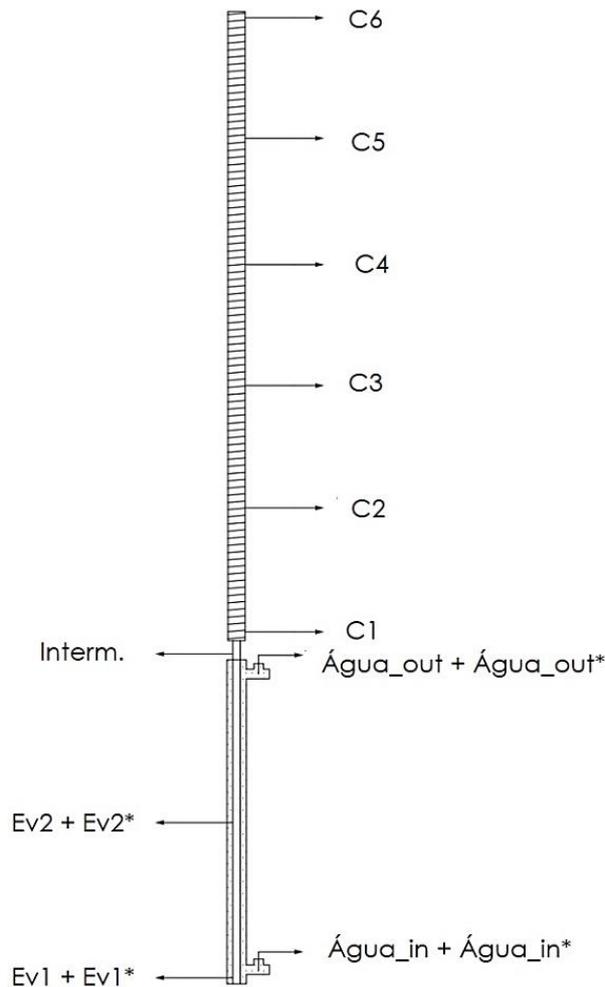
Foram instalados dois medidores de vazão e válvulas reguladoras de vazão nas mangueiras de alimentação de água quente. Os medidores de vazão e válvulas são utilizados para aferir e controlar a vazão de água em cada um dos sistemas de aquecimento, respectivamente, de modo a mantê-las em patamares semelhantes e comparáveis ao longo dos testes realizados.

As temperaturas ao longo de todo o aparato experimental são obtidas por meio de termopares posicionados nos locais adequados e conectados à um sistema de aquisição de dados. O posicionamento dos termopares ao longo do evaporador e condensador dos termostatos são idênticos, de modo a permitir a comparação entre as temperaturas em ambos os dispositivos.

O termostato convencional apresenta 11 termopares ao longo do seu comprimento. O evaporador é instrumentado com 4 termopares no total, sendo 2 pontos principais com 2 termopares em cada ponto. Os pontos de interesse estão situados na extremidade inferior e no centro do evaporador. Uma vez que o evaporador é confinado em uma camisa d'água e os

termopares são de difícil acesso, a instalação de dois termopares em cada ponto foi uma medida de precaução para reduzir o impacto de possíveis falhas e ainda comparar os resultados obtidos por ambos os termopares, reduzindo os erros associados as medições realizadas em cada ponto. Entre as seções do evaporador e condensador é adicionado um termopar posicionado imediatamente após o fim da camisa d'água. Como no intervalo entre o evaporador e o condensador o tubo não é isolado termicamente, este não pode, a rigor, ser considerado como seção adiabática. O condensador é instrumentado com 6 termopares igualmente espaçados entre si. Adicionalmente, a camisa d'água também é instrumentada com 4 termopares, sendo 2 próximos na entrada da água quente e 2 também próximos na saída. Na Figura 26 é apresentada à disposição dos termopares ao longo do termostato convencional.

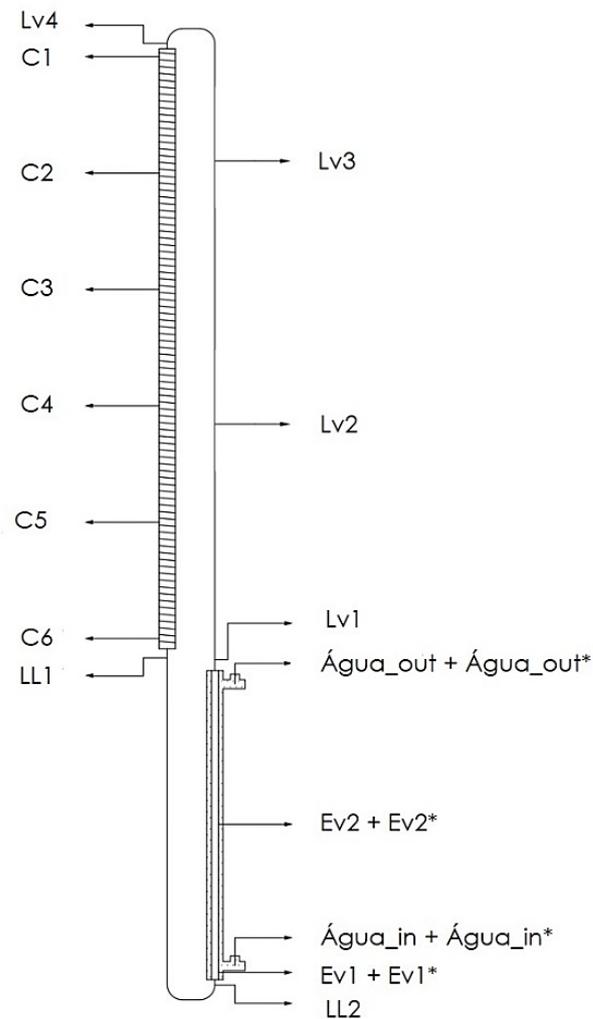
Figura 26 - Posição dos termopares no termostato bifásico convencional



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

O termossifão em circuito é instrumentado com 16 termopares, sendo os termopares do evaporador e do condensador posicionados de forma idêntica às do termossifão convencional, conforme pode ser observado na Figura 27. A linha de vapor é instrumentada com 4 termopares espaçados igualmente ao longo do seu comprimento e a linha de retorno de líquido é instrumentada com 2 termopares, sendo o primeiro posicionado após o fim do condensador e segundo antecedendo o início do evaporador. Assim como no termossifão convencional, a camisa d'água é instrumentada com 4 termopares, sendo 2 termopares posicionados na entrada da água quente e 2 na saída.

Figura 27 - Posição dos termopares no termossifão em circuito



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

As legendas para as nomenclaturas dos termopares apresentados na Figura 26 e Figura 27 são mostradas no Quadro 1.

Quadro 1 - Legendas dos termopares

| Nomenclatura | Legenda |
|---------------------|--|
| Ev1 | 1º termopar do evaporador, na extremidade inferior |
| Ev1* | 1º termopar extra do evaporador |
| Ev2 | 2º termopar do evaporador, na posição central |
| Ev2* | 2º termopar extra do evaporador |
| Interm. | Termopar após a camisa d'água |
| C1 | 1º termopar no condensador |
| C2 | 2º termopar no condensador |
| C3 | 3º termopar no condensador |
| C4 | 4º termopar no condensador |
| C5 | 5º termopar no condensador |
| C6 | 6º termopar no condensador |
| Água_in | Termopar na entrada da água quente |
| Água_in* | Termopar extra na entrada da água quente |
| Água_out | Termopar na saída da água quente |
| Água_out* | Termopar extra na saída da água quente |
| Lv1 | 1º termopar da linha de vapor |
| Lv2 | 2º termopar da linha de vapor |
| Lv3 | 3º termopar da linha de vapor |
| Lv4 | 4º termopar da linha de vapor |
| LL1 | 1º termopar da linha de retorno de líquido |
| LL2 | 2º termopar da linha de retorno de líquido |

Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Complementarmente à instrumentação apresentada, um termopar é utilizado para medir a temperatura ambiente nas proximidades do condensador, posicionado no espaço entre os condensadores e cerca de 10 centímetros à frente destes.

Conforme mencionado anteriormente, o sistema utilizado para aquisição dos dados experimentais foi o da National Instruments®, modelo NI cDAQ-9178 com módulos para termopares NI 9214. O software LabVIEW® também da National Instruments, foi empregado para a coleta de dados durante o experimento.

3.3 FABRICAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

O processo de fabricação de todo o aparato experimental apresentado neste trabalho foi realizado no Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/EMC) da Universidade Federal de Santa Catarina, com o apoio dos técnicos mecânicos e eletricitas do mesmo. O objetivo desta seção é apresentar o processo de fabricação da bancada experimental, incluindo a fabricação dos termossifões, os procedimentos de limpeza, instrumentação e conexão com dos sistemas de apoio para o funcionamento do experimento.

Devido às diferenças construtivas e especificidades do processo de fabricação de cada um dos protótipos de termossifão estudados, os processos de fabricação empregados serão apresentados separadamente. Cabe também destacar que os dois protótipos de termossifão, convencional e em circuito, foram fabricados simultaneamente.

3.3.1 Termossifão bifásico convencional

Devido a menor complexidade, o termossifão bifásico convencional é primeiro a ser descrito. O primeiro procedimento consistiu no corte dos tubos lisos para os evaporadores e dos tubos aletados para os condensadores. Após os tubos cortados, estes passaram por um processo de limpeza inicial, no qual o interior dos tubos foi lavado com água, sabão neutro e material abrasivo. No presente estudo, utilizou-se areia grossa para retirada de sujeiras mais pesadas, decorrentes do processo de fabricação, transporte e armazenagem dos tubos, conforme mostrado na Figura 28. Este processo de limpeza foi realizado com o auxílio de buchas de limpeza e escovas metálicas, e repetido até que a água passante no interior do tubo saísse transparente. A Figura 29 apresenta uma comparação do aspecto interior de um dos tubos, antes e após o processo de lavagem.

Figura 28 - Processo de limpeza dos tubos



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 29 - Interior do tubo antes e após a limpeza



Antes

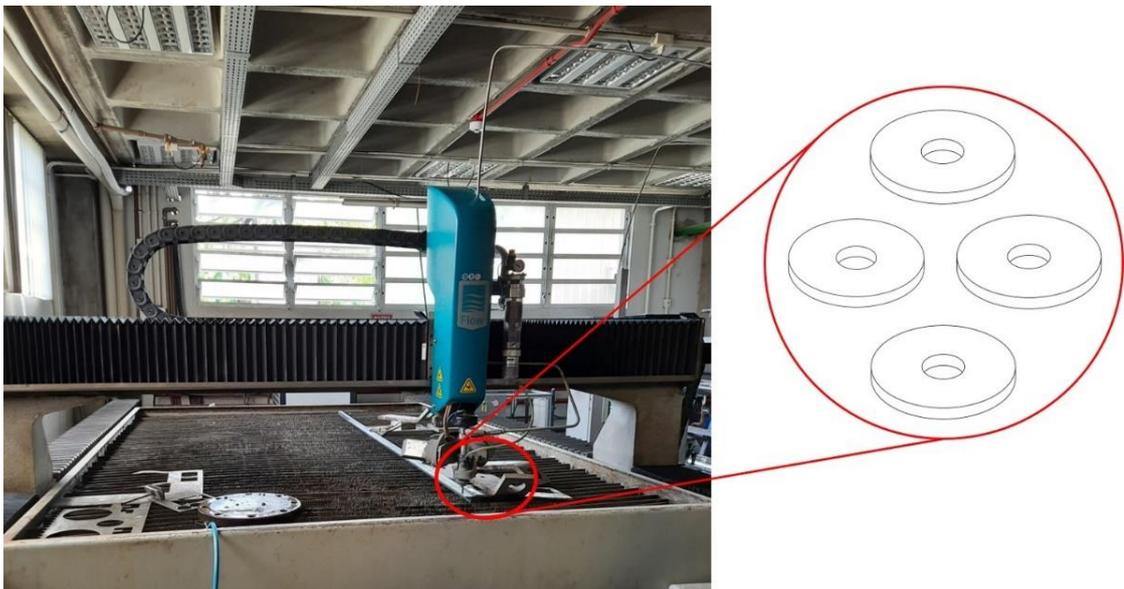
Depois

Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Em um segundo momento, as partes de tubos que compõem as seções do evaporador e do condensador foram posicionadas para a união por brasagem dos mesmos. No processo de brasagem dos tubos de aço carbono, foram utilizados materiais aditivos e dois maçaricos para aquecimento devido à grande dimensão do tubo. Para remover os resíduos oriundos do processo de brasagem, o termossifão convencional foi novamente lavado com água e sabão neutro, seguindo o mesmo procedimento executado anteriormente.

Na etapa seguinte, foram realizados os cortes das tampas para as extremidades dos termossifões por meio da utilização da máquina de corte por jato de água, conforme ilustrado na Figura 30. No termossifão convencional, as tampas foram brasadas juntamente com os umbilicais na extremidade inferior do evaporador e na extremidade superior do condensador.

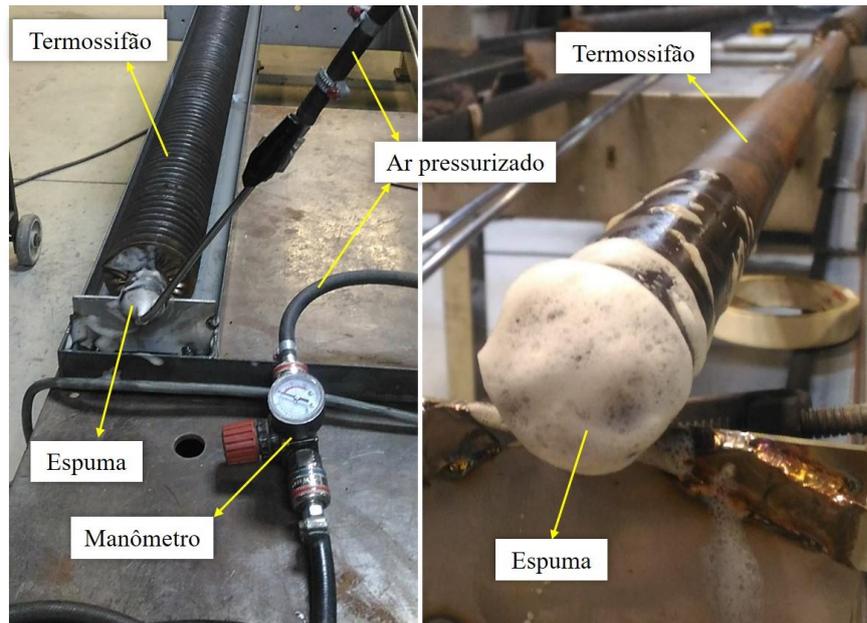
Figura 30 - Corte das tampas de aço para os termossifões



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Depois da brasagem, o termossifão foi submetido a um teste de vazamento simples, especificamente nas soldas realizadas nas tampas e na junção do evaporador e condensador. Nesse teste é realizada a inserção de ar pressurizado no interior do tubo, e adicionado espuma nas superfícies soldadas, conforme pode ser observado na Figura 31. Caso haja algum vazamento, bolhas de ar são formadas na espuma, com indicação de queda de pressão no interior do tubo pelo manômetro presente na mangueira de ar pressurizado.

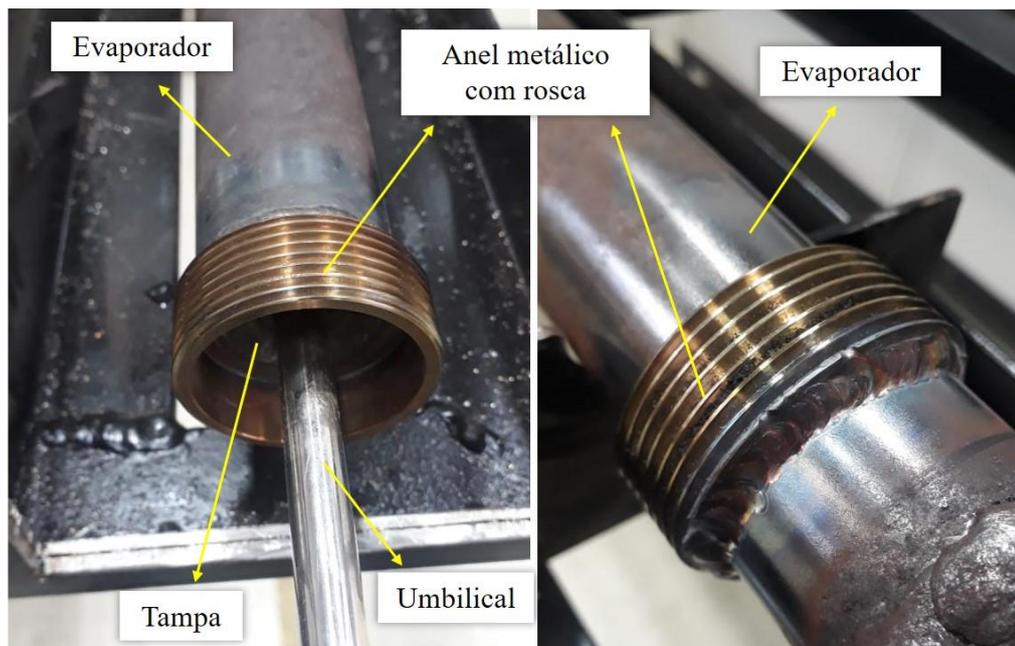
Figura 31 - Teste de vazamento com ar pressurizado



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

O processo de brasagem na extremidade do evaporador também inclui a adição de um mecanismo para fixação e vedação da camisa d'água no tubo. Este mecanismo, mostrado na Figura 32, consiste em um anel metálico soldado com rosca externa, nas extremidades do evaporador.

Figura 32 - Anel metálico para vedação da camisa d'água no evaporador



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Após a finalização do processo de brasagem, é realizada uma limpeza final no interior do tubo termossifão. Inicialmente, o tubo foi lavado com água destilada por meio da agitação desta dentro do tubo, de modo a alcançar todas as superfícies internas. A água é completamente drenada do tubo e uma bomba de vácuo é conectada aos umbilicais nas extremidades. Utiliza-se a bomba de vácuo de paletas rotativas Edwards RV8, mostrada da Figura 33, que permanece conectada ao tubo por alguns minutos, até que o seu interior alcance o nível de vácuo primário desejado. Com o vácuo inicial realizado, as extremidades são vedadas com auxílio de pinças hemostáticas Kelly e abraçadeiras plásticas. A vedação é ligeiramente interrompida para a inserção de álcool etílico no interior no tubo. O álcool é agitado dentro do tubo para intensificar o contato com as paredes do tubo e visando promover a limpeza final do termossifão, retirando resquícios de impurezas e sujeiras ainda existentes.

Figura 33 - Bomba de vácuo de paletas rotativas Edwards RV8



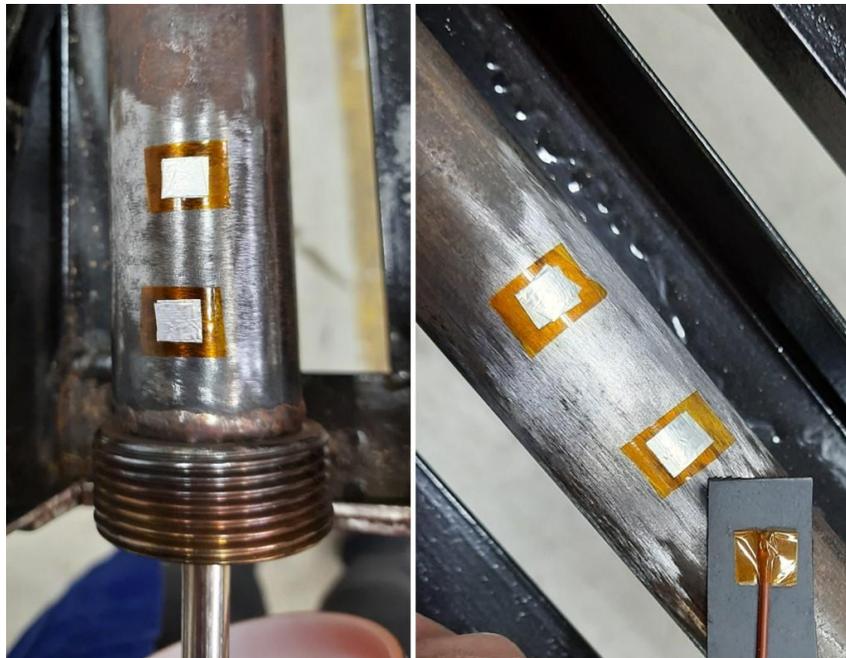
Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Ao finalizar a limpeza, foi iniciada a instrumentação do termossifão convencional. Utiliza-se termopares do tipo T com bitola de 24 AWG, caracterizado por ter cobre puro, como termoelemento positivo, e Constantan, como termoelemento negativo e sendo recomendado para uso contínuo em atmosferas oxidantes, redutoras ou inertes. Para este dispositivo foram fabricados 15 termopares, sendo 11 destinados à medição de temperatura na parede do tubo e 4 para o sistema de aquecimento com água. Como já observado, a disposição dos termopares ao longo do termossifão é apresentada na Figura 26.

A fixação dos termopares varia conforme a seção do termossifão, visando garantir o melhor contato possível entre o termopar e a parede do tubo, o isolamento térmico e a integridade dos termopares durante a execução de todos os testes. Para isso, as pontas dos termopares foram envolvidas com fita de Kapton® para promover isolamento elétrico, dispensando assim a necessidade de aterramento do protótipo. As juntas (cabeças) dos termopares foram isoladas termicamente do ambiente com a instalação de uma manta de borracha isolante logo acima da fita de Kapton®. Antes da fixação dos termopares, a parede externa do tubo foi limpa. No evaporador essa limpeza foi realizada por meio de uma politriz e depois por álcool etílico. Já no condensador, a limpeza se deu primeiramente por meio de um pano embebido em álcool etílico e, na sequência, por solvente (thinner), devido à dificuldade de acesso, para melhor limpeza da parede do tubo.

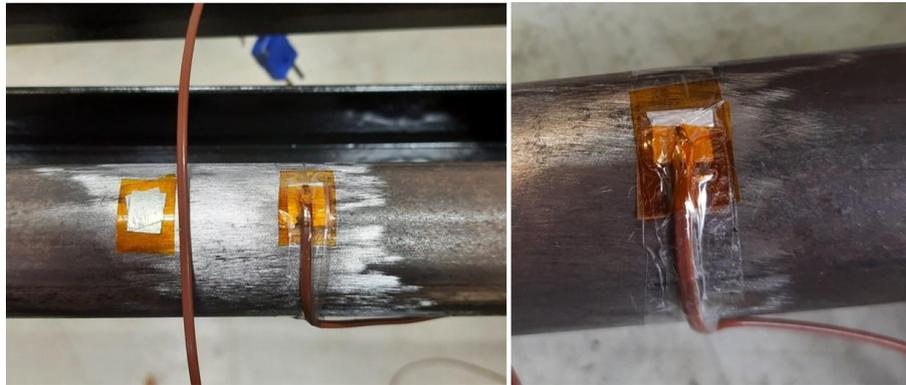
No evaporador, os termopares são fixos por meio de fita Kapton®, fita metálica, borracha isolante e abraçadeira metálica. Na Figura 34 é mostrada uma porção do evaporador preparada para alocação do termopar, na Figura 35 mostra-se o local de fixação do termopar e na Figura 36, o termopar envolvido com a borracha isolante e fixado com abraçadeira metálica.

Figura 34 - Preparação do tubo para fixação dos termopares



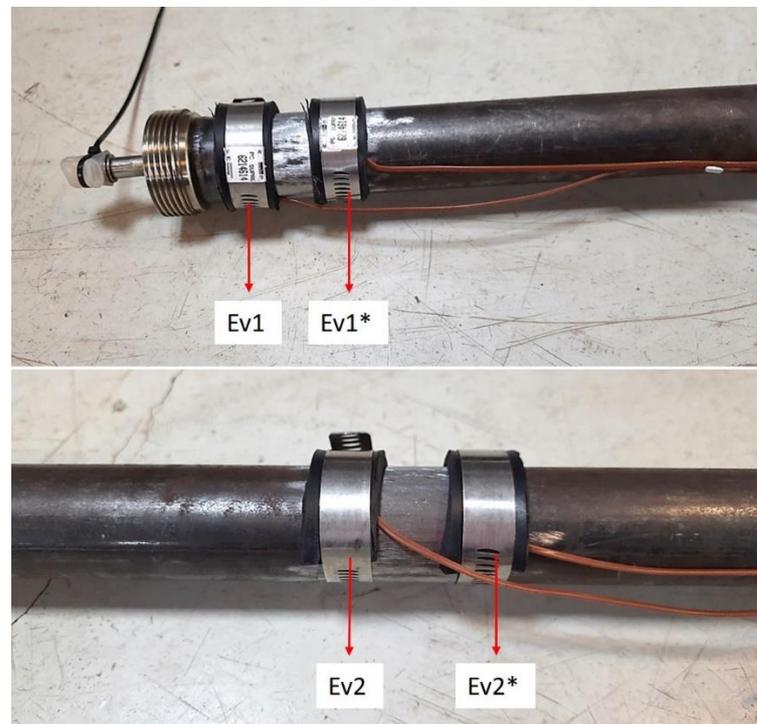
Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 35 - Posicionamento dos termopares para fixação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 36 - Fixação dos termopares no evaporador

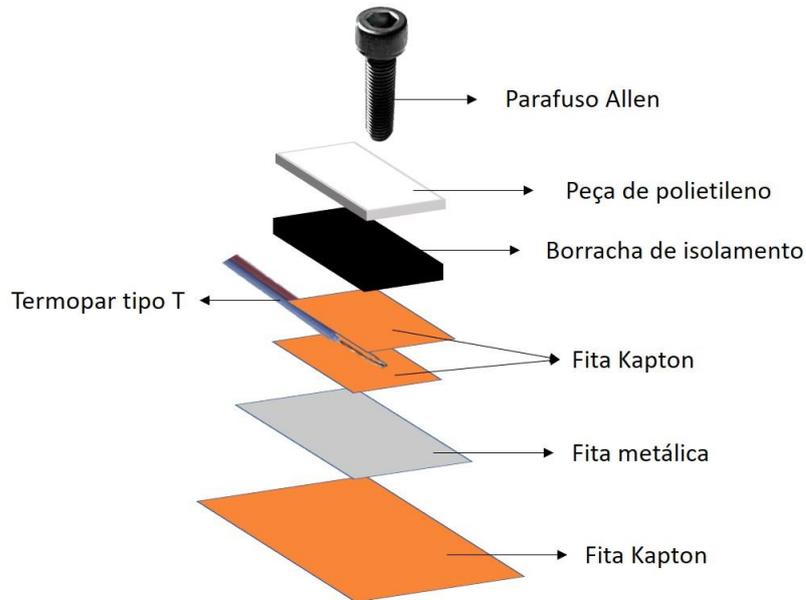


Fonte: Elaborado pela autora (2023)

No condensador, foram utilizados além da fita Kapton®, fita metálica e borracha isolante, peças de polietileno e um sistema de fixação com parafusos Allen. A Figura 37 mostra estes componentes e a sua ordem de fixação. É importante destacar que, devido à proximidade das aletas do condensador, a fixação dos termopares foi dificultada, sendo necessário a fabricação e soldagem de uma pequena placa metálica na extremidade das aletas onde o tubo deve ser instrumentado, para servir de base de fixação. O conjunto da placa soldada entre as aletas e o parafuso Allen são os responsáveis pela fixação com alta pressão dos termopares

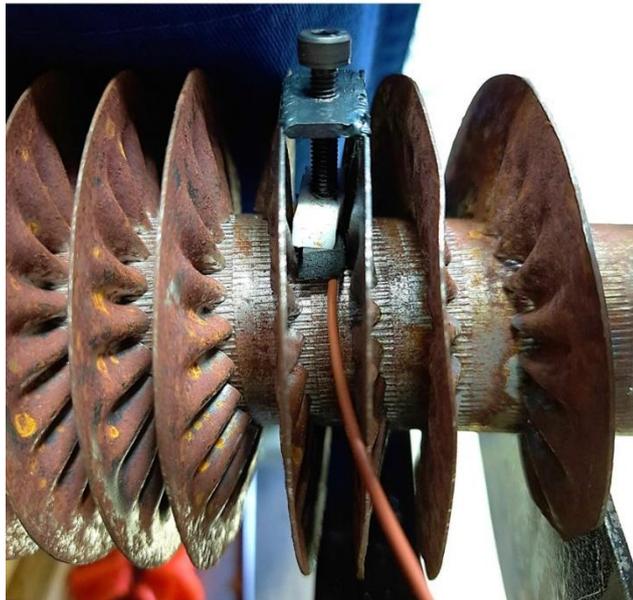
contra as paredes do tubo, na posição de interesse. O termopar fixado na parede do tubo é mostrado na Figura 38, onde é possível observar o as principais peças utilizadas. Cabe ainda destacar que a peça de polietileno utilizada na fixação do termopar tem como objetivo proteger a junta do termopar de possíveis danos causados pela pressão exercida em sua fixação.

Figura 37 - Esquema de fixação e isolamento dos termopares no condensador



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 38 - Termopar fixado no condensador



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

O termossifão foi então submetido à testes finais de estanqueidade para verificar a existência de vazamentos. Este teste foi realizado através de um detector de vazamentos ASM 340 D fabricado pela Pfeiffer Vacuum, o qual detecta a presença de pequenas quantidades mássicas de hélio. Esse teste consiste em evacuar o termossifão e aplicar pontualmente, com o auxílio de uma pistola, hélio nas regiões a serem verificadas. Caso haja falha, trincas ou porosidade em alguma junção, o hélio penetrará e será detectado pelo equipamento, indicando a presença de vazamento. Como o equipamento de detecção é muito sensível, este não suporta a presença de vapores ou gases não-condensáveis, fazendo-se necessário a realização de um pré-vácuo no termossifão, através da bomba de vácuo de paletas rotativas Edwards RV8, para somente então levar-se o protótipo para o teste no detector de vazamentos propriamente dito. A Figura 39 mostra a realização do teste de estanqueidade em dois momentos: quando o tubo é recém conectado ao equipamento (visor em vermelho), e quando o sistema de detecção, que abrange toda a dimensão do tubo, mostra que a quantidade de hélio identificada no tubo é muito pequena (visor em verde), concluindo-se que não há vazamento.

Figura 39 - Teste de estanqueidade com o detector de vazamentos ASM 340 D



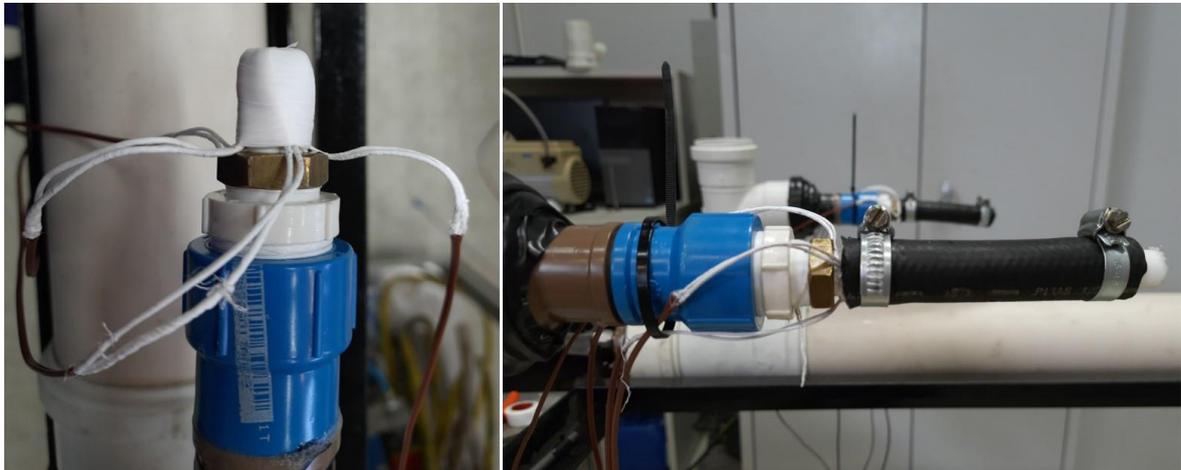
Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Com a instrumentação e o teste de estanqueidade finalizados, é iniciada a construção e instalação da camisa d'água no evaporador do termossifão convencional. Primeiramente, foi realizado o corte do tubo de PVC principal, com diâmetro de 100 mm, e a separação das demais conexões utilizadas para a camisa d'água. Em seguida, iniciou-se a preparação das tampas de PVC para fechar e vedar a camisa d'água. Para isso utilizou-se 2 tampas de PVC com furo

central para passagem do evaporador, e adaptadores de PVC com flanges. O anel metálico das extremidades do evaporador é preparado com fita veda-rosca e silicone para posterior conexão às tampas. O tubo de PVC principal é fixado, em cada extremidade, à Tês, com redução 100 x 50 mm, e às tampas por meio de Adesivo Plástico de PVC.

Após, é realizada a montagem das partes onde ocorre a entrada e a saída de água na camisa d'água. Um Tê de PVC é conectado ao tubo principal para permitir a instalação da instrumentação para medição da temperatura da água. A saída principal é destinada à circulação de água quente, e para sua fabricação são utilizadas buchas de redução, joelho com rosca latão e espigão macho de latão. Já na saída para instrumentação, os materiais e o processo para fabricação são semelhantes, porém neste, o espigão recebe várias camadas de fita veda-rosca antes e após o posicionamento dos termopares (Figura 40). Os termopares responsáveis pela medição de temperatura da água quente, tanto na entrada quanto na saída da camisa d'água, tem suas pontas posicionadas no centro do fluxo principal de circulação da água, conforme mostrado na Figura 41. Além disso, os fios que compõem os termopares são isolados e vedados (impermeabilizados) para impedir que ocorra a absorção de água pelos fios, o que danificaria o sistema de aquisição de dados.

Figura 40 - Proteção para fixação dos termopares nas saídas da camisa d'água



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 41 - Posicionamento dos termopares no fluxo de água quente



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

A princípio, todas as conexões dos bocais de circulação de água e de instrumentação seriam fixadas com abraçadeiras plásticas, para permitir a desmontagem dos mesmos. Porém, observou-se vazamentos e uma vedação de maior qualidade foi necessária, optando-se por utilizar o Adesivo Plástico de PVC para junção das peças. A montagem final da camisa d'água é apresentada na Figura 42. Testes de vazamento na camisa d'água foram realizados conectando-a ao banho térmico a ser utilizado para os testes experimentais, neste teste mantido à temperatura ambiente.

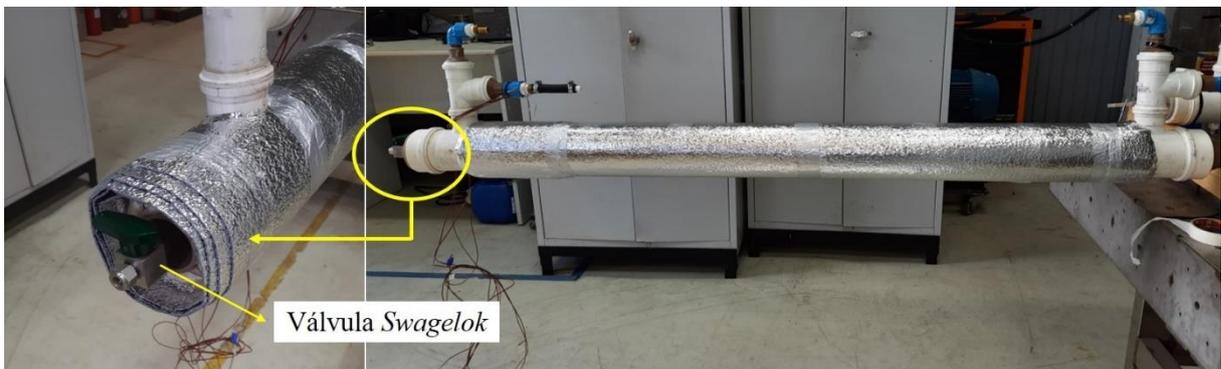
Figura 42 - Montagem dos componentes da camisa d'água



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Para finalizar a fabricação do termossifão convencional, foi realizada a montagem do sistema de drenagem do dispositivo e finalizada a montagem do sistema de carregamento. O umbilical deste termossifão apresenta-se em forma de “L”, para facilitar o acesso ao tubo, e possui em sua extremidade uma válvula macho Swagelok®, em aço inoxidável, Série P6T, para permitir o acesso recorrente ao interior do tubo para realização de vácuo e carregamento com fluido de trabalho. Já no sistema de drenagem, utilizou-se um pequeno tubo de aço inox e uma válvula Swagelok também em aço inoxidável Série P6T, posteriormente instalada na parte inferior do evaporador. Neste momento, o teste de estanqueidade é novamente realizado utilizando o detector de vazamentos ASM 340 D, para verificar se a instalação das válvulas e conexões não apresentam vazamentos.

Figura 43 - Isolamento da camisa d'água



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Para finalizar a construção do termossifão convencional, é realizado o isolamento da camisa d'água com uma manta de polietileno expandido aluminizada, como ilustrado na Figura 43. Para promover um bom isolamento térmico do dispositivo, foram adicionadas cerca de cinco camadas do material isolante em volta da camisa d'água.

3.3.2 Termossifão bifásico em circuito

O processo de fabricação do termossifão bifásico em circuito ocorre de forma semelhante ao do termossifão bifásico convencional. Entretanto, devido a algumas particularidades, como por exemplo a fabricação das linhas de vapor e de líquido, optou-se por apresentar o processo de fabricação de forma separada.

O primeiro passo executado para a construção deste termossifão foi o corte dos tubos liso e aletado para compor as seções do evaporador e do condensador, respectivamente. Na sequência, foi realizado o processo de limpeza, no qual os tubos foram lavados com água, sabão neutro e material abrasivo, para retirada de sujeiras mais pesadas, assim como apresentado anteriormente para o termossifão convencional, nas Figura 28 e Figura 29.

Em seguida, foram realizadas as brasagens das tampas com umbilicais nas extremidades do evaporador e do condensador. Na sequência foi realizada a soldagem os mecanismos de fixação da camisa d'água compostos por anéis metálicos com rosca externa, localizados nas extremidades do evaporador. Foi realizada a limpeza final no evaporador e no condensador para retirar as sujeiras e impurezas oriundas do processo de brasagem e solda. O processo de limpeza foi semelhante ao descrito para o termossifão convencional, ou seja, cada seção do termossifão em circuito (evaporador e condensador) foi lavada inicialmente com água destilada e posteriormente com álcool etílico com os tubos previamente evacuados. Em ambos os estágios de limpeza, a agitação dos tubos foi um fator essencial para intensificar o contato da água e do álcool com as paredes dos tubos e assim promover melhor qualidade da limpeza do interior destes. O processo de limpeza com álcool etílico foi repetido algumas vezes até que fosse observado que o álcool descartado, após cada processo de agitação dos tubos, estivesse sem resíduos e impurezas.

Na sequência, as seções do evaporador e do condensador foram submetidas ao teste de estanqueidade para verificar a existência de vazamentos, o qual foi realizado através do detector de vazamentos ASM 340 D fabricado pela Pfeiffer Vacuum. Assim como no teste de estanqueidade do termossifão convencional, realizou-se um pré-vácuo nos tubos por meio da bomba de vácuo de paletas rotativas Edwards RV8, uma vez que esse equipamento suporta a presença de vapores ou gases não-condensáveis. O teste consiste em evacuar os tubos e aplicar pontualmente hélio nas regiões a serem verificadas, ou seja, nas extremidades dos tubos. Caso haja algum vazamento, o hélio penetrará no tubo e será detectado pelo equipamento. Na Figura 44 é mostrado o evaporador do termossifão em circuito com o pré-vácuo já realizado, antes do teste de estanqueidade.

Figura 44 - Procedimento de pré-vácuo no evaporador do termossifão em circuito



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

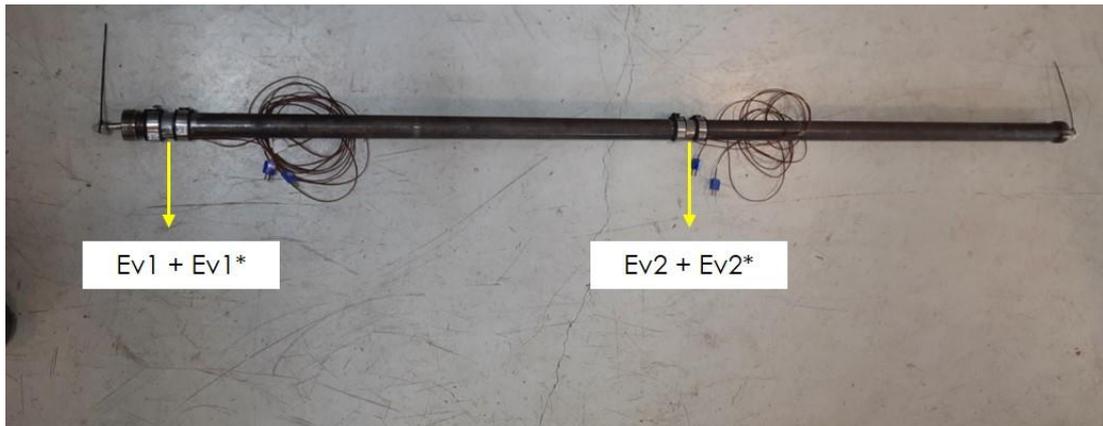
Finalizado o teste de estanqueidade, o evaporador e o condensador foram instrumentados com termopares tipo T com bitola de 24 AWG. Para estas seções foram fabricados 10 termopares, sendo 4 para o evaporador e 6 para o condensador, como já discutido e mostrado na Figura 27.

Assim como no termossifão convencional, as pontas (cabeças) dos termopares foram envolvidas com fita de Kapton®, para promover isolamento elétrico. As paredes externas dos tubos foram limpas antes da fixação dos termopares. No evaporador, esta limpeza se deu por meio de uma politriz, seguida por álcool etílico. No condensador, esta limpeza externa, mais especificamente entre as aletas, foi feita pelo esfregamento repetido de um pano com álcool etílico e posteriormente pelo uso de solvente (thinner) na parede do tubo.

Para a fixação dos termopares no evaporador utilizou-se, nesta ordem: fita Kapton®, fita metálica, borracha isolante e abraçadeira metálica, assim como para o termossifão convencional, conforme observado nas Figura 34 e Figura 35, sendo a montagem final dos termopares mostrada na Figura 45. No condensador, a fixação dos termopares foi realizada

conforme o esquema ilustrado na Figura 37, utilizando-se fita Kapton®, fita metálica e borracha isolante, além de peças de polietileno e de um sistema de fixação com parafusos Allen. É importante destacar que as considerações mencionadas na etapa de fixação dos termopares no condensador no termossifão convencional também são válidas para o termossifão em circuito.

Figura 45 - Posicionamento dos termopares no evaporador



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Na sequência iniciou-se o processo de fabricação e montagem das linhas de vapor e de líquido do termossifão em circuito. Primeiramente realizou-se o corte e a conformação dos tubos de aço inox que compõem as linhas de vapor e líquido. Para retirar possíveis poeiras e impurezas dos tubos, estes foram lavados com água corrente e, na sequência, com álcool etílico.

Em seguida as linhas de vapor e de retorno de líquido foram montadas. Para a junção da linha de vapor à extremidade superior do evaporador foi utilizada uma conexão Swagelok® do tipo união com dupla anilha. A linha de vapor e o condensador são conectados pelo sistema de carregamento com umbilical. Para isso, foram utilizadas uma conexão de união do tipo “Tê” e uma válvula macho Swagelok® em aço inoxidável da Série P6T. O procedimento para a junção da linha de retorno de líquido ao evaporador e ao condensador foi realizado de forma semelhante ao da linha de vapor, com a montagem do sistema de drenagem. Para o sistema de drenagem, mostrado na Figura 46, foram utilizadas uma conexão de união do tipo “Tê”, duas conexões de união (dupla anilha) e um tampão para conexões, todos da marca Swagelok®.

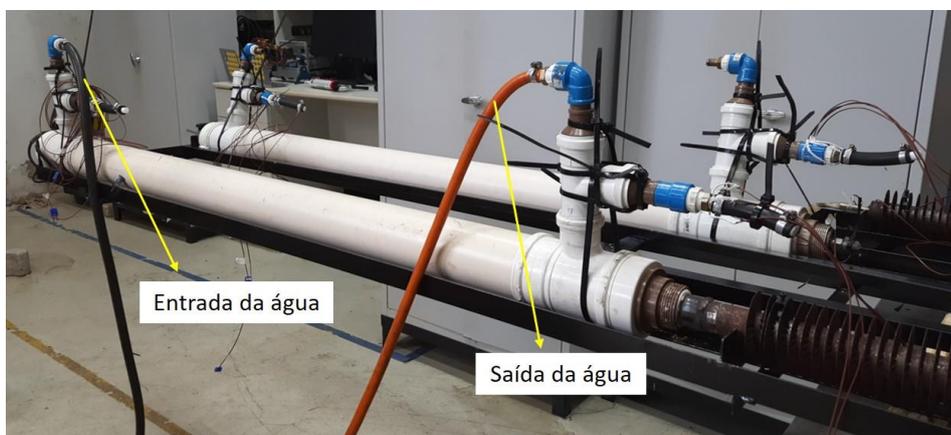
Figura 46 - Sistema de drenagem do termossifão em circuito



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Simultaneamente à montagem da linha de retorno de líquido, a camisa d'água foi instalada no evaporador. O processo de fabricação, montagem e instalação da camisa d'água foi realizado de forma idêntica ao apresentado anteriormente, para o termossifão convencional, desde o tubo de PVC principal com tampas e adaptadores com flanges para conexão com os anéis metálicos nas extremidades do evaporador, até a montagem das seções de entrada e saída de água na camisa d'água e bocais de saída para instalação das instrumentações do evaporador e dos termopares. Assim como para a camisa d'água do termossifão convencional, também foram realizados testes de vazamento de água utilizando o banho térmico.

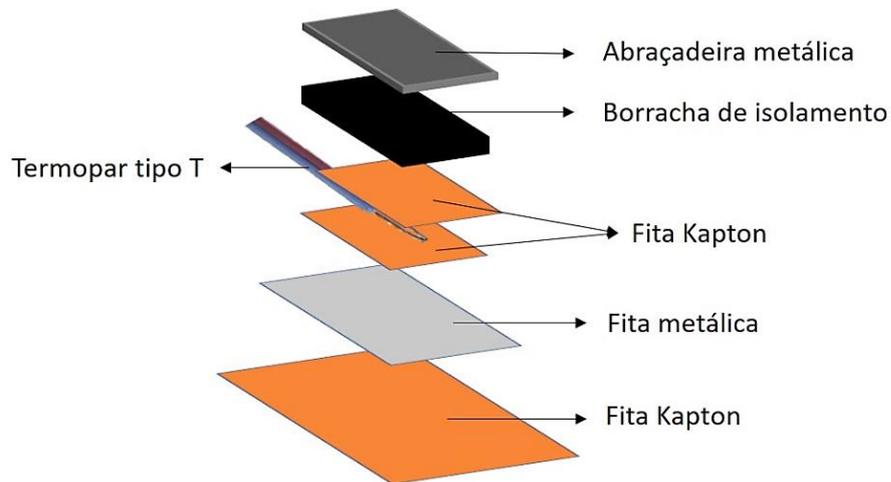
Figura 47 - Teste de vazamento da camisa d'água



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

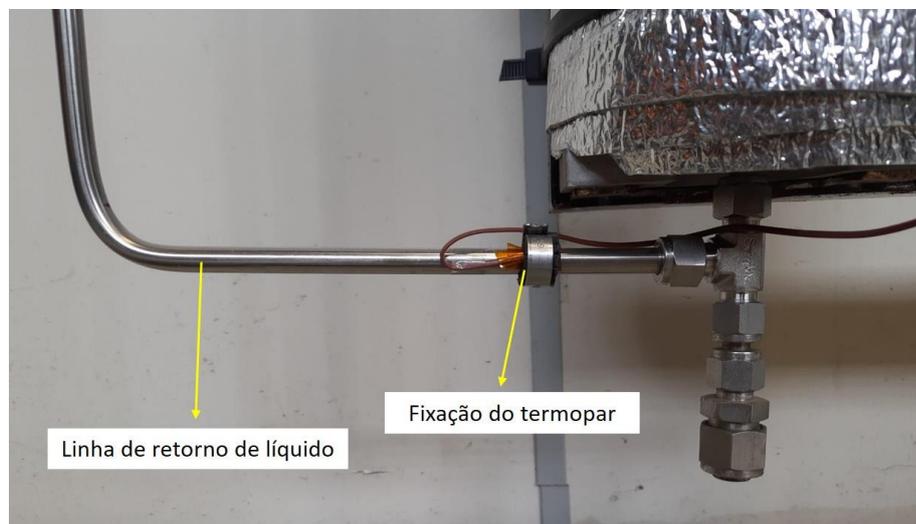
Para a instrumentação das linhas são utilizados 6 termopares, sendo 4 para a linha de vapor e 2 para a linha de líquido, conforme posição apresentada na Figura 27. Antes dos termopares serem fixados, as superfícies externas das linhas são limpas com água e álcool etílico de modo a remover poeiras e gorduras existentes. Após a limpeza, ocorre a fixação dos termopares, a qual é realizada de forma semelhante àquela apresentada para fixação dos termopares no evaporador. Assim, inicialmente foram colocadas camadas de fita Kapton® e fita metálica. Sobre estas é posicionado o termopar, o tubo é envolvido com a borracha isolante e fixado com a abraçadeira metálica, conforme o desenho esquemático da Figura 48 e fotografia mostrada na Figura 49 (termopar fixo na linha de retorno de líquido).

Figura 48 - Esquema de fixação dos termopares nas linhas de vapor e de líquido



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 49 - Fixação do termopar na linha de líquido



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Nesta altura do processo de montagem, todas as partes que compõem o termossifão em circuito foram conectadas e devidamente vedadas. Dessa forma, o termossifão em circuito foi submetido ao teste de estanqueidade para verificar a existência de vazamentos nas conexões e nas válvulas presentes no dispositivo. Assim como apresentado anteriormente, o teste foi realizado através de um detector de vazamentos ASM 340 D da Pfeiffer Vacuum, o qual detecta a presença de pequenas quantidades mássicas de hélio. Dada as grandes dimensões deste termossifão, o processo de detecção de vazamento é muito lento, com os testes com hélio realizados individualmente em cada região onde estavam presentes algum tipo de conexão.

Uma vez verificada a ausência de vazamentos, a construção do termossifão em circuito foi dada por finalizada, com o isolamento final da camisa d'água e da linha de líquido. Para o isolamento da camisa d'água foram adicionadas cerca de cinco camadas de manta de polietileno expandido aluminizada, mesmo procedimento adotado no termossifão convencional. Já para o isolamento da linha de líquido, utilizou-se uma manta de isolamento térmico de espuma elastomérica, que envolveu toda a superfície da linha de líquido.

3.3.3 Montagem da bancada experimental

A montagem da bancada experimental iniciou-se com a construção de uma estrutura de suporte dos termossifões, para sustenta-los na posição vertical. Para a fabricação da estrutura de suporte foram utilizados perfis de aço de seção retangular 30x50 mm com espessura de 3 mm, barras tipo cantoneiras de seção quadrada 5/8" x 5/8" com espessura de 1/8 polegadas, e chapas de aço com espessura de 3 mm. A estrutura em processo de fabricação é mostrada na Figura 50.

Para posicionamento e fixação da estrutura de suporte, foi realizada a instalação de uma base de fixação com eixo de aço na parede do laboratório onde o aparato experimental foi alocado, conforme é mostrado na Figura 51. Na sequência foi testada a estabilidade de toda a estrutura que suporta os termossifões, com a instalação da estrutura metálica de suporte, de modo a verificar a necessidade de ajustes e de mecanismos de segurança adicionais para a montagem final. Foram também estudadas as melhores estratégias para içamento e transporte da estrutura do local de fabricação até o local de instalação.

Figura 50 - Estrutura de fixação em processo de fabricação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 51 - Eixo de fixação da estrutura instalado na parede



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Por questão de segurança e estabilidade, foram adicionados reforços à estrutura metálica. Adicionalmente, desenvolveu-se um sistema para regulagem da inclinação da bancada, e também para sustentação desta na posição e inclinação desejada. Esse sistema de regulagem é composto por uma barra de aço com graduações, com uma das extremidades fixa na estrutura metálica de suporte e um eixo para fixação da barra graduada.

Com a estrutura de suporte finalizada, realizou-se o transporte desta para seu local de instalação. O processo de movimentação iniciou-se com o içamento da estrutura com o auxílio de uma talha manual, até a posição vertical conforme é mostrado na Figura 52. Após estar completamente suspensa, a estrutura foi posicionada e fixada em uma empilhadeira ou elevador de materiais Genie® modelo Superlift Advantage, afim de realizar a movimentação da estrutura até seu local de instalação (Figura 53). Na sequência, a estrutura foi posicionada no eixo de rotação da bancada e devidamente afixada neste.

Figura 52 - Içamento da estrutura



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 53 - Movimentação e instalação da estrutura

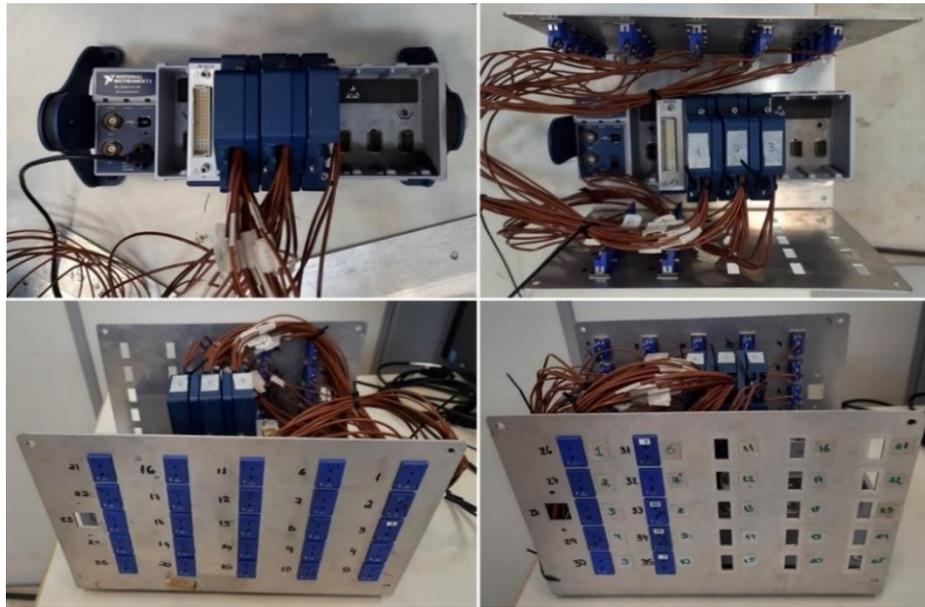


Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Na etapa seguinte, os termossifões foram posicionados e instalados na estrutura de suporte, com abraçadeiras metálicas, localizadas nas extremidades dos evaporadores e dos condensadores dos termossifões. Os termossifões foram posicionados de forma que os termopares ficassem na posição frontal, de modo que, em testes com a bancada inclinada, estes ficassem em uma posição intermediária em relação ao vapor e líquido do fluido no interior do tubo. Para completar a instrumentação de medição de temperatura, um termopar foi instalado em uma altura intermediária e alguns centímetros à frente dos termossifões para medição da temperatura do ar ambiente.

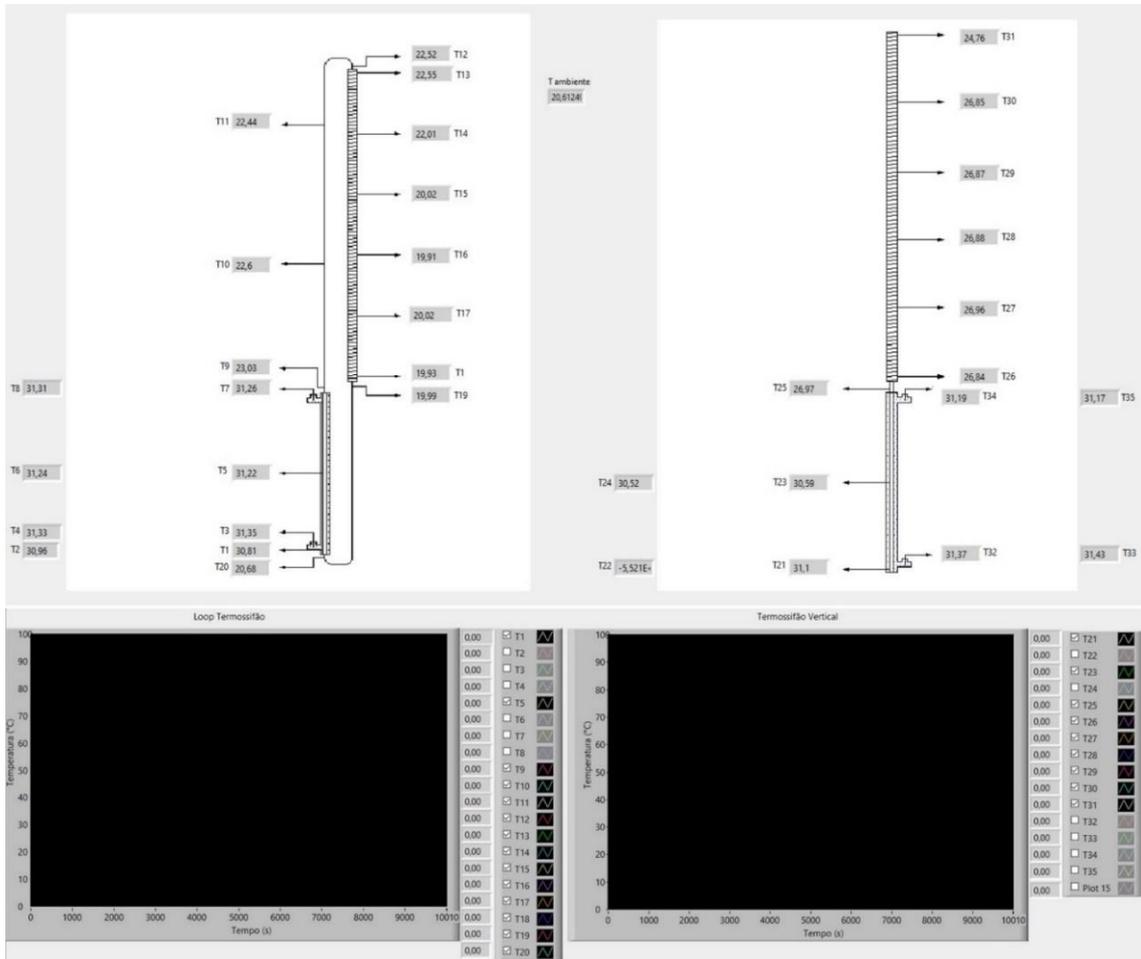
Com os termossifões posicionados na estrutura, foi iniciado a instalação do sistema de aquisição de dados, com a montagem dos módulos NI 9214 do sistema de aquisição de dados e da placa de conexão dos termopares, conforme é mostrado na Figura 54. O software LabVIEW foi programado para a aquisição e armazenamento dos dados, permitindo também a visualização dos dados em tempo real, conforme mostra a Figura 55.

Figura 54 - Montagem do sistema de aquisição de dados



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 55 - Interface para visualização dos dados durante os testes experimentais



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

A última etapa da montagem da bancada experimental consistiu na instalação sistema de aquecimento do termossifões, composto pelo banho térmico Lauda Ultra Kryomat RUK 40S (Figura 56). Duas mangueiras de alta temperatura foram conectadas ao bocal de saída de água do banho térmico, sendo adicionada a cada uma delas, uma válvula para controle de fluxo. As extremidades das mangueiras foram instaladas na conexão de água quente das camisas d'água dos termossifões. Mangueiras de alta temperatura também foram instaladas na conexão de saída de água da camisa d'água dos termossifões, para retorno da água ao banho térmico. Nessas mangueiras foram instalados medidores de fluxo de água do tipo turbina (série FTB792) fabricado pela Omega®, próximos à extremidade final da mangueira. A água de retorno desembocava diretamente no reservatório do banho térmico, não sendo necessário fixar esta mangueira ao interior do dispositivo. É importante destacar que as mangueiras de ambos os termossifões possuíam os mesmos comprimentos, de modo que o fluxo de água direcionado para cada um dos termossifões fossem semelhantes. As Figura 57 e Figura 58 mostram o sistema de aquecimento da banca instalado nas camisas d'água dos termossifões, com melhor visualização da saída e retorno de água ao banho térmico.

Figura 56 - Banho térmico Lauda - Ultra Kryomat RUK 40S



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 57 - Sistema de aquecimento dos termossifões



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 58 - Detalhamento da saída e retorno de água ao banho térmico



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Após a instalação do sistema de aquecimento, a montagem da bancada experimental foi finalizada e os procedimentos para execução dos testes iniciados.

3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Finalizada a construção da bancada experimental, com base nas variáveis de testes, forma planejados os testes a serem executados. Foram também definidos os procedimentos que antecedem a realização destes testes.

3.4.1 Variáveis de testes

Deve-se observar que, tanto o projeto e montagem da bancada de testes quanto a escolha das geometrias dos termossifões a serem estudados, tem por base as condições operacionais reais da aplicação dos dispositivos em torres de resfriamento. Desta forma, busca-se estudar experimentalmente o comportamento de termossifões de grande porte que operem com baixos fluxos de calor, uma vez que tais estudos são raros ou inexistentes na literatura.

Três parâmetros foram elencados como variáveis principais na execução dos testes, para permitir a análise do comportamento dos termossifões quando sujeitos a amplas condições de operação. Os parâmetros de testes são apresentados no Quadro 2, sendo: razão de enchimento, inclinação dos termossifões com a horizontal e nível de temperatura de operação.

É importante destacar que, visando focar nos maiores desafios operacionais da tecnologia investigada, optou-se por iniciar os testes nas condições menos favoráveis à operação dos dispositivos, ou seja, na menor temperatura da fonte quente (30°C), menor razão de enchimento (FR de 10%, definida como a razão entre o volume do fluido de trabalho e o volume do evaporador) e água como fluido de trabalho (este fluido necessita de temperaturas mais elevadas para iniciar o funcionamento quando comparado a outros fluidos).

Quadro 2 - Variáveis de testes

| Fluido de Trabalho | Água destilada |
|------------------------------------|----------------|
| Razão de enchimento (FR) | 10% |
| | 20% |
| | 40% |
| | 70% |
| | 100% |
| Inclinação com a horizontal | 90° |
| | 75° |

| | |
|-----------------------------|------|
| | 50° |
| | 20° |
| Nível de temperatura | 30°C |
| | 35°C |
| | 40°C |
| | 45°C |
| | 50°C |

Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Considerando as variáveis de testes apresentadas anteriormente, as possibilidades de combinações entre elas foram analisadas, e elaborou-se um esquema de testes que permita observar a influência de parâmetros e suas combinações nos resultados. Na Tabela 4 são apresentados os testes planejados, juntamente com aqueles que foram executados (✓) e não executados (✗) neste trabalho. Ao todo foram realizadas 20 combinações de testes para cada termossifão estudado.

Tabela 4 - Matriz de testes

| Teste | Fluido de trabalho | Razão de enchimento | Inclinação | Termossifão Bifásico | Termossifão em circuito |
|--------------|---------------------------|----------------------------|-------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| A1 | Água | 10% | 90° | ✓ | ✓ |
| A2 | | | 75° | ✓ | ✓ |
| A3 | | | 50° | ✓ | ✓ |
| A4 | | | 20° | ✓ | ✓ |
| A5 | Água | 20% | 90° | ✓ | ✓ |
| A6 | | | 75° | ✓ | ✓ |
| A7 | | | 50° | ✓ | ✓ |
| A8 | | | 20° | ✓ | ✓ |
| A9 | Água | 40% | 90° | ✓ | ✓ |
| A10 | | | 75° | ✓ | ✓ |
| A11 | | | 50° | ✓ | ✓ |
| A12 | | | 20° | ✓ | ✓ |
| A13 | Água | 70% | 90° | ✓ | ✓ |
| A14 | | | 75° | ✓ | ✓ |

| | | | | | |
|-----|------|------|-----|---|---|
| A15 | | | 50° | ✓ | ✓ |
| A16 | | | 20° | ✓ | ✓ |
| A17 | | | 90° | ✓ | ✓ |
| A18 | Água | 100% | 75° | ✓ | ✓ |
| A19 | | | 50° | ✓ | ✓ |
| A20 | | | 20° | ✗ | ✗ |

Fonte: Elaborado pela autora (2023)

A Tabela 5 apresenta os volumes de água usados para se obter as razões de enchimentos mencionadas na Tabela 4, para cada um dos termossifões analisado.

Tabela 5 - Razões de enchimento em volume de água para cada termossifão

| Razão de enchimento | Termossifão Bifásico | Termossifão em circuito |
|---------------------|----------------------|-------------------------|
| 10% | 138,2 ml | 168,5 ml |
| 20% | 274,9 ml | 312,7 ml |
| 40% | 548,3 ml | 601,2 ml |
| 70% | 958,5 ml | 1033,9 ml |
| 100% | 1368,7 ml | 1466,6 ml |

Fonte: Elaborado pela autora (2023)

3.4.2 Realização de vácuo e carregamento dos termossifões

O procedimento de vácuo nos termossifões bifásico convencional e em circuito foi realizado por meio da utilização da bomba de vácuo de palhetas rotativas Edwards RV8, já mostrada anteriormente na Figura 33.

Alguns procedimentos devem ser realizados anteriormente à execução do vácuo dos termossifões usando a bomba de palheta rotativa em questão. A bomba deve ser ligada com alguma antecedência à realização de vácuo, para que esta aqueça o óleo de trabalho e consiga operar em sua plenitude. Neste trabalho, a bomba de vácuo era ligada para aquecimento com no mínimo 30 minutos de antecedência de sua utilização.

Para o procedimento de vácuo utilizado neste estudo, os umbilicais dos termossifões bifásico e em circuito foram conectados em uma única tubulação, a qual foi acoplada à bomba de vácuo. Após acopladas, as válvulas dos umbilicais foram abertas e com isso, iniciou-se a

evacuação do ar existente nos termossifões. Devido ao vácuo ser realizado em ambos os termossifões simultaneamente e tendo em vista as suas grandes dimensões, estabeleceu-se como padrão neste trabalho que a duração do procedimento de realização de vácuo fosse de pelo menos 24 horas.

Após a realização do vácuo, iniciou-se o procedimento de carregamento dos termossifões com o fluido de trabalho. Para este procedimento foram utilizadas mangueiras de silicone, uma pipeta de vidro graduada, e a bomba de vácuo de palhetas rotativas Edwards RV8. É importante destacar que o carregamento com fluido de trabalho é realizado separadamente para cada termossifão.

O primeiro passo no manuseio do fluido de trabalho é a desgaseificação do mesmo com auxílio da bomba de vácuo. Em um tubo de vidro graduado e sob vácuo, mostrado na Figura 59, o qual compõe o sistema auxiliar de carregamento, o fluido de trabalho desgaseificado é inserido em uma quantidade acima da necessária para o carregamento, considerando-se cada razão de enchimento. Uma extremidade de uma mangueira de silicone é conectada no umbilical do termossifão em questão e a outra extremidade é conectada à bomba de vácuo, de modo a evacuar a mangueira que irá conduzir o fluido de trabalho do tubo de vidro até o termossifão. Após realizar o vácuo na mangueira, a extremidade conectada a bomba é vedada com uma pinça hemostática Kelly e então conectada a parte inferior do tubo de vidro. Neste momento o tubo com o fluido de trabalho é conectado na bomba de vácuo, de modo a retirar todo o ar e vapores condensados ainda existentes do fluido e no sistema que auxiliará no processo de carregamento. Uma válvula de escoamento presente sistema do tubo de vidro é aberta para promover o preenchimento da mangueira evacuada com fluido de trabalho por gravidade. Novamente a bomba de vácuo é conectada ao sistema, de modo a garantir a retirada do máximo de vapores presentes no fluido de trabalho.

Com isso, o sistema está pronto para iniciar o carregamento do termossifão com o fluido de trabalho. Inicialmente é verificada a posição do fluido usando a graduação existente no tubo de vidro, e então é demarcado o volume de fluido que deve ser inserido no termossifão. Na sequência, a válvula presente no umbilical do termossifão é aberta lentamente e visualizando-se então o deslocamento do fluido de trabalho para o interior do termossifão. Uma vez que o volume de fluido no tubo de vidro atinge a demarcação especificada conforme a razão de enchimento, a válvula do umbilical é fechada e o carregamento do termossifão é finalizado.

Figura 59 - Sistema auxiliar para carregamento dos termosifões



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

O procedimento de carregamento descrito acima é utilizado tanto para o termosifão bifásico quanto para o termosifão em circuito. Cabe destacar que, devido às limitações de capacidade volumétrica do tubo de vidro, para as razões de enchimento mais elevadas, o procedimento de carregamento teve que ser repetido diversas vezes até que o volume total de fluido de trabalho adicionado ao termosifão atinja o valor especificado.

3.4.3 Inclinação da bancada

A inclinação da bancada experimental é realizada com o auxílio do sistema de regulagem presente na parte posterior na estrutura metálica de suporte. A bancada se inclina ao redor do seu eixo até a posição desejada, sendo que a barra metálica do sistema de regulagem tem sua extremidade livre fixada em um eixo de apoio, conforme pode ser observado na Figura 60.

Figura 60 - Sistema de regulagem de inclinação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Para a determinação da inclinação da bancada, é utilizado um aplicativo móvel para smartphone, o qual é posicionado na lateral da estrutura enquanto é realizada a movimentação desta. Assim que o aplicativo acusa a inclinação de interesse (Figura 61), a estrutura é então fixada nesta posição.

Figura 61 - Interface de medição do ângulo de inclinação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

O posicionamento da bancada experimental e dos termosifões nas inclinações de 90° , 75° , 50° e 20% com a horizontal são mostrados nas Figuras 62, 63, 64 e 65.

Figura 62 - Bancada experimental com 90° de inclinação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 63 - Bancada experimental com 75° de inclinação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 64 - Bancada experimental em 50° de inclinação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Figura 65 - Bancada experimental em 20° de inclinação



Fonte: Elaborado pela autora (2023)

3.4.4 Procedimento de execução de testes

O procedimento de execução de testes pode ser dividido em cinco etapas.

Na etapa 1, com os termossifões já carregados na razão de enchimento a ser testada para cada configuração de teste, realiza-se o processo de desgaseificação do fluido de trabalho no interior dos termossifões. A desgaseificação do fluido de trabalho é realizada conectando cada termossifão à bomba de vácuo, usando o seu umbilical. Com a bomba ligada, a válvula do umbilical é aberta por alguns segundos, de modo que gases ainda existentes no interior do termossifão possam ser retirados.

Na etapa 2, a bancada é posicionada na inclinação determinada para cada teste.

Na etapa 3, os testes são inicializados, com o acionamento do banho térmico, que é ajustado para o patamar de temperatura de aquecimento desejado (começando por 30°C). Os valores dos fluxos mássicos de água circulando em cada termossifão são anotados.

Na etapa 4, inicia-se a aquisição de dados. Aguarda-se até que o perfil de temperaturas nos termossifões atinjam regime permanente, ou seja, quando as temperaturas ao longo dos termossifões encontram-se estabilizadas e sem grandes oscilações. Considerou-se regime permanente quando os perfis de temperatura do condensador passavam a reproduzir os comportamentos anteriores por pelo menos 1000 segundos, e o evaporador apresentasse uma variação de temperatura abaixo de 1°C.

Na etapa 5, a temperatura do banho térmico é aumentada e novamente aguarda-se que as temperaturas nos termossifões atinjam regime permanente. As temperaturas programadas no banho térmico variam de 30°C a 50°C, em intervalos de 5°C.

Note-se que, para cada incremento de temperatura no sistema de aquecimento do evaporador, o fluxo mássico da água que circula pelas camisas d'água no evaporador é anotado. A Etapa 5 é repetida até que todos os patamares de temperaturas sejam contemplados. Um fluxograma com as principais ações do procedimento de testes descrito é apresentado no Apêndice A na Figura A.1.

4 RESULTADOS

Os resultados obtidos experimentalmente neste trabalho serão apresentados através de três análises principais: as distribuições de temperatura para as diferentes configurações de testes, as resistências térmicas experimentais em regime permanente e a comparação dos dados de resistência térmica com previsões baseadas nas correlações da literatura. Devido ao grande número de combinações de parâmetros experimentais, uma grande quantidade de testes foi realizada para o desenvolvimento deste trabalho. Dessa forma, optou-se em apresentar nessa seção apenas os resultados dos testes que melhor representam cada configuração de teste. Os gráficos e dados das demais configurações não apresentadas nesta seção estão dispostos no Apêndice B.

4.1 LIMITES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para identificar as principais limitações de transferência de calor dos termossifões estudados, seus limites operacionais foram determinados. Esta análise é realizada para os termossifões em posição vertical (90°C) com razões de enchimento (FR) de 10% a 70%. Nas Tabela 6 e Tabela 7 são mostrados os limites máximos para a taxa de transferência de calor para o termossifão bifásico convencional e em circuito, respectivamente, nas condições apresentadas e empregando-se os modelos descritos no Capítulo 2.

Tabela 6 - Limites de transferência de calor para o termossifão bifásico convencional

| FR | $Q_{\text{máx}} - \text{Viscoso}$ [kW] | $Q_{\text{máx}} - \text{Arrasto}$ [kW] | $Q_{\text{máx}} - \text{Sônico}$ [kW] | $Q_{\text{máx}} - \text{Ebulição}$ [kW] | $Q_{\text{máx}} - \text{Secagem}$ [kW] |
|-----|---|---|--|--|---|
| 10% | 0,81 | 2,14 | 9,92 | 233,42 | 5,59 |
| 20% | 1,09 | 2,28 | 11,42 | 247,19 | 46,86 |
| 40% | 1,14 | 2,30 | 11,41 | 249,07 | 377,22 |
| 70% | 1,02 | 2,24 | 10,89 | 243,70 | 1988 |

Tabela 7 - Limites de transferência de calor para o termossifão em circuito

| FR | Q _{máx} - Viscoso [kW] | Q _{máx} - Arrasto [kW] | Q _{máx} - Sônico [kW] | Q _{máx} - Ebulição [kW] | Q _{máx} - Secagem [kW] |
|-----|------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| 10% | 0,47 | 1,91 | 7,91 | 209,99 | 5,13 |
| 20% | 0,80 | 2,13 | 9,88 | 232,92 | 44,71 |
| 40% | 0,78 | 2,12 | 9,76 | 231,62 | 356,18 |
| 70% | 0,86 | 2,16 | 10,15 | 235,87 | 1937 |

Os resultados obtidos para os limites de transferência de calor em ambos os dispositivos mostram que os efeitos da viscosidade e do arrasto são aqueles que apresentam os menores valores de transferência de calor, e consequentemente, são os valores limitantes. Isso se dá principalmente pelas condições operacionais e construtivas dos termossifões, com baixa temperatura de operação e grande razão de aspecto, ou seja, razão entre comprimento e diâmetro do tubo. Entretanto, ao longo do desenvolvimento deste trabalho, a taxa transferência de calor limite não foi alcançada em nenhuma das configurações de testes.

As taxas de transferência de calor experimentais foram determinadas com base no fluxo de água quente que circula no evaporador para mantê-lo nos níveis de temperaturas estabelecidos. Para este cálculo, utilizou-se as medidas de \dot{m} (vazão mássica de água que circula pelo evaporador de cada dispositivo) e a diferença das temperaturas médias da água entrando e saindo da camisa d'água, $\bar{T}_{\text{água_in}}$ e $\bar{T}_{\text{água_out}}$, respectivamente, pela expressão:

$$Q = \dot{m} c_p (\bar{T}_{\text{água_in}} - \bar{T}_{\text{água_out}}) \quad (39)$$

A Tabela 8 apresenta as maiores taxas de transferência de calor para os termossifões em posição vertical (90°C) com razões de enchimento (FR) de 10% a 70%. As incertezas experimentais associadas às taxas de transferência de calor para os resultados apresentados variam de 8 à 18% para o termossifão bifásico convencional, e de 4 à 14% para o termossifão bifásico em circuito. Portanto, para as condições estudadas, os limites de operação para os termossifões não foram alcançados.

Tabela 8 - Taxa de transferência de calor nos termossifões

| FR | Q convencional [W] | Q circuito [W] |
|-----|--------------------|----------------|
| 10% | 306 | 146 |
| 20% | 247 | 66 |
| 40% | 265 | 114 |
| 70% | 302 | 170 |

4.2 DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURAS

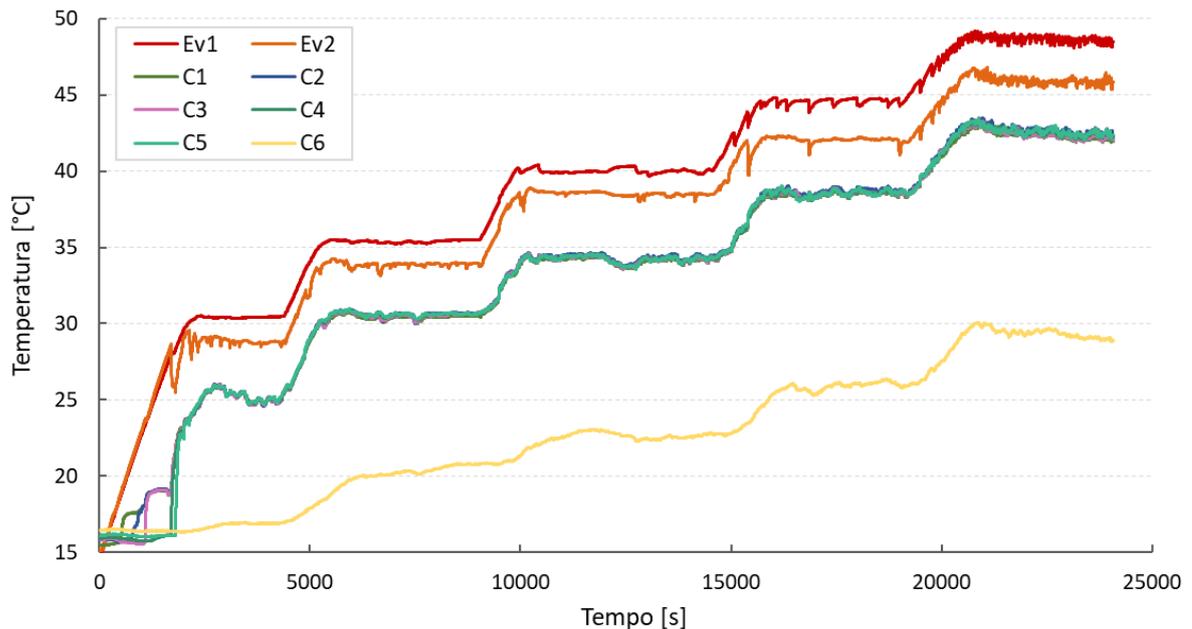
Nesta seção serão apresentados os principais resultados obtidos para a distribuição de temperatura dos termossifões estudados. Inicialmente serão discutidos os resultados referentes ao termossifão bifásico convencional, e posteriormente ao termossifão em circuito.

4.2.1 Termossifão bifásico convencional

Para a configuração inicial onde o termossifão convencional está na posição vertical (90°) e com razão de enchimento de 10%, a evolução das temperaturas medidas ao longo do termossifão, com a variação da temperatura do banho térmico é apresentada na Figura 66. É possível observar que o termossifão convencional começa a operar (*start-up*) no instante por volta de 2500 segundos, quando a temperatura do banho térmico é de 30°C . A partir do startup, a maior parte das temperaturas ao longo do condensador mantém-se no mesmo nível e apresentam comportamentos semelhantes. A temperatura na ponta do condensador, referente ao termopar C6, não acompanha o aumento da temperatura dos outros termopares, apresentando uma diferença de aproximadamente 10°C em relação ao restante do condensador. Essa diferença de temperatura entre os 5 primeiros termopares do condensador e o último termopar ocorre devido à dificuldade do vapor em alcançar a extremidade superior do termossifão, uma vez que o dispositivo é bastante longo e as temperaturas à que está submetido são baixas quando comparado com a dimensão do mesmo. Esse fenômeno, normalmente chamado de “ponta fria” em termossifões bifásicos, foi estudado por Cisterna (2019), e é caracterizado por um alto gradiente de temperaturas ao longo do condensador, resultante do escoamento de vapor no regime molecular. Embora normalmente a presença de uma ponta fria seja normalmente associada à presença de gases não condensáveis (GNC), diversos estudos mostram que a ponta

fria pode ocorrer quando o dispositivo transporta baixos fluxos de calor (quando comparado com o fluxo de calor de projeto), associando-o assim, ao escoamento do vapor em regime molecular nas regiões mais extremas do condensador (CISTERNA, 2019). Para o caso estudado, associa-se a condição de baixo fluxo de calor ao grande comprimento do condensador, de modo que quase todo o vapor presente no condensador é capaz de condensar nas regiões iniciais do condensador, e o vapor restante chega às regiões mais extremas do condensador com baixa pressão, podendo entrar no regime molecular. Assim, o vapor à baixa pressão troca calor com a parede do tubo, porém o tubo acaba trocando calor de forma mais eficiente com o ambiente externo do que com o vapor, fazendo com que, no topo do condensador, as temperaturas se aproximem muito da temperatura externa ao tubo.

Figura 66 - Comportamento do termossifão convencional com inclinação de 90° e FR de 10%



Para analisar a influência da temperatura na ponta fria do condensador, fez-se uma comparação entre a temperatura média do condensador considerando ou não a temperatura de “ponta fria”. Com isso, observou-se que, para a maior parte dos casos, a diferença entre a temperatura média do condensador considerando a ponta fria e a temperatura média desconsiderando-a é de menos de 1°C, conforme é mostrado na Tabela 9. Na verdade, como o termopar que capta a ponta fria está localizado na extremidade superior do termossifão convencional, existe uma distância de pelo menos 50cm entre o termopar referente à ponta fria (C6) e o termopar anterior (C5), a qual é relativamente grande para desconsiderar esta

temperatura das análises. Dessa forma, optou-se por considerar todas as temperaturas ao longo do condensador para as análises no presente trabalho. Mesmo assim é importante destacar que para o termossifão convencional estudado, a ponta fria representa cerca de 3% do comprimento do condensador, sendo então, uma porção pequena da dimensão da seção.

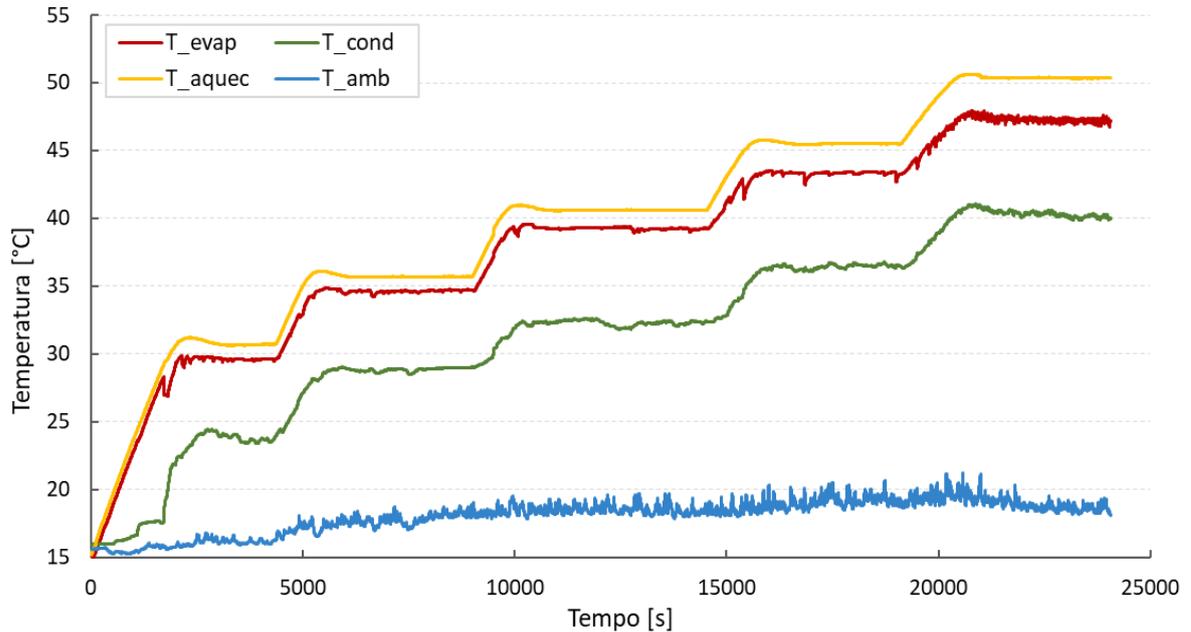
Tabela 9 - Diferença entre as temperaturas médias do condensador considerando-se ou não a ponta fria para o termossifão convencional

| Inclinação | Razão de enchimento | $\bar{T}_{cond/com PF} - \bar{T}_{cond/sem PF}$ |
|------------|---------------------|---|
| 90° | 10% | 1,62°C |
| | 20% | 0,29°C |
| | 40% | 0,45°C |
| | 70% | 0,79°C |
| | 100% | 0,55°C |
| 75° | 10% | 0,21°C |
| | 20% | 0,58°C |
| | 40% | 0,30°C |
| | 70% | 0,35°C |
| | 100% | 0,70°C |
| 50° | 10% | 0,85°C |
| | 20% | 0,15°C |
| | 40% | 0,69°C |
| | 70% | 0,71°C |
| | 100% | 0,86°C |
| 20° | 10% | 0,56°C |
| | 20% | 0,84°C |
| | 40% | 0,41°C |
| | 70% | 0,67°C |

Fonte: Elaborado pela autora (2023)

Portanto, serão utilizadas nos gráficos, como os das Figuras 66 e 67, as médias de temperatura de cada seção, considerando todos os termopares ao longo do condensador. Isto é razoável porque o perfil da temperatura média representa bem os perfis de temperatura de todos os termopares do termossifão, para cada seção analisada. Nestes gráficos, além das temperaturas médias em cada seção são apresentadas também as curvas de temperatura da água do banho térmico (T_{aquec}) e da temperatura ambiente (T_{amb}).

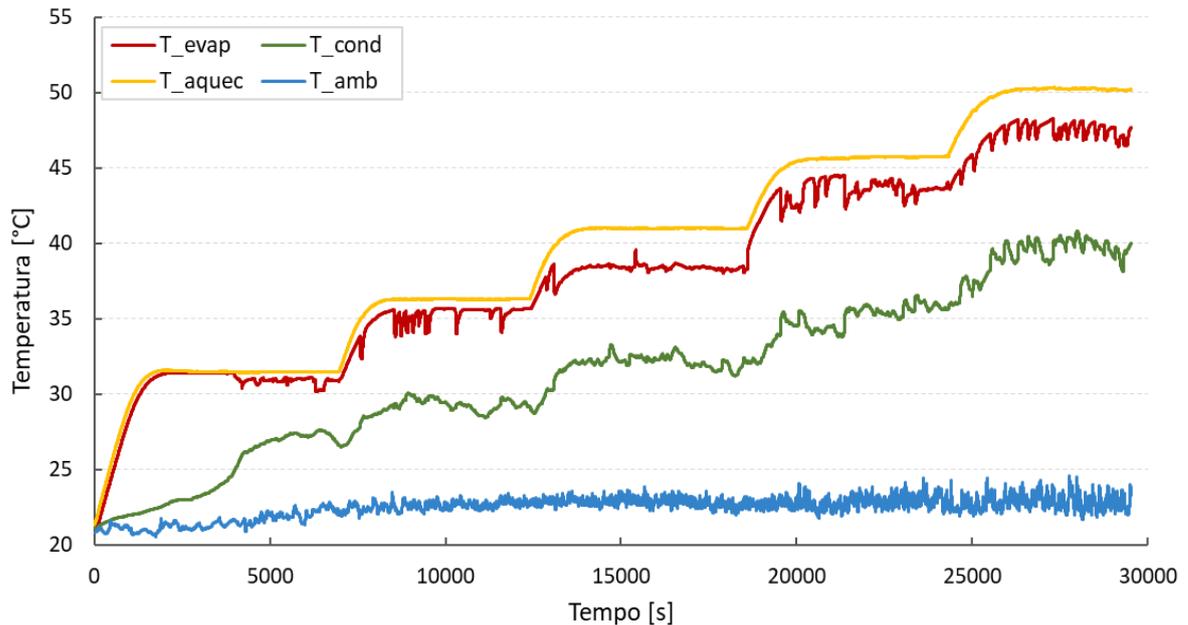
Figura 67 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 10%



As Figuras 67 e 68 apresentam as temperaturas em função do tempo para o termossifão convencional na inclinação de 90°, com razões de enchimento de 10 e 40% respectivamente. Percebe-se uma maior oscilação nas temperaturas ao longo do termossifão com maior razão de enchimento do tubo, com picos quase simultâneos de altas e baixas temperaturas no condensador e no evaporador. Esse comportamento caracteriza a presença do fenômeno de *Geyser Boiling* no termossifão, o qual consiste da rápida formação e explosão de grandes bolhas de vapor no evaporador. Quando as bolhas de vapor explodem, vapor e líquido são expelidos violentamente para o condensador, fazendo com que a temperatura da parede do condensador suba repentinamente quase no mesmo instante em que a temperatura do evaporador diminui. Os picos de temperatura decorrente das explosões de vapor podem ser melhor observados nas Figuras B.2, B.3 e B.4 do Apêndice B, para as razões de enchimento de 40, 70 e 100% respectivamente.

Na Figura 68 também é observado que o dispositivo demora mais tempo para iniciar a operação e, ao longo de seu funcionamento, a temperatura do condensador responde de maneira mais lenta aos incrementos de temperatura do evaporador, não apresentando patamares bem definidos.

Figura 68 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 40%



A partir da razão de enchimento (FR) de 40% as temperaturas do condensador no termossifão convencional passam a apresentar maior dificuldade para responder aos incrementos de temperatura do evaporador, como pode-se observar na Figura 69, para o mesmo termossifão, na mesma inclinação, 90°, mas com FR de 70%. No caso extremo, onde o termossifão está carregado com uma razão de enchimento de 100% (Figura 70), ou seja, com todo evaporador preenchido pela piscina de líquido, é verificada uma grande diferença entre as temperaturas do evaporador e do condensador (comparando com as curvas da Figura 68, por exemplo). Isso se dá porque o evaporador está totalmente preenchido com fluido de trabalho, ou seja, está operando “afogado”, e o vapor eventualmente formado no evaporador vai ter maior dificuldade em percorrer a grande coluna de líquido até atingir a interface líquido-vapor. Também pode-se observar que a temperatura do evaporador se aproxima da temperatura da água do banho térmico, ou seja, há maior facilidade na troca de calor com o banho do que internamente. Este efeito é contrário ao mostrado no gráfico da Figura 67, onde há uma diferença de temperatura entre o banho e o evaporador, o que indica que há transferência de calor do banho para o evaporador. Nestas condições pode-se firmar que o termossifão opera precariamente ou mesmo não opera como um dispositivo de mudança de fase.

Figura 69 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 70%

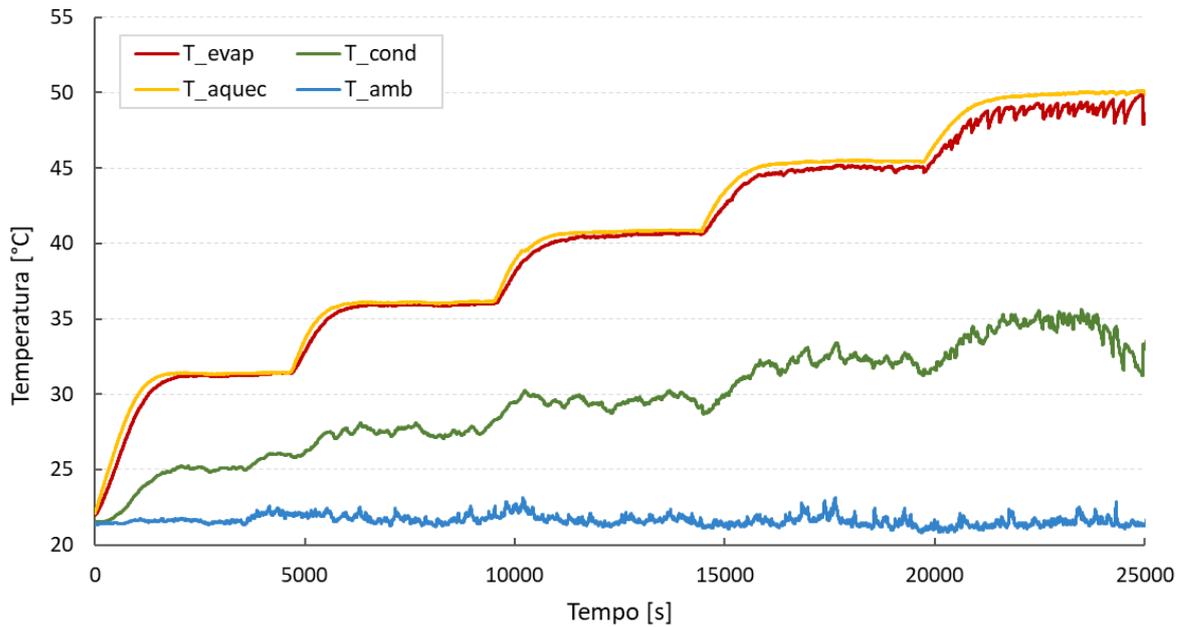
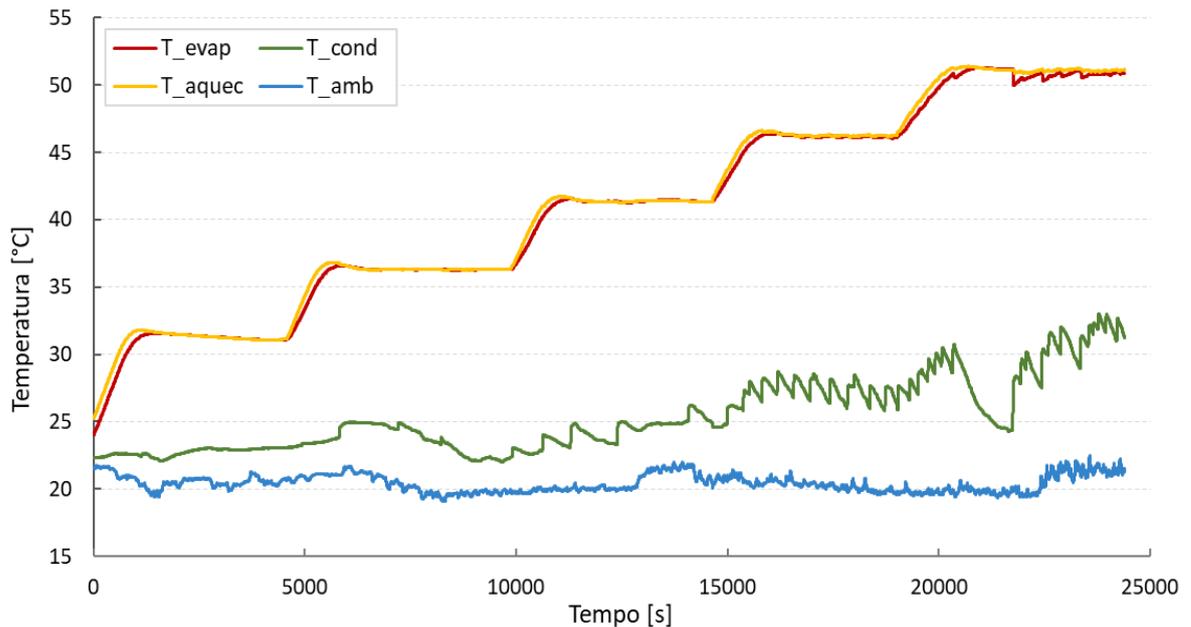


Figura 70 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 100%



Devido ao desempenho inferior para o termossifão convencional com FR=70% e o não funcionamento pra FR = 100%, não serão apresentados nesta seção mais resultados para estas condições. Porém os dados completos estão apresentados no Apêndice B deste trabalho.

As Figuras 71 e 72 apresentam os perfis de temperatura para o termossifão convencional operando com inclinação de 75° para razões de enchimento de 10 e 40%,

respectivamente. Para o termossifão com $FR=10\%$ observa-se que o dispositivo só começa a operar após o segundo patamar de temperatura do evaporador, ou seja, a partir de 35°C , já para $FR=40\%$, o termossifão passa a operar efetivamente quando o evaporador está em aproximadamente 40°C .

Figura 71 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 75° de inclinação e FR de 10%

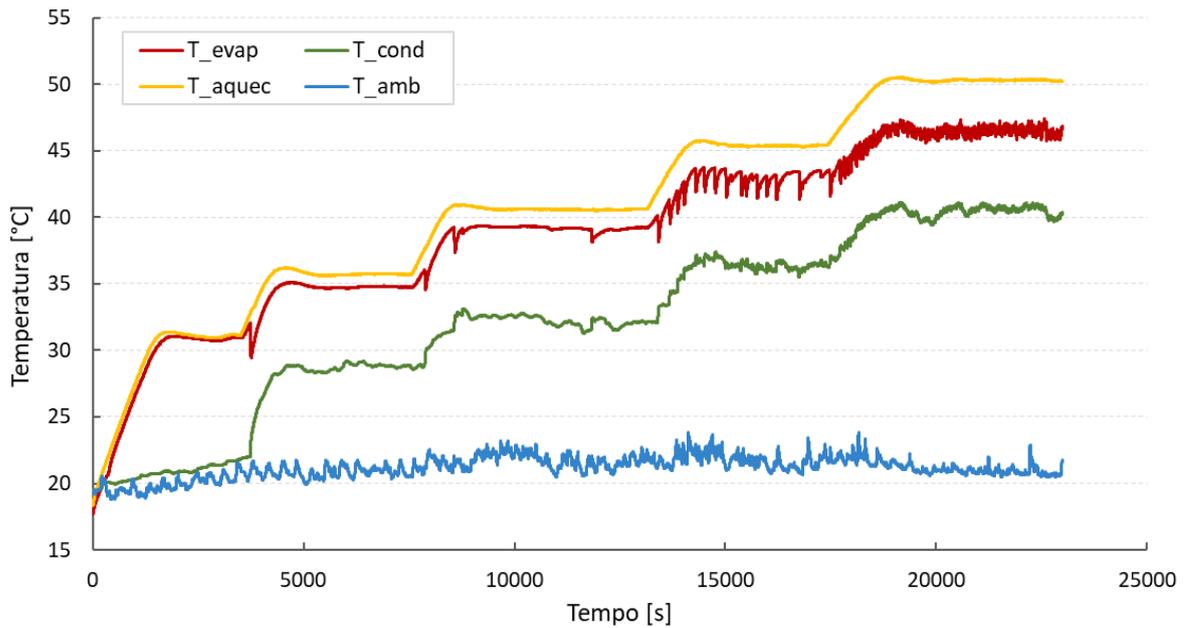
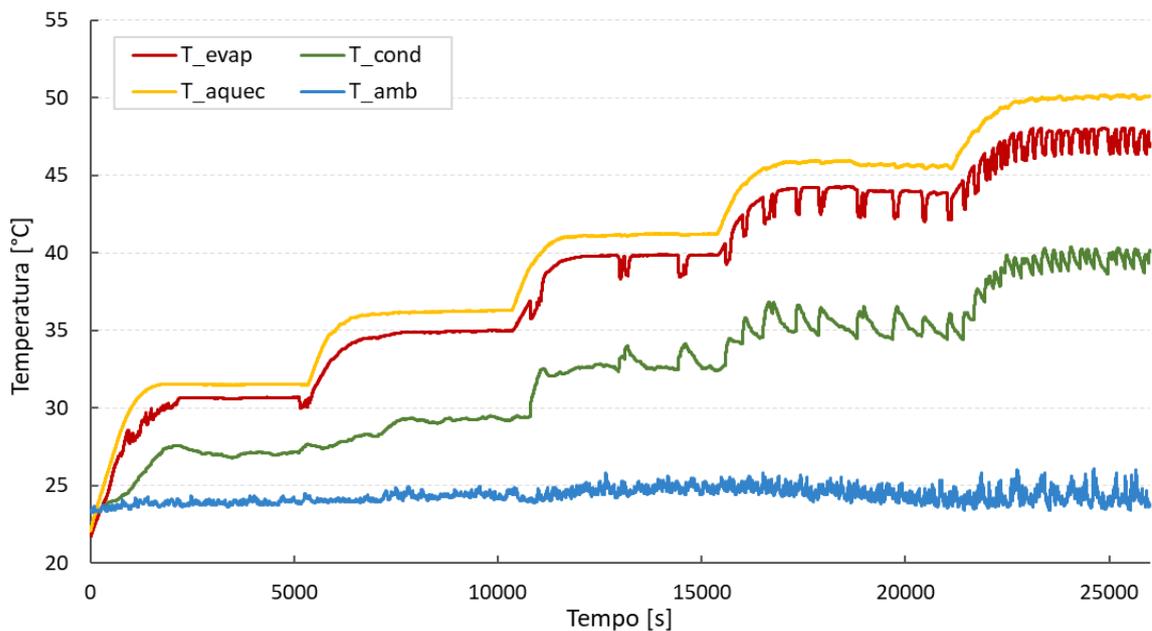


Figura 72 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 75° de inclinação e FR de 40%



Para o termostifão convencional inclinado em 50° , as curvas de temperatura apresentam patamares menos definidos quando comparados com outras inclinações mantendo-se os outros parâmetros constantes, conforme pode ser observado nas Figuras 73 e 74. Além disso, o condensador passa a responder com oscilações mais expressivas com o aumento da temperatura do evaporador, como pode ser visualizado na Figura 74 quando a temperatura de aquecimento é ajustada para 50°C .

Figura 73 – Temperaturas médias do termostifão convencional com 50° de inclinação e FR de 10%

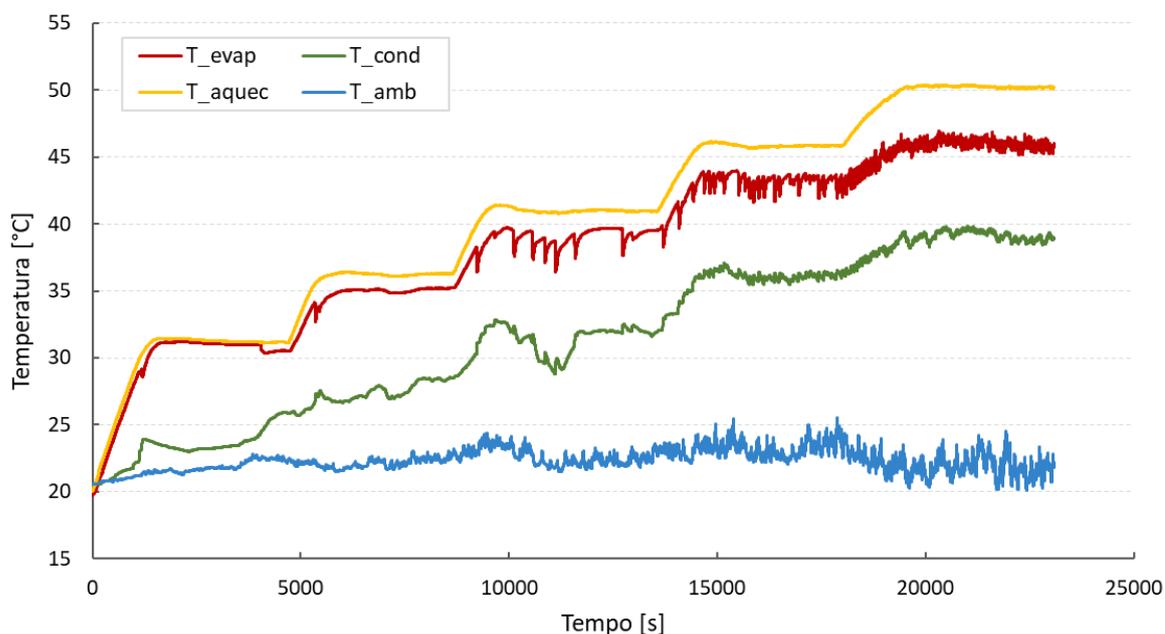
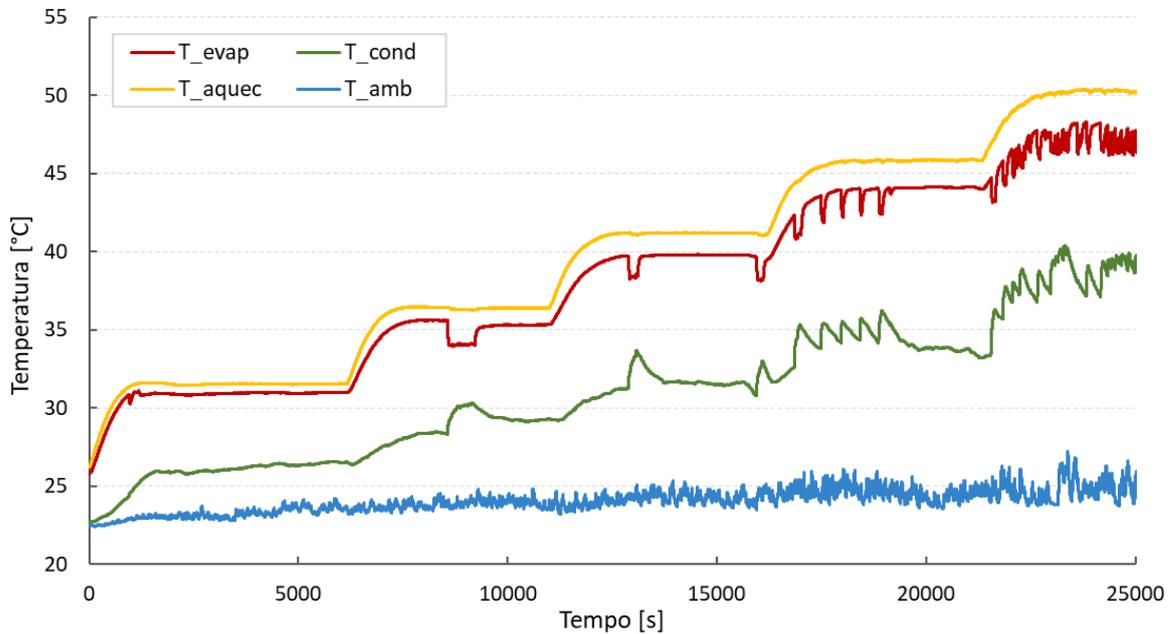


Figura 74 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 50° de inclinação e FR de 40%



4.2.2 Termossifão em circuito

Para o termossifão em circuito, os testes com razão de enchimento de 10%, mostrados nas Figuras 75 e 76, foram os que apresentaram os melhores resultados em termos de distribuição de temperatura. Nesta configuração, observa-se a tendência de aumento das temperaturas da linha de vapor e do condensador conforme ocorrem os incrementos na temperatura no evaporador. Para o termossifão em circuito posicionado em 90°, tem-se que apenas a região inicial do condensador entrou em operação, e o restante do condensador não apresentou mudança no comportamento, ou seja, o tubo inicia o funcionamento, mas não há potência térmica suficiente para entrar em operação de forma plena. Para a inclinação de 75° (Figura 75) a diferença de temperatura entre a linha de vapor e o condensador diminuiu, e percebe-se que o vapor consegue alcançar uma maior extensão do condensador.

Figura 75 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 10%

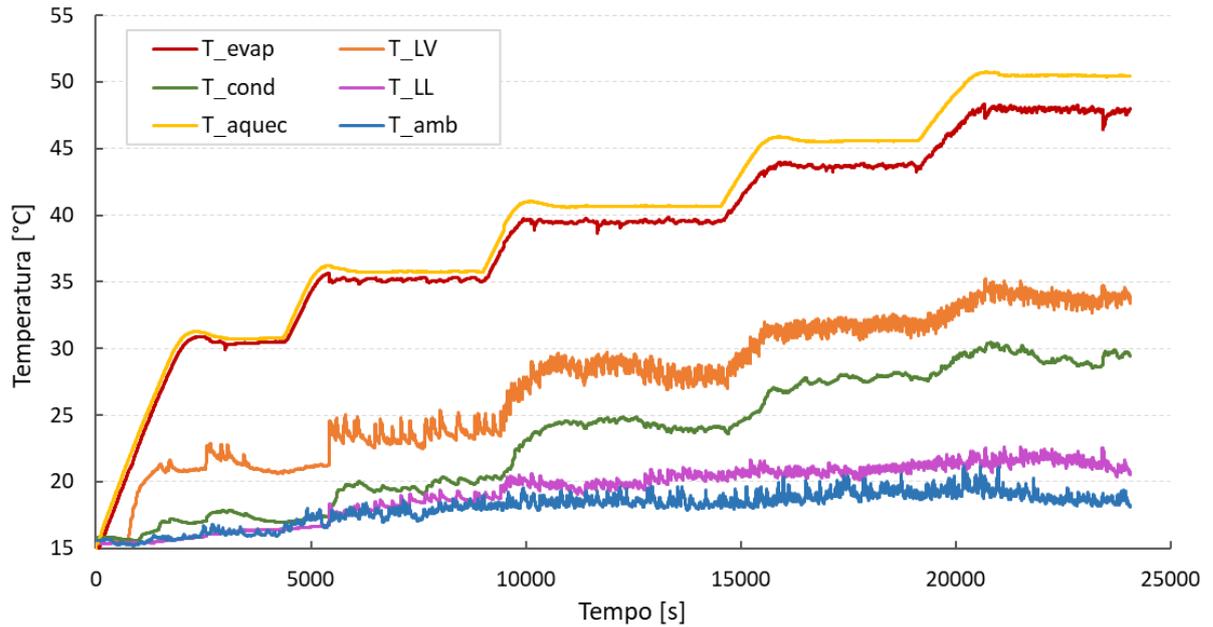
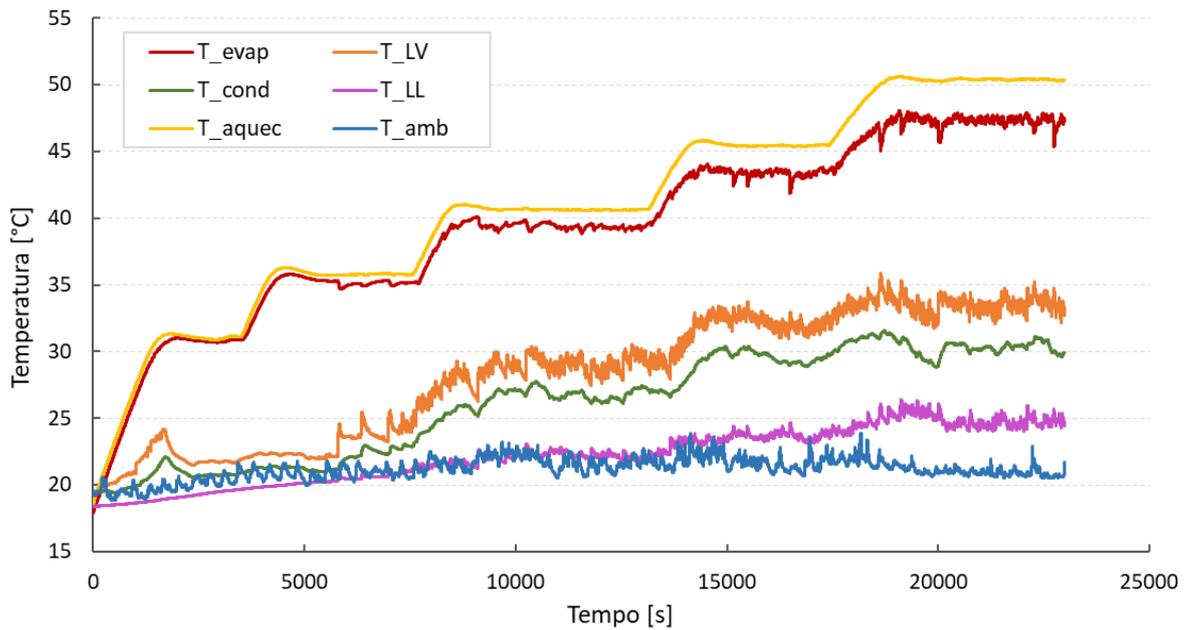


Figura 76 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 10%



Quando o termostifão em circuito em posição vertical e com razão de enchimento de 40% entra em operação, como mostrado na Figura 77, um comportamento inesperado é observado: a temperatura da linha de retorno líquido apresenta uma temperatura média acima da temperatura do condensador. Isso indica que o termostifão em circuito pode estar funcionando como dois termostifões convencionais em paralelo, onde a linha de líquido

também opera como uma fonte quente para o dispositivo. Esta mesma situação ocorre para o termossifão em circuito em 90° com razão de enchimento de 70%.

Na configuração de 75° de inclinação e razão de enchimento de 40% (Figura 78), a ocorrência do fenômeno de *Geyser Boiling* no termossifão em circuito é responsável pelas elevações de temperatura, em picos, apontados nas seções da linha de vapor e do condensador, principalmente. Na verdade, de todas as distribuições de temperaturas obtidos neste trabalho, é nesta figura que se observa com maiores detalhes o comportamento do *Geyser Boiling*: expressiva e brusca diminuição da temperatura do evaporador quase no mesmo instante em que ocorre um pico de temperatura no condensador.

Figura 77 - Temperaturas médias do termossifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 40%

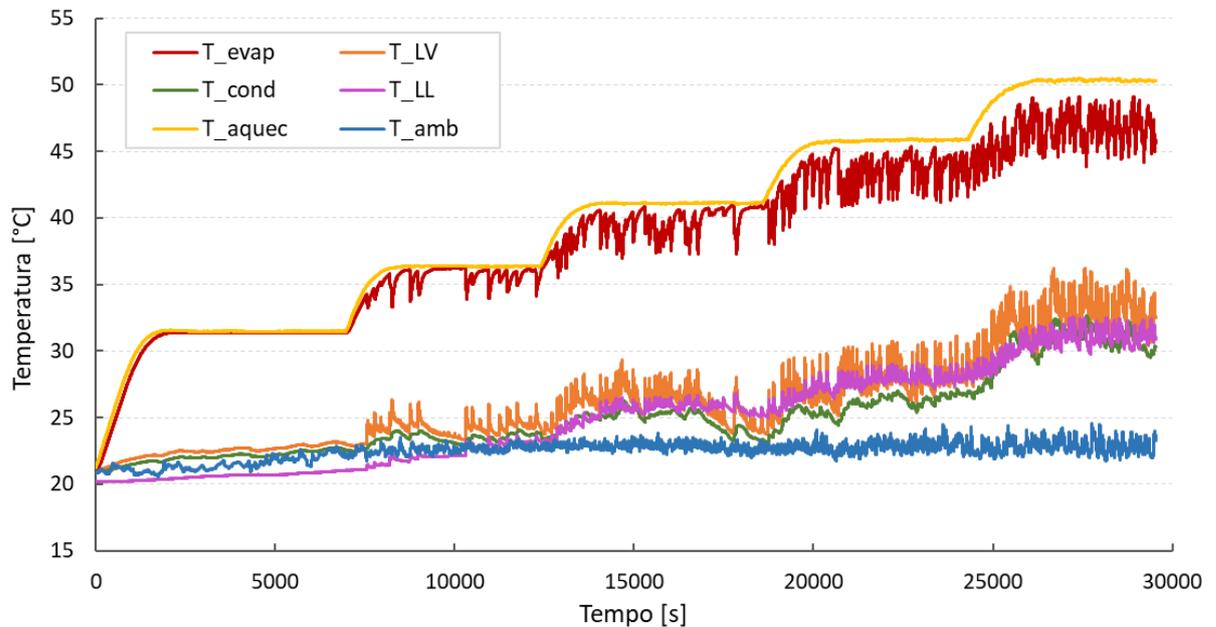
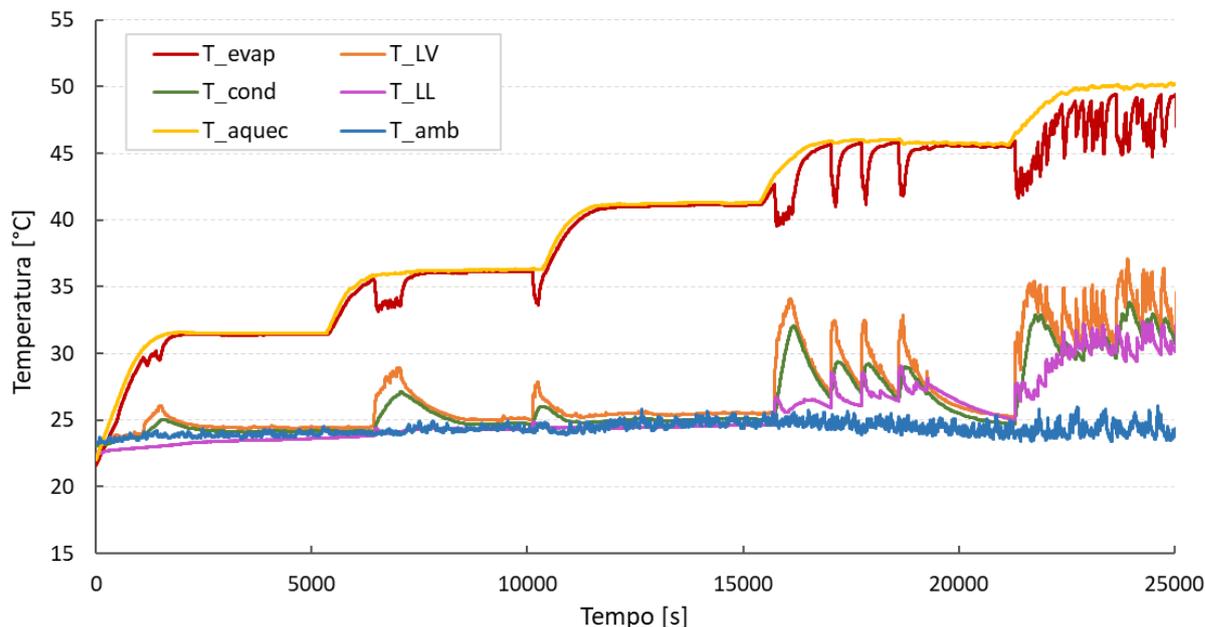


Figura 78 - Temperaturas médias do termossifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 40%



Os resultados mostram que, em termos gerais, o termossifão em circuito apresenta um comportamento térmico pior que o do convencional. Os resultados permitem observar que, com a temperatura de aquecimento do evaporador em 50°C, o vapor consegue alcançar parcialmente o condensador, dando o indicativo de que para o dispositivo operar efetivamente, faz-se necessário maiores fluxos de calor no evaporador, o que já era esperado, principalmente para o termossifão em circuito. A dificuldade inicial do termossifão em circuito em inicializar (“start-up”) é agravada pelo fato do dispositivo ter grandes dimensões aliado à baixa temperatura (e consequentemente, baixo fluxo de calor) imposta no evaporador. Dessa forma, para a condição estudada de baixo fluxo de calor, o termossifão em circuito é incapaz de operar efetivamente, em todas as configurações de testes realizados. Assim, os demais resultados referentes ao termossifão em circuito serão apresentados apenas no Apêndice B.1.

Com base nas curvas de temperatura apresentadas, principalmente no termossifão convencional, tem-se o indicativo de que a razão de enchimento ótima para os termossifões está entre 10 e 40%. Para verificar o desempenho dos termossifões neste intervalo, os testes realizados no termossifão convencional e no termossifão em circuito foram repetidos para uma razão de enchimento de 20% em todas as inclinações.

As Figuras 79, 80 e 81 apresentam os perfis de temperatura para o termossifão convencional com razão de enchimento de 20%, nas inclinações de 90, 50 e 20°, respectivamente. A análise destes gráficos nos permite identificar que o termossifão

convencional operando em 90° de inclinação é o que apresenta uma menor diferença de temperaturas entre evaporador e condensador, que diminui à medida que ocorre o aumento da temperatura de operação do dispositivo. Para a inclinação de 75° o perfil de temperatura é semelhante ao do termossifão em 50° e em 20° , porém com temperatura média do condensador abaixo das obtidas nas inclinações mencionadas, significando menor capacidade de transferência de calor nestes casos.

Figura 79 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 90° de inclinação e FR de 20%

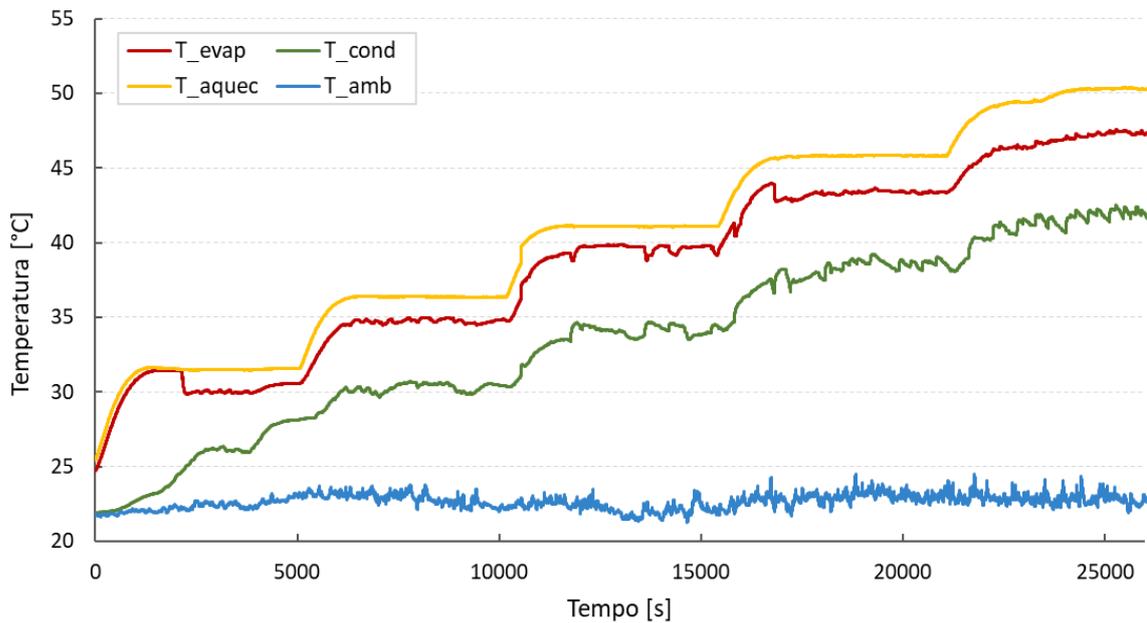


Figura 80 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 50° de inclinação e FR de 20%

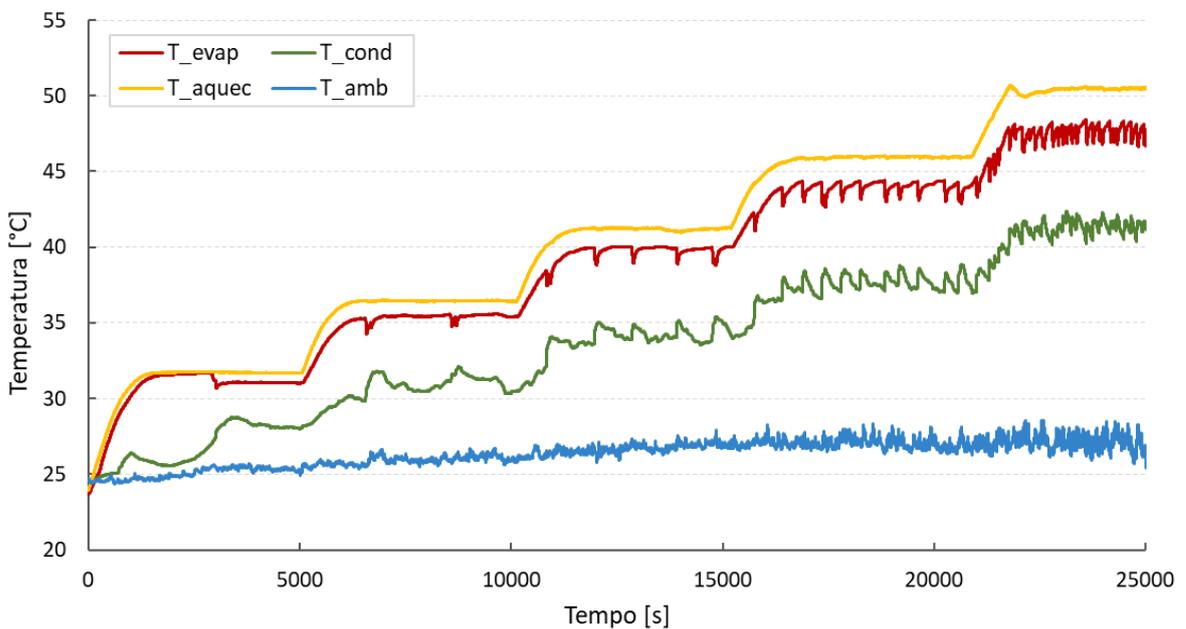
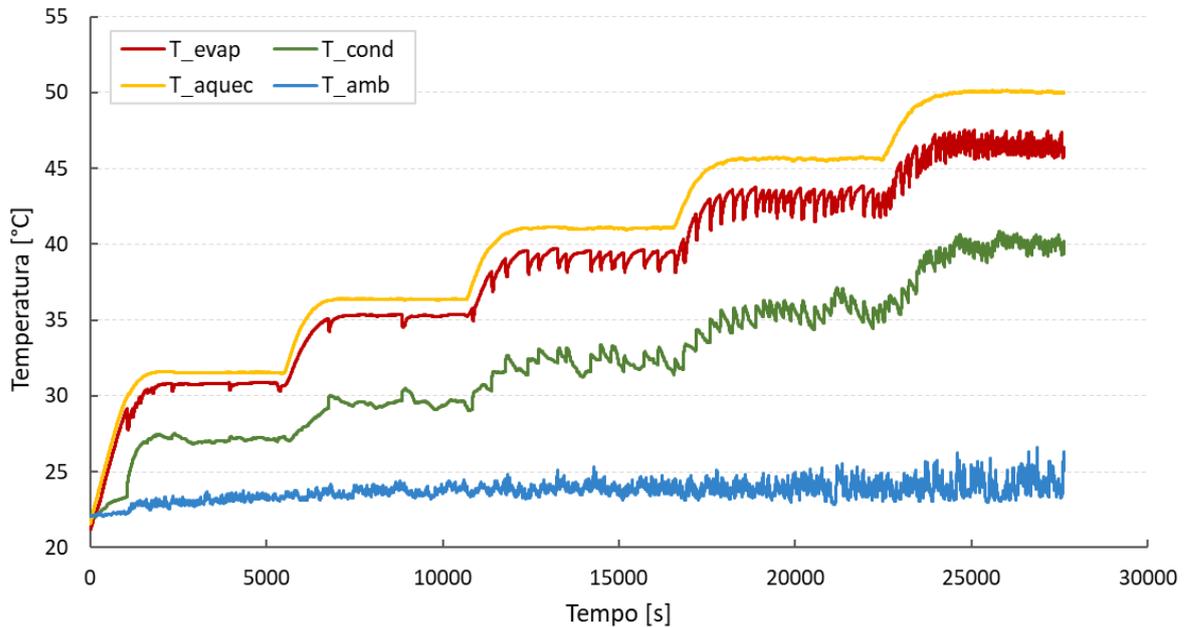


Figura 81 – Temperaturas médias do termossifão convencional com 20° de inclinação e FR de 20%



Em resumo, ao analisar a influência da inclinação e da razão de enchimento dos dispositivos nos perfis de temperatura dos termossifões, identificou-se que, para o termossifão convencional e para uma condição de baixa temperatura no evaporador, menores razões de enchimento (20%) permitem uma melhor distribuição de temperatura ao longo do dispositivo. Para este mesmo termossifão operando com a razão de enchimento ótima, as inclinações de 90 e 50° mostraram-se mais efetivas para a distribuição de temperatura, obtendo-se menores gradientes de temperatura entre as seções do evaporador e condensador. Com relação ao termossifão em circuito, constatou-se as condições de baixo fluxo de calor submetido inicialmente no evaporador e suas grandes dimensões, não permitem que o dispositivo funcione efetivamente. Portanto, para as condições da aplicação estudada neste trabalho, a utilização de termossifões em circuito é considerada inviável.

4.3 RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

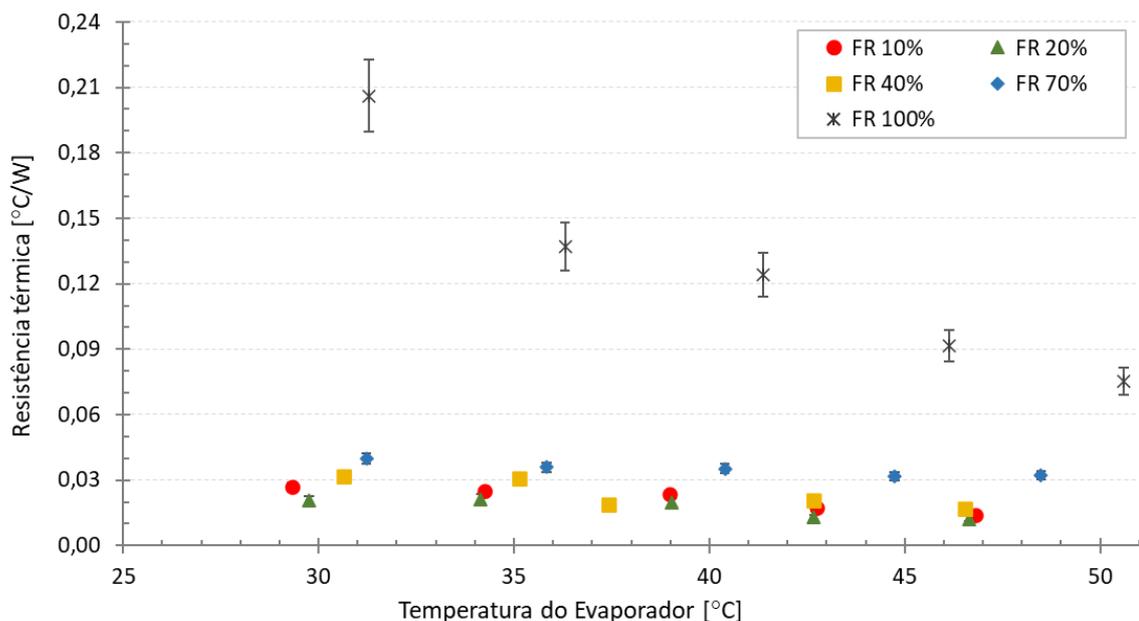
As incertezas experimentais associadas ao cálculo da resistência térmica total do termossifão convencional, foram determinadas a partir dos dados experimentais, e variaram de 5 a 9%. O procedimento utilizado para o cálculo destas incertezas é mostrado no Apêndice C,

onde se encontra a Tabela C.1, que contém as incertezas associadas a cada configuração testada, a qual o termosifão foi submetido experimentalmente.

As resistências térmicas analisadas nesta seção são calculadas através da Equação (11), onde Q é a taxa de transferência calor no evaporador e ΔT é a diferença entre as temperaturas médias do evaporador e o condensador. Essa diferença de temperatura é obtida entre as médias das temperaturas do evaporador e do condensador para cada condição de teste. Como apenas o termosifão convencional mostrou ser viável para as presentes condições de operação, nesta seção as resistências térmicas são determinadas apenas para este dispositivo.

Na Figura 82 são mostradas as resistências térmicas do termosifão convencional operando na inclinação de 90° , para todas as razões de enchimento testadas. Em geral os valores de resistência térmica variam entre 0,01 e 0,04 $^\circ\text{C}/\text{W}$, exceto para a razão de enchimento (FR) de 100%, que apresenta valores de resistência muito superiores às observadas para os outros enchimentos, indicando operação inadequada. Dessa forma, as resistências térmicas para FR=100% passam a ser omitidas dos gráficos de resultados. Assim como na seção anterior, os gráficos de resultados não apresentados no corpo principal deste texto estão apresentados no Apêndice B.

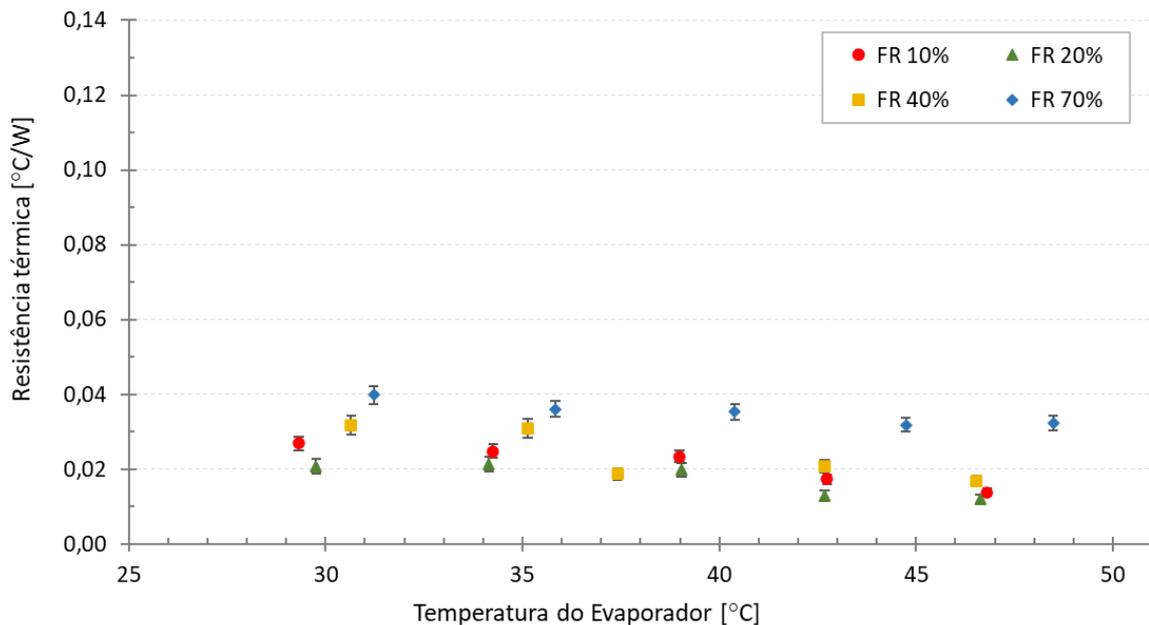
Figura 82 - Resistências térmicas em função da temperatura para o termosifão convencional com 90° de inclinação



Para facilitar a análise e comparação dos resultados, os dados obtidos para a inclinação de 90° são novamente apresentados em uma nova escala do gráfico (Figura 83). As resistências referentes as inclinações de 75° e 50° também são apresentadas nas Figuras 84 e 85, respectivamente.

Na inclinação de 90°, menores resistências térmicas são encontradas para as razões de enchimento de 20 e 10%, sendo que, conforme a temperatura do evaporador aumenta, as resistências diminuem. Além disso, com maiores temperaturas do evaporador, nota-se que as diferenças entre os valores de resistências, para as diversas razões de enchimento, também diminuem. É importante destacar que, apesar da razão de enchimento de 20% apresentar a menor resistência térmica, as diferenças entre os valores das resistências térmicas para outras razões de enchimento (10 e 40%) são muito pequenas, de cerca de 0,003°C/W na média para razões de enchimento de 10 e 20%, e de 0,006°C/W para as razões de enchimento de 40 e 20%.

Figura 83 – Resistências térmicas para o termossifão convencional em 90°



Quando o termossifão está em posição inclinada, os valores de resistências alcançados são superiores àqueles observados na posição vertical. A principal diferença observada, ao comparar as Figuras 84 e 85 com a Figura 83, estão nas resistências para as temperaturas em torno de 30°C, onde as resistências para a razão de enchimento de 10% apresentam seus maiores valores. Essa resistência elevada ocorre porque, para as condições de operação em questão, o termossifão convencional não consegue entrar em funcionamento nesta temperatura. Na

inclinação 75° observa-se a pior condição, em que a temperatura de todo o condensador permanece próxima à do ambiente. Dessa forma, conforme a temperatura no evaporador aumenta, o vapor consegue alcançar maiores extensões do condensador, fazendo com que a resistência térmica diminua e volte a apresentar um comportamento similar ao do termosifão em 90° .

Assim como para o termosifão vertical, na inclinação de 50° , as menores resistências térmicas também são observadas para a razão de enchimento de 20%. Porém, para o termosifão a 75° , a razão de enchimento de 10% é aquela que apresenta os melhores resultados para temperaturas do evaporador acima de 35°C .

Figura 84 - Resistências térmicas para o termosifão convencional em 75°

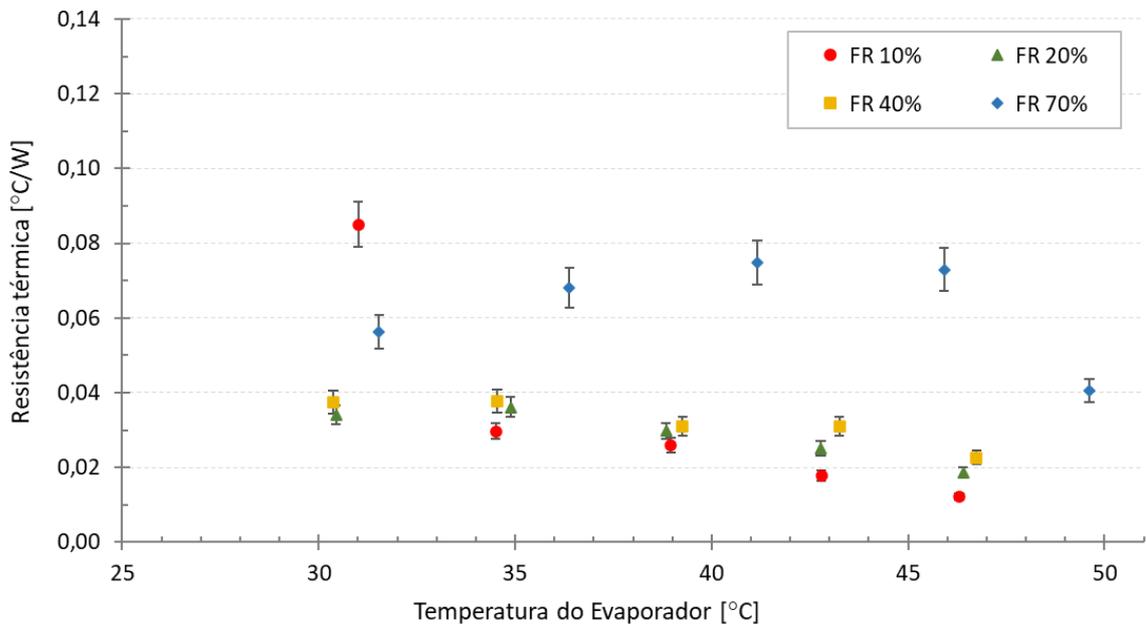
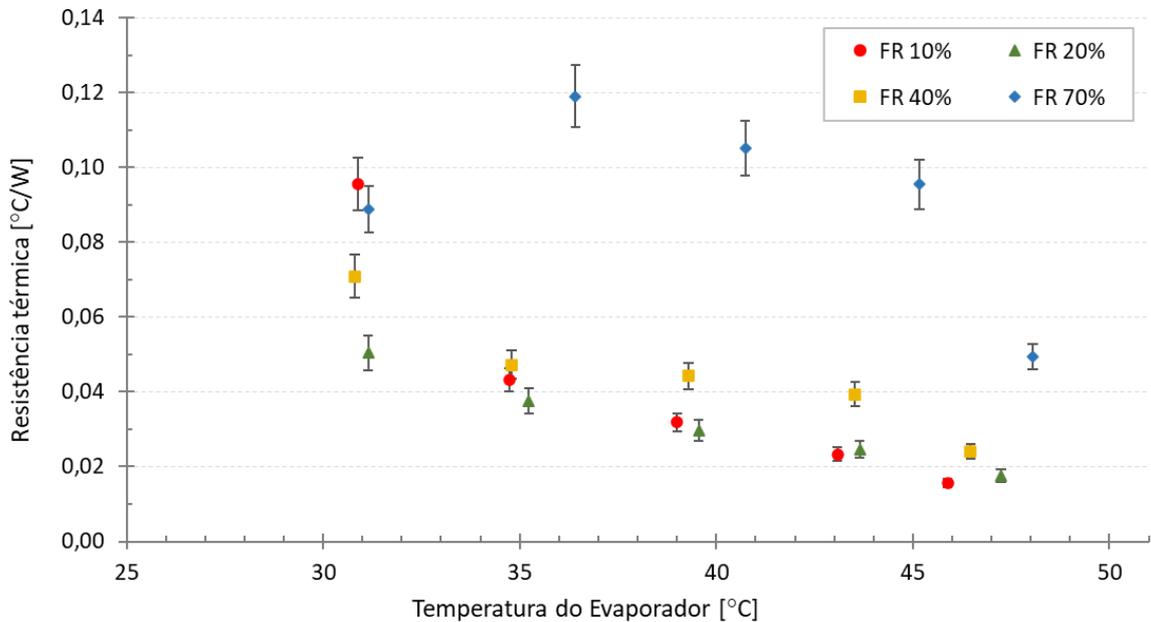


Figura 85 - Resistências térmicas para o termossifão convencional em 50°

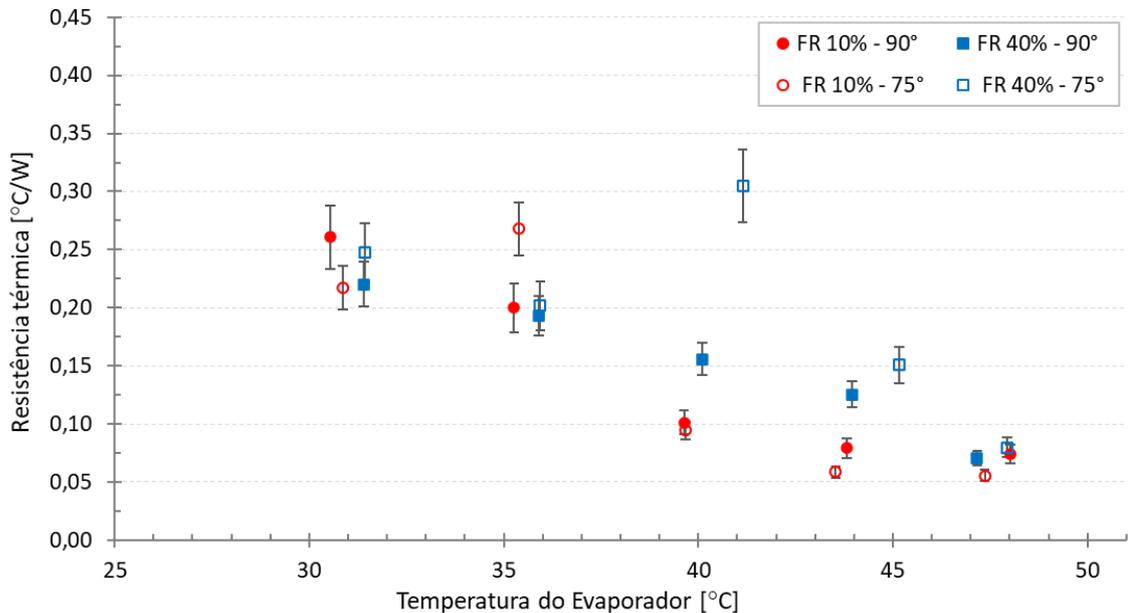


O desempenho térmico dos termossifões deve ser analisado com base tanto na distribuição de temperatura do dispositivo ao longo de sua operação, quanto nos valores de resistência térmica. Dessa forma, pode-se afirmar que razões de enchimento menores fazem com que o termossifão apresente maior dificuldade de iniciar seu funcionamento, resultando em resistências térmicas mais elevadas, quando comparado às temperaturas mais elevadas.

Portanto, pode-se concluir que a configuração com termossifão convencional em posições vertical e inclinado em 50°, e razão de enchimento de 20%, são as que resultaram em menores resistência térmica. Já para a configuração com termossifão inclinado de 75° e razão de enchimento de 10% observou-se as menores resistências para temperaturas acima de 35°C.

Para fins de ilustração, apresenta-se um gráfico das resistências térmicas experimentais do termossifão em circuito na Figura 86, para as inclinações de 90 e 75° com razões de enchimento de 10 e 40%, juntamente com suas incertezas experimentais, que variaram de 4 a 24% (maiores dados e detalhes são apresentadas na Tabela C.2 no Apêndice C).

Figura 86 – Resistências térmicas para o termossifão em circuito



Lembrando que nestas condições o circuito opera deficientemente, mas não como um circuito, mas como “dois termossifões em paralelo”, observa-se que as resistências apresentadas na Figura 86 são consideravelmente maiores que aquelas obtidas com o termossifão convencional. Diferenças entre as resistências de ambas as configurações podem atingir valores de aproximadamente 83% e 77%, para os termossifões em 90° e em 75°, respectivamente. É importante destacar que, conforme a temperatura do evaporador é elevada, os valores das resistências em ambas as inclinações vão aproximando-se.

4.4 COMPARAÇÃO ENTRE PREVISÕES TEÓRICAS E DADOS EXPERIMENTAIS

A comparação dos resultados obtidos experimentalmente com aqueles teóricos baseados em circuitos térmicos, cujos coeficientes de troca de calor são obtidos a partir de correlações presentes na literatura, é muito importante, pois pode validar estes modelos como ferramentas de projetos destes dispositivos. Nesta seção serão utilizadas as correlações para os cálculos de resistências térmicas do termossifão convencional descrito no capítulo 2, tendo em vista que este dispositivo foi o que apresentou os resultados mais relevantes.

São desconsideradas as resistências de convecção externa do evaporador e do condensador, uma vez que as temperaturas das paredes externas são conhecidas., além de que, em termos de modelagem do termossifão em si, a forma como o calor é transportado para dentro

e para fora do dispositivo não é relevante. Dessa forma, a resistência teórica é composta pela combinação em série das resistências de condução de calor nas paredes do evaporador e condensador e das resistências de evaporação e de condensação no interior do termosifão. Assim, foi utilizada a metodologia proposta por Mantelli (2013) para projeto de termosifões, que está apresentada no Apêndice D.

Foram analisadas diversas correlações da literatura referentes à evaporação e condensação no interior do tubo, nas seguintes combinações: (i) Correlações de Groll e Rösler (1992) para resistência global de evaporação e para resistência de condensação; (ii) Correlação de Kutateladze (1959) para resistência de ebulição e correlação de Kaminaga (1992) para a resistência de condensação; e (iii) Correlação de Groll e Rösler (1992) para resistência de evaporação e correlação de Gross (1992) para a resistência de condensação em tubos inclinados.

Note-se que a comparação entre as resistências teóricas e experimentais são apresentados apenas para as melhores configurações de inclinação e razão de enchimento observadas. Nas Figura 87 e Figura 88 são comparados os valores das resistências térmicas totais obtidas experimentalmente e os valores previstos através de modelos e correlações da literatura, para o termosifão em posição vertical e com razão de enchimento de 20 e 40%, respectivamente. Observa-se que as resistências obtidas empregando a correlação de Groll e Rösler (1992) para evaporação e condensação no interior do tubo é a que apresentou menor discrepância com os dados experimentais, mas mesmo assim diferindo de uma ordem de grandeza dos dados obtidos. Já as resistências teóricas determinadas utilizando as correlações de Groll e Rösler (1992) para evaporação e Gross (1992) para condensação em tubos inclinados preveem resistências em torno de 15 a 20 vezes maiores que as obtidas experimentalmente. As resistências térmicas obtidas utilizando a correlação de Kutateladze (1959) e Kaminaga (1992) foram as que apresentaram maior discrepância, de duas ordens de grandeza, quando comparadas aos valores de resistências experimentais, principalmente para a razão de enchimento de 20%. A diferença entre os resultados obtidos com a correlação de Kutateladze e Kaminaga com os obtidos com a de Groll e Rösler é de três ordens de grandeza. Isso mostra que as correlações disponíveis na literatura não são universais, ou seja, por terem sido obtidas a partir de estudos com geometrias e condições específicas, não podem ser simplesmente usadas para quaisquer condições. Porém, de uma forma geral, tanto os dados quanto as previsões mostram a mesma tendência: decréscimo da resistência térmica total com o aumento da temperatura de operação.

Figura 87 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 90° e FR de 10%

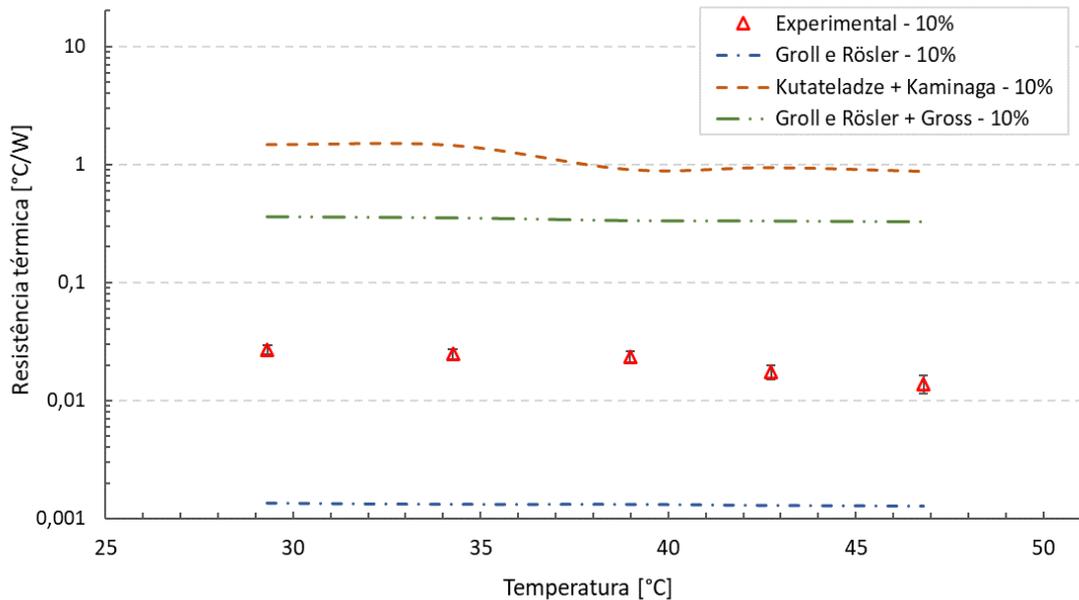
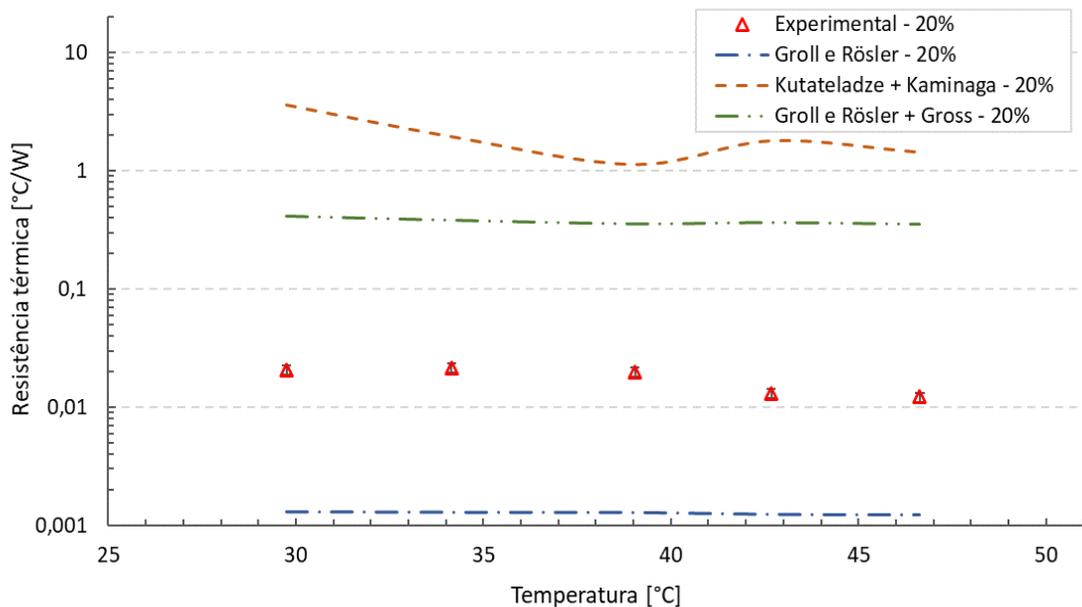


Figura 88 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 90° e FR de 20%



Conforme o termossifão é inclinado, as diferenças entre as resistências teóricas e experimentais aumentam, como pode ser observado nas Figuras 89 e 90. Com isso, pode-se concluir que, apesar da correlação de Gross (1992) ser proposta para tubos inclinados, os resultados obtidos por esta afastam-se dos resultados experimentais conforme aumenta-se a inclinação do tubo, não mostrando, assim, ser representativa para o termossifão estudado.

Figura 89 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 75° e FR de 10%

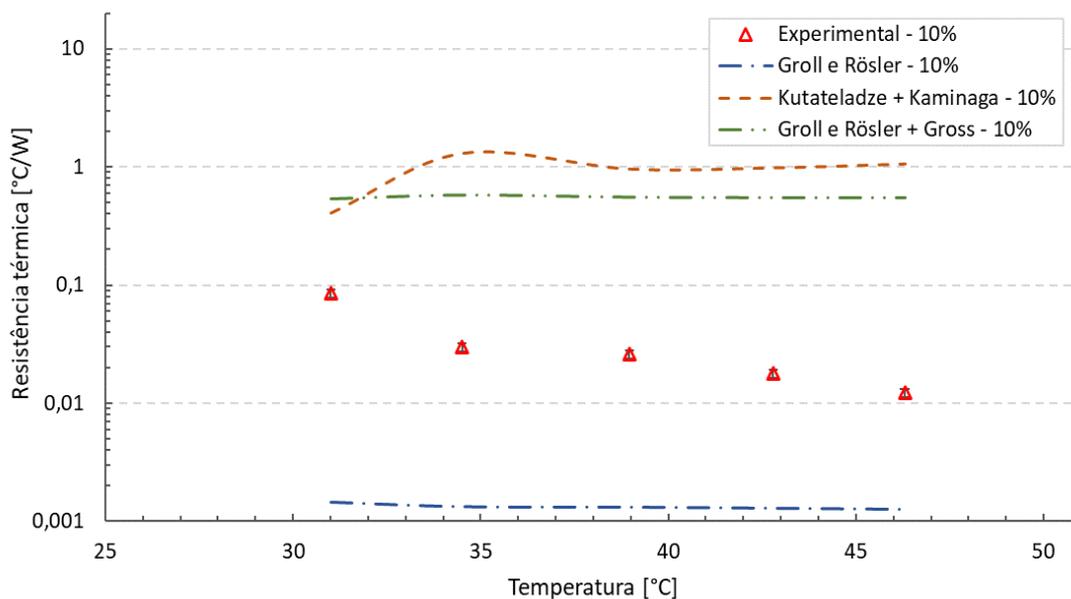
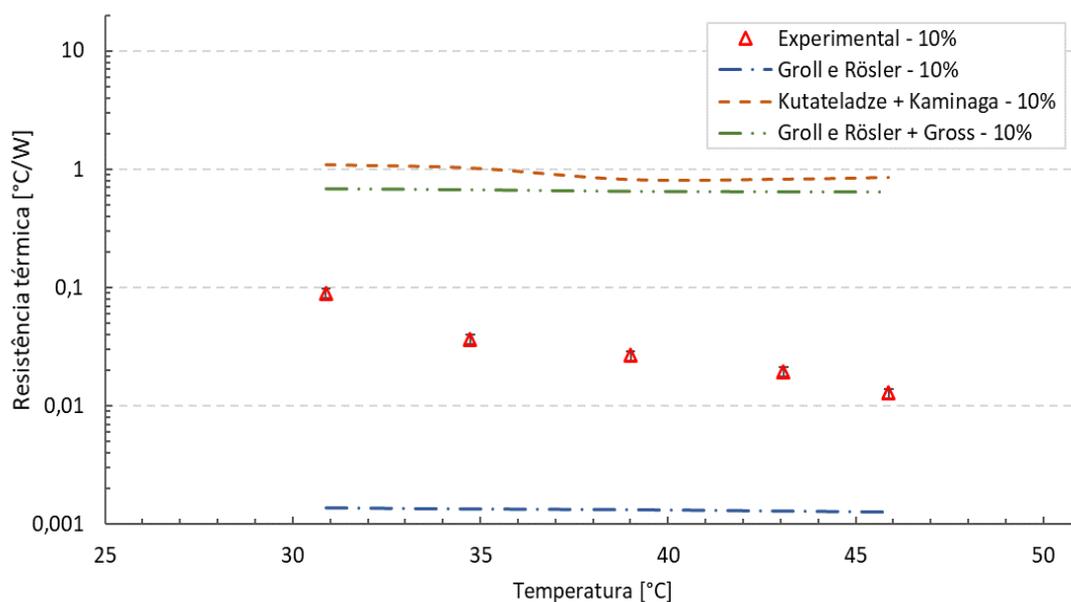


Figura 90 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 50° e FR de 10%



Ainda analisando as Figuras 89 e 90 observa-se que, em ambos os casos, além da resistência térmica experimental do termossifão diminuir com o aumento de temperatura, há uma tendência a diminuir as diferenças entre as previsões teóricas do modelo que emprega correlações de Groll e Rösler (1992).

De forma geral, a combinação das correlações de Groll e Rösler (1992) são as que apresentam as menores diferenças com os dados experimentais para as inclinações de 90 e 50°. Essas diferenças são menores quando o termossifão encontra-se na posição vertical e diminuem conforme a temperatura do evaporador aumenta. Para o termossifão em 50° essa diferença é consideravelmente maior, principalmente para as temperaturas mais baixas, porém, como a correlação foi originalmente proposta para dispositivos em posição vertical, obter maiores diferenças para o dispositivo operando inclinado pode ser considerado como um resultado esperado.

Para avaliar a precisão de utilizadas das correlações apresentadas, são calculadas as Raízes do Erros Quadráticos Médios (RMSE) entre os valores teóricos e experimentais das resistências térmicas, para os testes com inclinações de 90° a 20° e razões de enchimento de 10 a 40%. Este parâmetro é determinado através da Equação (40).

$$RMSE = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_n - E_n)^2}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n E_n} 100 \quad (40)$$

onde T_n e E_n são os valores teóricos e experimentais das resistências térmicas, respectivamente, e n é o total de dados analisados.

A Tabela 10 apresenta os valores percentuais de da raiz do erro quadrático médio (RMSE) obtidos.

Tabela 10 - RMSE percentual entre os valores teóricos e experimentais das resistências térmicas totais

| | <i>RMSE [%] - Groll e Rösler</i> | | | |
|---------------|----------------------------------|------------|------------|------------|
| | 90° | 75° | 50° | 20° |
| FR 10% | 96,56 | 122,81 | 121,46 | 154,79 |
| FR 20% | 95,50 | 97,89 | 102,29 | 100,70 |
| FR 40% | 98,03 | 97,43 | 102,38 | 99,63 |
| | <i>RMSE [%] - Groll e Gross</i> | | | |
| | 90° | 75° | 50° | 20° |
| FR 10% | 1509,28 | 1534,80 | 1690,01 | 1000,95 |
| FR 20% | 2034,42 | 1864,53 | 2191,34 | 2295,68 |

| FR 40% | 1360,01 | 1702,48 | 1576,19 | 1643,40 |
|--|------------|------------|------------|------------|
| <i>RMSE [%] - Kutateladze e Kaminaga</i> | | | | |
| | 90° | 75° | 50° | 20° |
| FR 10% | 5347,68 | 2808,84 | 2393,92 | 2024,44 |
| FR 20% | 12240,95 | 2972,79 | 5398,68 | 7925,20 |
| FR 40% | 1866,48 | 1729,11 | 985,96 | 1401,23 |

Analisando os valores apresentados na Tabela 10 observa-se que, conforme já analisado nas Figura 87 a Figura 90, as correlações propostas por Groll e Rösler (1992) para o cálculo das resistências térmicas em tubos verticais são as que apresentam as menores diferenças entre resistências teóricas e experimentais. Para as demais correlações utilizadas, os valores RMSE obtidos são superiores a 1000%, representando a grande diferença entre os valores teóricos e experimentais e, com isso, mostrando-se inviável para previsão de resistências térmicas em termossifões com as características e configurações estudadas.

Apesar das resistências teóricas obtidas por Groll e Rösler (1992) serem as que apresentam menores discrepâncias dos dados experimentais, estas diferenças ainda são muito elevadas para serem consideradas representativas para condições dos termossifões em questão. Dessa forma, pode-se concluir que as correlações presentes na literatura e estudadas neste trabalho, não são representativas para os fenômenos de troca térmica que ocorrem no interior do termossifão, como evaporação e condensação, e conseqüentemente, não devem ser empregadas para a previsão das resistências térmicas do dispositivo, cujas características discrepantes em relação aos dados usados para a obtenção das correlações são as grandes dimensões do termossifão (grande comprimento) e baixa taxa de transferência de calor.

Assim, a incapacidade das correlações estudadas em prever os valores resistências térmicas dificulta o projeto de termossifões de grande porte quando estes estão operando em intervalos de baixo fluxo de calor.

5 CONCLUSÕES

O propósito deste trabalho foi analisar o funcionamento e o desempenho térmico de duas configurações de termossifões bifásicos, sendo estes do tipo fechado convencional e em circuito, ambos com 5 metros de comprimento e operando com baixos fluxos de calor.

Para isso, inicialmente foi apresentada uma revisão da literatura sobre a tecnologia de tubos de calor e termossifões bifásicos e a aplicação destes em torres de resfriamento. Com base na fundamentação teórica e nas condições de operação da torre de resfriamento da Petrobrás usada como base para o estudo, realizou-se o projeto e a construção de dois protótipos de termossifões bifásicos, um convencional e um em circuito. Também foi projetada e construída uma bancada experimental que permite o teste simultâneo e sob condições idênticas dos dois dispositivos. Os termossifões foram testados utilizando água destilada como fluido de trabalho, com razões de enchimento em 10, 20, 40, 70 e 100%, assim como com inclinações em 90, 75, 50 e 20° com relação à horizontal.

Os testes realizados permitiram visualizar o comportamento das temperaturas ao longo dos termossifões para diversas configurações e condições de testes. Para o termossifão convencional observou-se que, apesar das temperaturas ao longo do condensador apresentarem uma boa uniformidade, o vapor não consegue alcançar completamente o fim do condensador, o que indica a presença de uma ponta fria, provavelmente ocasionada devido a presença de gases não-condensáveis, aliada às grandes dimensões do dispositivo. Para o termossifão em circuito, constatou-se que para condições de baixo fluxo de calor o dispositivo não consegue entrar em operação de forma plena, uma vez que não há potência térmica suficiente para que o vapor atinja toda a extensão do dispositivo e, portanto, sendo inadequada sua utilização para as condições estudadas.

Dessa forma, conclui-se que para condições de baixas temperaturas de operação, a configuração de melhor desempenho, em termos de distribuição de temperatura, para os termossifões é o termossifão convencional, utilizando água destilada como fluido de trabalho, com razão de enchimento de 20% do volume do evaporador. Os melhores resultados foram obtidos para o termossifão posicionado verticalmente (90°) e inclinado em 50° com a horizontal. As distribuições de temperatura ao longo do dispositivo foram mais uniformes para essas configurações.

A análise do desempenho térmico dos termossifões foi complementada com a determinação das resistências térmicas experimentais. Por meio da análise destas resistências,

observou-se que, para menores razões de enchimento, existe uma maior dificuldade para o dispositivo iniciar seu funcionamento. Assim, em concordância com os resultados de distribuição de temperatura, conclui-se que para o termossifão convencional, as configurações com razão de enchimento de 20% e com o dispositivo posicionado verticalmente ou inclinado em 50° são as que apresentam as menores resistências térmicas no intervalo de temperatura analisado. Na inclinação de 75°, a razão de enchimento 10% foi a que apresentou os melhores resultados, ou seja, os menores valores de resistência térmica, porém apenas para temperaturas do evaporador acima de 35°C. Os valores medidos para a resistência térmica variam entre 0,01 e 0,04 °C/W, dependendo das condições de teste, e geralmente decrescem com a elevação da temperatura média do dispositivo.

Quanto à comparação dos resultados experimentais com resultados obtidos por meio de correlações da literatura para previsão da resistência térmica total do termossifão, conclui-se que as correlações analisadas não são representativas para descrever os fenômenos que ocorrem no interior do dispositivo. Os menores valores percentuais de RMSE obtidos variam de 95,5% com o termossifão em 90° a 154,79% com o termossifão inclinado em 20°, sendo ambas as diferenças obtidas utilizando as correlações de Groll e Rösler (1992) para tubos verticais, para predição dos coeficientes de troca de calor relativos à evaporação e condensação interna do fluido de trabalho. Portanto, a imprevisibilidade dos valores de resistências térmicas para o termossifão convencional de grande porte e operando com baixos fluxos de calor dificulta o projeto destes dispositivos, sendo então necessária a realização de análises experimentais.

Os valores de resistência térmica e da distribuição de temperatura obtidos com os protótipos testados aqui podem ser usados no projeto de dispositivos reais aplicados para recuperação de água evaporada em torres de resfriamento.

Para trabalhos futuros, são apresentadas as seguintes sugestões e recomendações:

- Realizar novos testes com outros fluidos, como álcool e acetona.
- Adicionar meio poroso metálico na superfície interna do evaporador do termossifão bifásico convencional, de modo a promover uma maior uniformidade na molhabilidade da parede nesta seção e analisar a influência dessa maior molhabilidade do evaporador no desempenho térmico do dispositivo.
- A fim de aprofundar os conhecimentos básicos sobre o funcionamento dos termossifões estudados, propõe-se a realização de testes com temperaturas acima de 50°C para investigar a tendência do comportamento dos termossifões. Com isso, será possível

identificar a temperatura mínima do evaporador para que o termossifão em circuito opere plenamente, e a temperatura necessária no evaporador no termossifão convencional para que não haja ponta fria, com o vapor atingindo toda a extensão do condensador. Embora a operação acima de 50°C não esteja no escopo da aplicação em torres de esfriamento, este estudo ajudaria a elucidar o efetivo *start-up* do termossifão em circuito e a ponta fria do termossifão convencional.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A.; DE SOUSA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. 1. ed. [S. l.]: Manole, 2008.
- ASHRAE. **HVAC Systems and Equipment handbook**. Atlanta: [s. n.], 2000.
- ASSELMAN, G. A. A.; GREEN, D. B. HEAT PIPES. **PHILIPS TECHNICAL REVIEW**, [s. l.], v. 33, n. 4, p. 104–113, 1973.
- CAJAMARCA, A. P. S. **ANÁLISE TEÓRICA DE TROCADORES DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES**. 2016. 151 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.
- CASTRO, F. R. de. **Uso de termossifões visando a redução da perda de água em torres de resfriamento: Análise e experimentos**. 2018. 146 f. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.
- CHEREMISINOFF, N. P.; CHEREMISINOFF, P. N. **Cooling Towers: Selection, Design and Practice**. Ann Arbor: Ann Arbor Science, 1981.
- CISTERNA, L. H. R. **Técnicas de Fabricação, Modelagem e Testes de Termossifões Bifásicos de Sódio: Efeitos de Geyser Boiling e de Ponta Fria**. 2019. 203 f. - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019.
- COSTA, C. A. S.; MIRANDA, V.; MANTELLI, M. B. H.; SILVA, A. K. da; MODENESI, C. R.; FURLAN, L. T. Experimental study of flexible, unstructured metal foams as condensation structures. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [s. l.], v. 57, p. 102–110, 2014.
- CZUBINSKI, F. F.; MANTELLI, M. B. H.; PASSOS, J. C. Condensation on downward-facing surfaces subjected to upstream flow of air-vapor mixture. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [s. l.], v. 47, p. 90–97, 2013
- DUBE, V.; AKBARZADEH, A.; ANDREWS, J. The effects of non-condensable gases on the performance of loop thermosyphon heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 24, n. 16, p. 2439–2451, 2004.
- FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. 1. ed. Washinhton, D.C.: Francis & Taylor, 1995.
- FAGHRI, A. HEAT PIPES: REVIEW, OPPORTUNITIES AND CHALLENGES. **Frontiers in Heat Pipes**, [s. l.], 2014.
- GROLL, M.; RÖSLER, S. Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons. **J. Non-Equilib. Thermodyn**, [s. l.], v. 17, n. 2, p. 91–151, 1992.
- GROSS, U. Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 35, n. 2, p. 279–294, 1992.

- HAYNES, F. D.; ZARLING, J. P.; GOOCH, G. E. Performance of a thermosyphon with a 37-meter-long, horizontal evaporator. **Cold Regions Science and Technology**, [s. l.], v. 20, n. 3, p. 261–269, 1992.
- HENSLEY, J. C. (ed). **Cooling Tower Fundamentals**. 2. ed. Kansas: SPX Cooling Technologies, 2009.
- HOLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. 6. ed. [S. l.]: McGraw-Hill, 1994.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 6. ed. Reino Unido: Wiley, 2006.
- KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of Microchannel Flow Passages--Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. **Heat Transfer Engineering**, [s. l.], v. 24, n. 1, p. 3–17, 2003.
- KIM, G. P.; LEE, J. Y. Length effect on thermosyphon thermal performance. 2018, Republic of Korea. **Proceedings of the KNS 2018 Spring Meeting**. Republic of Korea: KNS, 2018.
- LIU, H.; WANG, X.; ZHENG, L.; YAO, H.; ZHU, Y.; WANG, Y. Temperature response and thermal performance analysis of a super-long flexible thermosyphon for shallow geothermal utilization: Field test and numerical simulation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 192, p. 122915, 2022.
- MACHADO, L. P. **Reúso de esgotos sanitários tratados para fins de água de reposição em torres de resfriamento – sistemas semi-abertos**. 2004. Dissertação - Universidade do Estado do Rio de Janeiro – UERJ, Rio de Janeiro, 2004.
- MANTELLI, M. H. B. Development of porous media thermosyphon technology for vapor recovering in cross-current cooling towers. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 108, p. 398–413, 2016.
- MANTELLI, M. B. H. **Notas de aula: Tubos de calor e termossifões**. Florianópolis: [s. n.], 2012.
- MANTELLI, M. B. H.; CARVALHO, R. D. M.; COLLE, S.; MORAES, D. U. C. Study of Closed Two-Phase Thermosyphons for Bakery Oven Applications. 1999, Albuquerque, New Mexico. **33th National Heat Transfer Conference**. Albuquerque, New Mexico: [s. n.], 1999.
- MANTELLI, M. B. H. Thermosyphon Technology for Industrial Applications. *Em*: VASILIE, L. L.; KAKAÇ, S. (org.). **Heat Pipes and Solid Sorption Transformations**. Boca Raton: CRC Press, 2013. p. 302–337.
- MANTELLI, M. B. H. **Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications**. 1. ed. [S. l.]: Springer International Publishing, 2021.
- MURCIA, N. **Estudo teórico e experimental em tubos de calor**. 1982. 1–278 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1982.

OLIVEIRA, B. M. de; CHECCUCCI, R. C. P. C. **Controle térmico de satélites com tubo de calor**. 2012. 76 f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília, 2012.

PETERSON, G. P. **An introduction to heat pipes. Modeling, testing and applications**. New York: Wiley, 1994.

POZZOBON, J. C. **Recuperação de água em torres de resfriamento por meio de estruturas de condensação porosas**. 2015. 130 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

REAY, D. A.; KEW, P. A. **Heat Pipes: Theory, Design and Applications**. 5. ed. [S. l.]: Butterworth-Heinemann, 2006.

REAY, D.; KEW, P.; MCGLLEN, R. **Heat Pipes: Theory, design and Applications**. 6. ed. Oxford: Elsevier Ltd, 2014.

SANTOS, P. H. D. dos; HOLETZ, M. G.; ZINA, G. N.; KRAMBECK, L. Theoretical and Experimental Analysis of A Thermosyphon Used in Compact Solar Collector. **22nd International Congress of Mechanical Engineering**, Ribeirão Preto, nov. 2013. p. 7590–7599.

SILVA, A. K. da. **Análise de um forno de cocção de pães assistido por termossifões de duas fases**. 2001. 124 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SONG, Y.; JIN, L.; ZHANG, J. In-situ study on cooling characteristics of two-phase closed thermosyphon embankment of Qinghai-Tibet Highway in permafrost regions. **Cold Regions Science and Technology**, [s. l.], v. 93, p. 12–19, 2013.

TIEN, C. L.; CHUNG, K. S. Entrainment limits in heat pipes. **AIAA Journal**, [s. l.], v. 17, n. 6, p. 643–646, 1979.

TOURNIER, J.-M. P.; EL-GENK, M. S. Liquid Metal Loop and Heat Pipe Radiator for Space Reactor Power Systems. **Journal of Propulsion and Power**, [s. l.], v. 22, n. 5, p. 1117–1134, 2006.

VIANA, S. T. **Análise de viabilidade técnica para a recuperação de água em torres de resfriamento**. 2010. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

WANG, X.; ZHU, Y.; ZHU, M.; ZHU, Y.; FAN, H.; WANG, Y. Thermal analysis and optimization of an ice and snow melting system using geothermy by super-long flexible heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 112, p. 1353–1363, 2017.

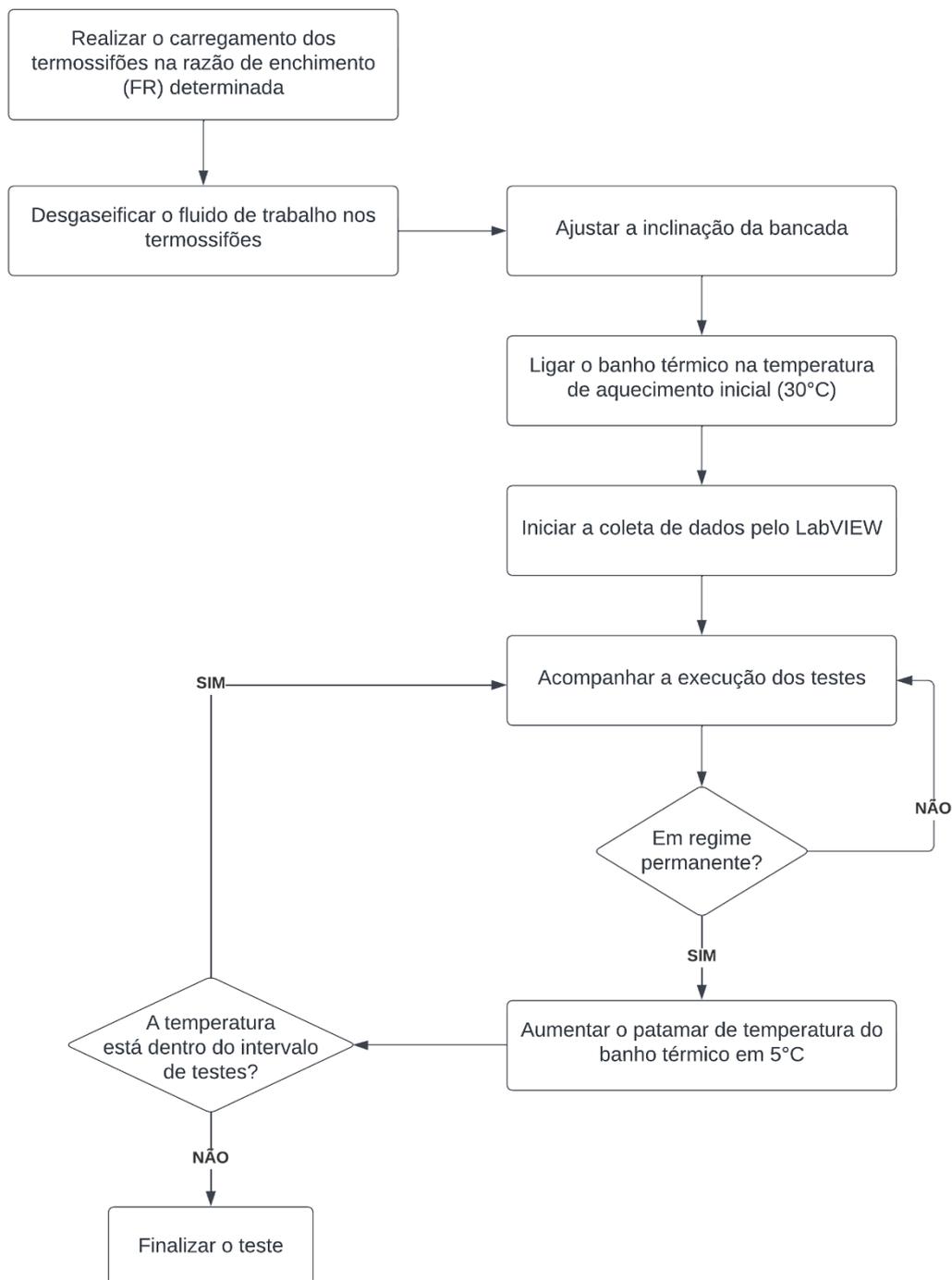
ZIAPOUR, B. M.; SHAKER, H. Exergetic analysis of a long two-phase closed thermosyphon system. **International Journal of Exergy**, [s. l.], v. 7, n. 6, p. 714, 2010.

ZIMMERMANN, R.; MANTELLI, M. B. H.; BORGES, T. P. F.; COSTA, C. A. S. Viability Study of Retrieving the Evaporated Water in a Mechanical Draft Cross Flow Cooling Tower. **14th International Heat Transfer Conference (IHTC 14)**, Washington, DC, ano 4, ago. 2010. p. 751–760.

ZOHURI, B. Different types of heat pipes. *Em: FUNCTIONALITY, ADVANCEMENTS AND INDUSTRIAL APPLICATIONS OF HEAT PIPES*. Albuquerque: Elsevier, 2020. p. 183–238.

APÊNDICE A – Fluxograma para o procedimento de testes

Figura A.1 – Fluxograma dos procedimentos de testes



APÊNDICE B – Gráficos dos resultados experimentais

Neste apêndice serão apresentados os gráficos de resultados obtidos com o desenvolvimento deste trabalho, e que não foram mostrados no capítulo de resultados. A apresentação destes resultados está disposta da seguinte forma:

- B.1 – Distribuição de temperatura ao longo do tempo para os termossifões
- B.2 – Curvas de temperatura média dos termossifões ao longo do tempo
- B.3 – Resistência térmica experimental
- B.4 – Resistência térmica teórica x experimental

B.1 Distribuição de temperatura ao longo do tempo para os termossifões

Neste momento serão apresentadas as curvas de temperatura que caracterizam o comportamento dos termossifões para cada configuração de teste. Para o termossifão bifásico convencional com inclinação de 90° são apresentados os gráficos com as curvas de temperatura para todos os termopares presentes no dispositivo, nas razões de enchimento que não foram apresentadas na seção de resultados. Para o termossifão em circuito, essa apresentação é realizada apenas para o dispositivo em posição vertical com 10% de razão de enchimento.

Figura B. 1 - Comportamento do termossifão convencional em 90° de inclinação e FR de 20%

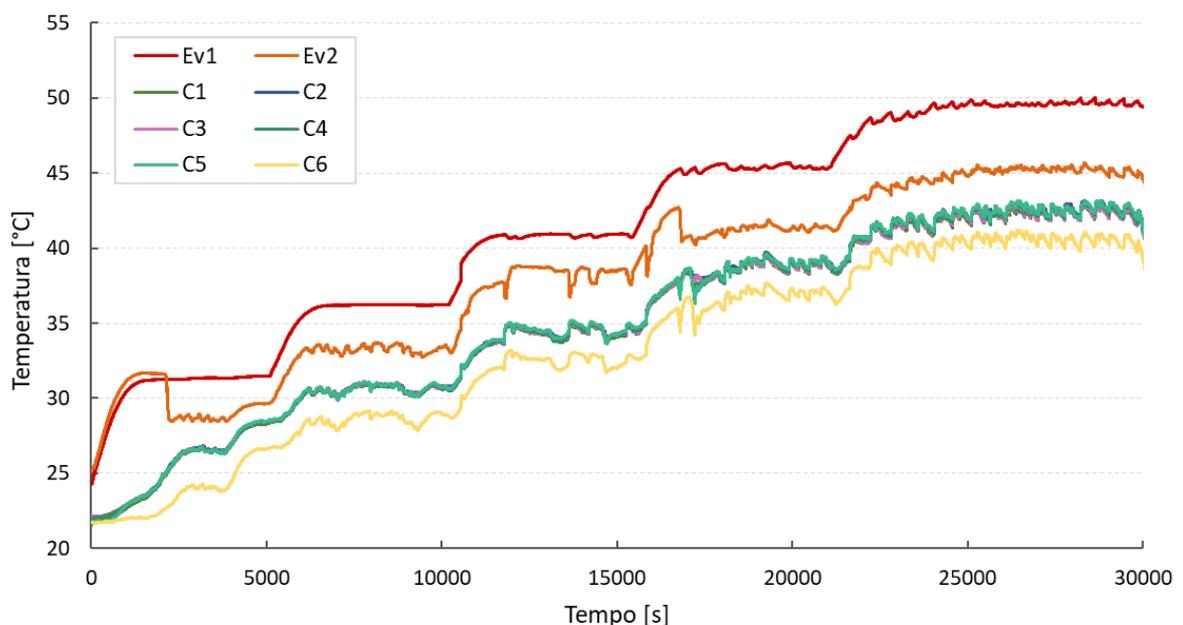


Figura B. 2 - Comportamento do termossifão convencional em 90° de inclinação e FR de 40%

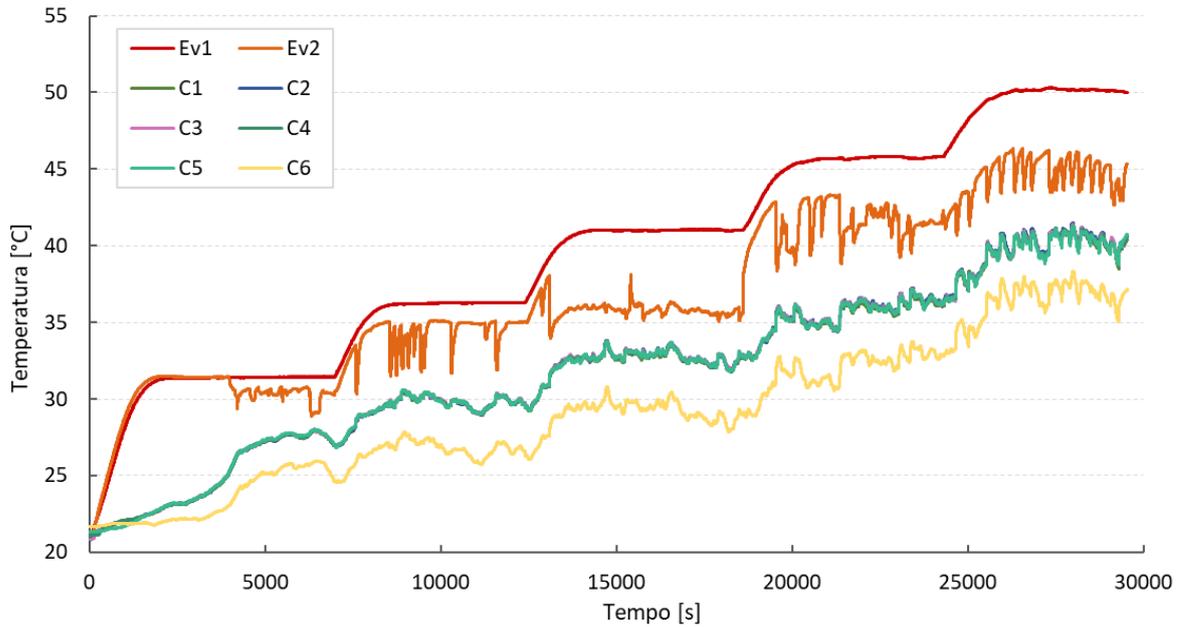


Figura B. 3 - Comportamento do termossifão convencional em 90° de inclinação e FR de 70%

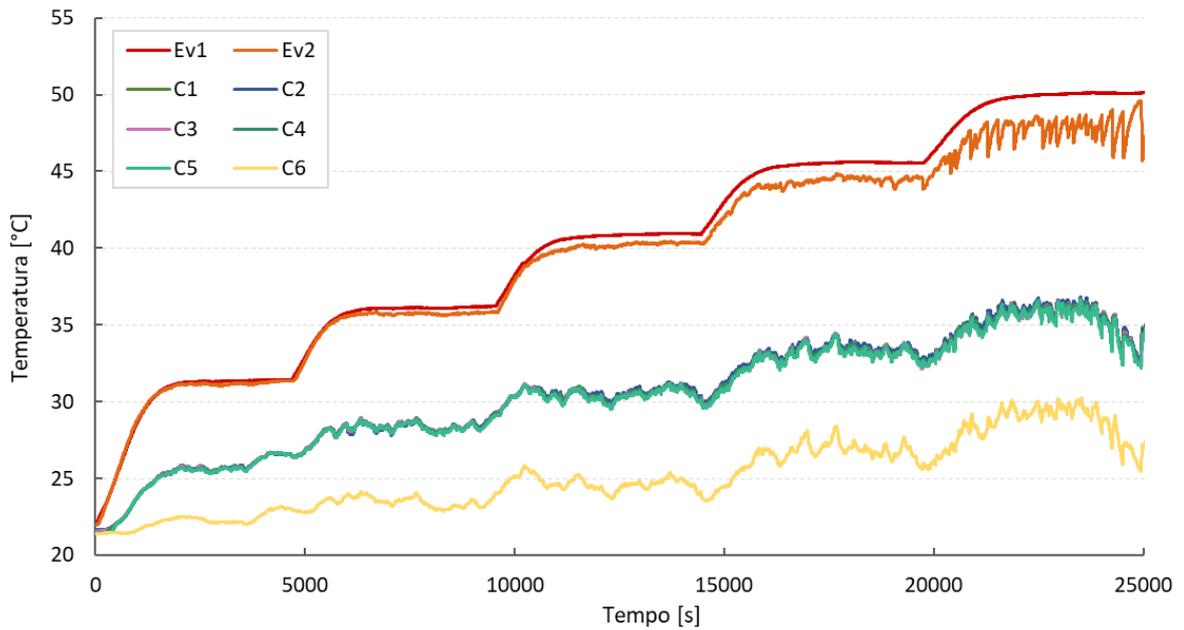


Figura B. 4 - Comportamento do termossifão convencional em 90° de inclinação e FR de 100%

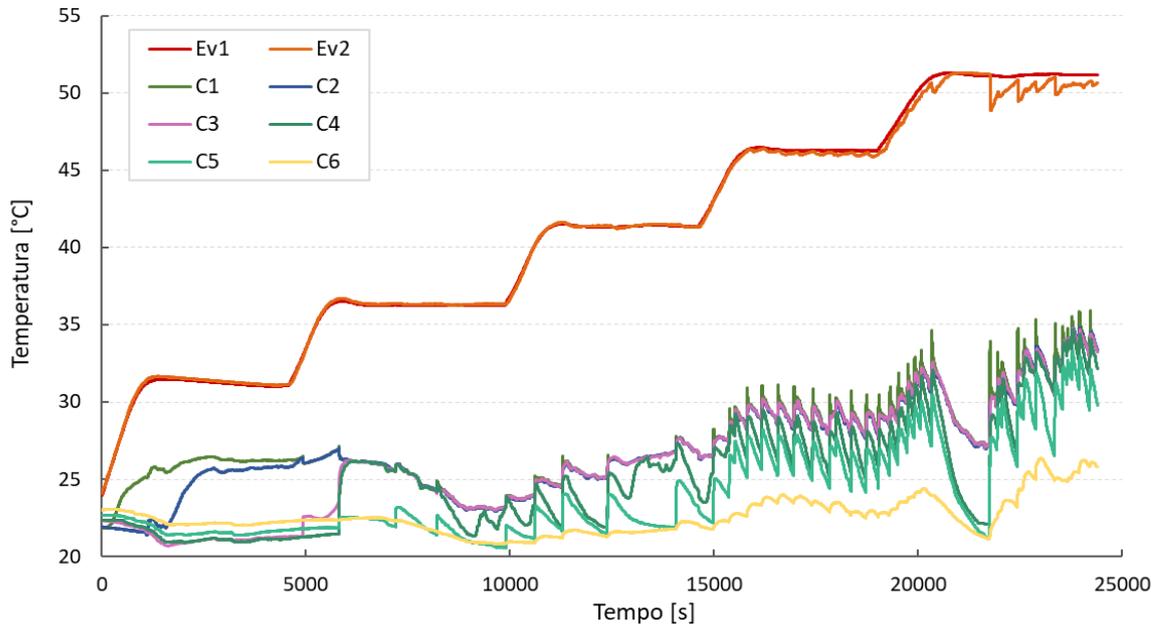
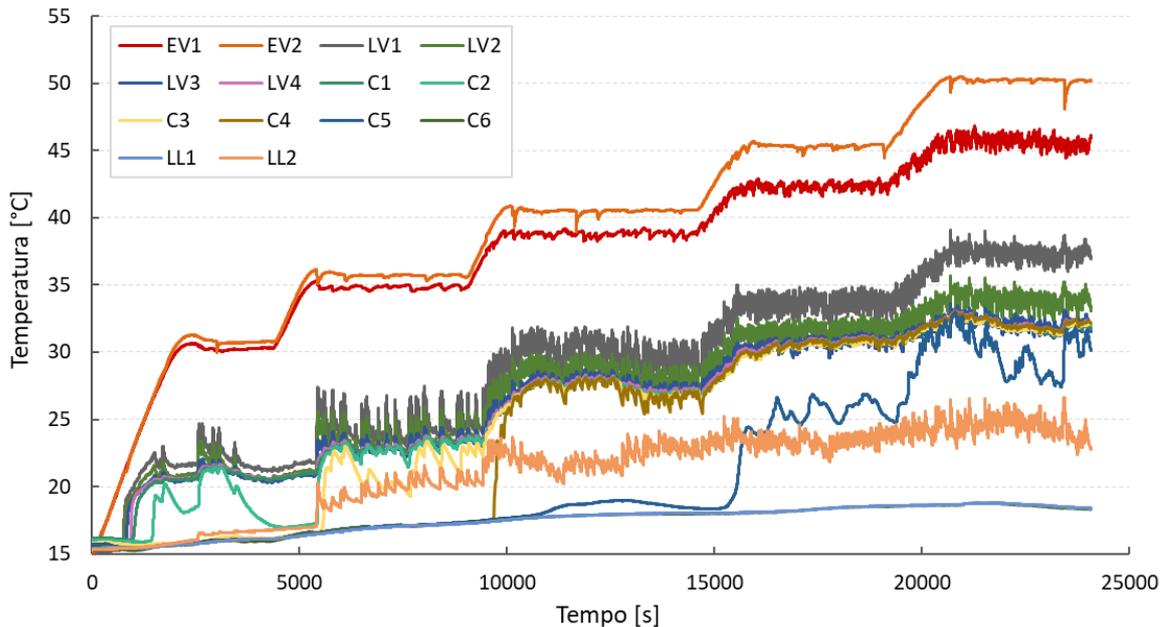


Figura B. 5 - Comportamento do termossifão em circuito em 90° de inclinação e FR de 10%



B.2 Curvas de temperatura média dos termossifões ao longo do tempo

Para otimizar a visualização dos dados gerais de operação dos termossifões ao longo do tempo, optou-se por apresentar as curvas de distribuição de temperatura em termos de temperatura média de cada seção. Abaixo são apresentados os gráficos com as temperaturas

médias para ambos os termosifões, nas configurações de testes que não foram apresentadas na seção de resultados.

Figura B. 6 - Temperaturas médias do termosifão convencional com 75° de inclinação e FR de 20%

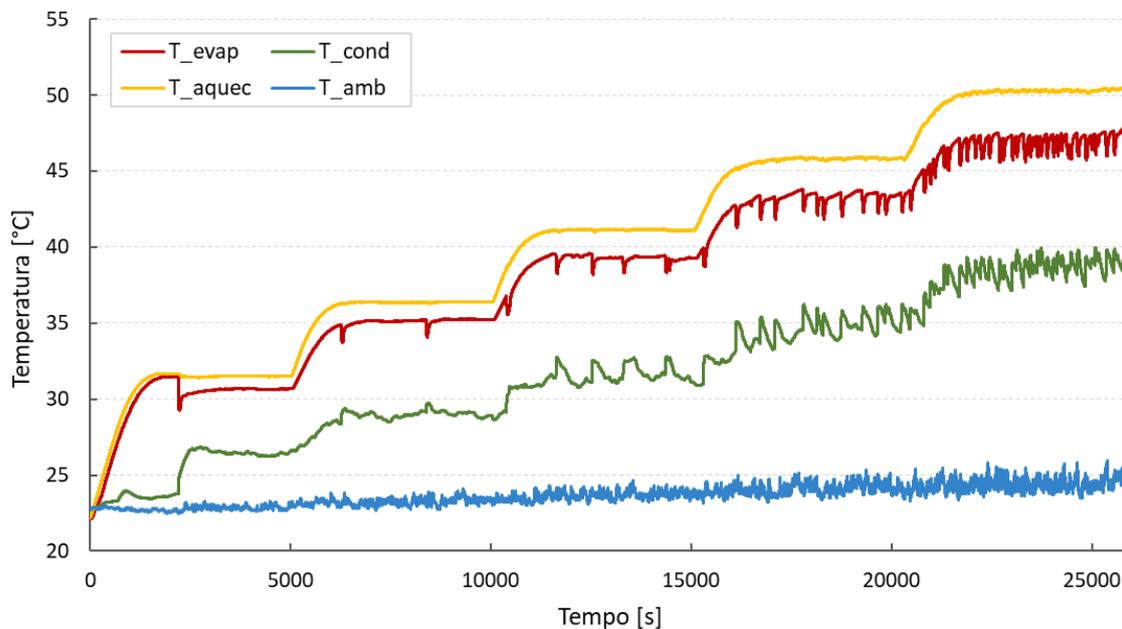


Figura B. 7 - Temperaturas médias do termosifão convencional com 75° de inclinação e FR de 70%

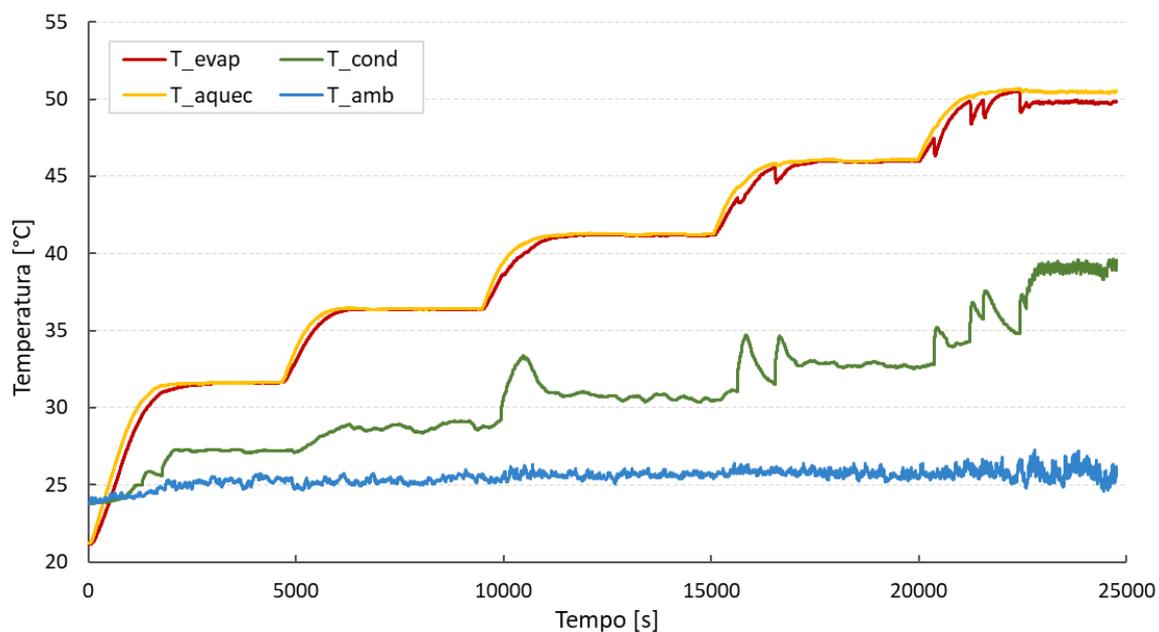


Figura B. 8 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 75° de inclinação e FR de 100%

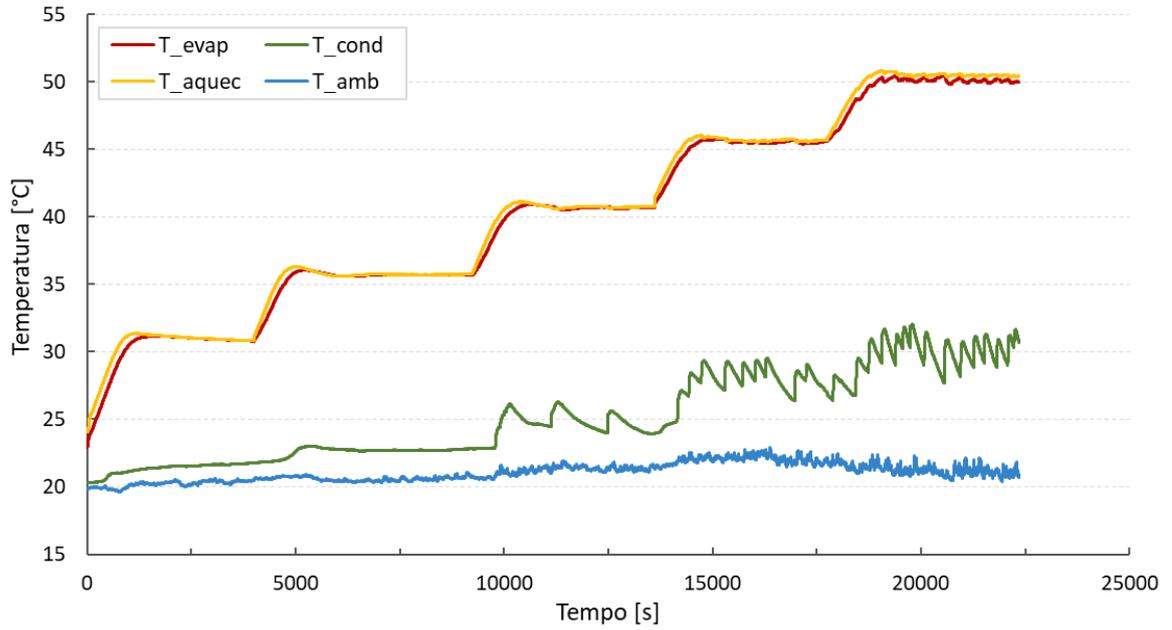


Figura B. 9 - Temperaturas médias do termossifão convencional com 50° de inclinação e FR de 70%

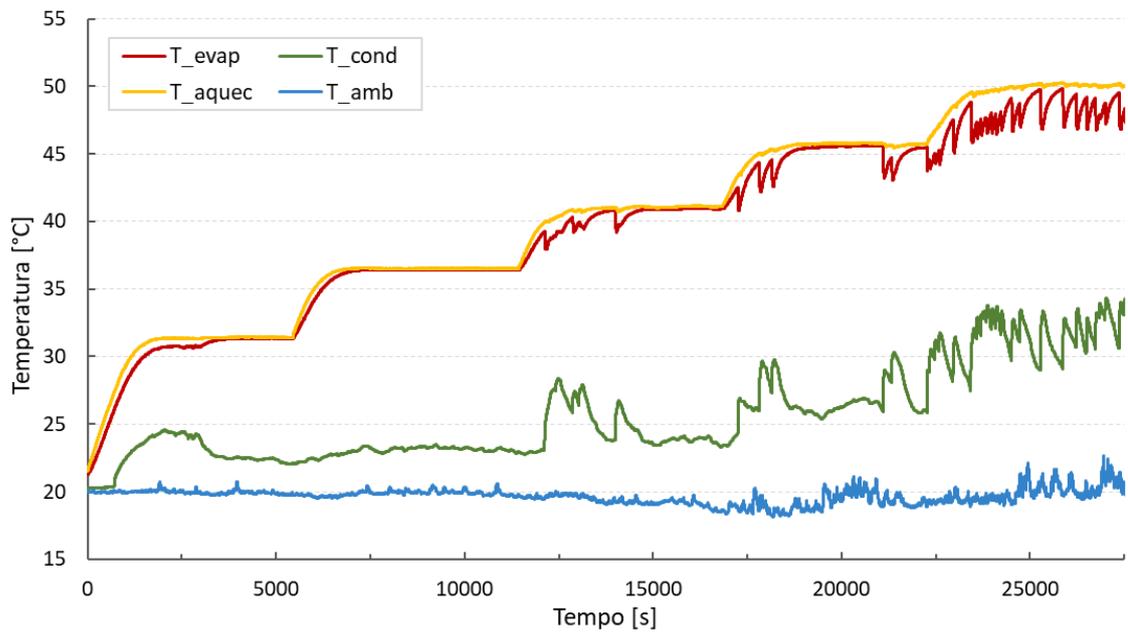


Figura B. 10 - Temperaturas médias do termosifão convencional com 50° de inclinação e FR de 100%

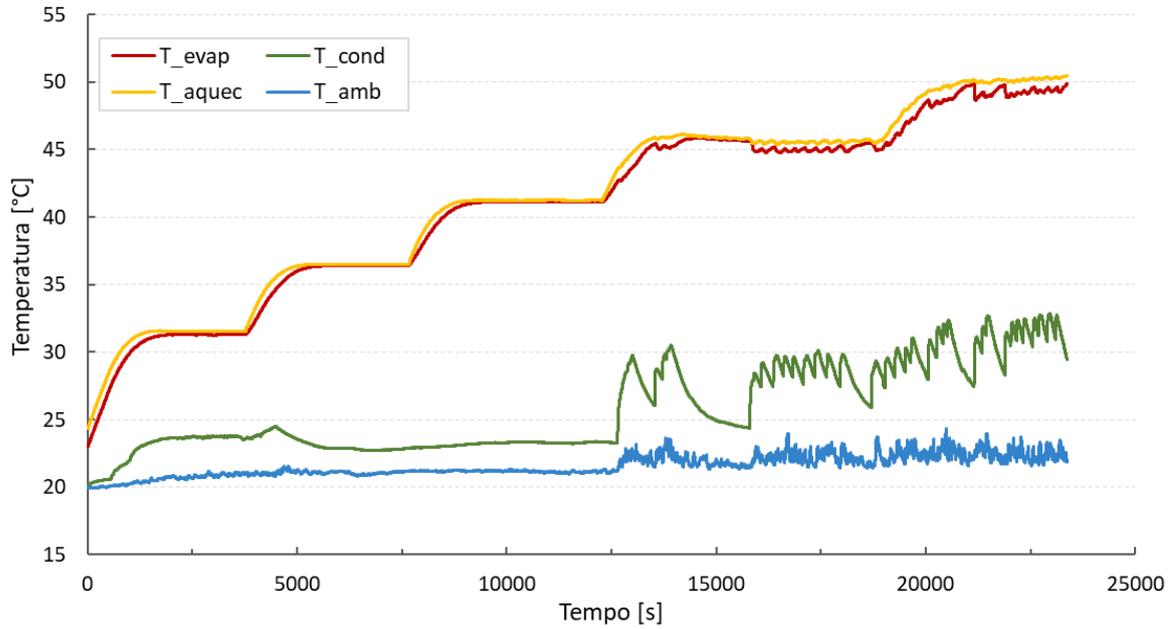


Figura B. 11 - Temperaturas médias do termosifão convencional com 20° de inclinação e FR de 10%

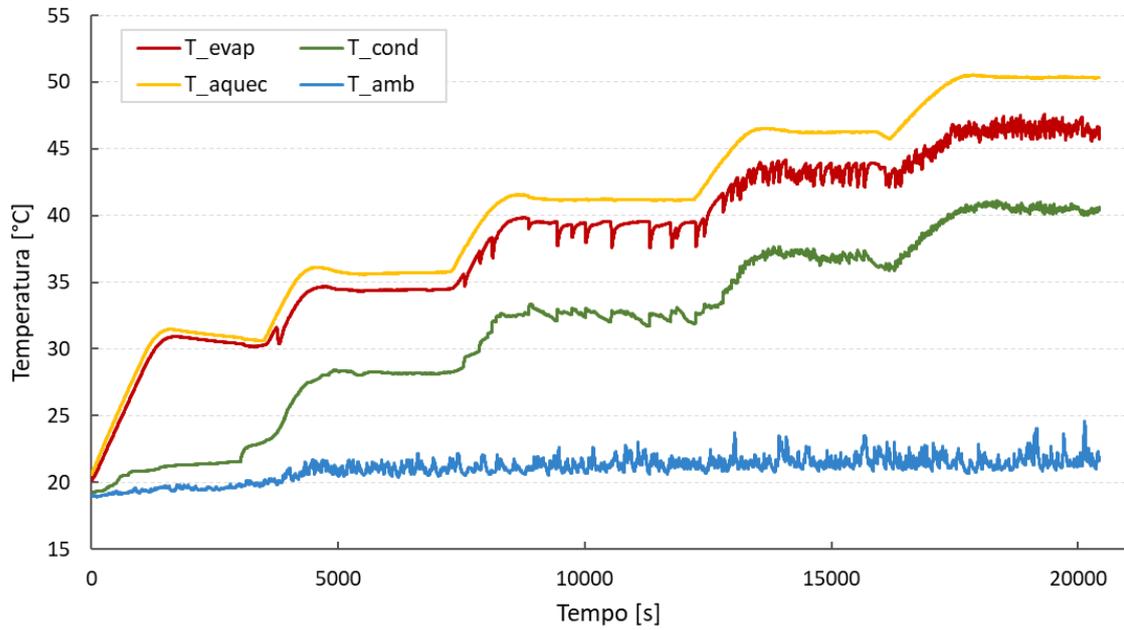


Figura B. 12 - Temperaturas médias do termosifão convencional com 20° de inclinação e FR de 40%

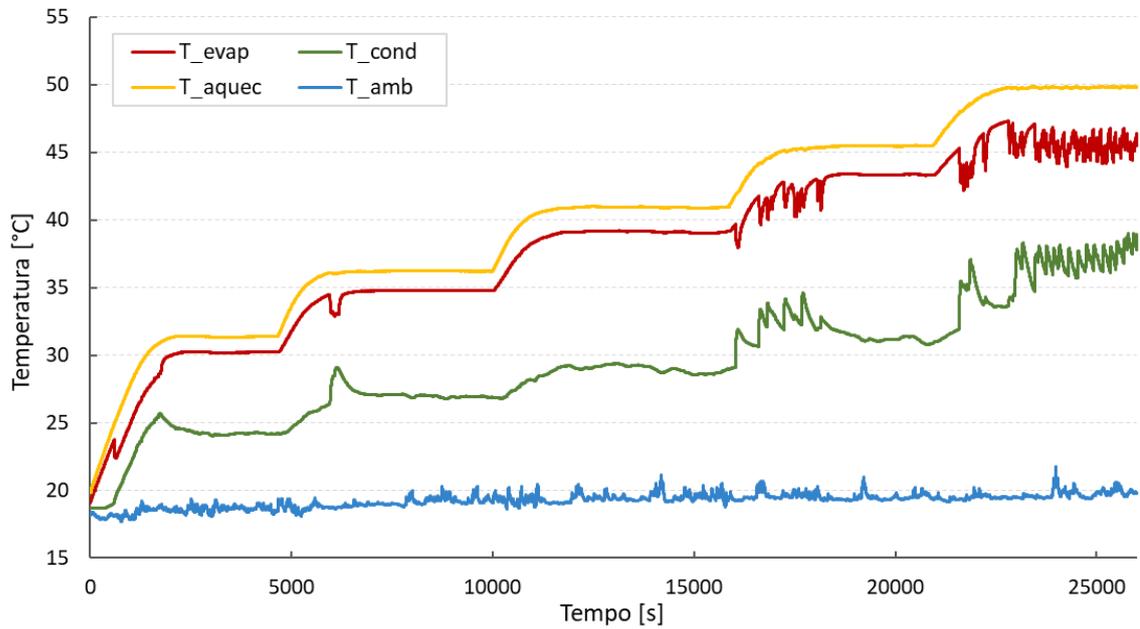


Figura B. 13 - Temperaturas médias do termosifão convencional com 20° de inclinação e FR de 70%

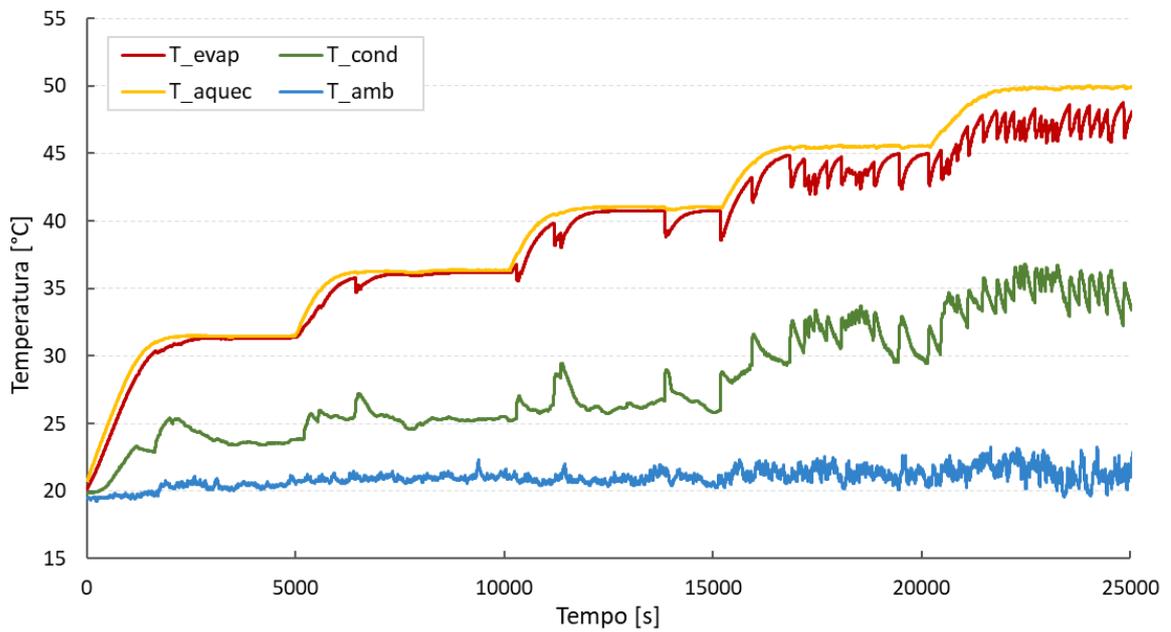


Figura B. 14 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 20%

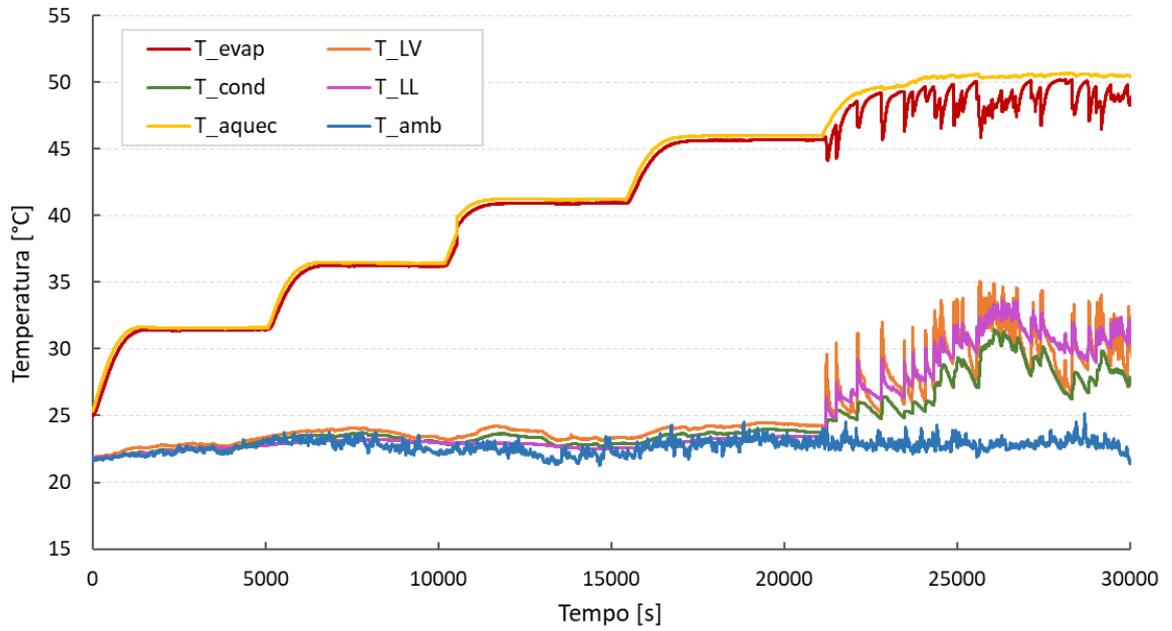


Figura B. 15 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 70%

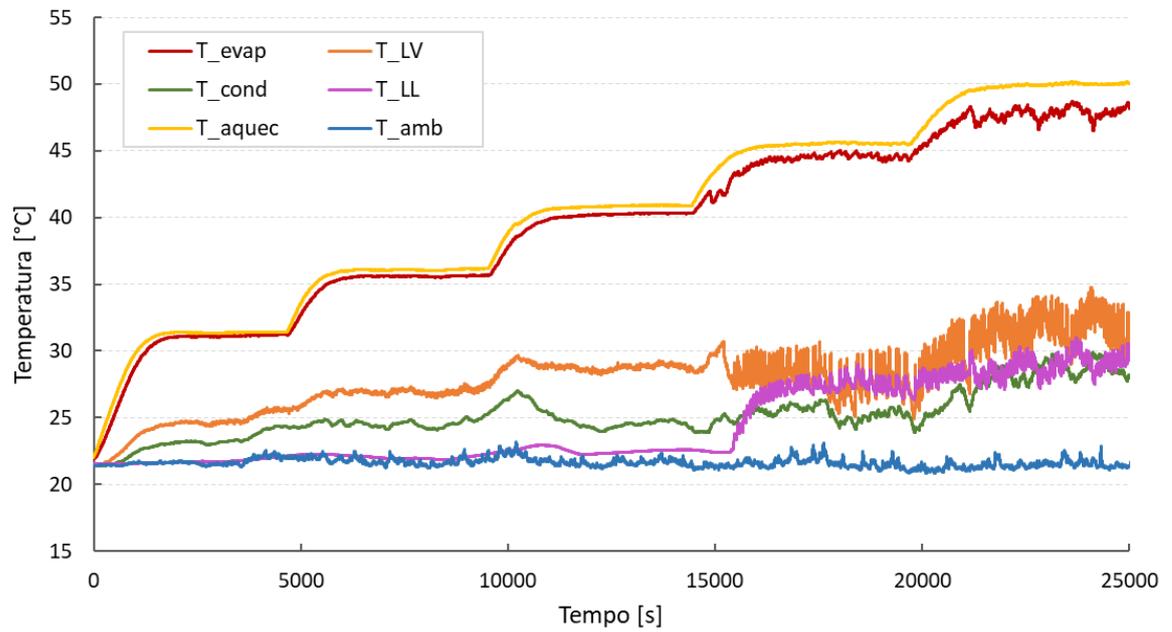


Figura B. 16 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 90° de inclinação e FR de 100%

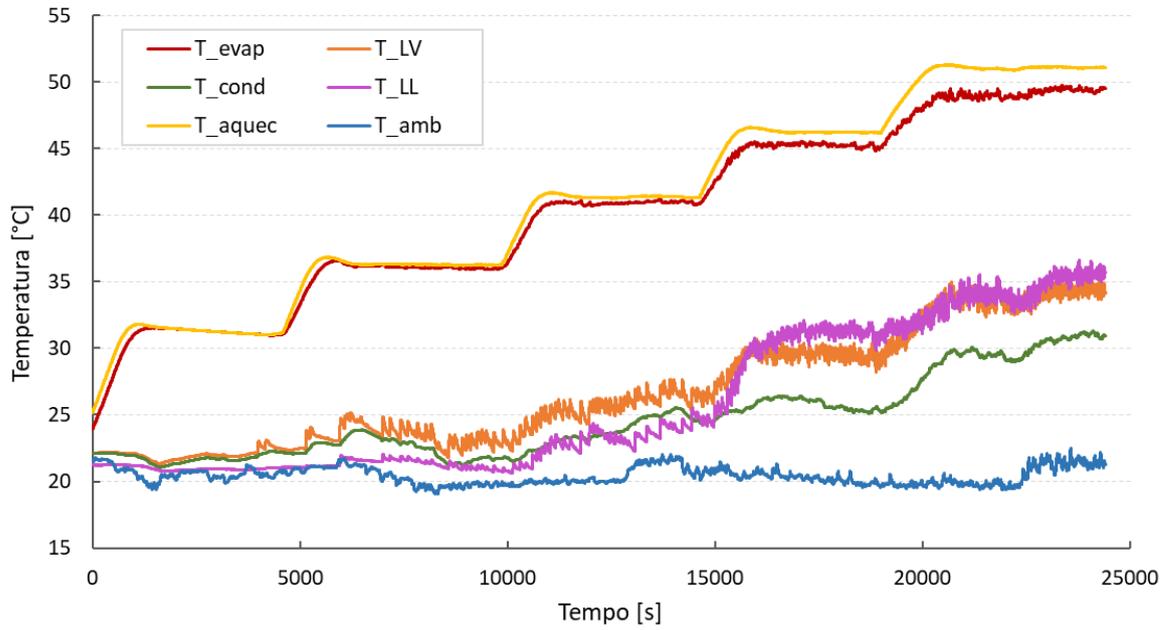


Figura B. 17 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 20%

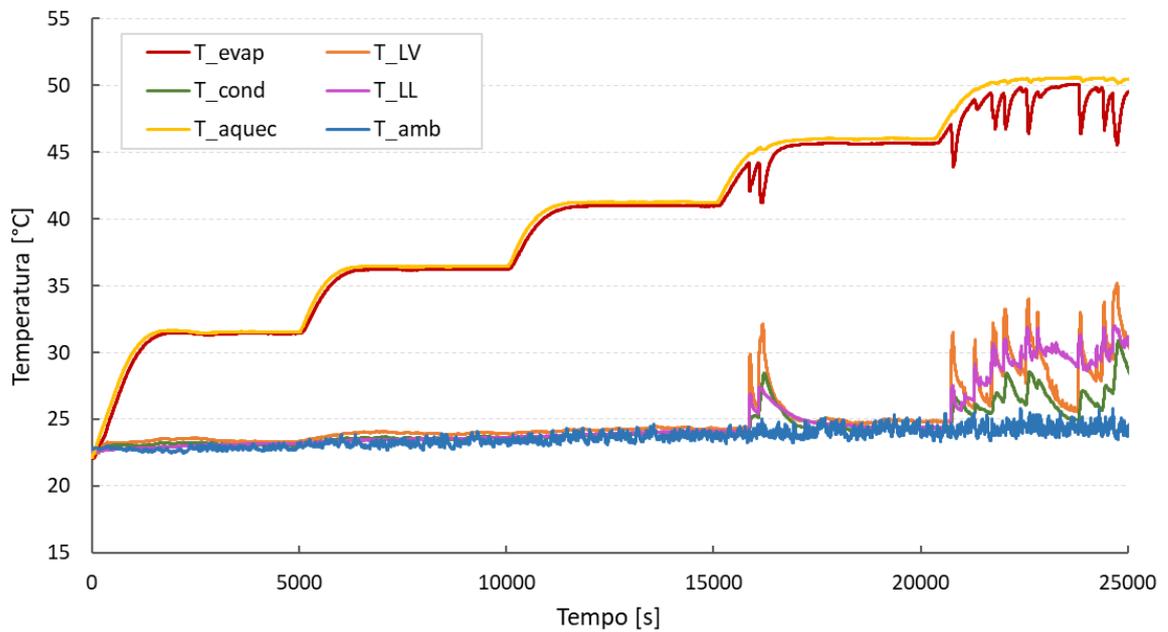


Figura B. 18 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 70%

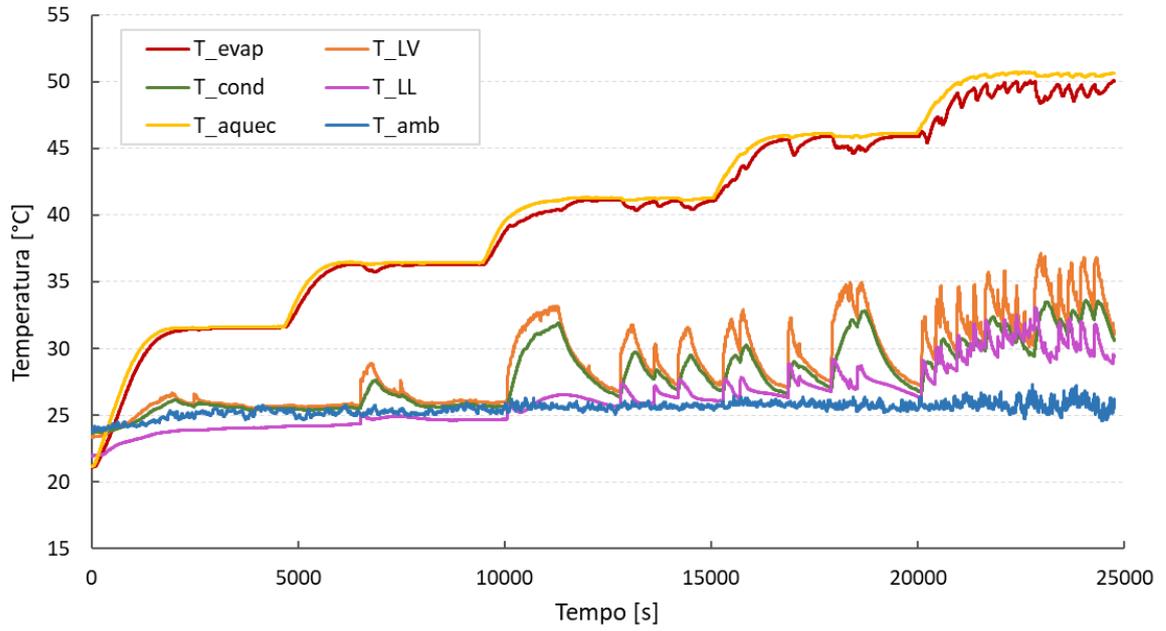


Figura B. 19 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 75° de inclinação e FR de 100%

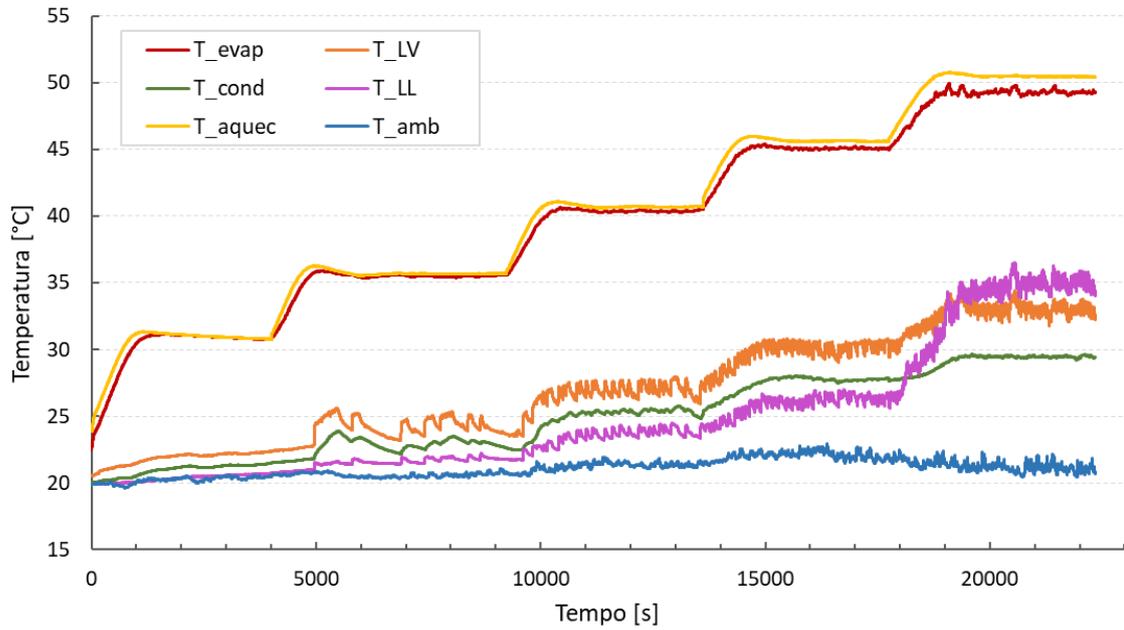


Figura B. 20 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 50° de inclinação e FR de 10%

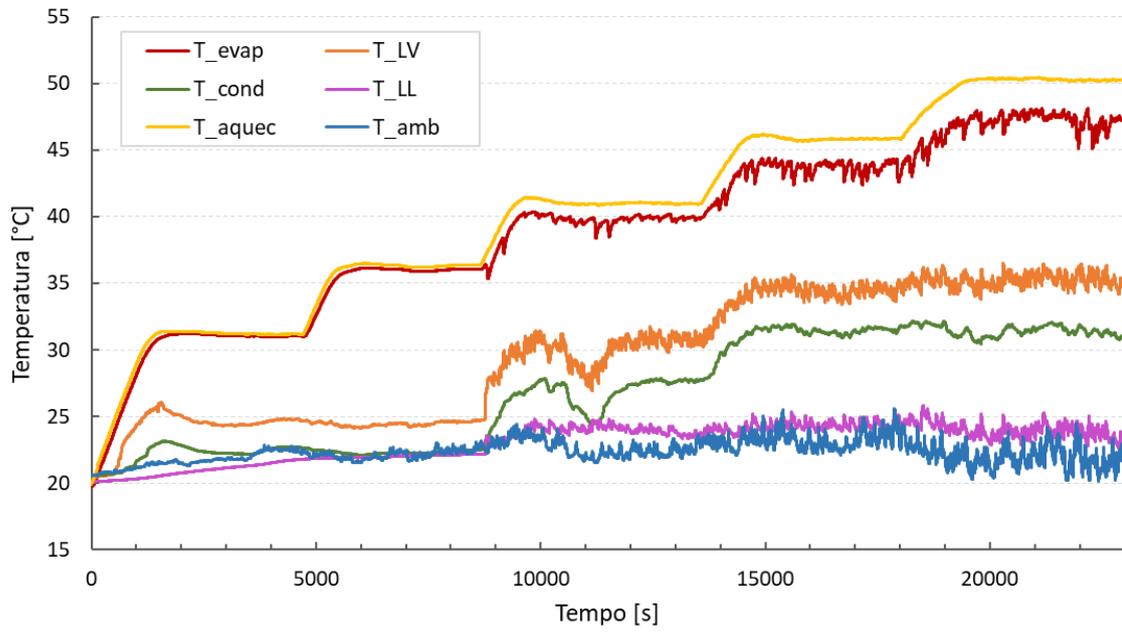


Figura B. 21 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 50° de inclinação e FR de 20%

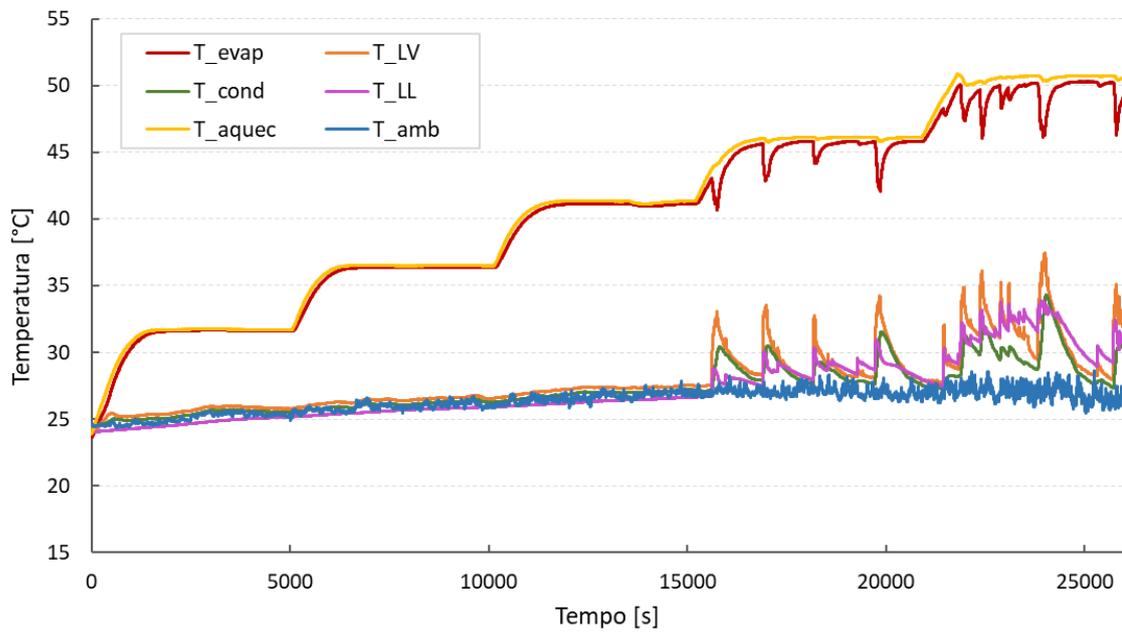


Figura B. 22 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 50° de inclinação e FR de 40%

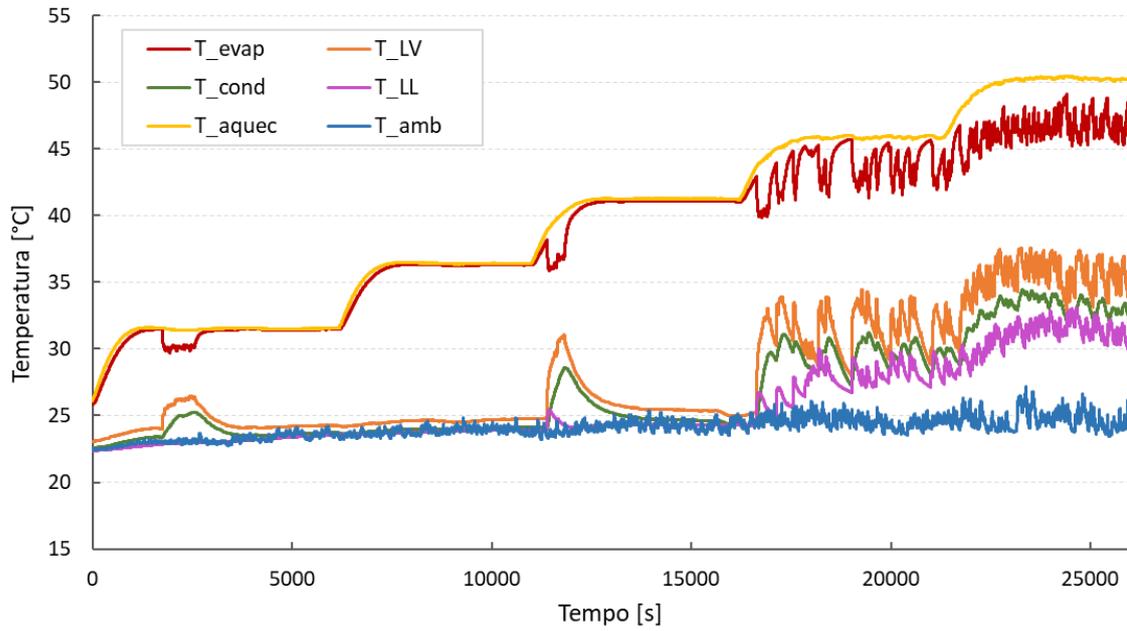


Figura B. 23 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 50° de inclinação e FR de 70%

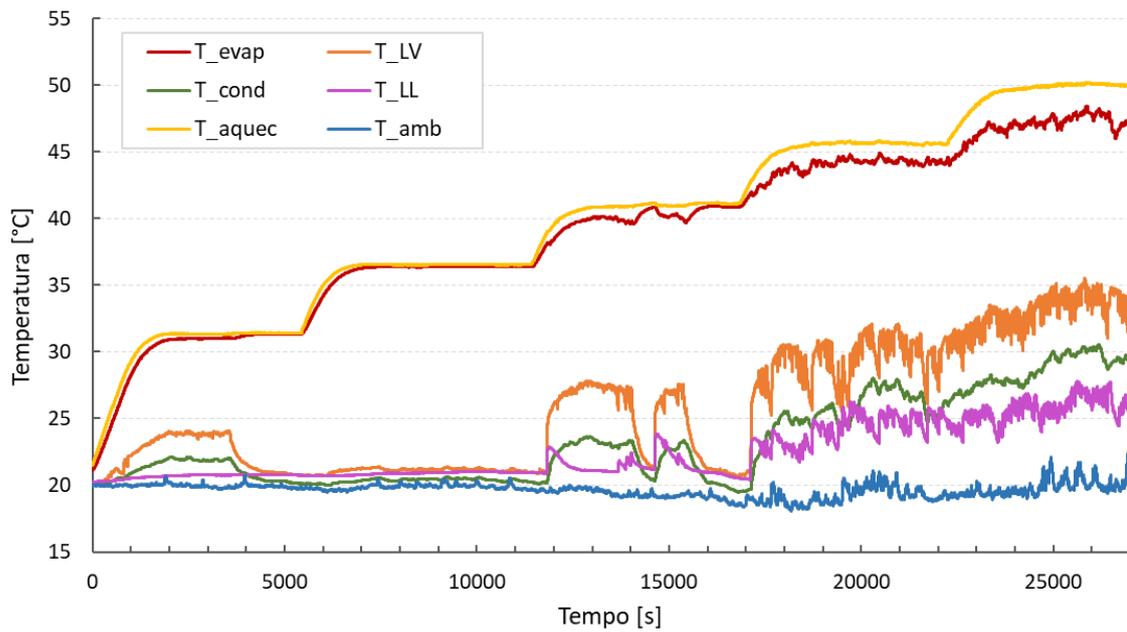


Figura B. 24 - Temperaturas médias do terrossifão em circuito com 50° de inclinação e FR de 100%

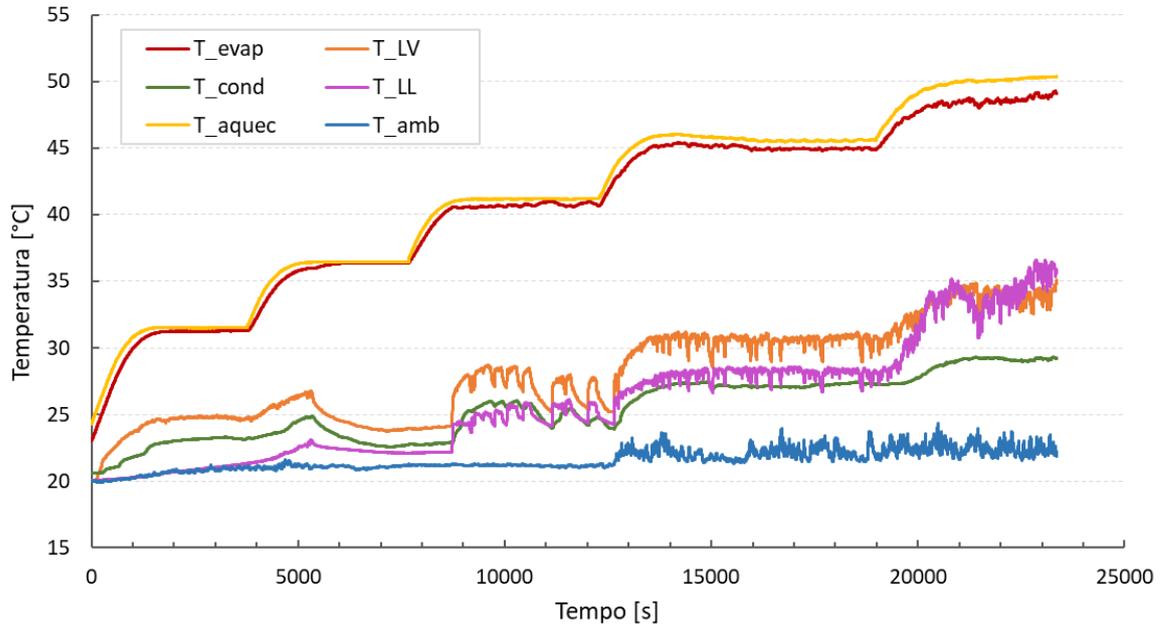


Figura B. 25 - Temperaturas médias do terrossifão em circuito com 20° de inclinação e FR de 10%

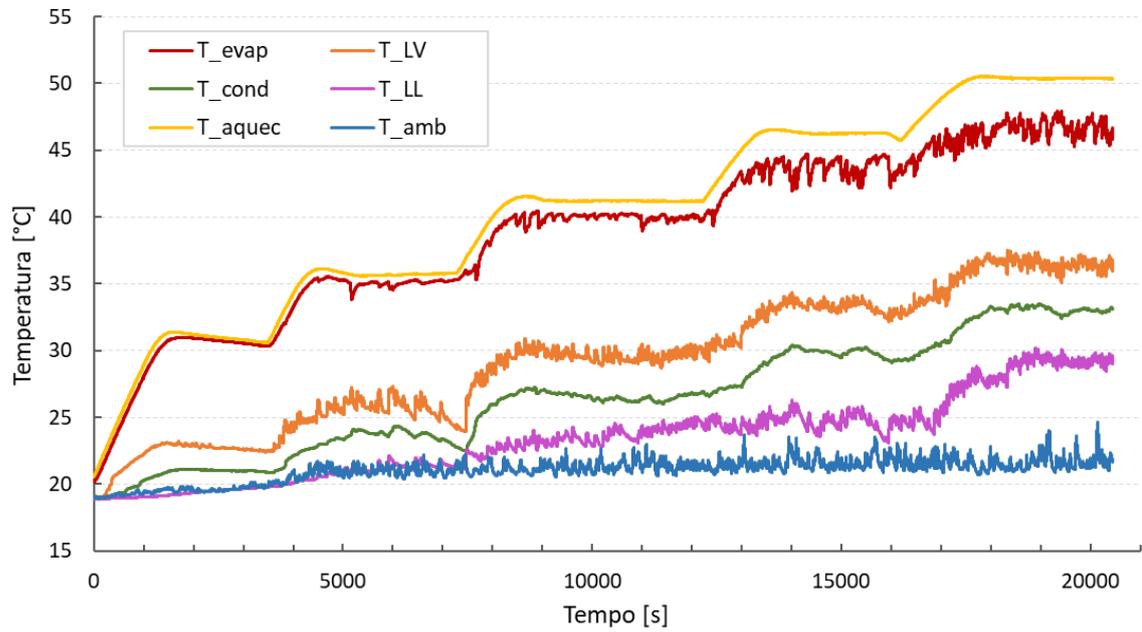


Figura B. 26 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 20° de inclinação e FR de 20%

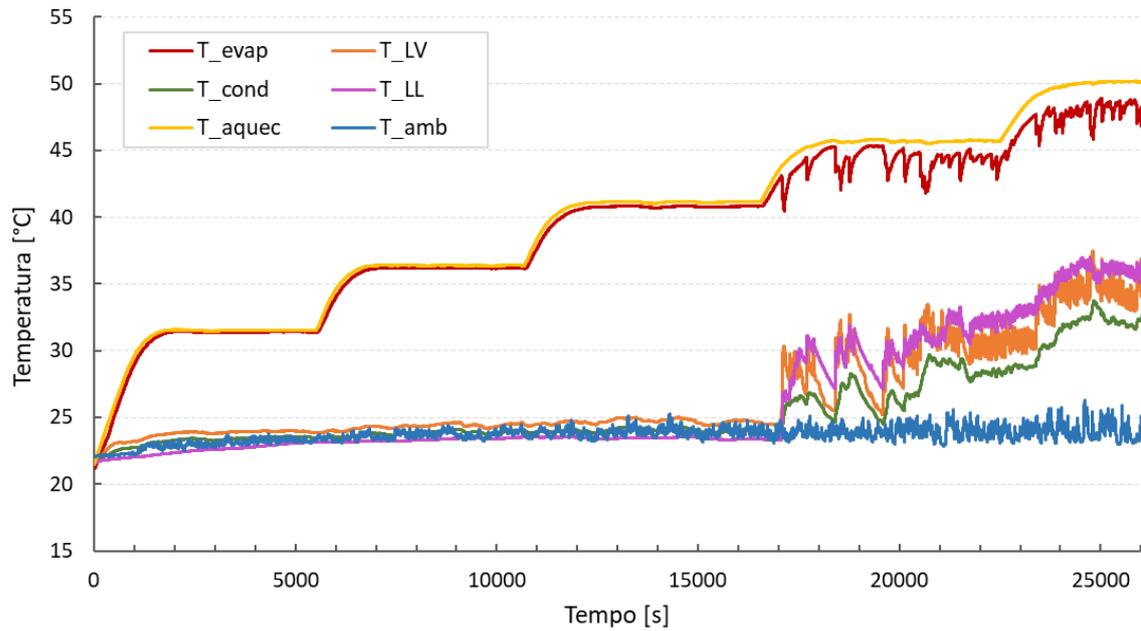


Figura B. 27 - Temperaturas médias do termostifão em circuito com 20° de inclinação e FR de 40%

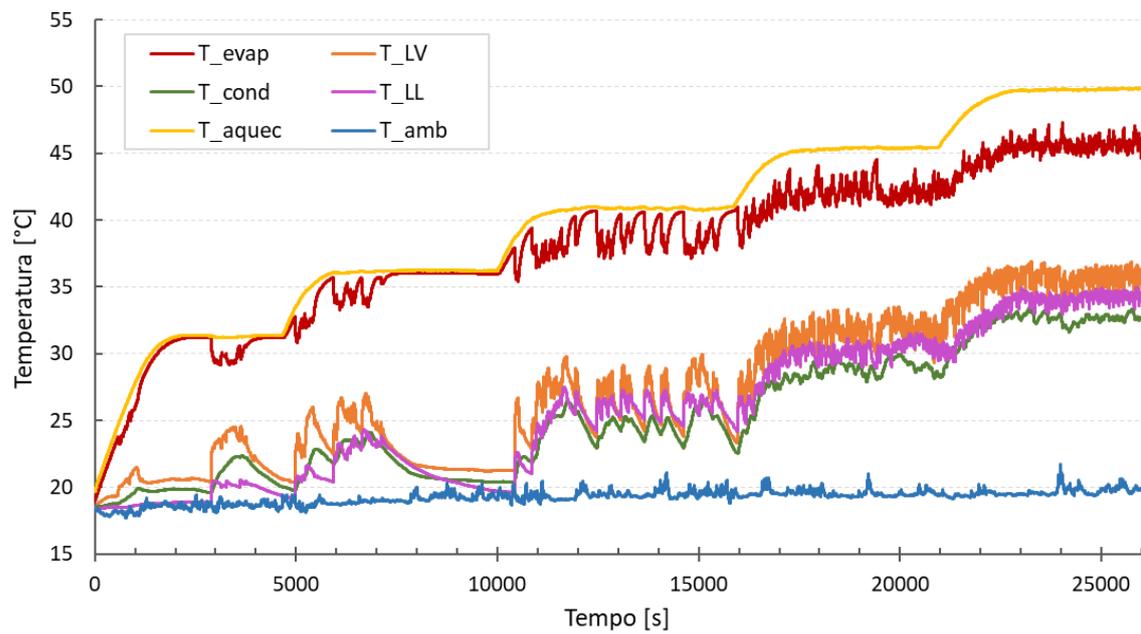
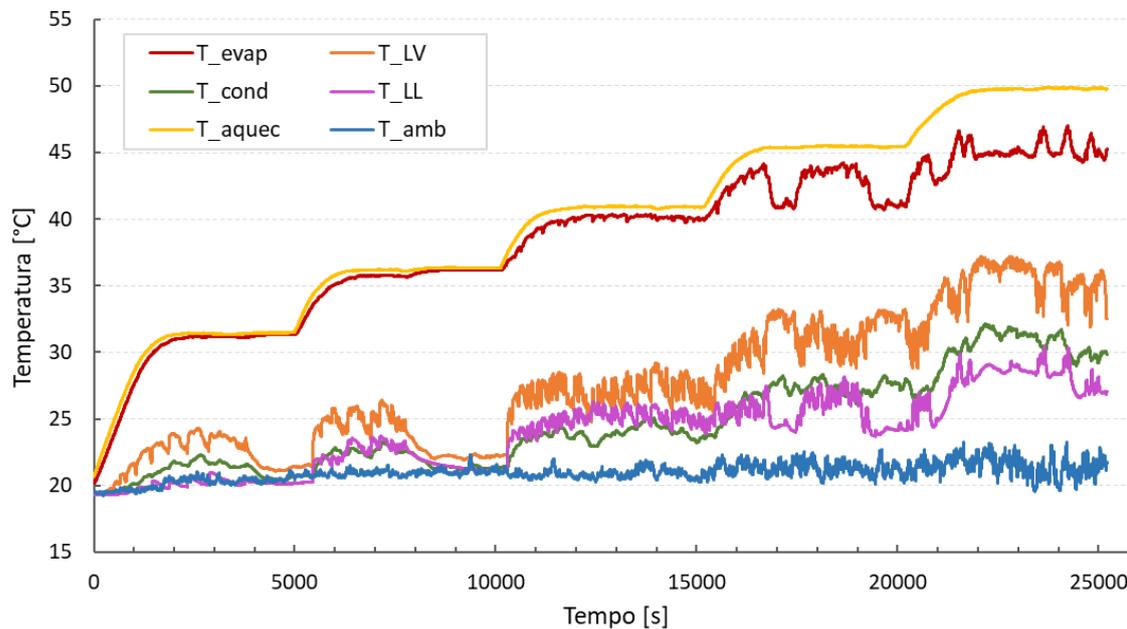


Figura B. 28 - Temperaturas médias do termosifão em circuito com 20° de inclinação e FR de 70%



B.3 – Resistência térmica experimental

Neste tópico serão apresentados os gráficos de resistência térmica experimental de ambos os termosifões, para todas as razões de enchimento testadas.

Figura B. 29 - Resistências térmicas do termosifão convencional com inclinação de 75°

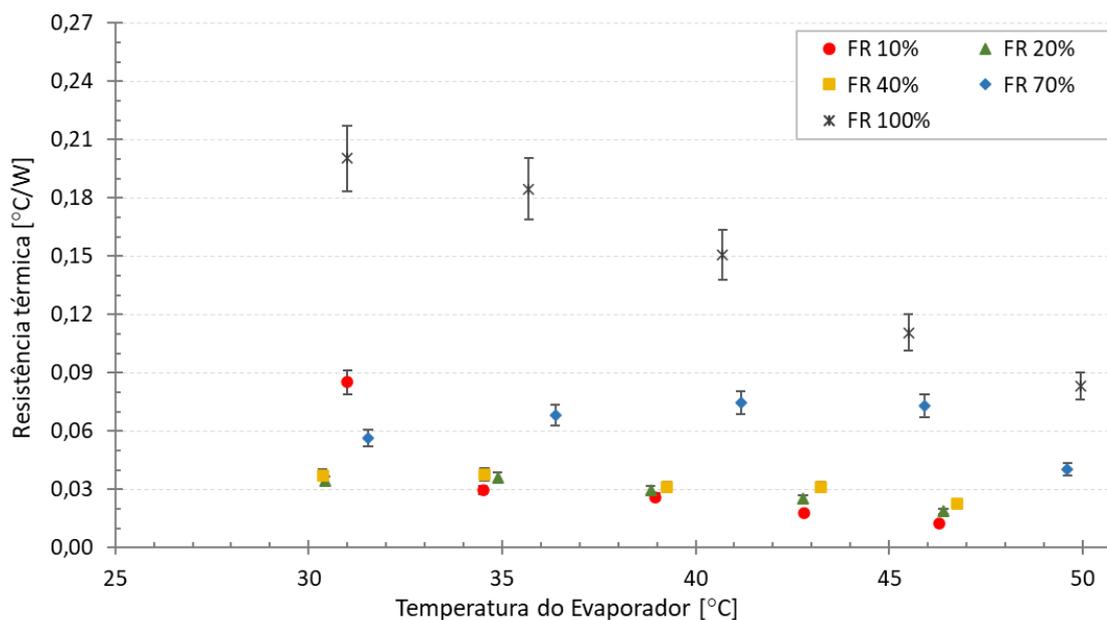


Figura B. 30 - Resistências térmicas do termosifão convencional com inclinação de 50°

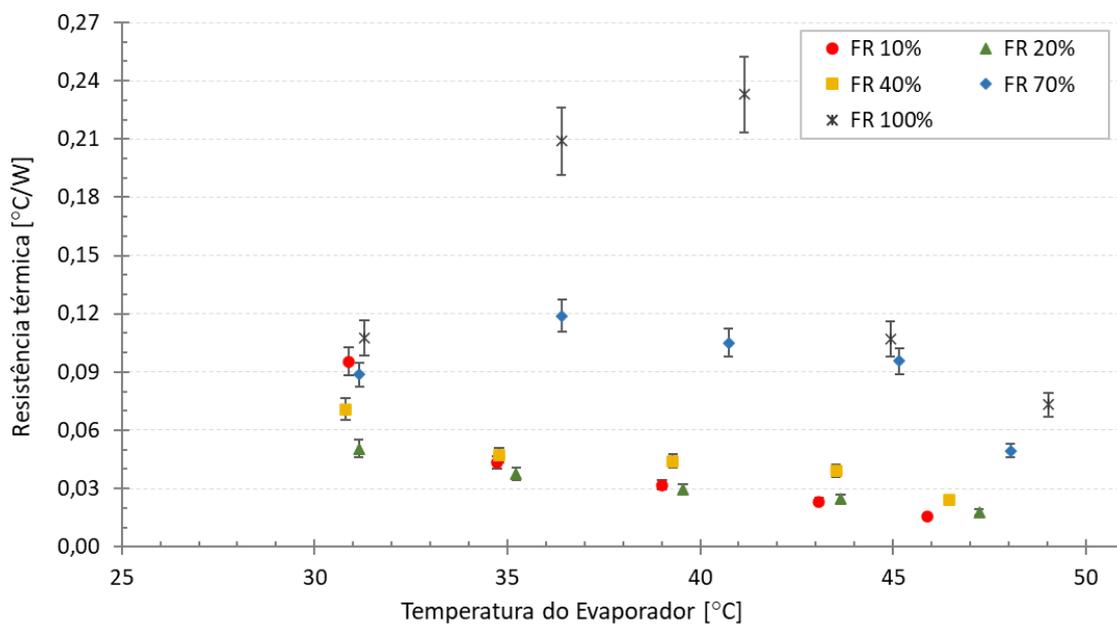


Figura B. 31 - Resistências térmicas do termosifão convencional com inclinação de 20°

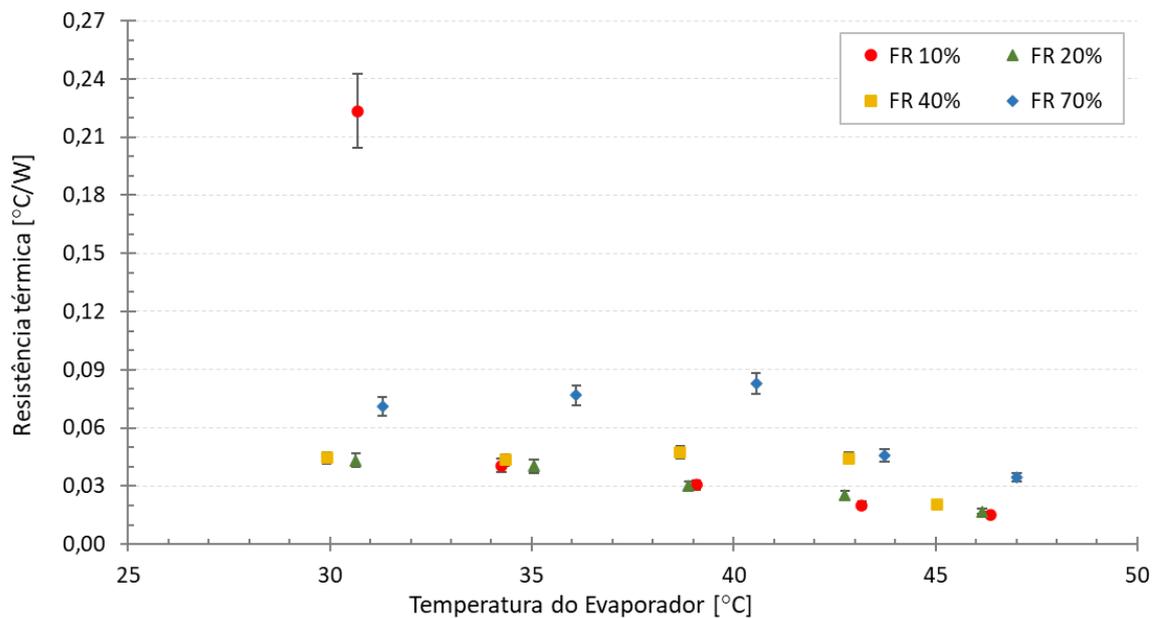


Figura B. 32 - Resistências térmicas do termossifão em circuito com inclinação de 90°

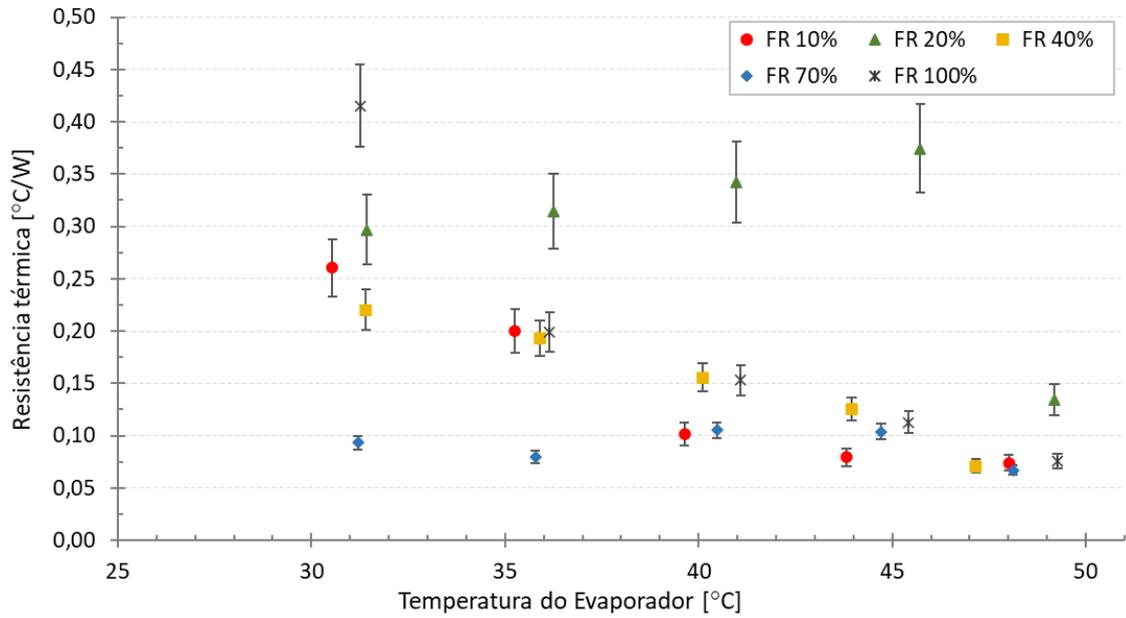


Figura B. 33 - Resistências térmicas do termossifão em circuito com inclinação de 75°

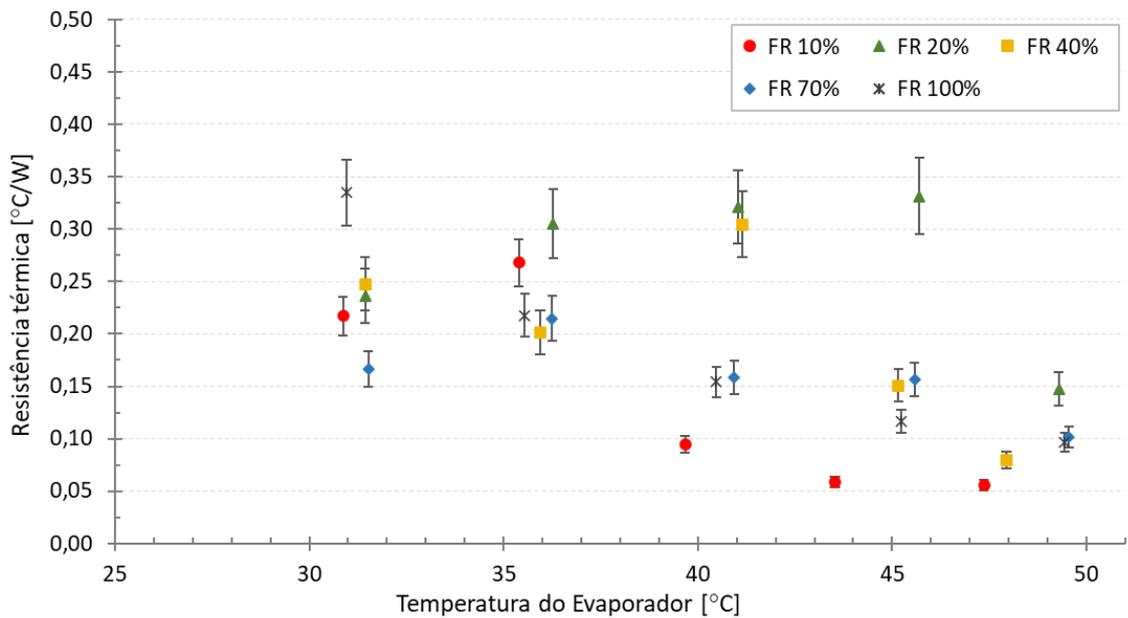


Figura B. 34 - Resistências térmicas do termossifão em circuito com inclinação de 50°

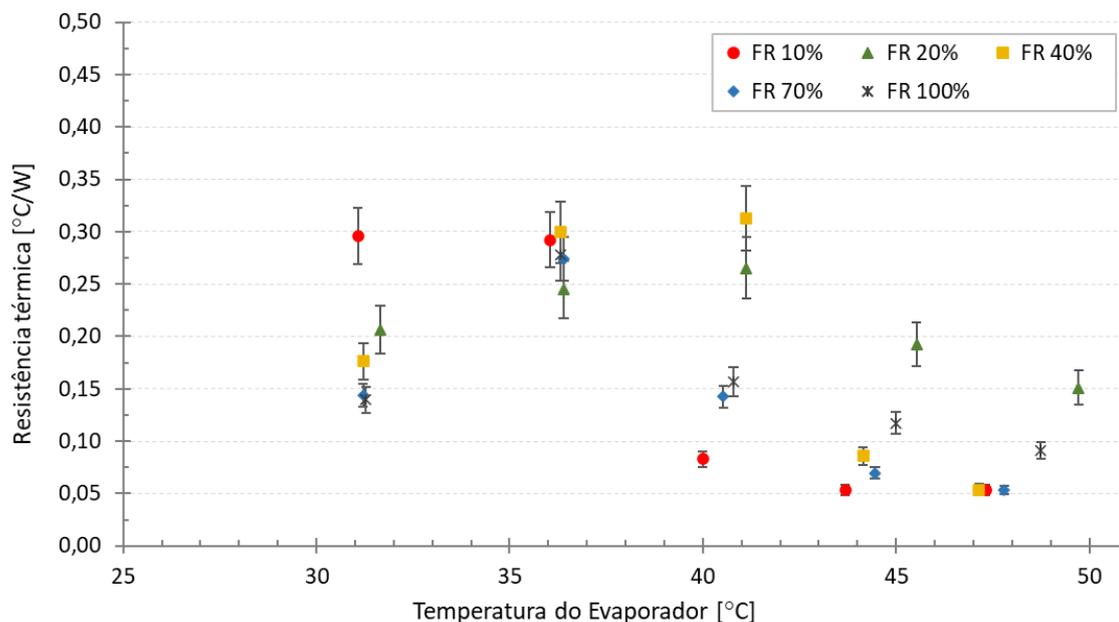
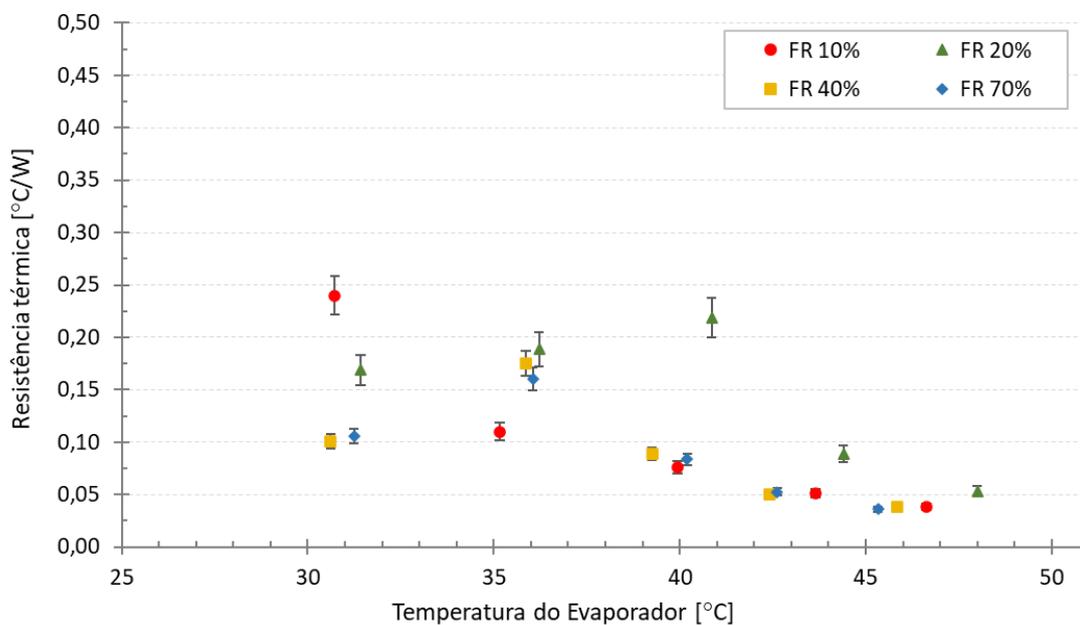


Figura B. 35 - Resistências térmicas do termossifão em circuito com inclinação de 20°



B.4 – Resistência térmica teórica x experimental

Por fim, são apresentadas as comparações entre resistências térmicas e experimentais para o termossifão bifásico convencional para as razões de enchimento de 10, 20 e 40%, nos

casos que estas não foram apresentadas na seção de resultados. As comparações são apresentadas com os valores de resistência teórica obtidos por todas as correlações estudadas.

Figura B. 36 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 90° e FR de 40%

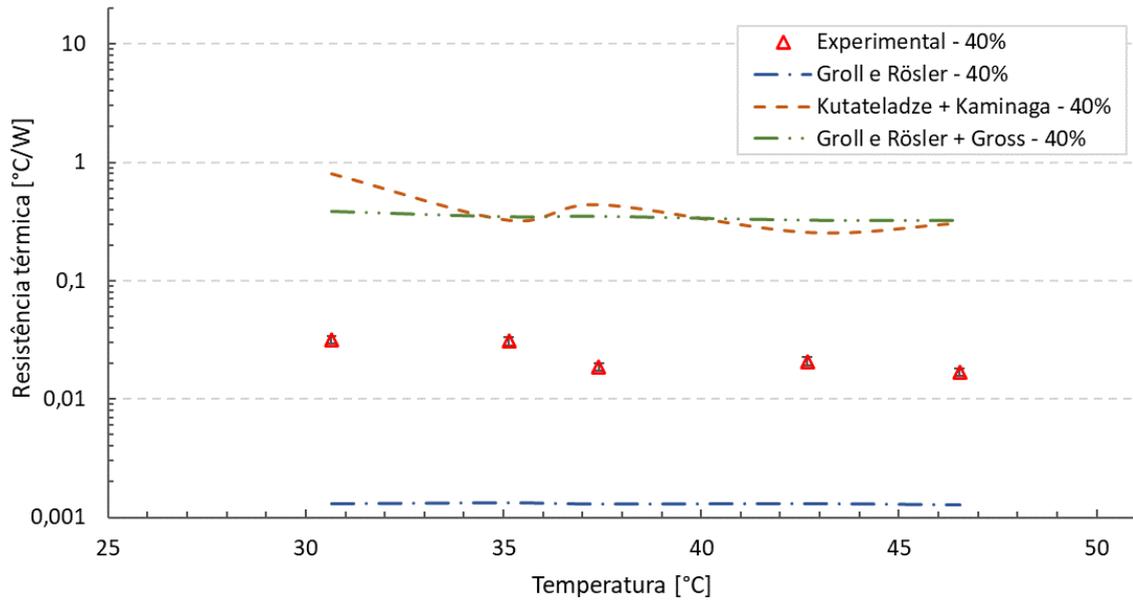


Figura B. 37 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 75° e FR de 20%

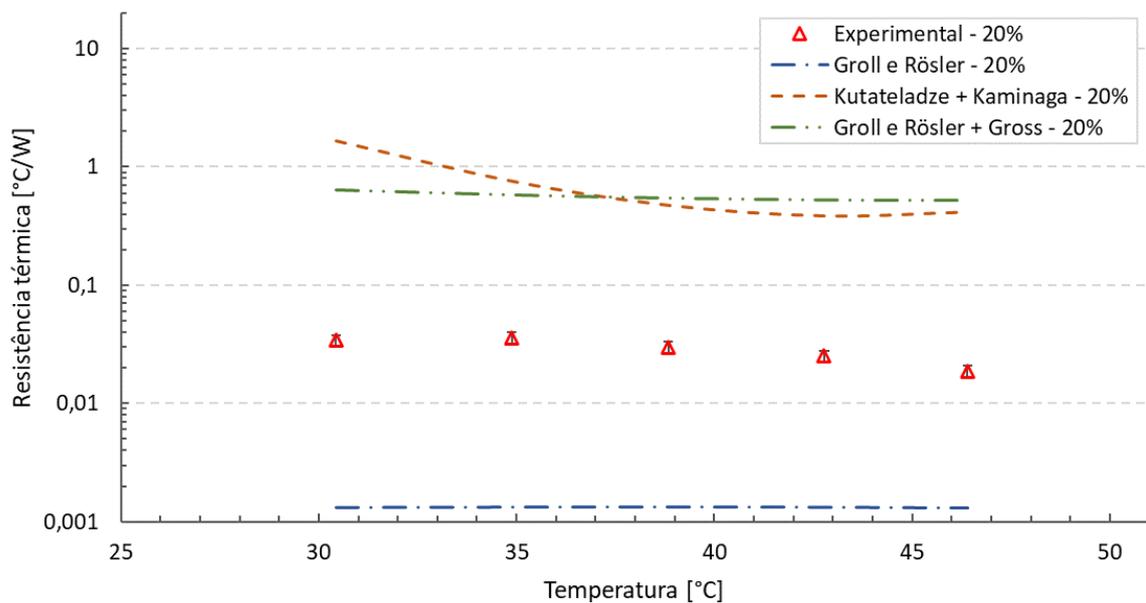


Figura B. 38 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 75° e FR de 40%

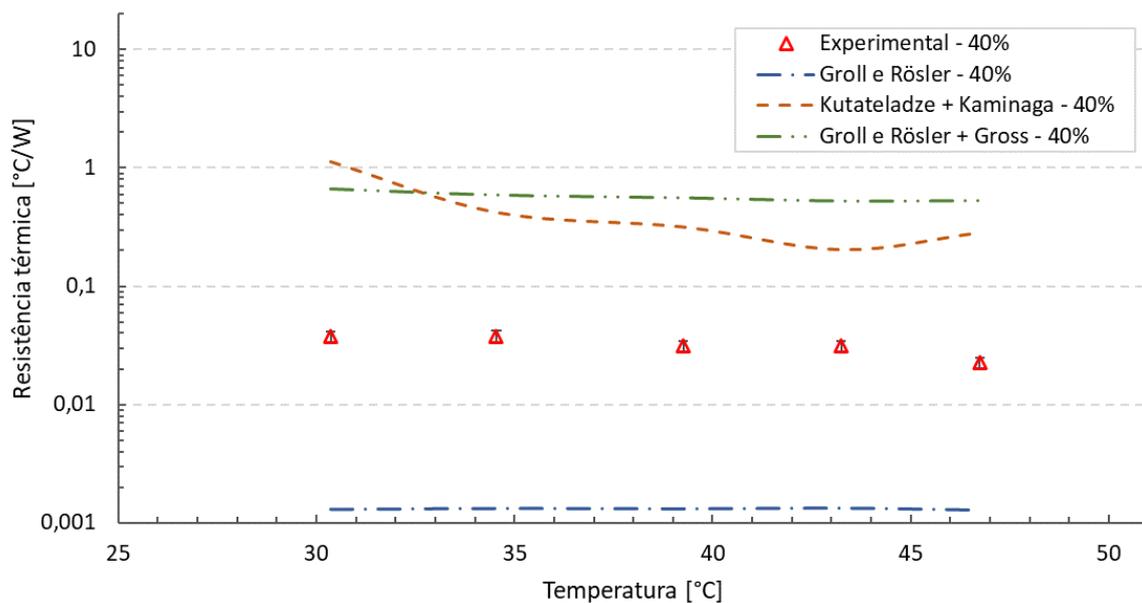


Figura B. 39 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 50° e FR de 20%

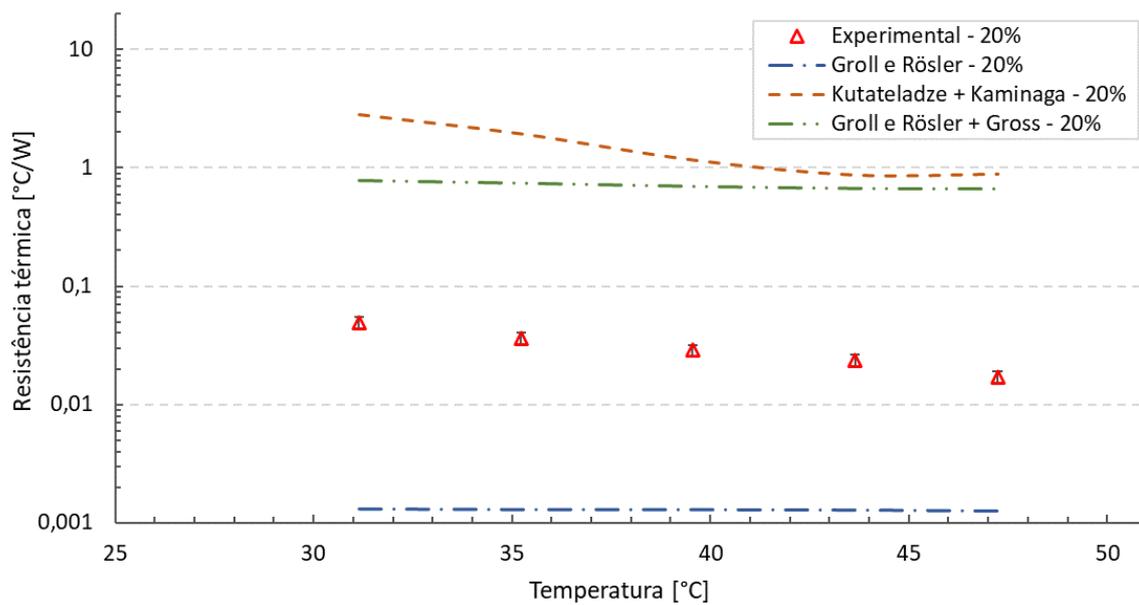


Figura B. 40 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 50° e FR de 40%

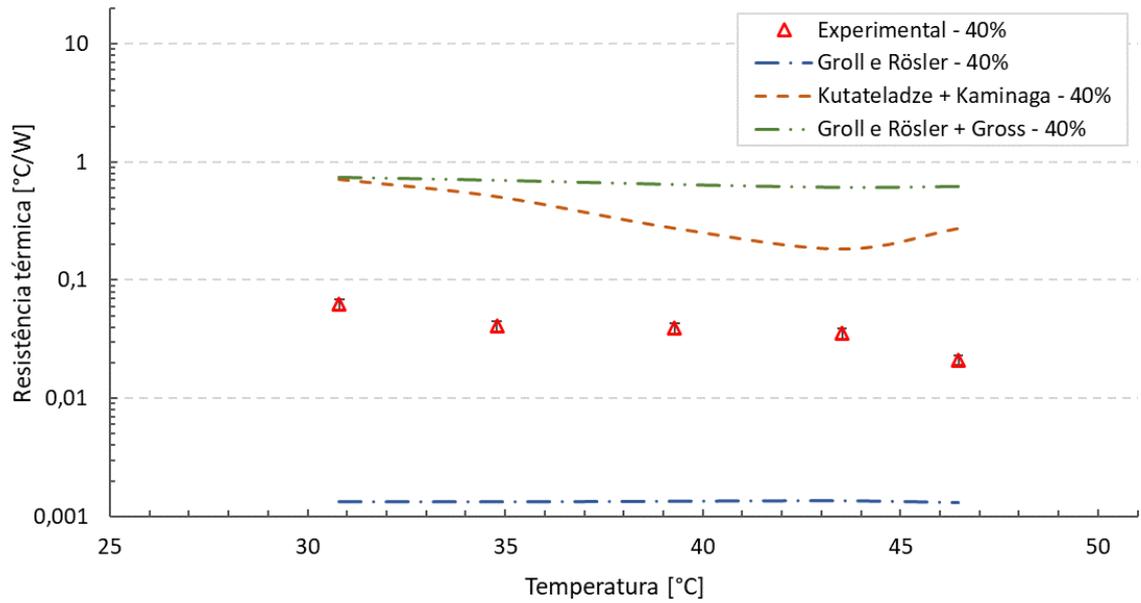


Figura B. 41 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 20° e FR de 10%

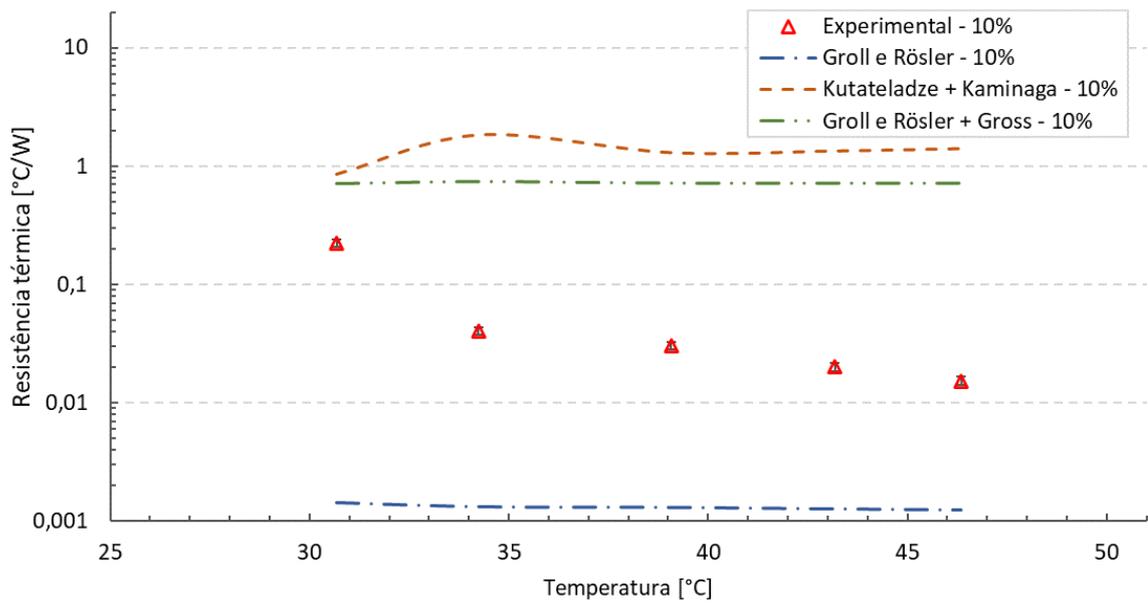


Figura B. 42 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 20° e FR de 20%

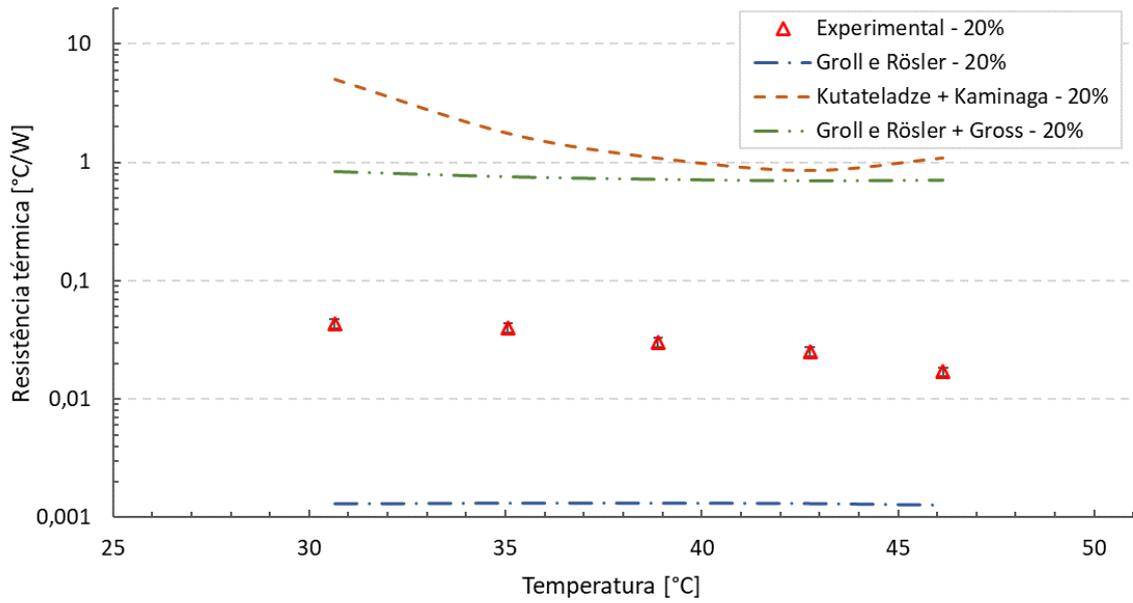
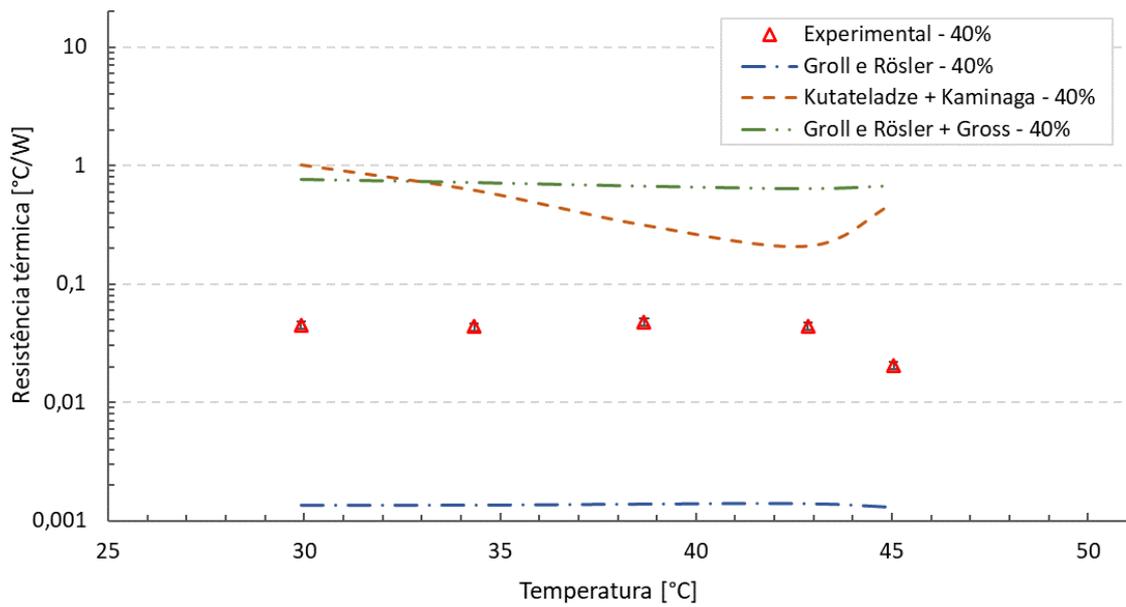


Figura B. 43 - Resistências térmicas experimental e teórica para o termossifão convencional em 20° e FR de 40%



APÊNDICE C – Análise das incertezas experimentais

Quando medições são realizadas, é esperado que o valor indicado pelo sistema de medição seja equivalente ao valor real do mensurando. Entretanto, dificilmente isso acontece na prática, uma vez que a precisão do valor real medido pode ser afetada por diversos fatores, como por exemplo limitações do operador, condições do ambiente experimental ou até mesmo o sistema de medição utilizado. Esses fatores são responsáveis pelo que é conhecido como erro de medição ou incerteza de medição (ALBERTAZZI; DE SOUSA, 2008). Assim, os resultados obtidos por medições experimentais são compostos pelo valor medido e pelas incertezas associadas ao processo de medição.

Para o presente trabalho foram consideradas apenas incertezas do tipo B, ou seja, aquelas que não correspondem a observações repetidas. Este tipo de incerteza tem seu valor estimado com base em especificações existentes nos catálogos de fabricantes, certificados de calibração, experimentos anteriores com instrumentos similares, dentre outros.

Neste trabalho, o cálculo das incertezas foi realizado com base em dados do catálogo de fabricante, para o caso das temperaturas, e resultados de calibrações realizadas em experimentos anteriores, para a vazão.

O cálculo da incerteza de uma variável x , consiste em combinar todas as fontes de incertezas associadas ao valor mensurado. Para isso, o procedimento descrito em Holman (1994) foi utilizado para as análises de incertezas experimentais consideradas neste trabalho.

De forma geral, para resultados de medições diretas, o cálculo da incerteza é dado por:

$$\delta(x)^2 = \delta_1(x)^2 + \delta_2(x)^2 + \dots + \delta_n(x)^2 \quad (C.1)$$

onde δ é a incerteza de uma variável x .

Para os resultados de medições em que os valores são obtidos de maneira indireta (por meio de correlações matemáticas) o cálculo da incerteza é dado pela Equação C.2

$$\delta(A) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial A}{\partial x_i} \right]^2 \delta(x_i)^2 \quad (C.2)$$

onde A é a variável cuja incerteza está sendo calculada, x_i são as variáveis independentes que

compõem a correlação que origina A e $\delta(x_i)^2$ representa a incerteza de cada variável independente.

Para facilitar a visualização das análises de incertezas realizadas neste trabalho, estas estão divididas em três partes, as quais estão relacionadas à temperatura, ao fluxo de calor e à resistência térmica total.

C.1 Incerteza relacionada a temperatura

A diferença das médias das temperaturas ao longo do termossifão é expressa por:

$$\Delta T = \bar{T}_q - \bar{T}_f \quad (\text{C.3})$$

onde \bar{T}_q e \bar{T}_f representam as médias das temperaturas em cada seção.

Portanto, a incerteza referente a diferença de temperatura é dada pela seguinte equação:

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial \bar{T}_q} \frac{\delta \bar{T}_q}{n_{T_q}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial \bar{T}_f} \frac{\delta \bar{T}_f}{n_{T_f}}\right)^2} \quad (\text{C.4})$$

sendo n_{T_q} e n_{T_f} o número de termopares presentes na composição da média.

Ao resolver as derivadas parciais da Equação C.4, a expressão para obtenção desta incerteza é:

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\delta \bar{T}_q}{n_{T_q}}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \bar{T}_f}{n_{T_f}}\right)^2} \quad (\text{C.5})$$

Para calcular a incerteza relacionada à média das temperaturas em apenas uma seção, deve-se utilizar a Equação C.4, considerando apenas o primeiro termo da raiz.

C.2 Incerteza relacionada ao fluxo de calor

O fluxo de calor ao qual o termossifão é submetido é determinado por meio da seguinte expressão:

$$Q = \dot{m} c_p (T_q - T_f) \quad (\text{C.6})$$

Portanto, a incerteza relacionada ao fluxo de calor é a combinação das incertezas da vazão mássica e da diferença de temperatura média entre evaporador e condensador. A expressão para o cálculo da incerteza do fluxo de calor é apresentada na Equação C.7.

$$\delta(Q) = \sqrt{Q \left[\left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_q}{T_q} \right)^2 + \left(-\frac{\delta T_f}{T_f} \right)^2 \right]} \quad (\text{C.7})$$

Como o fluxo de calor é obtido por meio de variáveis que apresentam incertezas próprias, a incerteza deste também é calculada de forma combinada.

C.3 Incerteza relacionada à resistência térmica experimental

A resistência térmica total do protótipo é determinada através da seguinte equação:

$$R = \frac{(\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{cond})}{Q} \quad (\text{C.8})$$

Assim como para o fluxo de calor, a resistência térmica também é obtida por meio de variáveis que apresentam resistências próprias. Portanto, a incerteza associada à resistência térmica também deve ser obtida de forma combinada, considerando as incertezas da temperatura média do evaporador, da temperatura média do condensador e do fluxo de calor, conforme Equação C.9.

$$\delta(R) = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial \bar{T}_{ev}} \right)^2 \left(\frac{\delta \bar{T}_{ev}}{n_{T_{ev}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial \bar{T}_{cond}} \right)^2 \left(\frac{\delta \bar{T}_{cond}}{n_{T_{cond}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Q} \right)^2 (\delta Q)^2} \quad (\text{C.9})$$

onde $n_{T_{ev}}$ é o número de termopares no evaporador e $n_{T_{cond}}$ é o número de termopares no condensador.

Substituindo as derivadas na Equação C.9, temos a expressão final para o cálculo da incerteza da resistência térmica total, a qual é mostrada na Equação C.10.

$$\delta(R) = \sqrt{\left(\frac{1}{Q}\right)^2 \left(\frac{\delta\bar{T}_{ev}}{n_{T_{ev}}}\right)^2 + \left(\frac{1}{Q}\right)^2 \left(\frac{\delta\bar{T}_{cond}}{n_{T_{cond}}}\right)^2 + \left(\frac{\bar{T}_{cond} - \bar{T}_{ev}}{Q^2}\right)^2 (\delta Q)^2} \quad (C.10)$$

Por fim, na Tabela C.1 e na Tabela C.2 são apresentados os dados de incerteza relacionadas às maiores resistências encontradas para de cada combinação de inclinação e razão de enchimento, para o termossifão bifásico convencional e para o termossifão em circuito, respectivamente.

Tabela C. 1 - Incertezas relacionadas a resistência térmica experimental do termossifão convencional

| Inclinação [°] | FR [%] | $\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{cond}$ [°C] | $R_{Experimental}$ [°C/W] | $\delta(R)$ [°C/W] |
|--------------------------|------------------|---|------------------------------|-----------------------|
| 90 | 10 | 5,47 | 0,0269 | 0,0022 |
| 90 | 20 | 3,81 | 0,0214 | 0,0021 |
| 90 | 40 | 3,73 | 0,0317 | 0,0035 |
| 90 | 70 | 5,87 | 0,0398 | 0,0033 |
| 90 | 100 | 8,45 | 0,2061 | 0,0269 |
| 75 | 10 | 9,68 | 0,0851 | 0,0071 |
| 75 | 20 | 5,80 | 0,0361 | 0,0029 |
| 75 | 40 | 5,31 | 0,0378 | 0,0033 |
| 75 | 70 | 10,51 | 0,0748 | 0,0055 |
| 75 | 100 | 12,98 | 0,1847 | 0,0183 |
| 50 | 10 | 6,76 | 0,0955 | 0,0100 |
| 50 | 20 | 3,57 | 0,0504 | 0,0064 |
| 50 | 40 | 4,60 | 0,0709 | 0,0084 |
| 50 | 70 | 13,24 | 0,1190 | 0,0095 |
| 50 | 100 | 17,85 | 0,2329 | 0,0217 |
| 20 | 10 | 8,96 | 0,2234 | 0,0299 |

| | | | | |
|----|----|-------|--------|--------|
| 20 | 20 | 3,54 | 0,0433 | 0,0053 |
| 20 | 40 | 9,71 | 0,0474 | 0,0031 |
| 20 | 70 | 14,05 | 0,0828 | 0,0054 |

Tabela C. 2 - Incertezas relacionadas a resistência térmica experimental do termossifão em circuito

| Inclinação [°] | FR [%] | $\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{cond}$ [°C] | $R_{Experimental}$ [°C/W] | $\delta(R)$ [°C/W] |
|--------------------------|------------------|---|------------------------------|-----------------------|
| 90 | 10 | 13,17 | 0,2607 | 0,0618 |
| 90 | 20 | 21,85 | 0,3747 | 0,0400 |
| 90 | 40 | 9,03 | 0,2203 | 0,0287 |
| 90 | 70 | 15,98 | 0,1051 | 0,0072 |
| 90 | 100 | 9,61 | 0,4153 | 0,1096 |
| 75 | 10 | 13,89 | 0,2680 | 0,0592 |
| 75 | 20 | 21,40 | 0,3316 | 0,0579 |
| 75 | 40 | 16,09 | 0,3045 | 0,0612 |
| 75 | 70 | 10,13 | 0,2145 | 0,0542 |
| 75 | 100 | 9,75 | 0,3347 | 0,0872 |
| 50 | 10 | 8,66 | 0,2958 | 0,0813 |
| 50 | 20 | 14,08 | 0,2653 | 0,0568 |
| 50 | 40 | 16,44 | 0,3124 | 0,0625 |
| 50 | 70 | 15,98 | 0,2739 | 0,0557 |
| 50 | 100 | 13,04 | 0,2778 | 0,0621 |
| 20 | 10 | 9,71 | 0,2398 | 0,0631 |
| 20 | 20 | 0,09 | 0,2192 | 0,0430 |
| 20 | 40 | 14,48 | 0,1750 | 0,0370 |
| 20 | 70 | 14,21 | 0,1603 | 0,0342 |

APÊNDICE D – Cálculo de resistências

Para o cálculo das resistências térmicas teóricas foi utilizada a metodologia proposta por Mantelli (2013) para projeto de termossifões operando em regime permanente. Essa metodologia é originalmente proposta para um termossifão trocando calor com um fonte quente e uma fonte fria, por convecção.

Como o intuito aqui é determinar a resistência apenas do termossifão, sem considerar a influência do ambiente externo nas resistências do dispositivo, algumas adaptações foram realizadas, como por exemplo, desconsiderar as resistências de convecção externa. A seguir são apresentadas as principais etapas que compõem a metodologia utilizada.

1°. Especificar os parâmetros de projeto do termossifão: comprimento do evaporador (l_e) e condensador (l_c), diâmetro interno (d_i) e externo (d_e) do tubo, ângulo de inclinação (θ), razão de enchimento (FR), áreas superficiais do evaporador e do condensador, temperatura de parede do evaporado (T_{we}) e do condensador (T_{wc}).

2°. Calcular as resistências R_2 e R_8 , referentes à condução de calor através da parede do evaporador e do condensador, respectivamente.

3°. Estimar a Temperatura de vapor (T_v):

$$T_v = T_{wc} + \frac{R_8}{R_2 + R_8} (T_{we} - T_{wc}) \quad (D.1)$$

4°. Calcular as propriedades do fluido de trabalho na temperatura de vapor.

5°. Calcular a pressão na base da piscina de líquido (P_p) e a temperatura de saturação (T_{sat}) referente à esta pressão:

$$P_p = P_v + \rho_l \cdot g \cdot FR \cdot \text{sen}(\theta) \quad (D.2)$$

6°. Calcular a diferença de temperatura:

$$\Delta T = T_{we} - T_{wc} \quad (\text{D.3})$$

7°. Calcular a primeira estimativa da carga térmica do termossifão

$$Q = \frac{\Delta T}{(R2 + R8)} \quad (\text{D.4})$$

8°. Calcular as resistências $R3$ e $R7$, referentes ao processo de evaporação do líquido e condensação na parede, respectivamente. Para o cálculo destas resistências são utilizadas correlações disponíveis na literatura.

9°. Calcular a resistência térmica total e a nova carga térmica

$$R_{tot} = \frac{\Delta T}{(R2 + R3 + R7 + R8)} \quad (\text{D.5})$$

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{tot}} \quad (\text{D.6})$$

10°. Comparar a carga térmica obtida na etapa 9 com a aquela encontrada na etapa 7. Caso a diferença existente não seja aceitável, retorna-se ao passo 8 até que os valores da carga térmica (Q) e da resistência térmica total (R_{tot}) converjam.