



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

Alice Toledo de Castro

**DESENVOLVIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO DE SÓDIO EM
CIRCUITO**

Florianópolis
2023

Alice Toledo de Castro

**DESENVOLVIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO DE SÓDIO EM
CIRCUITO**

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

Orientadora: Prof^ª. Márcia Barbosa H. Mantelli, Ph.D.
Coorientador: Luis Hernán Rodríguez Cisterna, Dr.

Florianópolis

2023

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

Castro, Alice Toledo de

Desenvolvimento de um termossifão bifásico de sódio em
circuito / Alice Toledo de Castro ; orientadora, Márcia
Barbosa Henriques Mantelli, coorientador, Luis Hernán
Rodríguez Cisterna, 2023.

167 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. sódio. 3. termossifão
bifásico. 4. termossifão em circuito. 5. alta temperatura.
I. Mantelli, Márcia Barbosa Henriques . II. Cisterna, Luis
Hernán Rodríguez. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
IV. Título.

Alice Toledo de Castro

**DESENVOLVIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO DE SÓDIO EM
CIRCUITO**

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

Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos, Dr.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof. Juan Pablo Florez Mera, Dr.
Universidad de Pamplona

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

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

Prof^ª. Márcia Barbosa H. Mantelli, Ph.D.
Orientadora

Florianópolis, 2023.

Este trabalho é dedicado aos meus queridos pais, Luiz Cláudio e Márcia Cristina, à minha irmã Nancy e ao meu amor Leone, companheiro dessa breve jornada que é a vida.

AGRADECIMENTOS

A vida é feita de pequenos momentos e impressões que as pessoas provocam em nós ao longo de suas caminhadas. Durante meus 26 anos, conheci muitas pessoas e levo no coração (ou no cérebro, como uma pesquisadora diria) muitas experiências, boas e ruins, que me tornaram o que sou hoje.

Agradeço primeiramente à minha família, que são meu esteio e que me dão forças para sempre continuar, provendo todo o suporte e respaldo para que eu possa estar aqui, completando minha formação como mestre. Ao meu pai, Luiz Cláudio, o qual é minha fortaleza, à minha mãe, Márcia Cristina, a qual é minha grande conselheira, à minha irmã, Nancy, a mais confiável amiga, confidente e parceira nas brincadeiras e artes da infância e ao meu cunhado, Bruno, que me acolheu como parte de sua família.

Agradeço ao meu namorado Leone, que há nove anos está recheando minha vida de momentos felizes, me apoiando e me acudindo quando o coração aperta. Sempre disposto a me ouvir em dias ruins, auxiliar em apertos e a ser meu colaborador e companheiro de vida. Obrigada por toda a ajuda na elaboração das imagens, na correção do texto e assessoria no MATLAB e L^AT_EX.

Agradeço a todos os meus professores, desde os do colégio até os do mestrado, que me forneceram a oportunidade de aprender e de continuar aprendendo diariamente. Sou grata à minha orientadora, professora Márcia Mantelli, que abriu as portas do LABTUCAL para mim, me possibilitando crescer tanto como profissional quanto como pessoa. Agradeço ao meu querido coorientador e amigo Luis Hernán Cisterna, ou Caluga, que me acompanhou e me conduziu durante toda a pesquisa deste trabalho. Obrigada pela confiança, paciência e coragem. Além disso, agradeço à equipe do LABTUCAL, que estava sempre disponível para dar assistência e conselhos quando necessário. Ao Leandro da Silva, Juan Pablo, Uallas Henrique, Charles Nuernberg, Nelson Pabón e à Kênia Milanez minha eterna gratidão. Um agradecimento em especial ao Leandro, que estava presente diariamente em todos os experimentos, ajudando sempre de forma tão solícita, dando excelentes conselhos e executando todos os projetos com todo o capricho e destreza. Obrigada ao Uallas pela fabricação dos *loops* e ao Juan pela participação no projeto da bancada de carregamento.

Agradeço à equipe de alta temperatura, em especial ao Gianpiero Bedin, Júlio Geremias, Valquíria Bomfim e Élviz Falcão que participaram ativamente da execução deste projeto. Agradeço, também, ao Gabriel Serafin, Luciano Fuso, Caroline Antunes e Dijane dos Santos pelas conversas, amparo e assistência. Obrigada aos meus grandes amigos do mestrado que ajudaram direta ou indiretamente nesse trabalho.

Por fim, agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, CAPES, pela concessão de uma bolsa de mestrado e à Universidade Federal de Santa Catarina, UFSC, pela oportunidade.

*“Não é o que o mundo reserva
para você, mas o que você
traz para o mundo.”
(L.M. Montgomery, 1939)*

RESUMO

Termossifões em circuito são dispositivos que apresentam um grande potencial de aplicação em diversas fontes de energia térmica e que podem melhorar a eficiência de ciclos de geração de potência, já que são capazes de transportar grandes quantidades de calor mesmo quando sujeitos a pequenos gradientes de temperatura. Nesta dissertação, foram desenvolvidos dois termossifões em circuito, que se distinguem principalmente na linha de líquido, projetados para operar com sódio como fluido de trabalho, fluido esse capaz de operar em altas temperaturas (de 500 °C a 1800 °C). Os processos de fabricação e carregamento dos termossifões são descritos em detalhes. Para propiciar o início de operação, estes dispositivos foram testados com e sem inserções de pequenas quantidades de argônio como gás não condensável (GNC) e com água. A água foi testada nos termossifões por ser um fluido mais conhecido e acessível, verificando o comportamento de ambas as geometrias e garantindo a segurança dos testes com sódio posteriormente. Para os testes com água, ambas as geometrias funcionaram, no entanto a inserção de GNC aumentou tanto o tempo de partida e a temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor, quanto a resistência térmica desses dispositivos para baixas potências, embora tenha reduzido significativamente a ocorrência do fenômeno *Geyser Boiling* (GB). Também foi possível verificar que a inserção de um reservatório de GNC reduziu o tempo até o Regime Permanente (RP) e de *start-up*, a temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor e as resistências térmicas para baixas potências. Já para altas potências, ambos os dispositivos tiveram valores de resistência térmica muito semelhantes, o que torna o reservatório desnecessário. Realizou-se, também, uma análise da temperatura de rejeição e foi notável uma elevação da temperatura de operação em todo o tubo, ampliação da capacidade de condensação e diminuição do fenômeno do GB. Ainda, a temperatura de rejeição não afetou significativamente a resistência térmica para o vácuo, porém, quando há GNC, um aumento dessa temperatura gera uma diminuição da resistência térmica, sendo esse fato mais nítido para baixas potências, baixos números de Reynolds e para mais GNC presente. Por fim, concluiu-se que o projeto do segundo termossifão foi mais adequado para operação com sódio, pois diminuiu a ocorrência do GB, teve menores resistências a baixas potências e o fato de não apresentar uma piscina de fluido na linha de líquido favoreceu temperaturas mais próximas da saturação nessa seção. Para os testes com sódio, a primeira geometria não operou e a segunda necessitou de interferência para desenvolver a partida, o que indica a necessidade de uma temperatura prescrita no condensador. Com o aumento da potência de entrada, foi possível verificar uma redução da resistência interna, independente da pressão interna de GNC. Além disso, os testes realizados foram insuficientes para analisar a influência desses gases no tempo de partida, principalmente pela dificuldade apresentada e pela necessidade de intervenção nesse período. Portanto, o presente trabalho se trata de um ponto de partida para diversos outros estudos que podem ser desenvolvidos para otimização de termossifões em circuito operando com sódio.

Palavras-chave: sódio; termossifão bifásico; termossifão em circuito; alta temperatura.

ABSTRACT

Loop thermosyphons are devices that have great potential for application in various sources of thermal energy and that can improve the efficiency of power generation cycles, since they are capable of transporting large amounts of heat even when subjected to small temperature gradients. In this master's dissertation, two loop thermosyphons were developed, which differ mainly in the liquid line, designed to operate with sodium as working fluid, a fluid that is capable of operating at high temperatures (from 500 °C to 1800 °C). Their manufacturing and charging processes are described in detail. Thus, these two distinct geometries were tested with insertions of small amounts of argon as non-condensable gas (NCG) to check its influence on the start-up and with water. Water was tested in the thermosyphons as it is a better known and more accessible fluid, verifying the behavior of both geometries and ensuring the safety of tests with sodium afterwards. For the tests with water, both geometries worked, however the insertion of NCG increased both the start-up time and the operating temperature of the evaporator, adiabatic section and steam line, as well as the thermal resistance of these devices at low powers, although it significantly reduced the occurrence of the GB phenomenon. It was also possible to verify that the insertion of a NCG reservoir reduced the time to reach the steady state and start-up time, the operating temperature of the evaporator, adiabatic section and steam line, and thermal resistances for low heat inlets. As for high powers, both devices had very similar thermal resistance values, which makes the reservoir unnecessary. An analysis of the rejection temperature was also carried out and it was noticeable an increase in the operating temperature throughout all the tube, expansion of the condensation capacity and reduction of the GB phenomenon. Still, the rejection temperature did not significantly affect the thermal resistance in vacuum, however, when there was NCG, an increase in this temperature generated a decrease in thermal resistance, this fact being clearer for low heat inlets, low Reynolds numbers and for more NCG present. Finally, it was concluded that the design of the second thermosyphon was more suitable for operation with sodium, as it reduced the occurrence of GB, had lower resistance at low power and the fact that it did not have a pool of fluid in the liquid line favoured temperatures closer to saturation in this section. For tests with sodium, the first geometry did not operate and the second one required interference to accomplish the start-up, which indicates the need for a prescribed temperature in the condenser. With the increase of the input power, it was possible to verify a reduction of the internal resistance, regardless of the internal pressure of NCG. In addition, the tests carried out were insufficient to analyze the influence of these gases on the start-up time, mainly due to the difficulty presented and the need for intervention in this period. Therefore, the present work is a starting point for several other studies that can be developed for the optimization of loop thermosyphons operating with sodium.

Keywords: sodium; two phase thermosyphon; loop thermosyphon; high temperature.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema ilustrativo do <i>start-up</i> em tubos de calor	35
Figura 2 – Esquema ilustrativo do <i>start-up</i> em termossifões bifásicos	37
Figura 3 – Gráfico ilustrando as condições operacionais em termossifões bifásicos de alta temperatura	42
Figura 4 – Gráfico ilustrando o fenômeno do <i>Geyser Boiling</i>	43
Figura 5 – Circuito elétrico equivalente de um termossifão simples e de um termossifão em circuito	49
Figura 6 – Perdas de pressão na linha de vapor	55
Figura 7 – Esquema de contração repentina e gráfico de seu coeficiente	59
Figura 8 – Termossifões em circuito estudados, circuito 1 à esquerda e circuito 2 à direita	62
Figura 9 – Dimensões dos termossifões em circuito fabricados	67
Figura 10 – <i>Leak Detector</i> à esquerda e bomba de anel líquido à direita	68
Figura 11 – Bomba difusora de alto vácuo	69
Figura 12 – Esquema do carregamento de água	69
Figura 13 – Projeto (esquerda) e execução da bancada de carregamento de sódio (centro e direita)	70
Figura 14 – Copo do carregador e filtros vistos de cima (esquerda) e elementos fundamentais do carregamento (direita)	71
Figura 15 – Controlador de argônio à esquerda e sua esponja de aço interna à direita	71
Figura 16 – Botijão de argônio à esquerda e regulador de pressão à direita	72
Figura 17 – Diagrama de conexão dos elementos do carregamento de sódio	73
Figura 18 – Resistências de cartucho (esquerda) e de fita (direita) para aquecimento da bancada de carregamento	74
Figura 19 – Controladores PID das resistências de cartucho (acima) e de fita (abaixo)	74
Figura 20 – Conexão do termossifão com o tubo em Y	75
Figura 21 – Hidróxido de sódio retido nos filtros no primeiro carregamento	76
Figura 22 – Hidróxido de sódio retido nos filtros no segundo carregamento	76
Figura 23 – Diagrama esquemático da bancada experimental para a água	78
Figura 24 – Diagrama esquemático da bancada experimental para o sódio	78
Figura 25 – Fonte TDK-Lambda modelo GEN3300W da Genesys™	79
Figura 26 – Forno de indução EURO 25 kW da Eurothermo	79
Figura 27 – LAUDA à esquerda, rotâmetro ao centro e serpentina à direita	80
Figura 28 – Disposição dos termopares nos circuitos 1 (esquerda) e 2 (direita) sem reservatório operando com água	81
Figura 29 – Disposição dos termopares nos circuitos 1 (esquerda) e 2 (direita) com reservatório operando com água	81

Figura 30 – Disposição dos termopares nos circuitos 1 (esquerda) e 2 (direita) com reservatório operando com sódio	81
Figura 31 – Circuito 1 sem isolamento (esquerda) e sua bancada experimental para a água (direita)	82
Figura 32 – Circuito 2 sem isolamento (esquerda) e sua bancada experimental para a água (direita)	82
Figura 33 – Diferentes vistas do projeto do suporte de fixação dos termossifões no forno de indução	83
Figura 34 – Diferentes vistas do suporte fabricado de fixação dos termossifões no forno de indução	83
Figura 35 – Bancada experimental do circuito 1 com o sódio	83
Figura 36 – Bancada experimental do circuito 2 com o sódio	84
Figura 37 – Gráficos transientes de temperatura de cada seção do circuito 1 para os experimentos E02, E10 e E05, a 0 bar, 0,130 bar e 0,194 bar de pressão de carregamento de GNC, respectivamente; com água e com temperatura de LAUDA de 30 °C	87
Figura 38 – Perfil de temperaturas de cada seção do circuito 1 para os experimentos E02, E10 e E05, a 0 bar, 0,130 bar e 0,194 bar de pressão de carregamento de GNC, com água e com temperatura de LAUDA de 30 °C	88
Figura 39 – Gráficos transientes de temperatura de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E09, E08 e E07, para pressões de carregamento de GNC de 0,130 bar, 0,365 bar e 1 bar de pressão, respectivamente; com temperatura de LAUDA de 30 °C	89
Figura 40 – Perfil de temperaturas de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E09, E08 e E07, para pressões de carregamento de GNC de 0,130 bar, 0,365 bar e 1 bar, respectivamente, com temperatura de LAUDA de 30 °C	89
Figura 41 – Resistências térmicas para os experimentos E02, E09, E10, E05, E08 e E07 do primeiro termossifão em circuito, sem reservatório e com as pressões de 0 bar, 0,130 bar, 0,130 bar, 0,194 bar, 0,365 bar e 1 bar, respectivamente, em função da potência térmica aplicada	91
Figura 42 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água, para os experimentos E12 e E15, para pressões de carregamento de GNC de 0 bar e 0,194 bar e com temperatura de LAUDA de 30 °C	92
Figura 43 – Perfil de temperaturas de cada seção do circuito 2 com água para os experimentos E12 e E15, para pressões de carregamento de GNC de 0 bar e 0,194 bar e com temperatura de LAUDA de 30 °C	92

Figura 44 – Resistências térmicas para os experimentos E12 e E15 do segundo termostato em circuito, com 0 bar e 0,194 bar de pressão interna, respectivamente	93
Figura 45 – Gráficos transientes de temperatura de cada seção do circuito 1 com água para os experimentos E01, E02 e E03, sem GNC; e E04, E05 e E06, com a presença de GNC carregados no dispositivo com pressões de 0,194 bar de pressão e com temperaturas do LAUDA respectivamente de 20 °C, 30 °C e 40 °C	95
Figura 46 – Perfis de temperatura do circuito 1 com água, para os experimentos E01, E02 e E03, sem GNC; e E04, E05 e E06, com a presença de GNC carregados no dispositivo com pressões de 0,194 bar e com temperaturas do LAUDA respectivamente de 20 °C, 30 °C e 40 °C	96
Figura 47 – Resistências térmicas do circuito 1 com água para os experimentos E01, E02 e E03, sem GNC, e E04, E05 e E06, com a presença de GNC carregados no dispositivo na pressão de 0,194 bar, para as temperaturas de refrigeração de 20 °C, 30 °C e 40 °C respectivamente	97
Figura 48 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água para os experimentos E11, E12 e E13, a 0 bar; e E14, E15 e E16, com a presença de GNC carregado no dispositivo na pressão de 0,194 bar; com temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	98
Figura 49 – Perfis de temperatura do circuito 2 com água para os experimentos E11, E12 e E13, sem GNC; e E14, E15 e E16, com a presença de GNC carregado no dispositivo na pressão de 0,194 bar e com temperaturas do LAUDA respectivamente de 20 °C, 30 °C e 40 °C	99
Figura 50 – Resistências térmicas do circuito 2 com água para os experimentos E11, E12 e E13, sem GNC, e E14, E15 e E16, com a presença de GNC carregado no dispositivo na pressão de 0,194 bar, nas temperaturas de rejeição de 20 °C, 30 °C e 40 °C	100
Figura 51 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E04, E05 e E06, sem reservatório; e E17, E18 e E19, com reservatório e com inserção de GNC na pressão de 0,194 bar; para temperaturas de LAUDA de 20 °C, 30 °C e 40 °C	102
Figura 52 – Perfis de temperatura do circuito 1 com água, para os experimentos E17 e E04; E18 e E05; e E19 e E06; para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C, com inserção de GNC na pressão de 0,194 bar	103

Figura 53 – Resistências térmicas do primeiro termossifão para os experimentos E04, E05 e E06, sem reservatório, e E17, E18 e E19, com reservatório, na presença de GNC (0,194 bar) e nas temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	105
Figura 54 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água para os experimentos E14, E15 e E16, sem reservatório; E27, E28 e E29, com reservatório; todas com GNC (0,194 bar), para as temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	106
Figura 55 – Perfis de temperatura do circuito 2 com água, para os experimentos E14 e E27; E15 e E28; e E16 e E29; para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C, com inserção de GNC na pressão de 0,194 bar	107
Figura 56 – Resistências térmicas do circuito 2 com água, para os experimentos E14, E15 e E16, sem reservatório, e E27, E28 e E29, com reservatório, com GNC (0,194 bar) e nas temperaturas de refrigeração de 20 °C, 30 °C e 40 °C	109
Figura 57 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E17, E20, E23 e E24, E25 e E26, com temperatura de refrigeração (LAUDA) de 20 °C	110
Figura 58 – Perfis de temperatura do circuito 1 para os experimentos E20, E23, E24, E25, E26 e E17; com água e com temperatura de refrigeração (LAUDA) de 20 °C	111
Figura 59 – Resistências térmicas para os experimentos do circuito 1 com água e com reservatório para diversos níveis GNC (0,004 bar, 0,082 bar, 0,112 bar, 0,120 bar, 0,130 bar e 0,194 bar) para os experimentos E20, E23, E24, E25, E26 e E17	113
Figura 60 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água, para os experimentos E27, E28, E29, E30, E31 e E32, para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	114
Figura 61 – Perfis de temperatura do circuito 2 com água, para os experimentos E27, E28 e E29, com GNC (0,194 bar), e E30, E31 e E32, com GNC (0,130 bar) para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	115
Figura 62 – Resistências térmicas para os experimentos do segundo termossifão em circuito com reservatório E27, E28 e E29 para a pressão de 0,194 bar e E30, E31 e E32 para a de 0,130 bar	116

Figura 63 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1, com água, para os experimentos E01, E02 e E03; e a do circuito 2 com água, para E11, E12 e E13, todos os casos sem GNC, para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	118
Figura 64 – Perfis de temperatura do circuito 1 para os experimentos E01, E02 e E03 e do circuito 2, para E11, E12 e E13; ambos com água, sem GNC e com temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C .	119
Figura 65 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1, com água e com GNC (0,194 bar) para os experimentos E04, E05 e E06 (à esquerda); e do circuito 2 com GNC (0,194 bar) para E14, E15 e E16 (à direita), ambos com temperatura de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	120
Figura 66 – Perfis de temperatura do circuito 1, para os experimentos E04, E05 e E06, e do circuito 2, para os experimentos E27, E28 e E29; ambos com água e com GNC (0,194 bar), para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	121
Figura 67 – Resistências térmicas para os experimentos de ambas as geometrias dos termossifões em circuito sem reservatório e sem GNC, para E01, E02, E03, E11, E12 e E13, e a 0,194 bar, para E04, E05, E06, E14, E15 e E16	123
Figura 68 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1, para os experimentos E17, E18 e E19, e do circuito 2, para E27, E28 e E29; ambos com água, com GNC (0,194 bar), com reservatório e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	124
Figura 69 – Perfis de temperatura do circuito 1, para os experimentos E17, E18 e E19, e do circuito 2, para E27, E28 e E29; ambos com água, com GNC (0,194 bar), com reservatório e com temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	125
Figura 70 – Resistências térmicas para os experimentos de ambas as geometrias dos termossifões em circuito com reservatório com GNC (0,194 bar) para os experimentos E17, E18, E19, E27, E28 e E29	126
Figura 71 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E34 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio	128
Figura 72 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E35 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio	129

Figura 73 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E36 a 0,130 bar, com reservatório e operando com sódio	131
Figura 74 – Gráficos transientes das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E37 e sua versão modificada a 0,035 bar, com reservatório e operando com sódio	131
Figura 75 – Primeiro termossifão em circuito após ensaios	132
Figura 76 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E38 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio	133
Figura 77 – Condensador com 200 mm, à esquerda, e com 100 mm, à direita, durante o experimento E38	135
Figura 78 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E38 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio	135
Figura 79 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E39 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio	136
Figura 80 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E39 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio	137
Figura 81 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E40 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio	138
Figura 82 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E40 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio	139
Figura 83 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E41 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio	139
Figura 84 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E41 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio	140
Figura 85 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E42 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio	141
Figura 86 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E43 a 0,074 bar, com reservatório e operando com sódio	142
Figura 87 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E43 a 0,074 bar, com reservatório e operando com sódio	143
Figura 88 – Resistências experimentais dos testes E38–E43 do circuito 2 com reservatório e operando com sódio	144

LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 1	– Temperaturas de fusão e ebulição do sódio, hidróxido de sódio e óxido de sódio à pressão atmosférica	33
Quadro 1	– Coeficientes de transferência de calor associados à ebulição (h_{ev}) . . .	53
Quadro 2	– Coeficientes de transferência de calor associados à condensação (h_c) .	53
Tabela 2	– Dimensões de cada seção dos termossifões em circuito	62
Tabela 3	– Resistências teóricas calculadas	63
Tabela 4	– Perdas de pressão teóricas calculadas	64
Tabela 5	– Densidade do sódio a diferentes temperaturas	66
Tabela 6	– Massas de sódio empregadas no carregamento	75
Quadro 3	– Matriz experimental dos testes com água	85
Quadro 4	– Matriz experimental dos testes com sódio	85
Tabela 7	– Temperatura de operação da seção adiabática, dos tempos até o regime permanente e de <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 1 sem reservatório, com potência de 40 W e temperatura de LAUDA de 30 °C	90
Tabela 8	– Temperatura de operação da seção adiabática e tempos para regime permanente e para <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 2 com água e sem reservatório, com potência de 40 W e temperatura de LAUDA de 30 °C	93
Tabela 9	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e para <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 1 sem reservatório, com potência de 40 W e temperaturas de LAUDA de 20 °C, 30 °C e 40 °C	96
Tabela 10	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e para <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 2 com água, sem reservatório, para a potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	100
Tabela 11	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos para atingir regime permanente e para <i>start-up</i> para o circuito 1 com GNC (0,194 bar) sem e com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de resfriamento (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	104
Tabela 12	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e para <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 2 com GNC (0,194 bar), sem e com reservatório, com potência de 40 W e temperaturas de resfriamento (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C . . .	108

Tabela 13	– Temperatura de operação da seção adiabática e tempos para o regime permanente e <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 1 com água e com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C	112
Tabela 14	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 2 com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de resfriamento (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	116
Tabela 15	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e de <i>start-up</i> para os experimentos do circuito 1 e 2 sem reservatório, com potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	122
Tabela 16	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e de <i>start-up</i> para os experimentos dos circuitos 1 e 2, com água, com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C	126
Tabela 17	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E34	128
Tabela 18	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E35	130
Tabela 19	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E36	130
Tabela 20	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E37	132
Tabela 21	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E38	133
Tabela 22	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E39	136
Tabela 23	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E40	137
Tabela 24	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E41	139
Tabela 25	– Taxa de transferência de calor transportado pelo tubo referente à corrente do ensaio E42	141
Tabela 26	– Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E43	141
Tabela 27	– Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente para os experimentos do circuito 2 com reservatório e com corrente de 400 A	143

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Cesp	Companhia Energética de São Paulo
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
EPIs	equipamentos de proteção individual
FISPQ	ficha de informação de segurança para produtos químicos
GB	<i>Geyser Boiling</i>
GNC	gás não condensável
JAEA	Japan Atomic Energy Agency
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
PID	Proporcional Integral Derivativo
RP	Regime Permanente
SERAPHIM	<i><u>S</u>odium-<u>wat</u>Er <u>R</u>eaction <u>A</u>nalysis <u>P</u>Hysics of <u>I</u>nterdisciplinary <u>M</u>ulti-phase flow</i>
TC	Termopares de Controle
TIG	Tungsten Inert Gas
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

Símbolo	Unidade	Descrição
A	$[m^2]$	Área
C	$[-]$	Coefficiente para correlação de convecção natural
c_p	$[J/(kg \cdot K)]$	Calor específico a pressão constante
D	$[m]$	Diâmetro
f	$[-]$	Fator de fricção
F	$[-]$	Razão de enchimento
g	$[m/s^2]$	Gravidade
G	$[kg/(m^2 \cdot s)]$	Velocidade mássica
h	$[J/kg]$	Calor
H	$[m]$	Altura/Carga Hidráulica
h'	$[J/kg]$	Calor modificado
h	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Coefficiente de transferência de calor
h_L	$[m]$	Perda de carga
Ja	$[-]$	Número de Jacob
Ja^*	$[-]$	Número de Jacob modificado
k	$[W/(m \cdot K)]$	Condutividade térmica
K_L	$[-]$	Coefficiente de perda
Kn	$[-]$	Número de Knudsen
L	$[m]$	Comprimento
m	$[kg]$	Massa
\dot{m}	$[kg/s]$	Vazão mássica
n	$[-]$	Número de voltas no isolamento
Nu	$[-]$	Número de Nusselt
p	$[m]$	Perímetro molhado
P	$[Pa]$	Pressão
Pr	$[-]$	Número de Prandtl
q	$[W]$	Taxa de transferência de calor
q''	$[W/m^2]$	Fluxo de transferência de calor
R	$[K/W]$	Resistência térmica
R_u	$[J/(mol \cdot K)]$	Constante universal dos gases
R_v	$[J/(kg \cdot K)]$	Constante de gás do vapor
Ra	$[-]$	Número de Rayleigh

Alfabeto latino:

Símbolo	Unidade	Descrição
Re	$[-]$	Número de Reynolds
Sp	$[m]$	Espessura
T	$[K]$	Temperatura
t	$[s]$	Tempo
u	$[m^2/s]$	Velocidade do escoamento
v	$[m^3/kg]$	Volume específico
V	$[m^3]$	Volume
x	$[-]$	Título
z	$[m]$	Direção axial

Alfabeto grego:

Símbolo	Unidade	Descrição
α	$[m^2/s]$	Difusividade térmica
α	$[-]$	Fator de correção da energia cinética
β	$[K^{-1}]$	Coefficiente de expansão volumétrica
Δ	$[-]$	Varição
ϵ	$[-]$	Emissividade
κ	$[-]$	Constante de Boltzmann
μ	$[Pa \cdot s]$	Viscosidade dinâmica
ν	$[m^2/s]$	Viscosidade cinemática
π	$[-]$	Número pi
ρ	$[kg/m^3]$	Densidade
σ	$[W/(m^2 \cdot K^4)]$	Constante de Stefan-Boltzmann
σ_d	$[m]$	Distância de colisões entre partículas
σ_s	$[N/m]$	Tensão superficial
θ	$[^\circ]$	Ângulo de inclinação do tubo
φ	$[-]$	Coefficiente de Chen
ζ	$[-]$	Parâmetro de curvatura

Subscritos:

Símbolo	Descrição
0	Ambiente
a	Seção adiabática

Subscritos:

Símbolo Descrição

<i>ar</i>	Ar ambiente
<i>c</i>	Condensador/Condensação
<i>chen</i>	Referente ao autor Chen
<i>CN</i>	Convecção Natural
<i>cr</i>	Crítica
<i>e</i>	Externo
<i>ef</i>	Efetivo
<i>eq</i>	Equivalente
<i>ev</i>	Evaporador/Ebulição
<i>h</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Interno
<i>im</i>	Imerso
<i>iso</i>	Isolamento
<i>l</i>	Líquido
<i>lam</i>	Laminar
<i>ll</i>	Linha de líquido
<i>lv</i>	Latente de vaporização/Linha de vapor
<i>op</i>	Operação
<i>perdido</i>	Perdido
<i>r</i>	Radiação
<i>s</i>	Superfície/Parede
<i>sc</i>	Sem curvatura
<i>ser</i>	Serpentina
<i>son</i>	Sônico
<i>ST</i>	<i>Start-up</i>
<i>t</i>	Total
<i>tb</i>	Tubo
<i>TP</i>	Duas fases (two fase)
<i>tr</i>	Transição
<i>tur</i>	Turbulento
<i>tv</i>	Transversal
<i>v</i>	Vapor/Saturação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	APLICAÇÕES DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO	26
1.2	OBJETIVOS	28
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	30
2.1	TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS	30
2.2	TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS EM CIRCUITO	31
2.3	SÓDIO	32
2.4	<i>START-UP</i> DE TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES DE SÓDIO	34
2.5	LIMITES DE OPERAÇÃO	38
2.5.1	Limite sônico	38
2.5.2	Limite viscoso	39
2.5.3	Limite de arrasto e de inundação	39
2.5.4	Limite de ebulição (<i>burn-out</i>)	40
2.5.5	Limite de secagem (<i>dry-out</i>)	40
2.5.6	Limite por perda de carga em termossifões em circuito	40
2.6	REGIMES DE OPERAÇÃO DE TERMOSSIFÕES	41
2.6.1	Regime de aleta	41
2.6.2	<i>Geysers Boiling</i>	42
2.6.3	Regime ideal	45
2.7	GÁS NÃO CONDENSÁVEL (GNC) E PONTA FRIA	45
3	PROJETO TÉRMICO DE UM TERMOSSIFÃO EM CIRCUITO	48
3.1	CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE DE UM TERMOSSIFÃO EM CIRCUITO	48
3.1.1	Resistências externas	48
3.1.2	Resistências de condução na parede	52
3.1.3	Resistências devidas à ebulição e à condensação do fluido	52
3.1.4	Resistências devidas à interface líquido-vapor	54
3.1.5	Resistência devida à perda de pressão durante o escoamento do vapor	55
3.1.6	Resistências devidas à condução axial através das paredes	59
3.1.7	Resistência total	60
3.2	PERDA DE CALOR NO ISOLAMENTO	60
3.3	CONFIGURAÇÕES DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO TESTADOS	61
3.4	CÁLCULO DA RAZÃO DE ENCHIMENTO	64

3.4.1	Água - circuito 1	64
3.4.2	Água - circuito 2	65
3.4.3	Sódio	65
3.5	CÁLCULO DO VOLUME DO RESERVATÓRIO DE GNC	66
4	APARATO EXPERIMENTAL	67
4.1	FABRICAÇÃO DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO	67
4.2	CARREGAMENTO DO FLUIDO DE TRABALHO E DO GNC	68
4.2.1	Carregamento de água	68
4.2.2	Carregamento de sódio	70
4.2.2.1	Componentes fundamentais	70
4.2.2.2	Componentes de vácuo e de inserção de argônio	71
4.2.2.3	Elementos de aquecimento	73
4.2.2.4	Sistema de aquisição de dados	73
4.2.2.5	Execução e limpeza pós-carregamento	75
4.2.3	Carregamento de gás não condensável	77
4.3	COMPOSIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	78
4.3.1	Aquecimento do evaporador	78
4.3.2	Arrefecimento do condensador	79
4.3.3	Sistema de aquisição de dados	80
4.3.4	Bancadas experimentais	82
4.4	MATRIZ DE EXPERIMENTOS	84
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	86
5.1	ANÁLISE DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO OPERANDO COM ÁGUA COMO FLUIDO DE TRABALHO	86
5.1.1	Efeito do GNC	86
5.1.2	Efeito da temperatura de rejeição	94
5.1.3	Efeito da utilização de reservatório de GNC	101
5.1.4	Efeito da pressão de GNC com reservatório	109
5.1.5	Efeito da configuração da linha de líquido	117
5.2	ANÁLISE DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO OPERANDO COM SÓDIO COMO FLUIDO DE TRABALHO	127
6	CONCLUSÃO	145
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	146
	REFERÊNCIAS	148
	APÊNDICE A – MEDIDAS DE SEGURANÇA AO MANU- SEAR O SÓDIO METÁLICO	154
	APÊNDICE B – PROCEDIMENTO DE CARREGAMEN- TO COM SÓDIO PARA TERMOSSIFÕES/ TUBOS DE CALOR	156

APÊNDICE C – DIMENSÕES APROXIMADAS DOS *LO-*
OPS E DISPOSIÇÃO DOS TERMOPARES 165

1 INTRODUÇÃO

A busca por geração de energia renovável, sustentável e com menos emissões de poluentes tem sido cada vez mais presente entre pesquisadores. Diversos estudos científicos vêm sendo desenvolvidos visando melhorar a eficiência na conversão de energia em ciclos de geração de potência, onde são avaliados não apenas a quantidade de energia térmica, mas também sua qualidade: quanto mais alta a temperatura da fonte térmica, maior é a sua qualidade e o seu potencial de geração de trabalho.

Kelvin-Planck, em seu enunciado da segunda lei da termodinâmica, afirma que é impossível que qualquer dispositivo, que opere em um ciclo ou máquina térmica, receba calor de um único reservatório e produza uma quantidade líquida de trabalho, ou seja, possua 100 % de eficiência. Isso significa que sempre existirá uma parcela rejeitada de calor. Como os ciclos de potência utilizam grandes quantidades de energia térmica para a geração de energia mecânica, novas tecnologias vêm sendo desenvolvidas buscando aumentar a eficiência térmica através de reaquescimento e regeneração. Nesse contexto, a aplicação de trocadores de calor assistidos por termossifões bifásicos é muito conveniente, uma vez que são dispositivos passivos capazes de transportar grandes quantidades de calor, mesmo quando sujeitos a pequenos gradientes de temperatura. Regeneradores são utilizados em altas temperaturas (acima de 1000 °C), de acordo com Gilchrist e Douglas (1977, p. 177).

Basicamente, termossifões são constituídos por um tubo oco, geralmente metálico, onde é realizado vácuo, inserido um fluido de trabalho e posteriormente selado. Possuem três regiões principais: evaporador, onde calor é fornecido ao dispositivo; seção adiabática, onde idealmente não existe troca de calor, podendo essa região ser pequena ou até não existir; e o condensador, onde calor é rejeitado. Além disso, operam em um ciclo fechado de vaporização e condensação, em que o fluido de trabalho recebe calor de uma fonte externa, evapora e, através da diferença de pressão, é conduzido pela seção adiabática até o condensador, onde é resfriado e condensado, retornando para o evaporador. O vapor, é, na verdade, o principal vetor de transporte de energia, pois possui grande capacidade de preencher espaços internos, permitindo grande flexibilidade geométricas de projeto.

Esses dispositivos são categorizados como tubos de calor, quando o retorno do fluido condensado ocorre através da capilaridade de um material poroso presente ao longo de sua parede interna, e como termossifões, quando esse retorno se dá através da gravidade na superfície da parede lisa.

Vale ressaltar que os tubos de calor e os termossifões apresentam condutividades térmicas efetiva várias ordens de grandeza maiores do que a de um tubo metálico maciço com a mesma geometria externa feito de um metal condutor, já que se aproveitam do calor latente de vaporização e de condensação do fluido de trabalho no transporte de energia. Assim, a escolha do fluido de trabalho é um dos principais parâmetros a ser considerado no projeto desse tipo de dispositivos. Os fluidos tipicamente utilizados nas

faixas de temperatura a seguir são: hélio, argônio, oxigênio e criptônio para aplicações criogênicas (4 K a 200 K); amônia, acetona e água em baixas temperaturas (200 K a 500 K); mercúrio e enxofre para a faixa média de temperatura (550 K a 750 K); e sódio, lítio, prata e uma liga de sódio-potássio para altas temperaturas (acima de 750 K)(FAGHRI, 1995, p. 22–24). Em projetos com aplicações a altas temperaturas, são comumente selecionados fluidos metálicos, que possuem altos valores de calor latente e se encontram em estado sólido na temperatura ambiente.

Os tubos de calor e termossifões também podem ser configurados em circuito, caso no qual o evaporador e o condensador são dispostos separadamente e unidos por dois tubos lisos onde circula apenas vapor (linha de vapor) ou líquido (linha de líquido). Essa configuração, que evita fluxos contracorrente entre o vapor e o líquido do fluido de trabalho, permite a transferência de calor por longas distâncias, possibilitando o aproveitamento ou o arrefecimento de fontes térmicas em ambientes industriais distantes entre si. Quando usados como dispositivos de transferência de calor em trocadores e quando o fluido de trabalho é um metal líquido como o sódio, são uma alternativa para o reaproveitamento de parte do fluxo de calor perdido para a atmosfera em sistemas de potência que trabalham a altas temperaturas (acima de 800 °C).

1.1 APLICAÇÕES DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO

Segundo Faghri (1995, p. 41–42), tubos de calor e termossifões, devido à sua condutividade térmica extremamente alta, dentre diversas aplicações, podem ser usados no transporte eficiente de calor de uma fonte concentrada para um dissipador que pode estar distante, como uniformizadores de temperatura, minimizando, assim, tensões térmicas em equipamentos; e como controladores de temperatura quando a fonte de calor puder apresentar fluxo variável. É possível empregar tubos de calor e termossifões para diversas faixas de temperatura de operação, desde criogênicas até altas (4 K a 3000 K).

Os níveis de temperatura das aplicações típicas de tubos de calor para o espaço são relativamente baixos (equipamentos eletrônicos de satélites de órbita terrestre, por exemplo) (RANKEN; LUNDBERG, 1978). Porém, com o aumento do interesse mundial em missões espaciais de longo alcance, como a exploração da Lua e de Marte, as demandas de energia têm aumentado significativamente, de forma que sistemas mais tradicionais, que empregam energia solar por exemplo, não são suficientes. Neste contexto, sistemas por fissão nuclear têm sido considerados. Assim, os tubos de calor a serem utilizados deverão operar em alta potência e temperaturas. Os trabalhos de Fan *et al.* (2017), Palac *et al.* (2016) e Poston (2000) mostram o crescente interesse no desenvolvimento de tubos de calor de sódio aplicados à geração de energia nuclear no espaço, com o desenvolvimento, inclusive, de protótipos promissores.

Para aplicações terrestres, tubos de calor e termossifões podem ser utilizados para recuperação de calor residual, resfriamento ou até mesmo no controle de temperaturas

em processos industriais. Juntamente com os trocadores de calor compactos, o uso de termossifões pode aumentar consideravelmente a eficiência de plantas industriais e proporcionar retorno financeiro, assim como a diminuição dos impactos ambientais. Alguns dos possíveis campos de aplicação são em fornos industriais, secadoras de alimento e grandes motores de combustão interna.

Strumpf (1982) desenvolveu um estudo conceitual juntamente com a AiResearch Manufacturing Company, uma divisão da The Garrett Corporation, para o Laboratório Científico Los Alamos da Universidade da Califórnia. Nessa pesquisa, foi proposta a utilização de tubos de calor cerâmicos com sódio como fluido de trabalho que funcionassem como recuperadores de calor, preaquecendo o ar da combustão de fornos industriais. O estudo mostrou que o potencial de economia de combustível na operação do forno alcançou a faixa de 40% a 50%.

Zhang e Zhuang (2003) citaram diversas aplicações de tubos de calor em processos industriais na China e dedicaram uma seção em especial para aplicações de tubos de calor que operam com fluidos metálicos. De acordo com os autores, a Universidade de Tecnologia Química de Nanjing desenvolveu com sucesso, em 1990, um gerador de vapor com tubos de calor de alta temperatura para recuperação de calor residual em fábricas de fertilizantes e que, até a data da publicação do artigo, ainda estava em operação. Também citaram o uso de um forno de ar quente com capacidade de transferência de calor de 1163 kW empregado na secagem de alimentos. Comentaram que o uso direto de gases da combustão de carvão no processo de secagem poderia contaminar os alimentos, sendo que com o uso de tubos de calor, o calor gerado na combustão seria conduzido à câmara de secagem, aquecendo o ambiente sem contaminação. Por fim, relataram a aplicação de tubos de calor em um regenerador que garantia que a temperatura de entrada em um estágio de uma turbina fosse menor ou igual a 645 °C. Esse equipamento já se encontrava em operação por um ano e meio em uma planta petroquímica.

Com o aumento do interesse em fontes de energia mais sustentáveis e dos custos dos combustíveis fósseis, diversos estudos, onde tubos de calor e termossifões são empregados em processos industriais, vêm sendo realizados ao redor do mundo. Novos dispositivos têm sido desenvolvidos visando o melhor uso de energia térmica, permitindo, por exemplo, o uso complementar da energia solar em usinas convencionais de energia.

O Brasil dispõe de grande potencial de geração de energia elétrica pela absorção de energia térmica solar concentrada ou *Concentrated Solar Power* (CSP), pois possui uma faixa que engloba o semiárido brasileiro com elevada irradiação solar direta, com disponibilidade anual acima de 2000 kWh/m² e baixa nebulosidade (SCHLECHT; MEYER, 2012; KALAGIROU, 2009). Apesar disso, existe apenas uma planta CSP no país, construída e instalada na cidade de Rosana (São Paulo), pela Companhia Energética de São Paulo (Cesp), com capacidade de produção de 0,5 MW (G1, 2022). Os ciclos de potência frequentemente utilizados em CSPs são os Brayton e Stirling, ambos operam com temperaturas

na faixa de 700 °C a 1000 °C com coletores térmicos do tipo torre de aquecimento e disco parabólico, respectivamente. Além disso, a operação híbrida, ou seja, a integração das CSPs em usinas convencionais de energia com base em combustíveis fósseis e biomassas, apresentam um grande potencial de redução de custos e viabilização da tecnologia. De acordo com Jafari *et al.* (2016), embora inúmeros trabalhos tenham sido realizados com termossifões bifásicos de baixa e média temperatura, poucos dados experimentais estão disponíveis na literatura para condições de média e alta temperatura em aplicações solares. De fato, a maior parte dos artigos encontrados até hoje trabalham com os fluidos mais usualmente encontrados, como água, etanol e metanol, em faixas de temperatura de até 200 °C. Uma das poucas pesquisas que envolvem termossifões de alta temperatura para aplicação solar em ciclos de potência foi realizada por Mantelli, Uhlmann e Cisterna (2017), em uma parceria entre o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) e a empresa sueca Cleanergy. Nessa pesquisa, foi desenvolvido um protótipo de coletor híbrido, a ser aplicado em discos parabólicos acoplados a um motor Stirling, em que um trocador de calor assistido por termossifões bifásicos de sódio foi empregado nos receptores solares, cuja energia térmica solar absorvida era transferida para hélio (gás utilizado no motor Stirling). Esses autores concluíram que a eficiência do motor melhora com a utilização desse trocador de calor e que o protótipo híbrido possui grande aplicabilidade.

Este trabalho representou o início de uma sequência de estudos promissores que o LABTUCAL da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) vem realizando desde então, visando o desenvolvimento de termossifões bifásicos com metais líquidos como fluido de trabalho para aplicações em altas temperaturas. Note-se que, na maior parte das pesquisas reportadas na literatura, as fontes quente e fria estão bem próximas, o que não é comum em aplicações envolvendo altas temperaturas. Então, dispositivos capazes de transportar energia térmica por longas distâncias em processos envolvendo altas temperaturas são de grande valia. Termossifões em circuito podem preencher esta lacuna, de forma a aumentar a viabilidade do uso de energia solar em diversas aplicações.

De forma sucinta, pode-se afirmar que a grande contribuição do presente trabalho para o estado da arte na área de tubos de calor e tecnologias afins, é o desenvolvimento de termossifões em circuito cujo fluido de trabalho é sódio líquido, para operar em altas temperaturas, viabilizando o transporte eficiente de calor em diversas aplicações, tais como concentradores solares.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal desta dissertação é desenvolver um termossifão bifásico em circuito operando com sódio como fluido de trabalho, visando a sua aplicação para reaproveitamento de energia em sistemas de geração de potência.

Para alcançar esse propósito, os seguintes objetivos específicos foram definidos para o trabalho:

- a) estudo teórico acerca de termossifões bifásicos em circuito operando com água e com sódio de modo a entender os parâmetros que possam influenciar nos experimentos;
- b) projeto desses dispositivos para operarem em baixas temperaturas com a água (30 °C a 200 °C) e em altas temperaturas (700 °C a 1000 °C) com o sódio;
- c) testes preliminares com água e um gás não condensável (GNC), analisando a influência desse último na partida e no desempenho dos termossifões em circuito;
- d) testes com sódio utilizando um GNC para auxiliar na partida (*start-up*) e verificando sua influência no desempenho dos termossifões em circuito;
- e) análise de dados experimentais e do desempenho geral dos termossifões em circuito.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Além da introdução, esta dissertação está estruturada como apresentado a seguir. No Capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica de trabalhos pertinentes ao tema, buscando-se o embasamento técnico/científico necessário ao desenvolvimento do presente trabalho. No Capítulo 3 descreve-se o projeto do termossifão, empregando-se correlações disponíveis na literatura. No Capítulo 4 apresenta-se os processos de fabricação dos termossifões em circuito e do carregamento com o fluido de trabalho, assim como descreve-se a bancada experimental desenvolvida. No Capítulo 5 mostra-se e discute-se os resultados dos testes experimentais, tanto do termossifão em circuito preenchido por água quanto por sódio, sendo feita uma análise de seus desempenhos. Por fim, no Capítulo 6 conclui-se o trabalho, sintetizado-se as informações obtidas e apresentando-se recomendações para trabalhos futuros.

De forma a complementar esta dissertação, no Apêndice A, descreve-se as medidas de segurança necessárias para o seguro manuseio e operação com sódio, enquanto, no Apêndice B, descreve-se os passos empregados no carregamento do dispositivo com sódio. Finalmente, no Apêndice C, apresentam-se as dimensões aproximadas dos termossifões e a disposição dos termopares instalados para monitorar as temperaturas.

Dessa forma, são as contribuições mais importantes para o estado da arte, do presente trabalho: projeto e experimentos com termossifões em circuito utilizando água ou sódio como fluido de trabalho, utilização de GNC para o controle de *start-up* e eliminação do *Geyser Boiling* (GB), desenvolvimento de processos de fabricação de termossifões em circuito com sódio como fluido de trabalho e desenvolvimento de bancadas de testes e carregamento de sódio. É importante destacar que o uso de sódio em termossifões em circuito é inédito na literatura.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, busca-se na literatura o embasamento técnico/científico necessário ao desenvolvimento do presente trabalho. Inicia-se com a apresentação de princípios básicos de funcionamento de termossifões e tecnologias similares. Sendo menos conhecido da literatura, especial atenção é dedicada ao sódio e aos fenômenos físicos observados no início de operação de termossifões com este fluido de trabalho. Os limites de operação de termossifões, com especial atenção ao regime de operação em *Geysers Boiling* (GB), também são brevemente discutidos. São ainda descritos os efeitos da presença de gases não condensáveis junto ao fluido de trabalho na operação de termossifões.

2.1 TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

Termossifões bifásicos são dispositivos fechados que operam através de um ciclo de evaporação e condensação de uma certa quantidade de fluido de trabalho, cuja razão entre o volume do fluido e do evaporador é conhecida como razão de enchimento (F). Também possuem alta capacidade de transferência de calor, mesmo quando sujeitos à pequenas diferenças de temperatura entre evaporador e condensador (MANTELLI, 2013, p. 412).

Um termossifão consiste basicamente em um tubo metálico, selado nas pontas e parcialmente preenchido pelo fluido de trabalho. São normalmente divididos em três regiões principais: evaporador, onde o calor é inserido no sistema; região adiabática (isolada termicamente) que pode ou não existir; e condensador, onde o calor é rejeitado. O calor, ao ser adicionado na parte inferior do termossifão, evapora o fluido de trabalho localizado nessa região. Devido à diferença de pressão entre o evaporador e o condensador, o vapor se desloca para as regiões mais frias do condensador, onde perde calor e se condensa. O líquido condensado retorna ao evaporador por gravidade, fechando, assim, o ciclo de seu funcionamento. Como a maior parte do calor transportado é usado na evaporação e condensação do fluido de trabalho, recomenda-se o uso de fluidos que apresentam grandes valores da propriedade calor latente. Além disto, como termossifões bifásicos são dispositivos cujo funcionamento depende da gravidade, o evaporador deve ser sempre localizado em um nível abaixo do condensador (MANTELLI, 2012).

A razão de enchimento (F) é um dos fatores que possui grande influência no funcionamento dos termossifões bifásicos. Segundo Reay e Kew (2006 *apud* MANTELLI, 2021, p. 308), deve-se considerar, na determinação da F ideal, que volumes muito baixos do fluido de trabalho podem levar à secagem do evaporador e à presença de ponta fria, enquanto quantidades excessivas podem causar *Geysers Boiling* (GB) e/ou inundação do condensador. Essa inundação resulta na diminuição de área disponível para a película de líquido condensado ficar em contato com a parede aquecida, pois diminui a área útil do condensador prejudicando seu desempenho. Segundo Mantelli (2021, p. 308), poucos estudos se dedicaram a determinar as razões de enchimento ideais para termossifões em

altas temperaturas e os resultados obtidos não são conclusivos.

De acordo com Peterson (1994), tubos de calor e termossifões são rapidamente ajustáveis a variações de potência transferida, sem necessariamente sofrerem variações significativas da temperatura, ou seja, tendem a ser isotérmicos. Aumentos do fluxo de calor no evaporador, por exemplo, resultam em aumentos da taxa em que o fluido é vaporizado, desde que o condensador tenha capacidade de condensar o vapor à uma taxa semelhante de sua geração. Portanto, esses dispositivos são capazes de se ajustarem a fontes de potência variáveis, mantendo-se em temperaturas relativamente constantes. Além disso, contanto que a taxa na qual o fluido é vaporizado não exceda a taxa na qual ele é condensado, as seções do evaporador e condensador podem funcionar independentemente, com geometrias distintas. Desta forma, por exemplo, fluxos de calor concentrados no evaporador (grandes taxas de calor aplicadas sobre pequenas áreas) podem ser dissipados em grandes áreas no condensador.

Termossifões são mais adequados para aplicações industriais do que tubos de calor (MANTELLI, 2021, p. 4), porque, como não necessitam de um meio poroso para operar, são fáceis e mais baratos de construir. Além disso, segundo Nguyen-Chi e Groll (1980), são capazes de transportar muito mais calor, sendo o fluxo crítico dos termossifões da ordem de 1,2 a 1,5 vezes maior que o dos tubos de calor. Imura *et al.* (1983) também afirmam que os termossifões bifásicos não sofrem perdas de pressão que ocorrem no meio poroso de tubos de calor, o que é uma grande vantagem operacional.

2.2 TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS EM CIRCUITO

Termossifões bifásicos em circuito são uma variação geométrica de termossifões bifásicos simples na qual o evaporador e o condensador são dispostos separadamente. Para a execução de projetos em circuito, Mantelli (2021, p. 197) afirma que essas duas seções devem ser conectadas por tubos internamente lisos, onde circula apenas vapor ou apenas líquido, evitando as forças de arrasto do vapor sobre o líquido que ocorrem devido a fluxos contracorrente. Como operam de forma similar à versão simples, é também necessário que o condensador se localize acima do evaporador, uma vez que a gravidade é responsável pelo retorno do fluido de trabalho (REAY; KEW; MCGLEN, 2014, p. 153).

Pesquisas de termossifões em circuito em altas temperaturas são raras. J. Cao *et al.* (2020) publicaram uma revisão sobre termossifões bifásicos em circuito, relatando pesquisas baseadas em simulações e ensaios experimentais, onde a faixa predominante de temperatura analisada foi de 15 °C a 250 °C. Li *et al.* (2016) desenvolveram uma pesquisa com um termossifão em circuito operando com a liga sódio-potássio para aplicação como esfriadores passivos de palhetas dos estatores de turbinas a gás, prevenindo o superaquecimento e reduzindo a necessidade de introdução de um fluxo de ar extra no compressor da turbina. Oito palhetas ocas funcionaram como o evaporador. O tempo de *start-up* observado foi de cinco minutos, período necessário para se atingir 800 °C. O termossifão foi capaz de

reduzir a temperatura de 1230 °C para 340 °C.

A grande inovação da presente dissertação é a utilização de sódio puro em um termossifão bifásico em circuito, uma vez que, embora existam na literatura algumas pesquisas de tubos de calor nessas condições e um relato de um termossifão em circuito operando com uma liga sódio-potássio (LI *et al.*, 2016), não foi encontrado nenhum relato com sódio puro em termossifões bifásicos em circuito. Boo, Kim e Kang (2015) desenvolveram um tubo de calor em circuito operando com sódio para ser empregado em um receptor solar de um *Concentrated Solar Power* (CSP) com o objetivo de transferir 800 W a 1000 K. A posição da linha de líquido foi estrategicamente localizada próxima à linha de vapor para realizar um preaquecimento e reduzir o tempo de *start-up*. A razão de enchimento considerada como ideal foi de 32 % do volume do evaporador ou 117 % do volume vazio do meio poroso.

2.3 SÓDIO

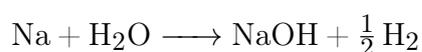
Mantelli (2021, p. 4) propõe que o projeto de termossifões ou tubos de calor deva começar com a seleção do fluido de trabalho, o qual deve operar na faixa de temperatura requerida. Tubos de calor e termossifões que operem a altos níveis de temperatura (de 500 °C a 1800 °C) necessitam de fluidos de trabalho que mudam de fase nessa faixa de temperatura, ou seja, fluidos metálicos como mercúrio, potássio, sódio, lítio e prata.

Conforme Faghri (1995, p. 24), pelo fato de possuírem elevados valores de coeficiente de tensão superficial, calor latente de vaporização e condutividade térmica, metais líquidos geralmente atingem taxas de transporte de calor muito superiores às de outros fluidos em outras faixas de temperatura. À pressão atmosférica, a temperatura de fusão do sódio é de 97,85 °C (371 K), a de ebulição, 878,05 °C (1151,2 K), e a faixa útil de operação é de 600 °C a 1200 °C (873 K a 1473 K). Reay, Kew e McGlen (2014, p. 235) relatam que a pressão de operação, para essa faixa de temperatura, varia de 0,04 bar a 9,59 bar, bastante inferior à pressão de operação da água (por exemplo, a 200 °C a pressão, atinge 16,19 bar. Portanto, a escolha da utilização do sódio como fluido de trabalho nesta pesquisa deve-se principalmente à sua faixa útil de temperatura de operação e sua capacidade de transportar a quantidade de calor necessária. Vale ressaltar que o termossifão com sódio deve operar abaixo do seu ponto crítico, ou seja, 2230,15 °C (2503,3 K) e a 256,4 bar (25,64 MPa) de acordo com Bhise e Bonilla (1976 *apud* FINK; LEIBOWITZ, 1995, p. 164).

É imprescindível que o material do tubo utilizado no termossifão ou no tubo de calor seja compatível com o fluido de trabalho, isto é, estes não podem reagir quimicamente quando em contato, já que uma reação pode gerar gases não condensáveis, que se acumulam nas extremidades de condensadores, diminuindo a área disponível para a troca térmica. Yamamoto *et al.* (1982) desenvolveram um estudo da vida útil em três tubos de calor de aço inoxidável AISI 316L operando com sódio por 1200 horas. Concluíram que pequenas corrosões e precipitações de cromo ocorreram na parede interna, não afetando, porém, a

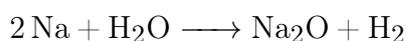
vida útil do tubo de calor. Segundo Basiulis, Prager e Lamp (1976 *apud* REAY; KEW; MCGLEN, 2014, p. 86), a empresa Hughes Aircraft Company realizou um dos mais abrangentes programas de teste de vida útil de tubos de calor, inferindo que, o aço inoxidável e o inconel são materiais recomendados para dispositivos com sódio, enquanto o titânio não foi recomendado. Faghri (1995, p. 22) afirmou que o níquel e o nióbio são também materiais compatíveis com o sódio. No presente trabalho de dissertação de mestrado, aço inoxidável AISI 316L foi empregado nos tubos.

O sódio requer muito cuidado em seu manuseio por ser altamente reativo com a água e com a umidade do ar e por liberar hidróxido de sódio (soda cáustica) e gás hidrogênio, sendo este último extremamente inflamável, através da reação:



Como se trata de uma reação exotérmica e violenta, explosões podem ocorrer. Além disso, a soda cáustica é corrosiva e pode provocar queimaduras em contato com a pele. Por isso, medidas de segurança¹, assim como a Ficha de Informação de Segurança para Produtos Químicos (FISPQ) fornecida pela fabricante devem ser seguidas.

Em alguns casos a reação pode produzir um óxido de sódio (NEWMAN; PUGH; SMITH, 1973, p. 85), ou seja:



Tanto o hidróxido de sódio (NaOH) quanto o óxido de sódio (Na₂O) possuem aparência branca e opaca, além de pontos de fusão e ebulição maiores (ver Tabela 1) do que o sódio puro, o qual, por sua vez, é prateado e brilhante.

Tabela 1 – Temperaturas de fusão e ebulição do sódio, hidróxido de sódio e óxido de sódio à pressão atmosférica

	Ponto de Fusão [°C]	Ponto de ebulição [°C]
Sódio	97,8	882,8
Hidróxido de sódio	318	1388
Óxido de sódio	1132	1950

Fonte: American Elements (2022) e Cisterna (2019)

Zhang e Zhuang (2003) simularam experimentalmente condições de ruptura de tubos de calor operando com sódio como fluido de trabalho em um gerador de vapor, procurando regularidades na reação do sódio com a água. Um padrão na reação, a qual ocorre em duas fases, foi encontrado. A primeira fase corresponde a uma explosão intensa, mas que não atinge o valor de pico de pressão, enquanto a segunda fase corresponde a

¹ É possível observar as medidas de segurança elaboradas no Apêndice A.

uma reação lenta, na qual o aumento da temperatura e da pressão ocorre num intervalo de tempo que varia de dez segundos a vários minutos. Esse aumento de pressão depende da quantidade de sódio inserida. Por fim, estes autores observaram que o vazamento de um único tubo não afetou a operação dos outros adjacentes ou do sistema. Segundo Deguchi *et al.* (2016), a Japan Atomic Energy Agency (JAEA) desenvolveu um código para a análise multidimensional da reação de sódio com a água, chamado de *Sodium-water Reaction Analysis PHysics of Interdisciplinary Multi-phase flow* (SERAPHIM), para avaliar analiticamente essa reação, possibilitando investigar os efeitos de uma falha.

Finalmente, Rosenfeld *et al.* (2011) acompanharam por dez anos (87 000 h) um tubo de calor de Inconel 718 com meio poroso de aço inoxidável operando com sódio e, ao final desse período, foi feita uma análise de sua performance, sendo retirados o sódio e amostras do meio poroso e do tubo. Concluiu-se que não houve degradação significativa do material, o que sustenta o grande potencial e confiabilidade para diversas aplicações do sódio por longos períodos de tempo, desde que as devidas precauções sejam respeitadas.

2.4 *START-UP* DE TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES DE SÓDIO

De acordo com Faghri (1995, p. 35), um procedimento normal adotado no projeto de tubos de calor e termossifões é considerá-los funcionando na temperatura nominal e em regime permanente. Todavia, no início de operação (*start-up*), quando o dispositivo ainda não opera na sua capacidade nominal de transferência de calor, pode haver superaquecimento do evaporador, com a possibilidade de estresses térmicos e danos estruturais, afetando a vida útil desses dispositivos. O mais aconselhável seria que a potência aplicada durante o *start-up* aumentasse lenta e gradualmente até alcançar a condição nominal de operação, de forma a evitar grandes gradientes de temperatura ao longo do comprimento do tubo. No entanto, esse procedimento geralmente não é viável na prática e o que ocorre normalmente é que a entrada de calor aumenta repentinamente de zero para o nível de operação de projeto. Portanto, o efeito do aquecimento transiente de um termossifão de sódio deve ser considerado no projeto.

Para o caso de um tubo de calor, portanto com um meio poroso, em vácuo e que opera com fluidos metálicos, o *start-up* ocorre com o fluido inicialmente solidificado, já que fluidos metálicos estão em estado sólido à temperatura ambiente². Segundo Faghri (1995, p. 35–37) e Mantelli (2021, p. 304), a inicialização de tubos de calor a partir do fluido solidificado ocorre em seis etapas, como ilustrado na Figura 1.

- a) O equipamento se inicia na temperatura ambiente e calor começa a ser aplicado no evaporador, transferido por condução através da parede do tubo e pelo meio poroso, aumentando a temperatura do sódio sólido e do evaporador. Caso qualquer fluxo de vapor seja formado, este se dá no regime molecular;

² O mercúrio é a única exceção a esse fato, sendo líquido na temperatura ambiente.

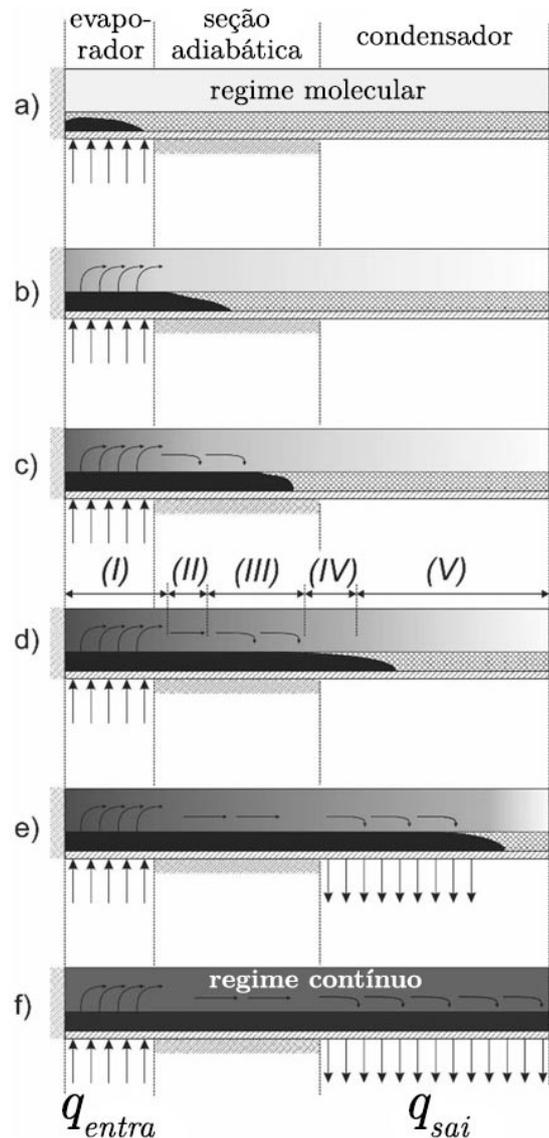


Figura 1 – Esquema ilustrativo do *start-up* em tubos de calor

Fonte: Mantelli (2021), traduzida

- b) O fluido de trabalho se funde no meio poroso, mas, durante esse período, não ocorre vaporização significativa na interface líquido-vapor;
- c) O calor aplicado faz com que as temperaturas aumentem, de forma que o fluido se encontra tanto no estado sólido quanto no líquido no meio poroso. Nessa etapa a vaporização do fluido na interface líquido-vapor começa a ocorrer de forma mais significativa e, assim, o vapor gerado se espalha no espaço disponível no evaporador, deslocando-se até a seção adiabática que ainda encontra-se fria, condensando-se, liberando calor latente e elevando a temperatura local. Essa frente de vapor continua avançando por todo o comprimento da seção adiabática até atingir o condensador. O limite sônico pode ser atingido nesta fase, pois, devido às baixas pressões de vapor na seção do condensador, a velocidade de deslocamento do vapor pode se elevar bastante;

- d) O dispositivo, nessa etapa, pode ser separado em cinco regiões: região I, onde o fluxo de vapor é contínuo e a evaporação é uniforme ao longo da interface líquido-vapor; região II, na qual o fluxo de vapor também é contínuo e um pequeno volume de condensado é formado na interface líquido-vapor; região III, ao longo da qual a pressão e temperatura do vapor se reduzem; região IV, na qual velocidades supersônicas do fluxo de vapor são atingidas (fluxo de vapor bloqueado); região V, onde o fluxo é molecular pois apenas pequenas quantidades de vapor conseguem atingir o condensador
- e) Nesta etapa, pode-se assumir que todo o comprimento do tubo se encontra em fluxo contínuo, mas ainda não em regime permanente, com ebulição intermitente no evaporador;
- f) Finalmente, nesta etapa, o *start-up* é concluído, de forma que a distribuição axial da temperatura tende a ser uniforme, com regime permanente atingido. O vapor se encontra no regime contínuo.

Para o caso de um termossifão cujo fluido de trabalho, no início de operação é sólido, Cisterna *et al.* (2021) desenvolveram um modelo baseado na analogia entre um termossifão bifásico e um sistema pistão-cilindro. Nesse modelo, uma substância pura em um cilindro termicamente isolado é confinada por um pistão, que representa uma interface onde o vapor, abaixo deste, está em regime contínuo, e acima, em fluxo molecular livre. O pistão é considerado impermeável ao vapor e de massa desprezível e se desloca para cima apenas se existir uma diferença de pressão entre as regiões inferior e superior.

O sistema cilindro-pistão descrito está mostrado na Figura 2(a-c), com uma região de entrada de calor (evaporador), com o restante do cilindro isolado termicamente (seção adiabática). Inicialmente, o fluido se encontra no estado sólido e o pistão está em equilíbrio (a), com as pressões acima e abaixo do pistão iguais. Ao se aquecer o evaporador, o sólido, considerado uma substância pura, derrete completamente, de forma que a geração de vapor ocorre apenas ao terminar a fusão do fluido e ao se atingir a temperatura de mudança de fase líquido-vapor (saturação). Portanto, durante a fusão, o pistão só se move devido à expansão do volume do material fundido.

Quando todo o material está na condição de líquido saturado, qualquer adição de calor no evaporador gera vapor em regime contínuo, aumentando a pressão e movendo o pistão para cima (b). Enquanto a geração de vapor continuar, esse será capaz de mover o pistão para cima até atingir o topo do cilindro (c), homogeneizando a temperatura na seção adiabática. Contudo, como calor não é retirado do sistema, mas apenas inserido, não é possível atingir o regime permanente.

Supondo que o isolamento seja removido de parte do cilindro (d-f), uma seção de rejeição de calor (condensador) será criada, possibilitando, assim, que esse sistema funcione agora como um termossifão. Porém, como uma parcela do vapor se condensa, já não se pode mais garantir que qualquer fluxo de calor que entre no evaporador seja

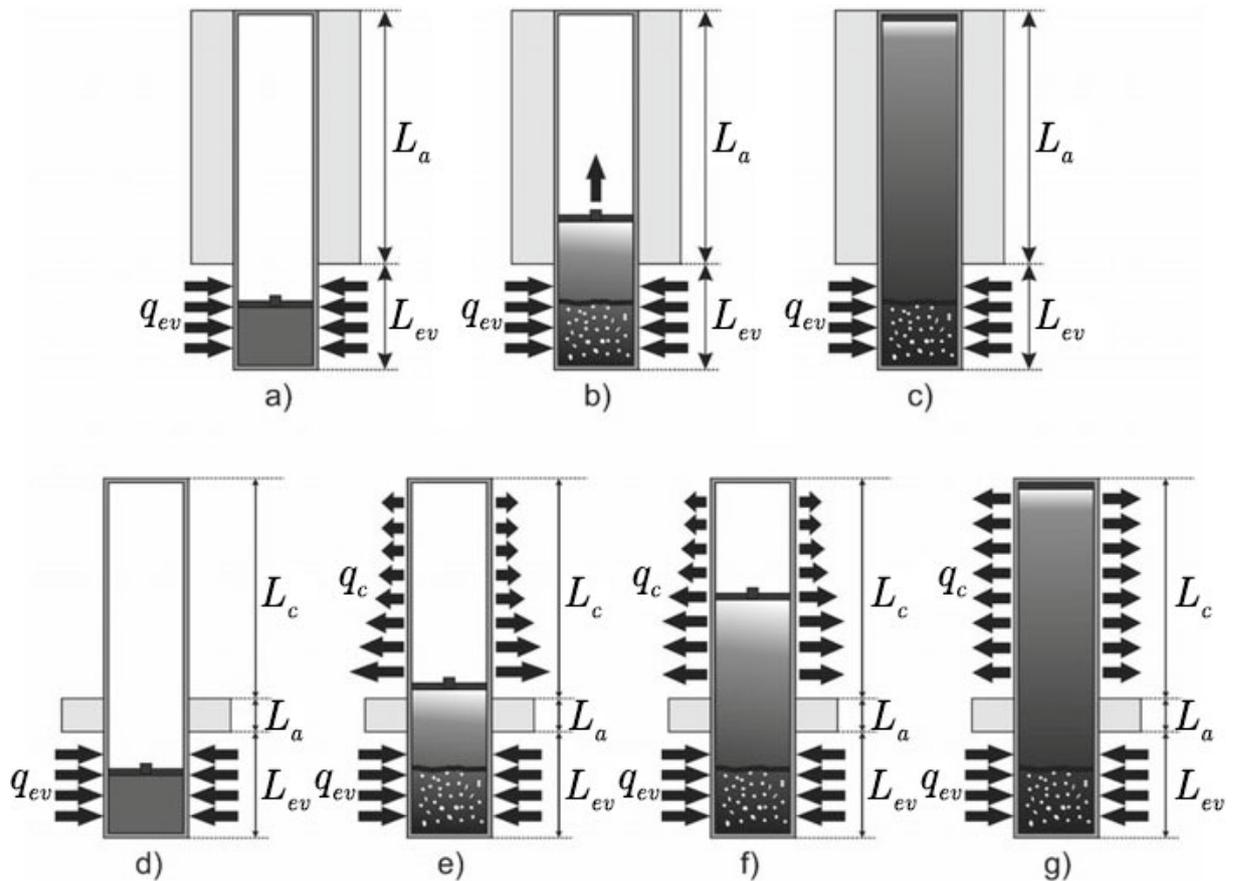


Figura 2 – Esquema ilustrativo do *start-up* em termossifões bifásicos

Fonte: Mantelli (2021), modificada

capaz de elevar o pistão. Dessa maneira, o deslocamento do pistão depende tanto do calor inserido no evaporador quanto da capacidade do condensador em rejeitar esse calor. Além disso, quanto maior for a capacidade de remoção de calor no condensador, devido a uma grande área ou a um alto coeficiente de transferência de calor com o ambiente externo, mais vapor precisa ser gerado para que o pistão atinja o final do condensador.

O limite de *start-up* pode ser definido como o fluxo de calor mínimo necessário para que o termossifão inicie sua operação. Antes desse limite, calor é transferido apenas por condução e o dispositivo se comporta como um tubo vazio. O período de *start-up* termina quando o vapor, no regime contínuo, alcança o final da seção adiabática (início do condensador), conforme mostra a Figura 2 (e). Já o limite contínuo demarca o valor de fluxo de calor acima do qual o vapor atinge o regime contínuo ao longo de todo o termossifão, ou seja, quando o pistão alcança o topo do condensador (g).

Segundo Tournier e El-Genk (1996), a seguinte classificação pode ser adotada para separar os regimes de operação com base no número de Knudsen (Kn): o fluxo é definido como molecular quando $Kn > 1,0$, como de transição quando $0,01 < Kn < 1,0$ e como contínuo quando $Kn < 0,01$. O número de Knudsen é adimensional e definido como a razão entre o caminho livre médio molecular e um comprimento característico que, para

o caso deste trabalho, é o diâmetro do tubo.

A seguinte equação foi proposta por Y. Cao e Faghri (1993) para determinar a temperatura limite, ou de transição (T_{tr}), a partir da qual o regime contínuo do fluxo de vapor é atingido, como função do número de Knudsen:

$$\ln \left(\frac{T_{tr} \cdot 1,051 \cdot \kappa}{P_0 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sigma_d^2 \cdot D_i \cdot Kn} \right) + \frac{h_{lv}}{R_u} \left(\frac{1}{T_{tr}} - \frac{1}{T_0} \right) = 0 \quad (1)$$

em que $\kappa = 1,38 \cdot 10^{-23}$ J/K é a constante de Boltzmann, h_{lv} é o calor latente de vaporização, D_i é o diâmetro interno, P_0 e T_0 são a pressão e temperatura de referência, $R_u = 8,31$ J/(mol · K) é a constante universal dos gases e σ_d é a distância de colisões entre partículas, a qual é de $3,58 \cdot 10^{-10}$ m para o sódio (EL-GENK; TOURNIER, 2011).

2.5 LIMITES DE OPERAÇÃO

Termossifões e tubos de calor são dispositivos altamente eficientes, mas estão sujeitos a algumas limitações operacionais que prejudicam ou até mesmo impedem o seu funcionamento. Os principais limites são descritos nesta seção.

2.5.1 Limite sônico

Durante a operação dos tubos de calor e termossifões, quanto mais vapor é gerado mais vapor é condensado. Em condições extremas, a velocidade do vapor pode aumentar até eventualmente atingir a velocidade do som no final do evaporador (MANTELLI, 2012, p. 108–109). Nestas condições, em que as forças de inércia predominam em relação às forças viscosas, uma onda de choque é formada quando o vapor atinge a velocidade sônica, sendo desta forma bloqueado, tal que, ainda que mais vapor seja gerado, o fluxo resultante não consegue avançar com maior velocidade.

Faghri (1995, p. 33) afirma que, a velocidade do vapor para alguns tubos de calor, principalmente os que operam com fluidos metálicos, pode atingir valores sônicos ou supersônicos durante o *start-up* ou no regime estacionário. Busse (1973) obteve uma relação para calcular o máximo fluxo de calor no limite sônico (q''_{son}) amplamente utilizada na literatura:

$$q''_{son} = 0,474 h_{lv} (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (2)$$

na qual ρ_v e P_v são a densidade do vapor e pressão de saturação, respectivamente.

De acordo com Mantelli (2021, p. 76–77), esse limite se desenvolve de forma muito similar em termossifões e em tubos de calor e representa uma fronteira superior de transferência de calor. Se esse limite for excedido, o resultado não é o secamento ou a falha do dispositivo, mas um aumento no gradiente de temperatura ao longo do tubo e, conseqüentemente, a perda de sua característica isotérmica.

2.5.2 Limite viscoso

Conforme explica Mantelli (2012, p. 109), em temperaturas de operação muito baixas, a diferença de pressão de vapor entre as regiões do evaporador e do condensador de um tubo de calor ou termossifão podem ser extremamente pequenas, podendo a pressão no final do condensador ser zero. Em alguns casos, as forças viscosas prevalecem sobre o gradiente de pressão e, portanto, afetam o fluxo de vapor, podendo levar a um estancamento deste. Essas condições de não fluxo ou de fluxo insuficiente no evaporador podem ser chamadas de limite viscoso e podem ocorrer em tubos de calor que se inicializam com o fluido de trabalho solidificado, como os de metais líquidos. Busse (1973) desenvolveu a seguinte relação para calcular o máximo fluxo de calor do limite viscoso (q_v''):

$$q_v'' = D_v h_{lv} \frac{\rho_v P_v}{64 \mu_v L_{ef}} \quad (3)$$

na qual μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor, D_v é o diâmetro onde apenas vapor escoar e L_{ef} é o comprimento efetivo, dado por:

$$L_{ef} = L_a + \frac{L_{ev} + L_c}{2} \quad (4)$$

na qual L_a , L_{ev} e L_c são os comprimentos da seção adiabática, do evaporador e do condensador, respectivamente.

A melhor maneira de evitar o limite viscoso é aumentar o fluxo de calor aplicado no evaporador. Esse procedimento provoca uma elevação da temperatura de vapor e conseqüentemente da pressão de vapor, até o ponto em que a diferença de pressão ao longo do fluxo de vapor excede as forças viscosas. O aumento repentino do fluxo de calor pode levar a uma elevação da velocidade do vapor, principalmente considerando que pressões muito baixas podem estar presentes no condensador (MANTELLI, 2021, p. 81). Portanto, as equações (2) e (3) devem ser consideradas para determinar um ponto adequado entre os dois fluxos de calor, uma vez que ambas são dependentes do produto $\rho_v P_v$, que, quando pequeno, faz as forças viscosas dominarem e, quando grande, faz as forças de inércia prevalecerem.

2.5.3 Limite de arrasto e de inundação

Durante a operação dos tubos de calor e termossifões, o vapor e o líquido se movem em direções opostas e, como a velocidade do vapor é muito maior, uma força de cisalhamento ocorre na interface entre ambos. Dependendo de sua intensidade, essa força pode até mesmo impedir o retorno do líquido, fazendo com que este inunde o condensador (MANTELLI, 2021, p. 81). Termossifões em circuito não experimentam significativamente esse limite, pois os fluxos de vapor e líquido ocorrem em tubos diferentes.

2.5.4 Limite de ebulição (*burn-out*)

Limite de ebulição, também conhecido como limite *burn-out*, é geralmente observado em termossifões que possuem grandes razões de enchimento (F) quando submetidos a altos fluxos de calor no evaporador (MANTELLI, 2021, p. 83). Quando o fluxo de calor crítico de evaporação é atingido, ocorre a transição da ebulição nucleada para a ebulição em filme, quando as bolhas se unem rapidamente formando um filme na parede. Como o vapor possui baixa condutividade térmica, o filme acaba isolando a parede do tubo, aumentando a temperatura desta, que pode até mesmo atingir a temperatura de fusão do material do tubo, danificando o termossifão (MANTELLI, 2012, p. 114). Segundo Groll e Rösler (1992), o limite de ebulição (q''_{ev}) pode ser obtido pela seguinte equação:

$$q''_{ev} = 0,12h_{lv}\rho_v^{1/2}[g\sigma_s(\rho_l - \rho_v)]^{0,25} \quad (5)$$

na qual g é a gravidade, σ_s é a tensão superficial e ρ_l é a densidade do líquido.

2.5.5 Limite de secagem (*dry-out*)

A secagem, ou *dry-out*, consiste basicamente em um aumento repentino da temperatura do evaporador ou de alguma região localizada deste, e uma queda da temperatura do condensador. Estes sintomas indicam que o limite de transferência de calor foi atingido, resultando em um aumento da resistência térmica total do equipamento. Duas são as possíveis causas da secagem: o volume de fluido de trabalho é pequeno ou há altos fluxos de calor no evaporador. Em ambos os casos o fluido condensado não consegue atingir a base do evaporador, seja por evaporar no caminho do condensador ao evaporador ou por atingir o limite de arrasto (MANTELLI, 2021, p. 73).

Um caso distinto de secagem retratado em Faghri (1995, p. 37) ocorre no momento em que o limite de *start-up* com fluido solidificado é atingido. Esse limite se dá quando mais fluido de trabalho é evaporado do que pode ser reabastecido no meio poroso (para tubos de calor) ou no evaporador (para termossifões), devido à solidificação do fluido de trabalho na seção adiabática e no condensador. Como consequência disso, a seção do evaporador fica sem líquido e superaquece. Esse limite costuma acontecer quando a temperatura de fusão do fluido de trabalho e as capacidades caloríficas do tubo de calor e do meio poroso são altas, e o calor latente de evaporação e a área da seção transversal do meio poroso são pequenos.

2.5.6 Limite por perda de carga em termossifões em circuito

Para termossifões em circuito um limite adicional deve ser considerado: o devido a quedas de pressão ao longo do fluxo do fluido de trabalho. De acordo com Mantelli (2021, p. 84–85), quanto maior a taxa de transferência de calor, maiores são as taxas de fluxo de massa do fluido de trabalho e, por consequência, as quedas de pressão. Para

vencer esta queda de pressão, pressão hidrostática sobre o fluido de trabalho deve ser garantida estabelecendo-se uma diferença positiva de altura entre o fluido condensado na linha de líquido e o fluido no evaporador. Caso a potência de entrada seja muito alta, a pressão de vapor sobre o evaporador pode empurrar o líquido para a região do condensador, inundando-o e levando à falha do dispositivo. Nessa condição, a resistência térmica aumenta pois o condensador perde parte de sua capacidade de condensação. O limite por perda de carga em termosifões em circuito é, portanto, o calor máximo que o dispositivo é capaz de transportar antes que o líquido entre na região do condensador. O cálculo desse limite será detalhado adiante, na Seção 3.1.5.

2.6 REGIMES DE OPERAÇÃO DE TERMOSSIFÕES

De acordo com Cisterna *et al.* (2020a), termosifões com metais líquidos, podem ser divididos em três regimes de operação: aleta, *Geyser Boiling* (GB) e ideal. No regime de aleta, o termosifão apresenta um grande gradiente de temperatura ao longo do condensador, similar ao que é observado em aletas. No regime GB, oscilações intensas da temperatura são verificadas no evaporador e no condensador. Por último, no regime ideal, o termosifão possui sua operação convencional e a distribuição das temperaturas tendem a ser isotérmicas. Além disso, segundo o estudo desses autores, é possível prever os regimes de operação e a taxa mínima de transferência de calor necessária para operar no regime ideal.

A Figura 3 ilustra o comportamento térmico de um termosifão de alta temperatura. Note que o gráfico é dividido nos três regimes de operação anteriormente mencionados (aleta, GB e ideal) mais a região onde o termosifão atinge o seu limite de secagem. Além disso, é importante destacar que a potência térmica aplicada aumentou em patamares ao longo do tempo, sendo mantida constante entre as barras verticais tracejadas. Observe-se, também, que um eixo horizontal tracejado divide o gráfico em regiões de regime contínuo e molecular, de forma a evidenciar que, em altas temperaturas, o termosifão opera completamente fora do regime molecular.

2.6.1 Regime de aleta

Segundo Mantelli (2021, p. 311), no início da operação, o fluido de trabalho do termosifão de alta temperatura se encontra solidificado e o tubo em vácuo. Quando calor é aplicado ao evaporador, ele é transferido por condução pelas paredes e o termosifão se comporta como uma aleta de tubo vazio, marcando o início do regime de aleta. Este continua inclusive durante a partida do dispositivo, na qual acontece a mudança de fase do fluido e um aumento súbito da temperatura na seção adiabática e no condensador. O regime de aleta se encerra quando começa o de GB e é marcado pelo alto gradiente de temperatura ao longo do condensador. De acordo com Cisterna *et al.* (2020a), quando o

termossifão está no regime de aleta, a resistência à transferência de calor no condensador é muito maior (de 4 a 6 vezes) do que no evaporador e, portanto, o condensador limita o desempenho térmico do dispositivo.

2.6.2 *Geyser Boiling*

Segundo Mantelli (2021, p. 95), em certas condições de funcionamento, principalmente quando iniciada a operação (*start-up*), termossifões que possuem grandes comprimentos em relação ao diâmetro podem apresentar oscilações periódicas de temperatura, fenômeno conhecido como *Geyser Boiling* (GB) e caracterizado pela formação e ruptura de grandes bolhas no evaporador.

Pabón *et al.* (2019) analisaram experimentalmente este fenômeno usando um tubo de vidro como envólucro, permitindo assim a sua visualização. Observaram que a piscina de líquido recebia calor até que, em certo momento, ocorria a nucleação de uma única bolha que crescia rapidamente, chegando a atingir a mesma ordem de grandeza do diâmetro interno do termossifão. Ao atingir a interface líquido-vapor, a bolha explodia, fazendo com que o líquido próximo a ela fosse pulverizado e aspergido sobre as paredes do condensador, ao mesmo tempo em que a piscina de líquido era pressionada contra a parede do tubo, e parte do líquido era empurrado para cima, na direção do condensador. Além disto, o vapor da bolha rompida atingia as paredes frias do condensador, condensando-se.

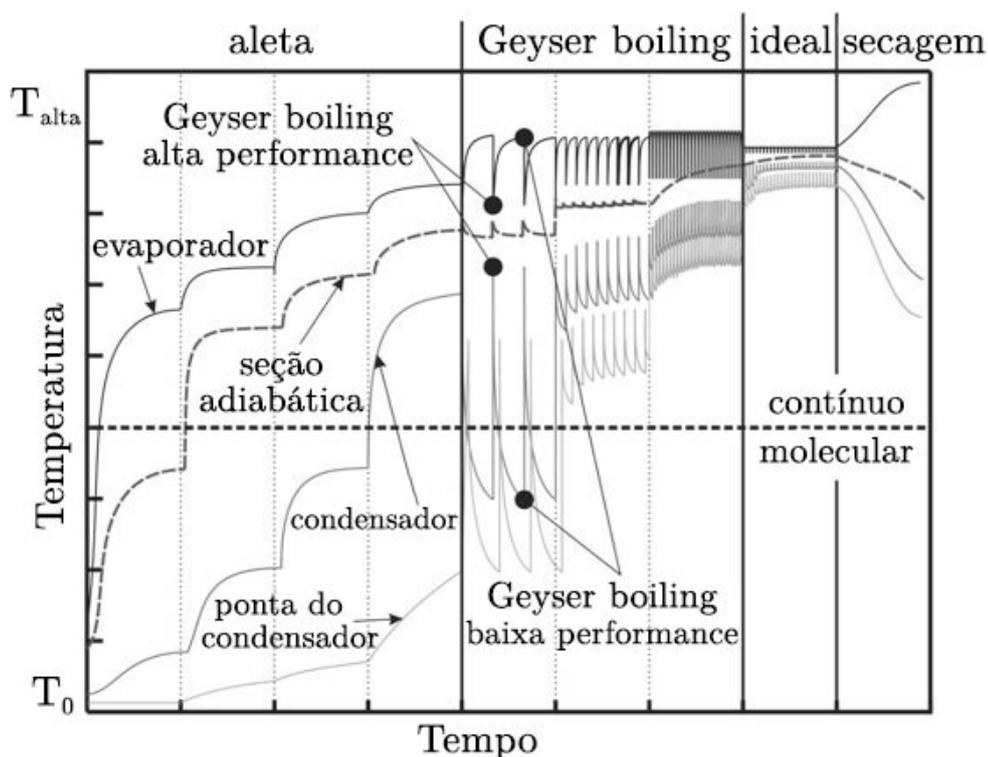


Figura 3 – Gráfico ilustrando as condições operacionais em termossifões bifásicos de alta temperatura

Fonte: Mantelli (2021, p. 311), traduzida

Este condensado, junto com o líquido aspergido e empurrado para cima, retornava, depois de um certo tempo, para a piscina do evaporador pelo efeito da gravidade, esfriando-a. Mantelli (2021, p. 312) afirma que, em *Geyser Boiling* (GB), o aumento da temperatura do condensador ocorre quase instantaneamente, em consequência da grande efetividade do aquecimento das paredes por pulverização, e que a temperatura do evaporador reduz drasticamente quase neste mesmo instante. Além disso, durante o período de acomodação do líquido na piscina, algumas bolhas podem ficar presas, gerando novos sítios de nucleação e bolhas que crescem e “explodem”, porém menos intensamente, resultando em menores variações de temperatura no evaporador e no condensador. O líquido entra então em repouso, quando o ciclo se reinicia, conforme mostra o esquema da Figura 4.

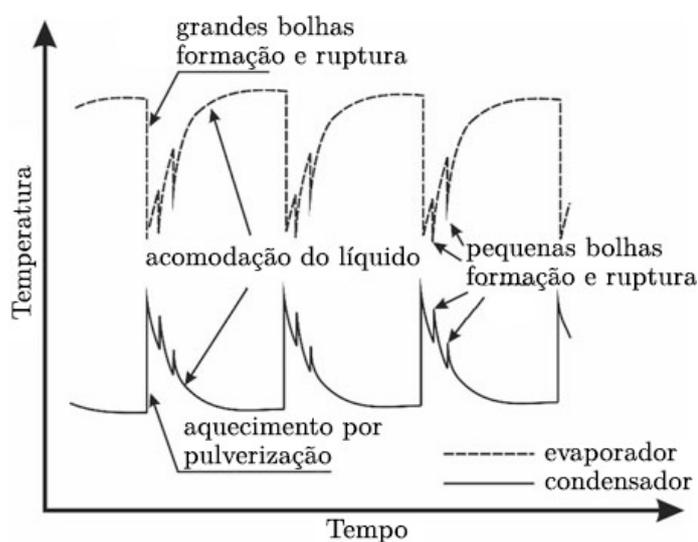


Figura 4 – Gráfico ilustrando o fenômeno do *Geyser Boiling*

Fonte: Mantelli (2021, p. 97), adaptada

O fenômeno do GB pode ser evitado através do aumento do fluxo de calor no evaporador, o que torna a ebulição mais intensa, aumentando a frequência de formação de bolhas. Nessa condição, as bolhas têm energia suficiente para se desprenderem da parede antes de crescerem muito e se deslocam até a interface líquido-vapor, onde se rompem suavemente. Quando grandes bolhas se rompem, produzem um som audível e característico acompanhado de vibrações, no entanto, com o aumento do fluxo de calor, a frequência dos estouros de bolhas aumenta e o som e as vibrações diminuem (MANTELLI, 2021, p. 97). É importante destacar que, para a maioria das aplicações, as vibrações são indesejáveis, pois, segundo Cisterna *et al.* (2020a), podem causar danos estruturais ao dispositivo, danificando pontos de solda e promovendo vazamentos, o que compromete o funcionamento do equipamento e a segurança dos operadores.

A Figura 3 mostra que o regime de GB apresenta dois níveis de desempenho, um alto e outro baixo, que se alteram instantaneamente e se repetem a cada grande estouro de bolha. O baixo desempenho é observado antes da erupção da bolha e nele há um rápido aumento na diferença de temperatura do evaporador e do condensador. Já o

alto desempenho ocorre após o estouro da bolha e é marcado por uma rápida redução da diferença das temperaturas do evaporador, que se esfria, e do condensador, que se aquece. É possível notar, também, que o aumento da potência altera o comportamento das oscilações, sua frequência aumenta e sua amplitude diminui até o ponto de se tornarem tão rápidas e pequenas que o regime ideal é alcançado (MANTELLI, 2021, p. 312).

Outra maneira de evitar o GB é através da geometria, com o uso de tubos com maiores diâmetros. Além disso, maiores razões de enchimento (F) também resultam em bolhas de vapor que levam mais tempo para ascender verticalmente, tendo assim um período maior para crescer e desenvolver pressões e temperaturas mais elevadas, resultando em maior intensidade de Geysers Boiling que, por sua vez, provoca maiores variações da temperatura no evaporador e no condensador (MANTELLI, 2021, p. 97–98). De acordo com Cisterna *et al.* (2020a), à medida que a razão de enchimento aumenta, a frequência das oscilações diminui e a amplitude aumenta. Por outro lado, quanto menor a razão de enchimento, menores o tempo e a temperatura de partida. Ao se projetar um termosifão com baixas razões de enchimento para evitar o regime GB, é necessário se atentar para a possibilidade de ocorrer a secagem, que pode comprometer a integridade do dispositivo. No estudo dos autores, foi constatado que os termosifões com diferentes razões de enchimento no regime GB apresentaram grandes variações nos seus desempenhos térmicos, principalmente para baixas potências.

A ocorrência de GB em metais líquidos é diferente da observada em fluidos não metálicos de acordo com Carey (2018), e isso se deve principalmente à alta condutividade do metal líquido, onde calor é rapidamente transportado por condução até a interface líquido-vapor, resultando em um crescimento rápido das bolhas. Apesar do crescimento ser mais rápido, o período entre bolhas em metais líquidos é consideravelmente mais longo. Neste caso, quando uma bolha se rompe, metal líquido mais frio é aspergido contra a parede do tubo e a temperatura da superfície diminui localmente. Este resfriamento é maior do que o observado para um fluido não metálico, considerando-se a mesma geometria do tubo e o mesmo fluxo de calor. Essa queda na temperatura é a responsável pelo aumento do período entre bolhas, diminuindo a frequência de surgimento dessas. Segundo Mantelli (2021, p. 101–102), as forças hidráulicas e de tensão que atuam sobre a interface líquido-vapor da bolha em fluidos metálicos são capazes de manter pressões de vapor muito altas e, quando a bolha se rompe, a queda de pressão do vapor e os efeitos da explosão são muito maiores do que em fluidos não metálicos. Além disso, devido aos baixos ângulos de contato entre metais líquidos e superfícies metálicas, um maior superaquecimento é necessário para iniciar a ebulição, já que, como as grandes cavidades ficam completamente molhadas, elas não atuam como eficientes sítios de nucleação. Segundo a autora, GB também acontece em termosifões em circuito, apesar de serem mais comuns em termosifões simples. Variações de pressão devidas à ruptura de bolhas acabam “bombeando” o vapor pela linha de vapor, o que geralmente leva a um aumento na temperatura do condensador. Porém, como em

termossifões em circuito vapor e líquido escoam em tubos separados, não há a ocorrência de fluxos contra-corrente, o que, muitas vezes, é suficiente para evitar o GB. Além disso, perdas de pressão podem atenuar as variações de temperatura que ocorrem devido ao GB. De uma forma sucinta, pode-se afirmar que um projeto adequado pode reduzir a intensidade do fenômeno ou até mesmo eliminá-lo.

2.6.3 Regime ideal

O regime ideal é considerado aquele no qual o termossifão opera em suas condições ideais, isto é, em regime permanente. É alcançado quando temperaturas do evaporador e do condensador tendem a ser uniformes. Neste regime os desempenhos térmicos do evaporador e do condensador tendem a ser os mesmos, uma vez que, em regime permanente, todo o calor imposto no evaporador deve ser retirado no condensador (MANTELLI, 2021, p. 311). Cisterna *et al.* (2020a) observaram experimentalmente que, no regime ideal, termossifões apresentam desempenhos semelhantes, independentemente do fator de enchimento.

2.7 GÁS NÃO CONDENSÁVEL (GNC) E PONTA FRIA

O gás não condensável (GNC) é, como o próprio nome diz, um gás que não se condensa dentro do dispositivo e se encontra sempre na fase gasosa. Além do próprio ar, os gases mais comuns de serem encontrados são o nitrogênio, oxigênio, hidrogênio e dióxido de carbono. GNCs podem ser acidentalmente inseridos no termossifão devido a um processo de carregamento falho ou por infiltrações por defeitos nas soldas durante a operação. Também é possível que sejam gerados por reações químicas entre fluido de trabalho e o material do tubo ou meio poroso, ou mesmo por impurezas, que podem ser introduzidas durante os processos de fabricação ou limpeza ou, até mesmo, estar dissolvidas no fluido de trabalho (HE *et al.*, 2013).

Um fenômeno frequentemente associado à presença de GNC e considerado indesejável é a ponta fria na extremidade do condensador. Contudo, segundo Cisterna *et al.* (2020a), o fenômeno de ponta fria não é apenas provocado pela presença de GNC, mas também pode ser associado à presença de vapor no estado molecular, condição típica do *start-up* a partir de um fluido de trabalho no estado sólido, principalmente para baixos fluxos de calor. Quando a temperatura do condensador é baixa, praticamente todo o fluxo de vapor que o atinge se condensa em suas regiões inferiores, de forma que as regiões mais extremas do condensador não recebem quase nenhum fluxo de vapor, permanecendo fria. Vapor em baixa temperatura apresenta baixa pressão, podendo atingir o regime molecular. Portanto, a parte superior do condensador possui temperaturas mais baixas do que no restante do dispositivo, muito mais próximas da temperatura ambiente, de modo que é possível observar, no condensador, um perfil de temperaturas semelhante ao de uma aleta maciça cujo diâmetro é o mesmo do tubo.

Chi (1976, p. 117–119) cita que os GNC têm a capacidade de aumentar a resistência térmica vapor-líquido no condensador. Inicialmente, no *start-up*, a pressão de vapor no evaporador é menor que a pressão do GNC e, portanto, apenas o evaporador se aquece uniformemente. À medida que a taxa de transferência de calor aumenta no evaporador, aumentam-se a temperatura e pressão de vapor ao longo do tubo, empurrando o GNC para fora do evaporador em direção ao condensador, até tornar ativa uma pequena parte dessa última seção. Como existe um grande acúmulo de vapor na saída do evaporador, as velocidades ficam bem abaixo do nível sônico. O GNC vai sendo comprimido no final do condensador, com o aumento da taxa de transferência de calor. A distribuição de temperaturas tende a ser isotérmica, exceto pela porção onde o GNC está comprimido. Pode-se afirmar que o comportamento do *start-up* é semelhante à “frentes de onda”, que se movem ao longo do tubo à medida que o calor inserido aumenta. Chi (1976) também explica que, para o caso de um *start-up* partindo do estado sólido, a resistência térmica do GNC deve ser alta o suficiente para que grande parte deste calor seja usado para promover o derretimento do fluido de trabalho no condensador, retardando a saída do fluxo de vapor e possibilitando o retorno do fluido ao evaporador antes que este seque. Além disso, como se trata de um *start-up* em baixas pressões, o GNC impede que as velocidades atinjam a velocidade do som ou a ultrapassem, inviabilizando que o limite sônico seja atingido.

Ponnappan, Boehman e Mahefkey (1990) afirmam que a introdução de um gás inerte pode representar uma solução para problemas no *start-up* de fluidos a partir do estado sólido. Em sua pesquisa, carregaram com argônio um tubo de calor de aço inoxidável, cujo fluido de trabalho era o sódio. De acordo com os autores, os *start-ups* de tubos de calor com água e amônia ocorrem em altas pressões de vapor que se encontra distribuído por todo o dispositivo, enquanto que, com fluidos como sódio e potássio, ocorrem a baixas pressões, formando uma frente de vapor que se desloca ao longo do comprimento. Os resultados demonstraram que o *start-up* de um termossifão de sódio com a presença de argônio ocorreu com sucesso, provendo dados que validaram o modelo de difusão do *start-up*. Em um outro artigo dos mesmos autores, Ponnappan e Chang (1990) analisaram o perfil de temperaturas observado durante o *start-up* desse mesmo tubo. Tanto sem quanto com argônio, os *start-ups* ocorreram com sucesso, sendo o processo do tubo carregado com argônio, muito mais suave. Em vácuo (sem argônio), foi possível observar alguns picos de temperatura que podem levar ao *burn-out* do dispositivo.

Dube, Akbarzadeh e Andrews (2004) desenvolveram, para termossifões em circuito, uma pesquisa teórica e experimental onde investigaram os efeitos de GNC utilizados em sistemas industriais e de recuperação de calor. Determinaram que a posição ideal para instalação de um reservatório de GNC, a fim de para minimizar os efeitos prejudiciais sobre o funcionamento do termossifão, é logo após o condensador ou seja, a região onde o condensado sai do condensador e o fluxo de vapor é menor. Essa localização ideal é consistente com o percepção de que GNC entram pela parte superior do condensador e

são empurrados pelo vapor para a sua saída.

Por fim, He *et al.* (2013) desenvolveram um estudo dos efeitos dos GNC no *start-up* de termossifões em circuito, com amônia como fluido de trabalho e nitrogênio como GNC. Segundo os autores, a partida deste dispositivo pôde ser identificada pelos seguintes sintomas: a temperatura da parede do evaporador cai drasticamente e a temperatura na saída do evaporador aumenta instantaneamente, ao mesmo tempo em que as temperaturas na entrada e saída do condensador, bem como no reservatório, aumentam imediatamente. Esses autores concluíram que, sem GNC, o termossifão em circuito possui um *start-up* fácil e rápido e que a presença de GNC leva a um aumento no tempo da partida e a um superaquecimento do fluido. Foi possível observar que quanto mais GNC, maior é esse superaquecimento, chegando a observar a ebulição da piscina antes mesmo da partida. Para os experimentos sem GNC, o aumento da carga de calor e o uso de convecção forçada no condensador, causaram a diminuição tanto do tempo quanto da temperatura de inicialização, acelerando o processo de *start-up*. Já com GNC, o aumento da carga de calor pode diminuir o tempo do *start-up*, mas aumentou muito a temperatura de inicialização, sendo que a utilização de convecção forçada não produziu nenhum efeito no tempo de inicialização, mas pôde efetivamente limitar o excesso de temperatura. Segundo os autores, a pressão parcial produzida pelo GNC aumenta a pressão interna e, conseqüentemente, a pressão no evaporador. He *et al.* (2014) analisaram a operação em regime permanente desse mesmo termossifão e perceberam que a temperatura de operação do evaporador em regime permanente é aumentada, pois, com a elevação da pressão interna, eleva-se também a temperatura de saturação. Além disso, a temperatura do reservatório de GNC é reduzida com o aumento do volume de GNC dentro do termossifão, sendo que a presença desses gases diminui a condutância térmica total do termossifão, especialmente para baixas temperaturas.

3 PROJETO TÉRMICO DE UM TERMOSSIFÃO EM CIRCUITO

Neste capítulo, apresentam-se os cálculos necessários para a realização do projeto dos termossifões bifásicos em circuito estudados experimentalmente nesta dissertação, com dois fluidos de trabalho: água e sódio, e com diferentes pressões internas de gás não condensável (GNC). É importante destacar que, segundo Mantelli (2021, p. 304), devido à presença de alguns comportamentos térmicos atípicos, como o *start-up* com fluido solidificado, pontas frias, grandes gradientes de temperatura do condensador e um *Geysier Boiling* (GB) violento, a modelagem de termossifões de alta temperatura é uma tarefa muito complexa. Além disso, algumas hipóteses simplificadoras foram utilizadas nos modelos empregados, necessitando assim posterior validação de resultados teóricos através de dados obtidos por experimentos.

3.1 CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE DE UM TERMOSSIFÃO EM CIRCUITO

Analogias com circuitos elétricos são frequentemente empregadas em cálculos de transferência de calor de fenômenos majoritariamente unidimensionais e em regime permanente. Os tubos de calor e termossifões se encaixam nessas condições e, por isso, são usualmente projetados com o emprego dessa metodologia.

Entende-se neste trabalho como a resistência efetiva (R_{ef}) de um termossifão a razão entre a diferença de temperatura nas paredes do evaporador e do condensador (ΔT) e a carga térmica aplicada (q), ou seja:

$$R_{ef} = \frac{\Delta T}{q} \quad (6)$$

Esta resistência efetiva pode ser entendida com a combinação de resistências térmicas, referentes a cada elemento do termossifão por onde o calor percorre. Além disso, devem ser consideradas mais duas resistências relativas à troca de calor da parede com o ambiente externo. A Figura 5 apresenta o circuito equivalente de um termossifão simples e de um termossifão em circuito.

3.1.1 Resistências externas

Na Figura 5, as resistências 1 (R_1) e 9 (R_9) são referentes às resistências térmicas entre a parede do tubo e o ambiente externo para, o evaporador e o condensador, respectivamente. Neste trabalho, o calor será fornecido por uma resistência elétrica, para os experimentos com a água, e por um forno de indução, para os termossifões com sódio (Seção 4.3.1). Assim, considerando uma condição ideal, onde a fonte quente está perfeitamente acoplada à parede do evaporador e onde não hajam perdas térmicas, pode-se considerar R_1 igual a zero.

$$R_1 = 0 \quad (7)$$

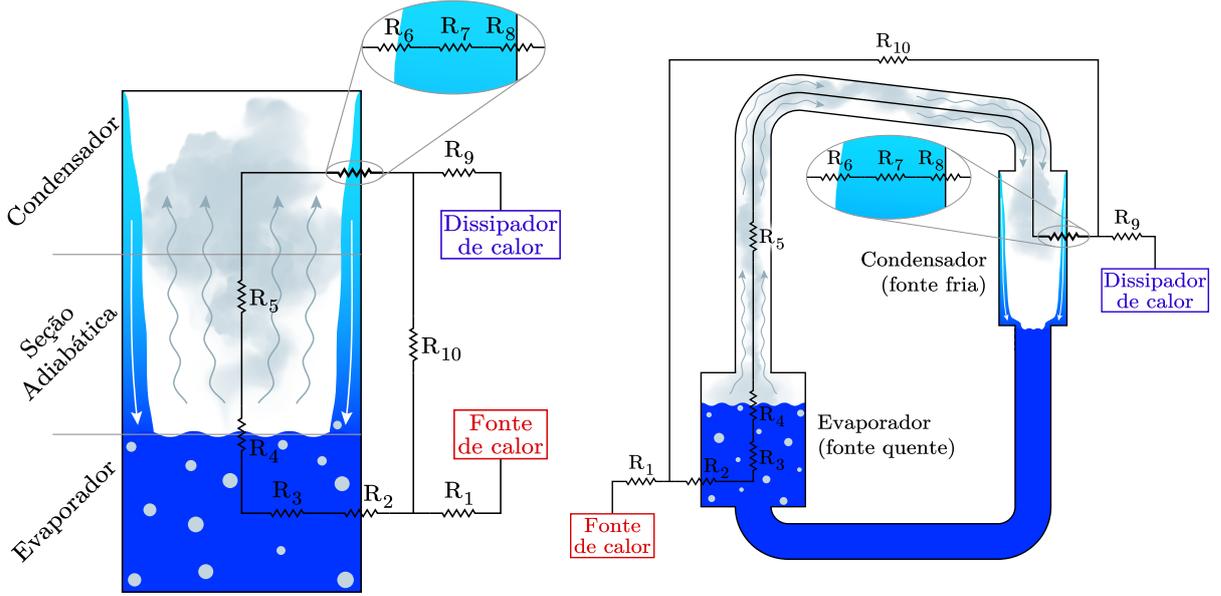


Figura 5 – Circuito elétrico equivalente de um termosifão simples e de um termosifão em circuito

No presente trabalho, o condensador estava exposto a uma serpentina nos experimentos com água e em contato direto com o ambiente nos experimentos com sódio. Portanto, o cálculo de R_9 difere dependendo do caso analisado. Para a água, a troca de calor com o ambiente foi realizada através da convecção forçada, ao passo que para o sódio, que opera em temperaturas elevadas (acima de 600°C), foram consideradas a convecção natural e a radiação. Assim, o cálculo de R_9 , varia de acordo com o coeficiente de transferência de calor equivalente (h_{eq}), sendo dado por:

$$R_9 = \frac{1}{h_{eq}A_c} = \frac{1}{h_{eq}\pi D_{ec}L_c} \quad (8)$$

na qual A_c é a área superficial, D_{ec} é o diâmetro externo e L_c é o comprimento, todos do condensador.

Nos experimentos com sódio, o h_{eq} engloba duas formas de troca térmica, a convecção natural (h_{CN}) e a radiação (h_r):

$$h_{eq} = h_{CN} + h_r \quad (9)$$

onde

$$h_r = \sigma\epsilon(T_s^2 + T_0^2)(T_s + T_0) \quad (10)$$

onde, por sua vez, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ é a constante de Stefan-Boltzmann, ϵ é a emissividade da superfície do condensador de aço inoxidável AISI 316L, material utilizado nos termosifões deste trabalho. A emissividade foi obtida por Cisterna *et al.* (2020b) através de uma câmera termográfica e seu valor médio foi de $0,70 \pm 0,01$ na faixa de temperaturas de 500 K a 1400 K. A temperatura T_s é referente à parede do condensador e T_0 é a temperatura ambiente.

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural entre o condensador e o ambiente (h_{CN}) pode ser obtido pela correlação disponível em Nellis e Klein (2008, p. 758–760) para cilindros verticais. A convecção natural em um cilindro no qual a gravidade é paralela ao seu eixo gera uma camada limite que começa em uma extremidade e cresce na mesma direção do fluxo do fluido, portanto de forma semelhante à convecção natural de uma placa plana vertical. Logo, o número de Rayleigh e o número médio de Nusselt devem ser baseados no comprimento do cilindro, e não em seu diâmetro. Nesse caso, são referentes ao comprimento do condensador (L_c):

$$Ra_{L_c} = \frac{g\beta(T_c - T_0)L_c^3}{\nu\alpha} \quad (11)$$

em que T_c é a temperatura média no condensador, β é o coeficiente de expansão volumétrica, ν é a viscosidade cinemática e α é a difusividade térmica, sendo essas três últimas propriedades calculadas para o ar, fluido responsável pela convecção natural, e dadas por:

$$\beta_{ar} = -\frac{1}{\rho_{ar}} \left(\frac{\rho_{0,ar} - \rho_{ar}}{T_{0,ar} - T_c} \right) \quad (12)$$

$$\nu_{ar} = \frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar}} \quad (13)$$

$$\alpha_{ar} = \frac{k_{ar}}{\rho_{ar}c_{p,ar}} \quad (14)$$

onde k é a condutividade térmica e c_p é o calor específico a pressão constante, todas essas propriedades também referentes ao ar.

A camada limite se torna turbulenta em um número crítico de Rayleigh de aproximadamente $Ra_{cr} \approx 10^9$, portanto é necessário obter os valores de Nusselt para fluxo laminar ($Nu_{L_c,lam}$) e turbulento ($Nu_{L_c,tur}$) e combiná-los para encontrar um Nusselt médio (\overline{Nu}_{L_c}).

$$Nu_{L_c,lam} = \frac{2}{\ln \left(1 + \frac{2}{C_{lam} Ra_{L_c}^{0,25}} \right)} \quad (15)$$

na qual, C_{lam} é um coeficiente para correlação de convecção natural para regime laminar dado por:

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (16)$$

onde, por sua vez, Pr é o número de Prandtl e é calculado por:

$$Pr_{ar} = \frac{\nu_{ar}}{\alpha_{ar}} = \frac{c_{p,ar}\mu_{ar}}{k_{ar}} \quad (17)$$

Ademais, tem-se:

$$Nu_{L_c,tur} = \frac{C_{tur} Ra_{L_c}^{1/3}}{1 + 1,4 \cdot 10^9 \frac{Pr}{Ra_{L_c}}} \quad (18)$$

em que, C_{tur} é um coeficiente para correlação de convecção natural para regime turbulento expresso por:

$$C_{tur} = \frac{0,13Pr^{0,22}}{(1 + 0,61Pr^{0,81})^{0,42}} \quad (19)$$

É possível combinar os dois números de Nusselt através da seguinte correlação empírica:

$$\overline{Nu_{L_c,sc}} = \left(Nu_{L_c,lam}^6 + Nu_{L_c,tur}^6 \right)^{1/6} \quad (20)$$

onde $\overline{Nu_{L_c,sc}}$ é o número médio de Nusselt desprezando-se a curvatura. As equações de (15) a (20) são válidas para $0,1 < Ra_{L_c} < 10^{12}$.

Tubos foram utilizados nos elementos principais do termossifão em circuito neste projeto. Quanto menores os seus diâmetros em relação aos comprimentos, mais a curvatura da superfície afeta o número de Nusselt. Desta forma, é necessário introduzir um parâmetro de curvatura ζ calculado por:

$$\zeta = \frac{1,8L_c}{\overline{Nu_{L_c,sc}} D_{e_c}} \quad (21)$$

para, então, obter o valor de Nusselt para um cilindro vertical:

$$\overline{Nu_{L_c}} = \overline{Nu_{L_c,sc}} \frac{\zeta}{\ln(1 + \zeta)} = \frac{h_{CN} L_c}{k_{ar}} \quad (22)$$

e, por fim, encontrar o coeficiente de transferência de calor por convecção natural h_{CN} , bem como calcular o valor de R_9 pelas equações (8) e (9):

$$h_{CN} = \overline{Nu_{L_c}} \frac{k_{ar}}{L_c} \quad (23)$$

Já para os experimentos com água, o h_{eq} é basicamente o da convecção forçada de uma serpentina, ou seja:

$$h_{eq} = h_{CF} = \frac{Nu_{ser} k_{l_{CF}}}{D_{i_{ser}}} \quad (24)$$

em que h_{CF} é o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada, Nu_{ser} é o número de Nusselt, $k_{l_{CF}}$ é o condutividade do fluido e $D_{i_{ser}}$ é o diâmetro interno do tubo, todos referentes à serpentina. O número de Nusselt é dado por (BERGMAN; LAVINE; INCROPERA, 2019, p. 328):

$$Nu_{ser} = \left[\left(3,66 + \frac{4,343}{a} \right)^3 + 1,158 \left(\frac{Re_{ser} (D_{i_{ser}}/D_{e_{ser}})^{1/2}}{b} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{s,ser}} \right)^{0,14} \quad (25)$$

na qual $D_{e_{ser}}$ é o diâmetro externo da espiral, Re_{ser} é o número de Reynolds, $\mu_{s,ser}$ é a viscosidade dinâmica do fluido na parede, μ é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura média, todos esses parâmetros são relacionados à serpentina. Além disso, a e b são dados por:

$$a = \left(1 + \frac{927(D_{e_{ser}}/D_{i_{ser}})}{Re_{ser}^2 Pr_{ser}} \right) \quad (26)$$

$$b = \left(1 + \frac{0,477}{Pr_{ser}} \right) \quad (27)$$

em que Pr_{ser} é o número de Prandtl para o fluido na serpentina.

3.1.2 Resistências de condução na parede

As resistências 2 (R_2) e 8 (R_8) representam as resistências térmicas por condução da parede do tubo (de aço Inox 316L no presente caso) no evaporador e no condensador, respectivamente, sendo dependentes dos diâmetros externo ($D_{e_{ev}}$ ou D_{e_c}) e interno ($D_{i_{ev}}$ ou D_{i_c}), do comprimento (L_{ev} ou L_c) e da condutividade térmica do material da parede (k_s):

$$R_2 = \frac{\ln(D_{e_{ev}}/D_{i_{ev}})}{2\pi L_{ev} k_s} \quad (28)$$

$$R_8 = \frac{\ln(D_{e_c}/D_{i_c})}{2\pi L_c k_s} \quad (29)$$

3.1.3 Resistências devidas à ebulição e à condensação do fluido

As resistências 3 (R_3) e 7 (R_7) representam as resistências térmicas referentes à ebulição dentro do evaporador e à condensação dentro do condensador, respectivamente. São dependentes do diâmetro interno ($D_{i_{ev}}$ ou D_{i_c}), do comprimento (L_{ev} ou L_c) e do coeficiente de transferência de calor associado à ebulição (h_{ev}) ou à condensação (h_c), sendo dadas por:

$$R_3 = \frac{1}{h_{ev} \pi D_{i_{ev}} L_{ev}} \quad (30)$$

$$R_7 = \frac{1}{h_c \pi D_{i_c} L_c} \quad (31)$$

Os coeficientes h_{ev} e h_c foram obtidos pelas correlações encontradas na literatura e resumidos nos Quadros 1 e 2 respectivamente.

Quadro 1 – Coeficientes de transferência de calor associados à ebulição (h_{ev})

Referência	Superfície (fluido)	Equação
Subbotin <i>et al.</i> (1968)	Placa plana horizontal (sódio, potássio e césio)	$\begin{cases} h_{ev} = 8 \left(\frac{k_l h_{lw} \rho_l}{\sigma_s T_v^2} \right)^{1/3} \left(\frac{P_v}{P_{cr}} \right)^{0,45} q''_{ev}{}^{2/3}, & \text{para } \frac{P_v}{P_{cr}} \leq 0,001 \\ h_{ev} = \left(\frac{k_l h_{lw} \rho_l}{\sigma_s T_v^2} \right)^{1/3} \left(\frac{P_v}{P_{cr}} \right)^{0,15} q''_{ev}{}^{2/3}, & \text{para } \frac{P_v}{P_{cr}} > 0,001 \end{cases}$
Subbotin, Sorokin e Kudryavtsev (1970)	Placa plana horizontal (sódio)	$\begin{cases} h_{ev} = 8,5 \left(\frac{k_l h_{lw} \rho_l}{\sigma_s T_v^2} \right)^{1/3} \left(\frac{P_v}{P_{cr}} \right)^{0,4} q''_{ev}{}^{2/3}, & \text{para } \frac{P_v}{P_{cr}} \leq 0,3 \\ h_{ev} = 6 \left(\frac{k_l h_{lw} \rho_l}{\sigma_s T_v^2} \right)^{1/3} \left(\frac{P_v}{P_{cr}} \right)^{0,1} q''_{ev}{}^{2/3}, & \text{para } \frac{P_v}{P_{cr}} > 0,3 \end{cases}$
Shiraishi, Kikuchi e Yamaniishi (1982)	Termossifão (água, etanol e freon 113)	$h_{ev} = 0,32 \left(\frac{k_l^{0,3} \rho_l^{0,65} c_{pl}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lw}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{0,23} q''_{ev}{}^{0,4}$
Farsi <i>et al.</i> (2003)	Termossifão (n-pentano)	$h_{ev} = 0,263 \left(\frac{k_l^{0,3} \rho_l^{0,65} c_{pl}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lw}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{0,23} q''_{ev}{}^{0,4}$
Shevchuk, Filalko e Maletskaya (1999)	Termossifão (potássio e sódio)	$h_{ev} = 3,15 q''_{ev}{}^{2/3}$
Shah (1992)	Termossifão (sódio, potássio, mercúrio e césio)	$\begin{cases} h_{ev} = 13,7 \left(\frac{P_v}{P_{cr}} \right)^{0,22} q''_{ev}{}^{2/3}, & \text{para } \frac{P_v}{P_{cr}} \leq 0,001 \\ h_{ev} = 6,9 \left(\frac{P_v}{P_{cr}} \right)^{0,12} q''_{ev}{}^{2/3}, & \text{para } \frac{P_v}{P_{cr}} > 0,001 \end{cases}$
Groll e Rösler (1992)	Placa plana horizontal (fluidos gerais)	$h_{ev} = \left(\frac{k_l^{0,3} \rho_l^{0,65} c_{pl}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lw}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{0,23} q''_{ev}{}^{0,4}, \text{ para } F = 1$
Cisterna <i>et al.</i> (2020a)	Termossifão (sódio)	$h_{ev} = 0,263 \left(\frac{k_l^{0,3} \rho_l^{0,65} c_{pl}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lw}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_0} \right) q''_{ev}{}^{0,4}$

Fonte: Cisterna *et al.* (2020a)

Quadro 2 – Coeficientes de transferência de calor associados à condensação (h_c)

Referência	Superfície	Fluido	Equação
Nusselt (1916)	Placa plana	Fluidos não metálicos	$h_c = 0,943 \left(\frac{k_l^3 \rho_l^2 g h'_{lw}}{\mu_l L_c} \right)^{1/3} q_c''^{-1/3}$ $h'_{lw} = h_{lw} + 0,68 c_{pl} (T_v - T_c)$
Groll e Rösler (1992)	Termossifão	Geral	$h_c = 0,63 \left(\frac{k_l^3 \rho_l^2 g h'_{lw}}{\mu_l L_c} \right)^{1/3} q_c''^{-1/3}$

Continua na próxima página

Quadro 2 – (continuação) – Coeficientes de transferência de calor associados à condensação

Referência	Superfície	Fluido	Equação
Chen (1961)	Placa plana	Fluidos com $Ja < 2$ e $\frac{Pr_l}{Ja} > 0,05$	$h_c = 0,943\varphi_{chen} \left(\frac{k_l^3 \rho_l^2 g h'_{lw}}{\mu_l L_c} \right)^{1/3} q_c''^{-1/3}$ $\varphi_{chen} = \left(\frac{1 + 0,68Ja + (0,02Ja^2/Pr_l)}{1 + (0,85Ja/Pr_l) - (0,15Ja^2/Pr_l)} \right)^{1/4}$ $Ja = \frac{\rho_l c_{pl}(T_v - T_c)}{\rho_v h_{lw}} \quad Pr_l = \frac{\mu_l c_{pl}}{k_l}$
Kaminaga <i>et al.</i> (1997)	Termossifão	Geral	$h_c = 25 \frac{k_l}{D_i} Pr_l^{0,4} Re^{0,25} \quad Re = \frac{4q}{\pi D_i \mu_l h_{lw}}$
Cisterna <i>et al.</i> (2020a)	Termossifão	Sódio	$h_c = 2 \frac{k_l}{D_i} Re^2 Pr_l^{0,4} \left(\frac{Pr_l}{Ja^*} \right)^{0,5}$ $Ja^* = \frac{\rho_l c_{pl} T_{cr}}{\rho_v h_{lw}}$

Fonte: Cisterna *et al.* (2020a)

Nos Quadros 1 e 2, ρ_l é a densidade, k_l é a condutividade térmica, c_{pl} é o calor específico a pressão constante, μ_l é a viscosidade dinâmica, Pr_l é o número de Prandtl, todas essas propriedades referentes ao líquido; ρ_v é a densidade do vapor; P_v é a pressão de saturação ou pressão de vapor; P_0 é a pressão atmosférica; P_{cr} é a pressão crítica; T_{cr} , T_v e T_c são a temperatura crítica, a de vapor e a do condensador, respectivamente; g é a gravidade; h_{lw} é o calor latente de vaporização; h'_{lw} é o calor latente de vaporização modificado; Re é o número de Reynolds; σ_s é a tensão superficial; Ja é o número de Jacob; Ja^* é o número de Jacob modificado; D_i é o diâmetro interno; L_c é o comprimento do condensador; e q''_{ev} e q''_c são os fluxos de calor fornecidos aos evaporadores e rejeitados pelos condensadores, respectivamente.

3.1.4 Resistências devidas à interface líquido-vapor

As resistências 4 (R_4) e 6 (R_6) são resistências térmicas correspondentes à interface líquido-vapor e, segundo Brost (1996 *apud* MANTELLI, 2012, p. 131) podem ser desprezadas por serem muito menores do que as demais. São dadas por:

$$R_4 = \frac{R_v T_s^2 (2\pi R_v T_v)^{1/2}}{h_{lw}^2 P_v A_{ev}} \quad (32)$$

$$R_6 = \frac{R_v T_s^2 (2\pi R_v T_v)^{1/2}}{h_{lw}^2 P_v A_c} \quad (33)$$

em que R_v é a constante de gás do vapor, T_s é a temperatura na interface líquido-vapor, T_v é a temperatura de saturação ou de vapor e A_{ev} e A_c são as áreas superficiais do evaporador e do condensador respectivamente. Neste trabalho, $T_s = T_v$.

3.1.5 Resistência devida à perda de pressão durante o escoamento do vapor

A resistência 5 (R_5) é relativa à variação de pressão no escoamento devida à queda da temperatura de saturação entre o evaporador e o condensador. É comumente desprezada em termossifões, no entanto aqui será considerada pois, por se tratar do projeto de um termossifão em circuito, poderá ser relevante:

$$R_5 = \frac{T_v(\Delta P_v)}{h_{lv}\rho_v q_{ev}} \quad (34)$$

onde ΔP_v é a queda de pressão total na linha de vapor, dada pela soma de todas as perdas, , como pode ser observado na Figura 6:

$$\Delta P_v = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_{4,5} + \Delta P_{6,7} \quad (35)$$

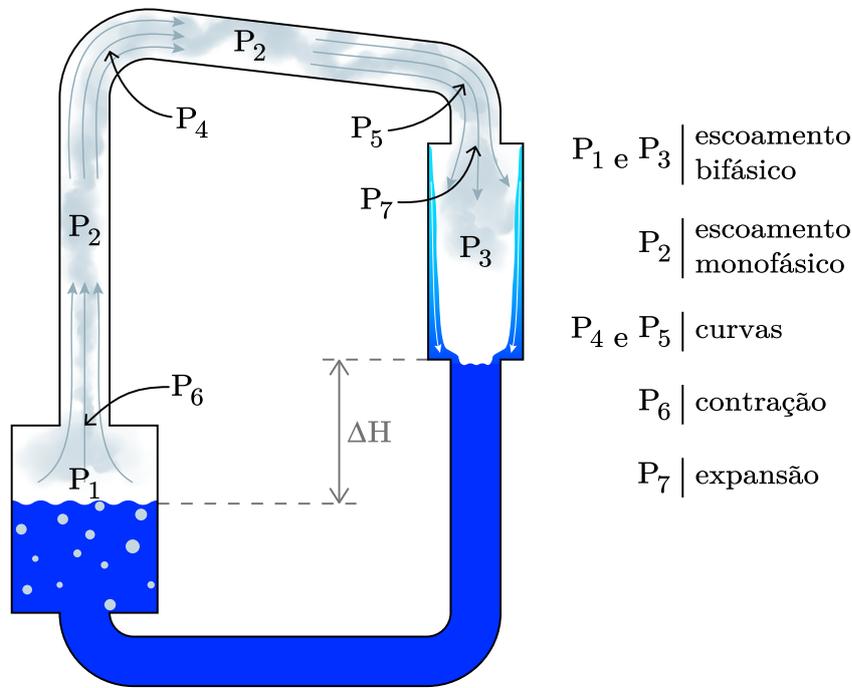


Figura 6 – Perdas de pressão na linha de vapor

Na equação (35), ΔP_1 e ΔP_3 são associadas ao escoamento bifásico no evaporador e no condensador respectivamente. Segundo Collier e Thome (1994, p. 43–45) e Milanez e Mantelli (2010), essas podem ser calculadas através do modelo homogêneo que considera as duas fases como se fossem apenas uma, com propriedades médias, dado por:

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{\frac{2f_{TP}G^2}{\rho_l D_i} \left[1 + x \left(\frac{v_{lv}}{v_l} \right) \right] + G^2 v_{lv} \left(\frac{dx}{dz} \right) + \frac{g \text{ sen } \theta}{v_l + v_{lv} x}}{\left(1 + G^2 x \frac{dv_v}{dP} \right)} \quad (36)$$

na qual o título (x) é calculado pela razão entre as vazões mássicas de vapor (\dot{m}_v) e total (\dot{m}):

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}}; \quad (37)$$

a velocidade mássica (G) é obtida pela razão entre a vazão mássica total (\dot{m}) e a área transversal (A_{tv}) ou pelo produto da densidade (ρ) e a velocidade do fluxo (u):

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{tv}} = \rho u ; \quad (38)$$

z é a direção axial; v_l é o volume específico do líquido; v_{lv} é o volume específico da mistura líquido-vapor, dado pela diferença dos volumes específicos do líquido saturado e do vapor saturado; θ é o ângulo de inclinação do tubo e f_{TP} é o fator de atrito de Fanning, podendo ser obtido pela equação de Blasius:

$$f_{TP} = 0,079 \left(\frac{GD_i}{\bar{\mu}} \right)^{-1/4} \quad (39)$$

O fator de atrito de Fanning foi desenvolvido considerando uma viscosidade média de uma mistura bifásica ($\bar{\mu}$). A forma de relacioná-la com o título foi escolhida como o modelo proposto por McAdams (WALLIS, 1969, p. 27), que satisfaz as condições de que $\bar{\mu} = \mu_l$ para $x = 0$ e $\bar{\mu} = \mu_v$ para $x = 1$:

$$\bar{\mu} = \left(\frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \right)^{-1} \quad (40)$$

na qual μ_v e μ_l são as viscosidades dinâmicas do vapor e do líquido respectivamente.

O denominador da equação (36) é aproximadamente um, já que o segundo termo está relacionado com a compressibilidade do vapor e normalmente é desprezado.

Para o evaporador, como a razão de enchimento foi de 100% ($F = 1$), a perda de pressão devida ao escoamento bifásico será desconsiderada, ou seja:

$$\Delta P_1 = 0 \quad (41)$$

Já para o condensador, a hipótese admitida foi a de que, em sua entrada, havia apenas vapor ($x = 1$) e em sua saída, apenas líquido ($x = 0$), sendo a taxa de mudança de fase linear ao longo do comprimento, isto é:

$$x = 1 - \frac{z}{L_c} \quad (42)$$

A perda de pressão no condensador ΔP_3 é calculada pela integração de (36):

$$\Delta P_3 = \int_0^{L_c} \frac{dP}{dz} dz \quad (43)$$

As equações (42) e (43) acima foram resolvidas numericamente, dividindo-se o comprimento total do condensador em 1000 partes. A queda de pressão ΔP_3 calculada é apresentada na Tabela 4, que reúne os valores de perdas de pressão, apresentada mais à frente neste mesmo capítulo.

Já o cálculo da perda de pressão na linha de vapor ΔP_2 é obtido considerando essa seção como bem isolada e sem condensação, ou seja, com escoamento monofásico:

$$\Delta P_2 = \frac{fL\rho u^2}{2D_h} \quad (44)$$

onde f é o fator de atrito de Darcy, L é o comprimento total da linha de vapor do circuito, incluindo as curvas; u é a velocidade do fluxo e D_h é o diâmetro hidráulico, sendo este último definido como:

$$D_h = \frac{4A_{tw}}{p} \quad (45)$$

em que p é o perímetro molhado. Expandindo a equação (45), encontra-se que o diâmetro hidráulico é o próprio diâmetro D do tubo.

$$D_h = 4 \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\pi D} = D \quad (46)$$

A velocidade do escoamento (u) pode ser obtida pela equação da continuidade:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D^2} \quad (47)$$

Já a vazão mássica (\dot{m}) pode ser obtida pela seguinte razão:

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{lv}} \quad (48)$$

O número de Reynolds (Re) é calculado por:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (49)$$

Substituindo as equações (46), (47) e (48) em (49) e em (44), tem-se:

$$Re = \frac{4q}{h_{lv}\mu\pi D} \quad (50)$$

$$\Delta P_2 = \frac{fL\rho}{2D} \left(\frac{4q}{h_{lv}\rho\pi D^2} \right)^2 \quad (51)$$

Manipulando a equação (51), é possível obtê-la em função de Re :

$$\Delta P_2 = \frac{fL\rho}{2D} \left(\frac{4q}{h_{lv}\pi D\mu\rho D} \right)^2 = \frac{fL\rho}{2D} Re^2 \left(\frac{\mu}{\rho D} \right)^2 = \frac{fL\mu^2}{2D^3\rho} Re^2 \quad (52)$$

O fator de atrito de Darcy (f) é dependente de Re e é dado por:

$$f = \begin{cases} \frac{64}{Re}, & \text{para } Re < 2300 \text{ (regime laminar)} \\ \frac{0,316}{Re^{0,25}}, & \text{para } Re > 2300 \text{ (regime turbulento)} \end{cases} \quad (53)$$

$$\quad (54)$$

Para o regime laminar, ao substituir as equações (50) e (53) em (52), tem-se:

$$\Delta P_2 = \frac{128L\mu q}{h_{lv}\rho\pi D^4} \quad (55)$$

É interessante observar que a densidade (ρ) está no denominador e, uma vez que a densidade do líquido é muito maior do que a do vapor, a ordem de magnitude da queda de pressão causada pelo vapor é muito maior do que a do líquido.

As perdas de pressão ΔP_4 e ΔP_5 são relativas às curvas da linha de vapor e da linha de líquido respectivamente, e ΔP_6 e ΔP_7 são devidas às variações repentinas nas áreas ao longo do escoamento, todas podendo ser obtidas por:

$$\Delta P_{4,5,6,7} = \rho g h_L \quad (56)$$

sendo h_L a perda de carga dada por:

$$h_L = K_L \frac{u^2}{2g} \quad (57)$$

na qual K_L é o coeficiente de perda.

Portanto, substituindo a equação (56) em (57), a perda de pressão é calculada por:

$$\Delta P_{4,5,6,7} = \frac{\rho K_L}{2} u^2 \quad (58)$$

Utilizando o valor da velocidade média obtido na equação (47), tem-se:

$$\Delta P_{4,5,6,7} = \frac{\rho K_L}{2} \left(\frac{4\dot{m}}{\rho\pi D^2} \right)^2 \quad (59)$$

Substituindo o valor da vazão mássica obtido na equação (48) e manipulando-se para que surja o número de Reynolds, tem-se:

$$\Delta P_{4,5,6,7} = \frac{\rho K_L}{2} \left(\frac{4q}{h_{lv}\pi D\mu} \frac{\mu}{\rho D} \right)^2 = \frac{\rho K_L}{2} Re^2 \left(\frac{\mu}{\rho D} \right)^2 = \frac{\mu^2 K_L}{2\rho D^2} Re^2 \quad (60)$$

A partir da equação (60) é possível obter as perdas de pressão de forma individual, com diferentes valores do coeficiente de perda de carga (K_L) para cada situação (ÇENGEL; CIMBALA, 2014). Considerou-se curvas suaves de 90° e flangeadas, de forma que $K_L = 0,3$.

Já para a contração repentina que ocorre no evaporador, o valor de K_L foi obtido através da Figura 7.

A curva da Figura 7 foi ajustada, resultando no seguinte polinômio de terceira ordem:

$$K_L = 0,5346 \left(\frac{d^2}{D^2} \right)^3 - 0,7221 \left(\frac{d^2}{D^2} \right)^2 - 0,3205 \left(\frac{d^2}{D^2} \right) + 0,5164 \quad (61)$$

Por fim, para o cálculo da expansão repentina que ocorre no condensador, K_L é dado pela seguinte equação:

$$K_L = \alpha \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2, \text{ onde } \begin{cases} \alpha = 2 & \text{se laminar completamente desenvolvido} \\ \alpha = 1,05 & \text{se turbulento} \end{cases} \quad (62)$$

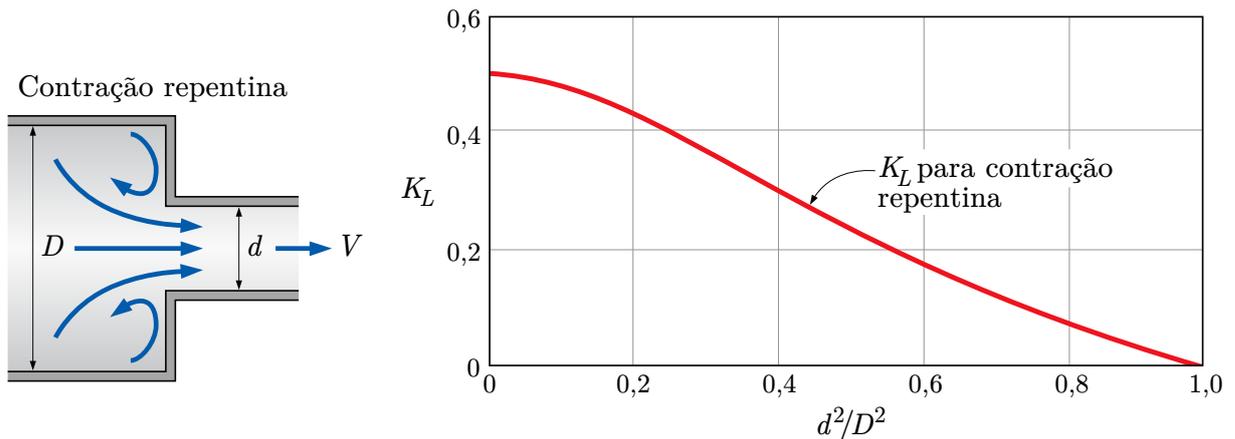


Figura 7 – Esquema de contração repentina e gráfico de seu coeficiente

Fonte: Adaptada de Çengel e Cimbala (2014)

O cálculo da perda de pressão total devida ao fluxo de vapor (ΔP_v), além de servir para a obtenção de R_5 , é utilizado, juntamente com a perda de pressão causada pelo escoamento do líquido na linha de líquido (ΔP_{ll}), para determinar uma carga hidráulica (H). Essa carga, essencial para o correto funcionamento do termossifão em circuito, é dada pela diferença da distância vertical entre a superfície da piscina de líquido do evaporador e o fundo do condensador. Ela é necessária pois, durante a operação, ΔP_v gera uma diferença de pressão que provoca um desnível entre os níveis do fluido no evaporador e na linha de líquido e, caso este seja muito grande, o condensado pode inundar parte do condensador. Essa inundação, por sua vez, provocaria um aumento na resistência térmica do sistema e comprometeria a eficiência do dispositivo, porque apenas a porção do condensador que é preenchida por vapor é efetiva para a transferência de calor (MILANEZ; MANTELLI, 2010).

É possível determinar essa carga hidráulica H a partir da queda de pressão total do fluxo do fluido de trabalho, pela seguinte expressão:

$$H = \frac{\Delta P_v + \Delta P_{ll}}{(\rho_l - \rho_v)g} \quad (63)$$

na qual ΔP_{ll} é obtida de forma muito semelhante a ΔP_v , apenas adaptando as propriedades previamente utilizadas como as do vapor para as do líquido.

3.1.6 Resistências devidas à condução axial através das paredes

A resistência 10 (R_{10}) corresponde à resistência térmica devida à condução axial do evaporador até o condensador e ocorre através das paredes dos tubos. Em seu cálculo, foram consideradas os quatro componentes do termossifão em circuito por onde o calor escoou: evaporador, seção adiabática, linha de vapor e condensador. Portanto, R_{10} total será a soma dessas resistências individuais.

$$R_{10} = R_{10,ev} + R_{10,a} + R_{10,lw} + R_{10,c} \quad (64)$$

A vazão mássica de vapor, que aumenta linearmente dentro do evaporador, diminui linearmente no condensador, sendo constante na seção adiabática. Essa hipótese pode ser adotada caso o calor seja uniformemente inserido e removido nas seções do evaporador e do condensador respectivamente, pois as taxas de produção e absorção de vapor podem ser consideradas constantes (MANTELLI, 2021, p. 50). Portanto, aqui se torna importante a definição do comprimento efetivo (L_{ef}), que é o comprimento médio, percorrido pelo calor, do evaporador ao condensador. Em virtude desse aumento e dessa redução lineares da vazão mássica de vapor, a metade das dimensões do evaporador e do condensador foram utilizadas no cálculo do comprimento efetivo. Já para a seção adiabática e linha de vapor, por não haver geração de vapor, os comprimentos totais foram considerados.

$$L_{ef} = \frac{L_{ev}}{2} + L_a + L_{lv} + \frac{L_c}{2} \quad (65)$$

Portanto, o cálculo de R_{10} , considerando o comprimento efetivo (L_{ef}), é obtido por:

$$R_{10} = \frac{L_{ev}}{2A_{tv,ev}k_s} + \frac{L_a}{A_{tv,a}k_s} + \frac{L_{lv}}{A_{tv,lw}k_s} + \frac{L_c}{2A_{tv,c}k_s} \quad (66)$$

De forma geral, a resistência de condução axial R_{10} é muito maior do que as outras resistências do circuito equivalente (somadas, já que em série) e, como está em paralelo, pode ser desprezada. Segundo Brost (1996 *apud* MANTELLI, 2012, p. 131), o seguinte critério define se R_{10} deve ser rejeitado por contribuir com um valor muito pequeno para a performance do termosifão:

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20 \quad (67)$$

3.1.7 Resistência total

Finalmente, com todas as resistências calculadas, é possível obter a resistência total pelas expressões:

$$R_t = R_1 + R_{ef} + R_9 \quad (68)$$

$$R_t = R_1 + \left[(R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1} \right]^{-1} + R_9 \quad (69)$$

3.2 PERDA DE CALOR NO ISOLAMENTO

A perda de calor pelo isolamento térmico também é importante e deve ser contabilizada. Seu cálculo é realizado, novamente, através do modelo de resistências térmicas, no qual se espera que exista perda de calor por condução através do isolamento ($R_{1_{iso}}$) e por convecção na superfície externa do isolamento ($R_{2_{iso}}$).

Para o cálculo da perda de calor por condução, usa-se a expressão:

$$R_{1_{iso}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{e,iso}}{D_{i,iso}}\right)}{2\pi k_{iso} L_{iso}} \quad (70)$$

na qual $D_{e,iso}$ e $D_{i,iso}$ são os diâmetros externo e interno respectivamente, L_{iso} é o comprimento total e k_{iso} é a condutividade térmica, todos referentes ao isolamento. Para a lã de vidro, material utilizado no isolante, k_{iso} é de $0,038 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (BERGMAN; LAVINE; INCROPERA, 2019). A espessura (Sp) relativa à cada volta da lã utilizada era aproximadamente de uma polegada ou $0,0254 \text{ m}$, $D_{i,iso}$ é igual ao diâmetro externo do tubo sobre o qual o isolamento foi instalado, valendo a seguinte relação com $D_{e,iso}$:

$$D_{e,iso} - D_{i,iso} = 2nSp \quad (71)$$

em que n é o número de voltas de isolamento.

Para o cálculo da perda de calor por convecção, tem-se:

$$R_{2_{iso}} = \frac{1}{h_{CN}\pi D_{e,iso}L_{iso}} \quad (72)$$

na qual h_{CN} é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural do ambiente, que pode ser obtido pelas mesmas equações reportadas no cálculo de R_g , na Seção 3.1.1, adaptando-as para o material utilizado. Portanto, a resistência total do isolamento é dada por:

$$R_{t_{iso}} = R_{1_{iso}} + R_{2_{iso}} \quad (73)$$

A diferença de temperatura no isolamento é obtida por:

$$\Delta T_{iso} = T_s - T_0 \quad (74)$$

onde T_0 é a temperatura ambiente, admitida como 23°C . Portanto, o calor perdido pode ser encontrado pela seguinte equação:

$$q_{perdido} = \frac{\Delta T_{iso}}{R_{t_{iso}}} \quad (75)$$

Foi adotado o isolamento com $D_{i,iso} = 0,051 \text{ m}$ para a água, ou seja, com aproximadamente uma volta, e $D_{i,iso} = 0,150 \text{ m}$ para o sódio, ou seja, com aproximadamente três voltas. Nos testes com água, todo o termossifão foi isolado, incluindo o reservatório de gás não condensável (GNC) e o umbilical. Já nos testes com sódio, apenas o condensador ficou sem isolamento.

3.3 CONFIGURAÇÕES DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO TESTADOS

Após o desenvolvimento de todos os cálculos relativos ao projeto, foi possível obter as configurações finais dos dois termossifões em circuito, ou *loop thermosyphons*. A Figura 8 exibe um desenho esquemático destes dispositivos, com o reservatório de GNC (é importante destacar que esse elemento não estava incluso nos testes iniciais). A configuração da esquerda é a versão mais convencionalmente encontrada de um termossifão em circuito, que deve operar bem com fluidos mais comuns como a água. Já a da direita

tem sua geometria modificada, principalmente na linha de líquido, que fica submersa na poça de líquido do evaporador, com o objetivo de evitar uma possível solidificação do sódio, já que com termossifões de grandes comprimentos existe esse risco. A Tabela 2 relaciona as dimensões de cada elemento dos termossifões. Em ambos os circuitos foram utilizados os fluido de trabalho água e sódio.

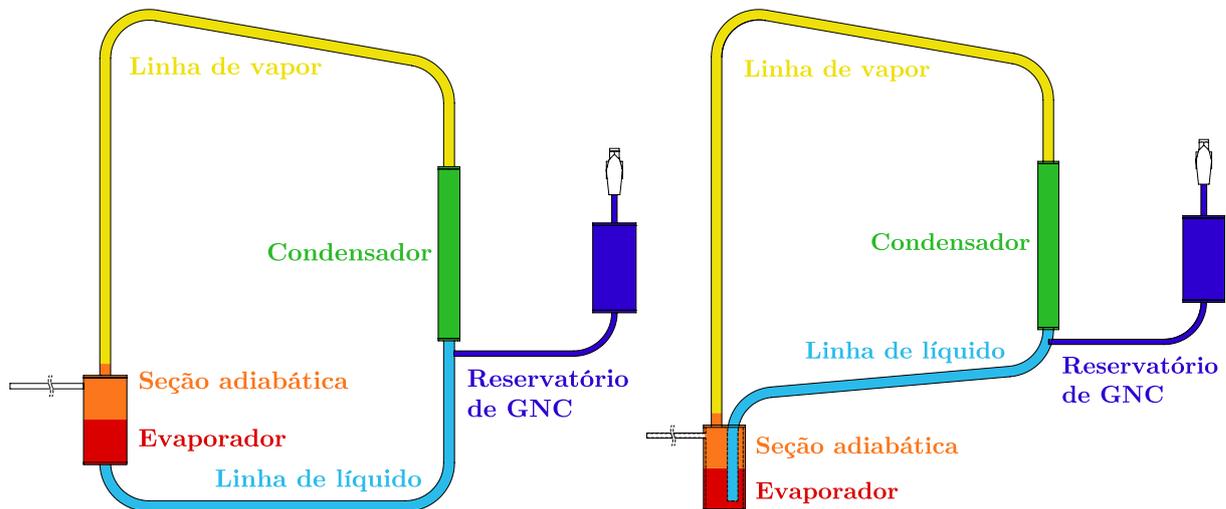


Figura 8 – Termossifões em circuito estudados, circuito 1 à esquerda e circuito 2 à direita

Tabela 2 – Dimensões de cada seção dos termossifões em circuito

Elemento	Circuito	Quant.	Peça	Diâmetro ext. (D_e) [mm]	Espessura (S_p) [mm]	Comprimento (L) [mm]	Diâmetro int. (D_i) [mm]
Evaporador	1 e 2	1	tubo	50,8	2,75	50	45,3
		1	tampa	50,8	3,00	–	12,7
Seção adiabática	1 e 2	1	tubo	50,8	2,75	50	45,3
		1	tampa	50,8	3,00	–	12,7
Condensador	1 e 2	1	tubo	25,4	2,75	200	19,9
		2	tampa	25,4	3,00	–	12,7
Linha de vapor	1	1	tubo	12,7	2,30	925	8,10
	2	1	tubo	12,7	2,30	1000	8,10
Linha de líquido	1	1	tubo	12,7	2,30	625	8,10
	2	1	tubo	12,7	2,30	571	8,10
Umbilical	1 e 2	1	tubo	6,35	0,85	250	4,65
		1	tubo	50,8	2,75	100	45,3
Reservatório	1 e 2	1	tubo	6,35	0,85	215	4,65
		2	tampa	50,8	3,00	–	6,35

Nas Tabelas 3 e 4 é possível verificar as resistências térmicas e as perdas de pressão determinadas para esta geometrias e para os fluidos de trabalho utilizados, empregando-se

os modelos descritos neste capítulo. Para estes cálculos, foi utilizado o software MATLAB (2018).

Tabela 3 – Resistências teóricas calculadas

Resistências [(K · m ²)/W]	Água		Sódio	
	circuito 1	circuito 2	circuito 1	circuito 2
R_1	0	0	0	0
$R_2 \cdot 10^{-2}$	1,92	1,92	1,92	1,92
$R_3 \cdot 10^{-2}$	2,76	2,76	1,51	1,51
$R_4 \cdot 10^{-4}$	1,90	1,90	0,98	0,98
$R_5 \cdot 10^{-3}$	4,80	5,09	0,69	0,72
$R_6 \cdot 10^{-4}$	1,13	1,13	0,56	0,56
$R_7 \cdot 10^{-2}$	3,39	3,39	1,28	1,28
$R_8 \cdot 10^{-2}$	1,02	1,02	1,02	1,02
$R_9 \cdot 10^{-1}$	0,09	0,09	7,89	7,89
$R_{10} \cdot 10^2$	7,57	8,03	7,57	8,03
$R_t \cdot 10^{-1}$	1,05	1,05	8,47	8,47
$R_{t_{iso}} \cdot 10^1$	2,27	2,33	2,86	2,94

Nota-se, na Tabela 3, que a maior resistência dentre as relevantes para o cálculo da resistência efetiva é: R_9 , para o fluido sódio, e R_7 , para o fluido água. A resistência R_{10} é também grande, sendo rejeitada por estar em paralelo com as demais resistências (ver equação (67)).

As resistências R_3 e R_7 foram calculadas com os coeficientes de transferência de calor associados à ebulição Shiraishi, Kikuchi e Yamanishi (1982) e à condensação de Kaminaga *et al.* (1997), para a água, e ambos os coeficientes por Cisterna *et al.* (2020a), para o sódio, que são mais adequados para as geometrias e fluidos testados. Note-se que, apesar das pequenas variações nos valores das resistências calculadas dos termossifões em circuito, os valores totais são similares para um mesmo fluido.

Tabela 4 – Perdas de pressão teóricas calculadas

Perdas de Pressão [Pa]	Água		Sódio	
	circuito 1	circuito 2	circuito 1	circuito 2
P_1	0	0	0	0
P_2	177,99	191,99	288,00	311,22
P_3	1,32	1,32	3,00	3,00
P_4	8,56	8,54	19,64	19,64
P_5	8,56	8,54	19,64	19,64
P_6	14,43	14,39	33,09	33,08
P_7	39,73	39,64	91,15	91,12
ΔP_v	250,59	264,42	454,52	477,69
ΔP_{ll}	0,34	0,31	0,38	0,35
H [m]	0,026	0,027	0,062	0,065

Na Tabela 4, observa-se que a perda de pressão na linha de vapor (ΔP_v) é muito maior do que a da linha de líquido (ΔP_{ll}). Além disso, dentre as perdas na linha de vapor, a do escoamento monofásico (P_2) é a que apresenta maior valor, seguida da expansão (P_7), contração (P_6), curvas ($P_{4,5}$) e, por fim, escoamento bifásico (P_3). Nota-se também que a carga hidráulica máxima H foi respeitada com folga nos termossifões em circuito, sendo o valor de 93,75 mm adotado para o primeiro circuito e de 166,71 mm, para o segundo.

3.4 CÁLCULO DA RAZÃO DE ENCHIMENTO

Através das dimensões obtidas no projeto, disponíveis na Tabela 2, calculou-se o volume de fluido necessário para que a razão de enchimento (F) seja de 100% do evaporador. A justificativa da escolha de $F=1$ residiu no fato de que, segundo Cisterna *et al.* (2020a), apesar de termossifões possuírem um desempenho melhor com baixas razões de enchimento nos regimes de operação de aleta e *Geyser Boiling* (GB) inferior, esses regimes não são considerados desejáveis por terem coeficientes de transferência de calor menores que os do regime ideal. Diferentes razões de enchimento foram analisadas no artigo e não produziram diferenças significativas no desempenho do termossifão para o regime ideal, com exceção das baixas razões, caso no qual a secagem ocorreu.

3.4.1 Água - circuito 1

Para o primeiro circuito preenchido com água, calculou-se o volume de líquido necessário para que tanto o evaporador quanto a linha de líquido fossem preenchidos até a altura (H_{ev}) de 50 mm no evaporador, onde o comprimento ocupado da linha de líquido (L_{ll}) seria de 520 mm. Considerando um tubo com diâmetro interno (D_i) de 45,3 mm para o evaporador e outro de 8,1 mm para a linha de líquido, o volume total de fluido do

primeiro termosifão em circuito ($V_{t,1}$) é dado pela soma dos volumes dessas seções:

$$V_{t,1} = V_{ev,1} + V_{ll,1} \quad (76)$$

Ou seja:

$$V_{t,1} = \frac{\pi D_{ev}^2}{4} H_{ev} + \frac{\pi D_{ll}^2}{4} L_{ll} \quad (77)$$

Portanto, o volume total de fluido a ser preenchido foi de:

$$V_{t,1} = 1,074 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ ou } 108 \text{ mL} \quad (78)$$

3.4.2 Água - circuito 2

Para o segundo circuito preenchido com água, devido à geometria, apenas o evaporador precisou ser preenchido. Ainda foi necessário desconsiderar o volume referente ao tubo da linha de líquido submerso no fluido de trabalho ($V_{tb_{ll}}$), com comprimento imerso (L_{im}) de 40 mm e diâmetro externo de 12,7 mm e interno de 8,1 mm:

$$V_{t,2} = V_{ev,2} - V_{tb_{ll}} \quad (79)$$

Ou seja:

$$V_{tb} = \frac{\pi D_{e_{ll}}^2}{4} L_{im} - \frac{\pi D_{i_{ll}}^2}{4} L_{im} \quad (80)$$

Resultando em:

$$V_{t,2} = 7,7580 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ ou } 78 \text{ mL} \quad (81)$$

3.4.3 Sódio

Como o carregamento de sódio ocorre no estado sólido, contabilizar apenas o volume do fluido de trabalho necessário não é suficiente. É preciso determinar também a massa suficiente para preencher o volume estipulado quando o sódio está no estado líquido na condição operacional extrema de 1000 °C, já que a densidade do sódio varia muito com a temperatura, como pode-se observar na Tabela 5.

Dado que a 1000 °C a densidade do sódio líquido é de 713 kg/m³ e como a massa (m) é dada pelo produto entre a densidade (ρ) e o volume (V), tem-se:

$$m_1 = \rho V_{t,1} = 76,56 \text{ g} \quad (82)$$

$$m_2 = \rho V_{t,2} = 55,61 \text{ g} \quad (83)$$

São essas as massas necessárias para suprir a razão de enchimento de 100% do evaporador.

Tabela 5 – Densidade do sódio a diferentes temperaturas

Densidade do sódio metálico		
T [K]	Sólido [kg/m ³]	Líquido [kg/m ³]
293,15	909	942,8
700	821,9	851,6
1000	757,3	780,8
1200	714,2	731,5
1273,15	698,5	713

Fonte: Fink e Leibowitz (1995)

3.5 CÁLCULO DO VOLUME DO RESERVATÓRIO DE GNC

Para o cálculo do volume do reservatório de GNC, no presente caso o argônio, considerou-se um gás ideal, de forma que:

$$\frac{P_{0,GNC}V_{0,GNC}}{T_0} = \frac{P_{v,GNC}V_{fi,GNC}}{T_v} \quad (84)$$

onde $P_{0,GNC}$ é a pressão inicial do argônio, inserido com auxílio de um transdutor de pressão; $V_{0,GNC}$ é o volume total ocupado pelo GNC, que é o volume interno do termossifão, excluído o volume de fluido; $P_{v,GNC}$ é igual à pressão inicial $P_{0,GNC}$ mais a pressão de vapor (P_v) desenvolvida na temperatura de vapor (T_v) e V_{fi} é o volume final ocupado pelo GNC, sendo considerado, nesse caso, o volume do reservatório a ser calculado.

Espera-se que o reservatório resista às pressões do vapor do fluido de trabalho considerando-se a máxima temperatura de operação, para o caso do sódio, de acordo com Cisterna *et al.* (2020a) será de 940 °C. Já a pressão de vapor inicial foi adotada como 0,194 bar. O valor encontrado do volume interno para o reservatório foi de:

$$V_{fi} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (85)$$

Esse foi o valor adotado, já que, para a água, o volume necessário era inferior ao do sódio.

4 APARATO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são descritos os procedimentos empregados na fabricação dos termosifões em circuito, assim como os processos de carregamento dos fluidos de trabalho e do gás não condensável (GNC). Em seguida é descrita a bancada experimental desenvolvida especialmente para este trabalho, apresentando-se também a matriz de testes realizados.

4.1 FABRICAÇÃO DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO

Uma vez projetados os termosifões em circuito, partiu-se para as suas fabricações. As geometrias dos circuitos se diferem principalmente na saída do condensador, ou seja, o circuito à direita na Figura 9 é modificado para prevenir uma possível solidificação do sódio no seu retorno ao evaporador. As dimensões dos componentes de ambos circuitos, com o reservatório de GNC, estão mostrados na Figura 9. Mais detalhes geométricos são apresentados no Apêndice C.

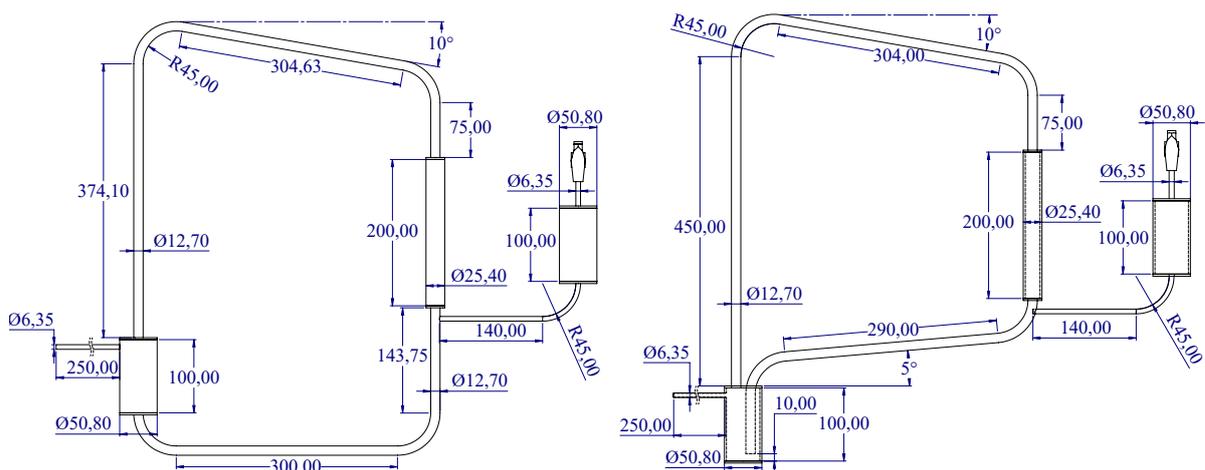


Figura 9 – Dimensões dos termosifões em circuito fabricados

Todos os elementos planos dos circuitos foram cortados por uma máquina de corte por jato d'água; já os tubos, por uma serra de fita. Após os cortes, todas as peças foram limpas manualmente com água e detergente e, em seguida, os tubos de Ø12,7 mm foram dobrados em um curvador manual de tubos tipo calandra, obtendo-se uma curvatura com raio interno de 45 mm, tendo em vista a disponibilidade da polia do curvador para tubos com este diâmetro. Posteriormente, os componentes foram soldados pelo processo TIG.

Após a solda, os termosifões em circuito passavam por dois testes de vazamento. O primeiro verificou vazamentos grosseiros e foi realizado preenchendo-os com ar comprimido e submergindo-os em água para localizar possíveis bolhas que indicariam vazamento. Uma vez aprovado neste teste, vácuo foi realizado nos circuitos por uma bomba de anel líquido até uma pressão aproximada de 6 mbar (Figura 10) para garantir a completa ausência de umidade. Em seguida, um segundo teste de vazamento foi realizado, conectando-se

o termossifão, com auxílio de uma graxa de vácuo, a um detector de vazamento de hélio, modelo ASM 340 da empresa Pfeiffer Vacuum (Figura 10), que atingia a pressão aproximada de $5 \cdot 10^{-5}$ mbar. Nessa última checagem, as juntas soldadas eram testadas através de pequenos disparos localizados com auxílio de uma pistola de hélio. A aprovação era obtida caso o detector não acusasse uma variação significativa na vazão de hélio em seu sistema, isto é, maior que 10^{-9} mbar · l/s.



Figura 10 – *Leak Detector* à esquerda e bomba de anel líquido à direita

Após a aprovação nos testes de vazamento, uma segunda limpeza era realizada através de duas lavagens com acetona e duas com álcool etílico 96 °GL. Ar comprimido era injetado entre as lavagens para auxiliar na saída desses fluidos de limpeza. Por fim, o termossifão era conectado à bomba de anel líquido para realizar vácuo novamente.

4.2 CARREGAMENTO DO FLUIDO DE TRABALHO E DO GNC

Todo carregamento se iniciava com o emprego da bomba de anel líquido, quando o termossifão era simultaneamente aquecido através de um soprador de ar quente para garantir a não existência de resquícios de umidade ou de fluidos de limpeza no interior dos dispositivos. Em seguida, o termossifão era conectado a uma bomba difusora de alto vácuo da marca Expectron Tecnologia Industrial Ltda. (Figura 11), para garantir um vácuo de aproximadamente 10^{-6} mbar. Concluídas essas etapas, prosseguia-se para o carregamento do fluido de trabalho, ou seja, água ou sódio, conforme os procedimentos descritos a seguir.

4.2.1 Carregamento de água

O carregamento dos circuitos com água destilada, esquematizado na Figura 12, foi realizado com auxílio de uma bureta graduada com válvula; uma bomba de palheta rotativa de dois estágios, modelo RV 8 da empresa Edwards; uma pinça Kocher reta de 14 cm, chamada neste trabalho de tesoura de vácuo; e o próprio termossifão, já em vácuo.



Figura 11 – Bomba difusora de alto vácuo

O umbilical do termossifão foi conectado à bureta por uma mangueira de silicone com diâmetro externo de 10 mm e interno de 5 mm. Em seguida, a torneira e a tesoura de vácuo foram abertas, permitindo que a água preenchesse todo o espaço anteriormente ocupado por ar. Induziu-se uma pequena agitação com a própria tesoura de vácuo, garantindo que não existissem bolhas restantes. Posteriormente a bomba de vácuo foi acionada, assegurando que não existia ar tanto dissolvido na água quanto presente na mangueira até a válvula

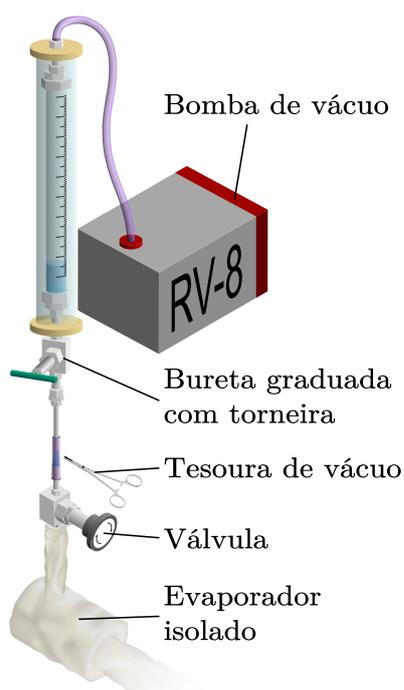


Figura 12 – Esquema do carregamento de água

conectada no umbilical. Com o vácuo garantido, inseriu-se, então, a quantidade de água referente à razão de enchimento no termossifão pela abertura da válvula. É importante destacar que, para assegurar o vácuo, a quantidade de água disponível na bureta sempre foi maior que a necessária.

4.2.2 Carregamento de sódio

O carregamento de sódio foi realizado em um sistema especialmente desenvolvido neste trabalho, com o objetivo de garantir a segurança e a precisão do procedimento. Toda a idealização do projeto foi feita com a equipe do laboratório, considerando a experiência adquirida em pesquisas anteriores, onde dispositivos previamente utilizados foram adaptados e aperfeiçoados. Os desenhos técnicos foram realizados no SOLIDWORKS (2020) e todos os componentes foram fabricados no laboratório. A Figura 13 mostra o desenho (esquerda) e a bancada fabricada (centro e direita).



Figura 13 – Projeto (esquerda) e execução da bancada de carregamento de sódio (centro e direita)

Os dispositivos principais da bancada de carregamento podem ser divididos em quatro categorias: os componentes fundamentais do carregamento do sódio, os responsáveis pelo vácuo e inserção de argônio, os encarregados pelo aquecimento e o sistema de aquisição de dados.

4.2.2.1 Componentes fundamentais

Os componentes fundamentais são apresentados na Figura 14, consistindo do copo do carregador e sua tampa com dois tubos curvados, um para a saída para vácuo e outro para a inserção de argônio. O carregador é fechado através de um flange e um anel *o-ring*

fabricado em teflon, para garantir a vedação. Além disso, no interior do copo, são inseridos dois filtros que possuem o objetivo de reter o hidróxido de sódio (soda cáustica) presente na superfície do sódio durante o carregamento. Em seguida, tem-se a válvula Swagelok SS-43GS8 e o tubo em formato de “Y”, cuja saída inferior é conectada no umbilical do termossifão e cuja saída lateral é responsável por realizar o vácuo.

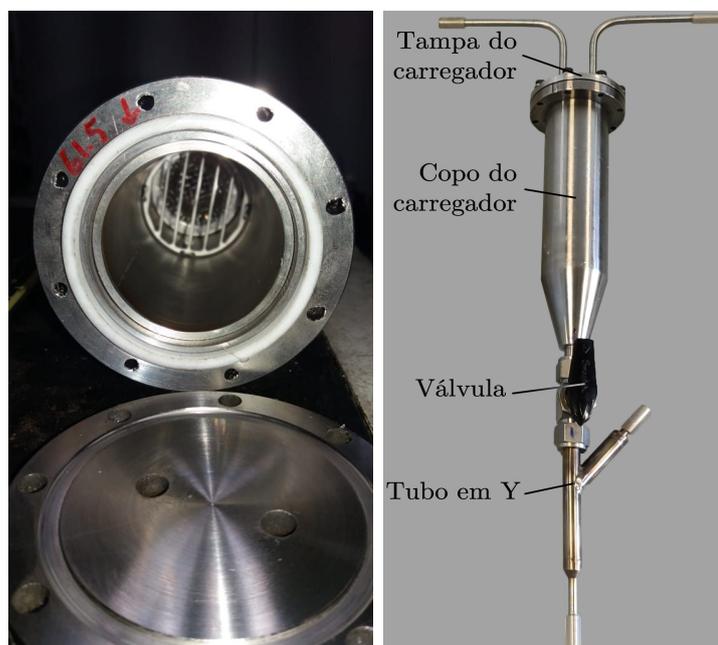


Figura 14 – Copo do carregador e filtros vistos de cima (esquerda) e elementos fundamentais do carregamento (direita)

4.2.2.2 Componentes de vácuo e de inserção de argônio

A Figura 15 mostra um sistema tipo *manifold*, chamado aqui de controlador de argônio, que possui três saídas: uma para conexão com um transdutor de pressão previamente calibrado, modelo PX409-050AV da OMEGA; outra, para conexão com a bomba seca espiral, ou *Scroll*, modelo Edwards nXDS15iC; e a última, em formato de “T”, fornece

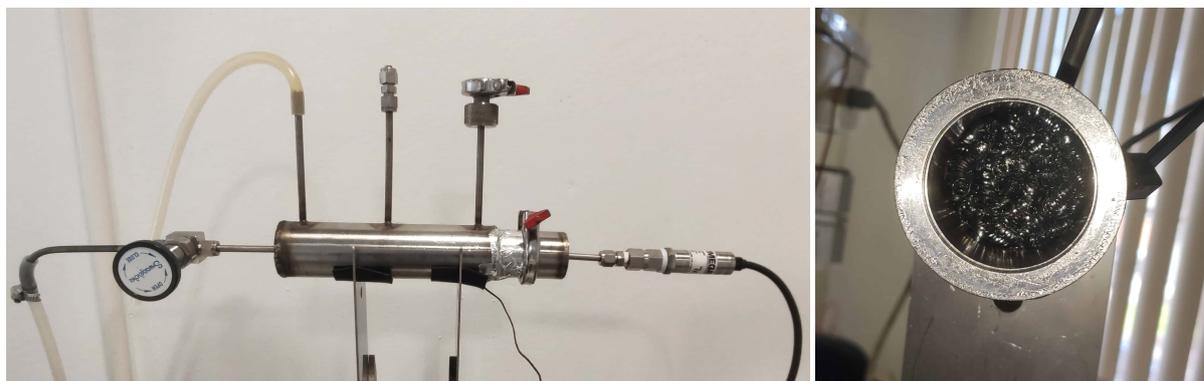


Figura 15 – Controlador de argônio à esquerda e sua esponja de aço interna à direita

outras duas saídas para acoplamento com a tampa do copo do carregador e com o tubo em Y. Desse modo, é possível fazer o vácuo nesses dois últimos componentes independentemente. Internamente, foi inserida uma esponja de aço (ver Figura 15 à direita) para filtrar partículas de sódio que viessem a se soltar durante a realização do vácuo e, assim, proteger o transdutor de pressão e a bomba *Scroll*.

Os componentes usados na inserção de argônio se constituem basicamente de um botijão de argônio comprimido e um regulador de pressão, que, como mostrado na Figura 16, foram conectados diretamente à outra entrada da tampa do carregador. Ajustou-se o regulador de pressão para liberar a pressão à 1 bar, garantindo a segurança e integridade das mangueiras de silicone.



Figura 16 – Botijão de argônio à esquerda e regulador de pressão à direita

As conexões entre os componentes fundamentais com os de vácuo e de inserção de argônio estão esquematizadas na Figura 17. Todas foram feitas com mangueiras de silicone, fixadas com abraçadeiras metálicas.

Adicionar gás não condensável (GNC) no termossifão está dentre as etapas necessárias do carregamento de sódio. Nesse processo, alguns procedimentos são adotados: evacuação de todas as linhas por meio da bomba *Scroll*, seguida de fechamento da conexão com a bomba e inserção de GNC por meio do botijão que contém gás comprimido. No presente projeto, esses passos foram repetidos sempre por três vezes para garantir que não havia nenhum resquício de ar ou de contaminantes.

Note-se que as conexões M1, M2 e M4 são fechadas por tesouras de vácuo. Pode-se observar na Figura 17 que, ao se liberar as conexões, o argônio entra em contato com o transdutor de pressão, sendo assim possível controlar a quantidade de argônio carregado. Além disso, caso se ultrapasse a pressão desejada e para garantir a integridade do transdutor, basta fechar a conexão M4 novamente, liberar M5 de forma a realizar um pequeno vácuo através da bomba *Scroll* e, por fim, abrir M4 outra vez.

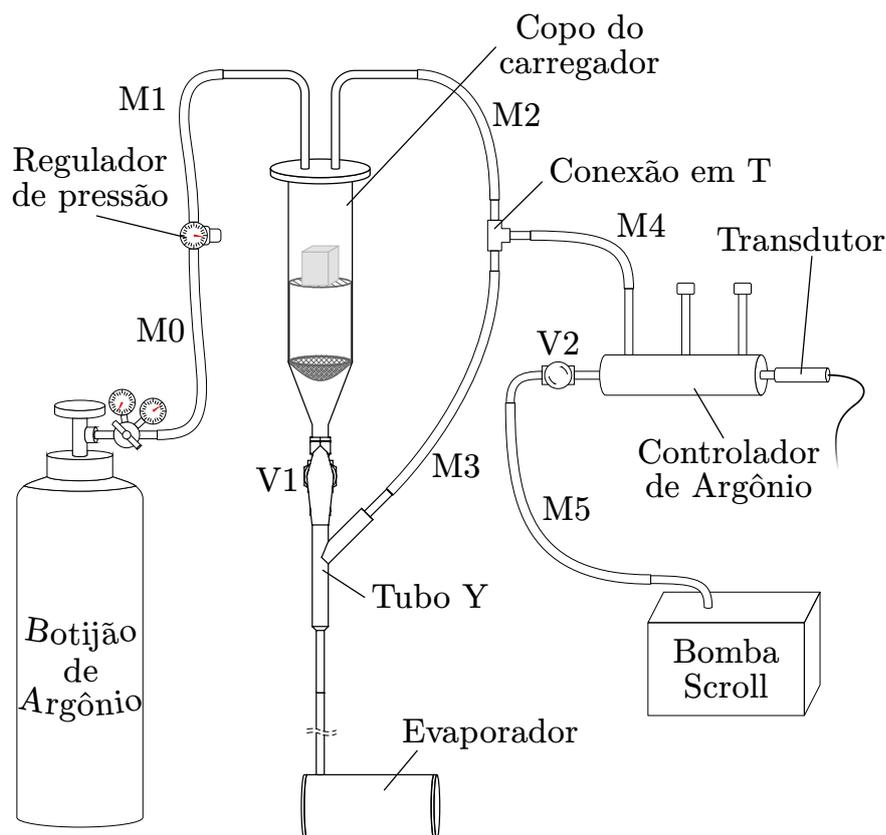


Figura 17 – Diagrama de conexão dos elementos do carregamento de sódio

4.2.2.3 Elementos de aquecimento

O sódio precisa ser carregado em seu estado líquido e por isto precisa ser aquecido até se liquefazer. Assim, para envolver o copo do carregador, foi fabricado um bloco cilíndrico de alumínio com seis resistências elétricas de cartucho internas, de 440 W cada. Pasta térmica OMEGATHERM “201” foi empregada para garantir o contato térmico, diminuindo as perdas. Para aquecer a válvula, o tubo em Y, o umbilical e o evaporador do termosifão, utilizou-se uma resistência de fita OMEGALUX FGH102-100 de 1040 W enrolada em torno desses dispositivos. Todas as resistências foram conectadas a controladores do tipo Proporcional Integral Derivativo (PID), modelo NOVUS N1030 que coletavam as temperaturas locais lidas por Termopares de Controle (TC). As resistências podem ser vistas na Figura 18, e os controladores na Figura 19.

4.2.2.4 Sistema de aquisição de dados

Para o controle do processo de carregamento do sódio, foi utilizado o sistema de aquisição de dados *Datalogger Campbell Scientific* modelo CR1000. Termopares são instalados no copo do carregador antes de envolvê-lo com o bloco de alumínio. Alguns rasgos foram realizados nesse bloco para garantir um encaixe correto dos termopares. Após a fixação do carregador na bancada de carregamento, já com o bloco de alumínio



Figura 18 – Resistências de cartucho (esquerda) e de fita (direita) para aquecimento da bancada de carregamento



Figura 19 – Controladores PID das resistências de cartucho (acima) e de fita (abaixo)

acoplado, é possível instrumentar os os demais elementos. É importante destacar que alguns termopares foram posicionados por cima da mangueira de silicone, uma vez que é necessário controlar a sua temperatura, que não deve ultrapassar 140°C , para não

comprometer a sua integridade. A disposição dos termopares é mostrada no Apêndice B.

4.2.2.5 Execução e limpeza pós-carregamento

Após a limpeza e os testes de vazamento dos componentes fundamentais do carregamento, em processos similares aos realizados nos termossifões bifásicos em circuito, o dispositivo pode ser conectado ao tubo em Y por mangueiras de silicone e abraçadeiras de plástico, sendo necessário que ambos estejam bem alinhados e em contato um com o outro para evitar vazamentos, como mostra a Figura 20. O termossifão é preso por arames nas barras roscadas fixadas na carcaça da bancada de carregamento, sendo estas responsáveis por sustentar o peso do termossifão.



Figura 20 – Conexão do termossifão com o tubo em Y

Dois carregamentos foram realizados¹ utilizando sódio da marca Dinâmica com 99,9% de pureza: um para o circuito 1 e outro para o circuito 2. É possível observar na Tabela 6 as massas inseridas de sódio nos termossifões estudados.

Tabela 6 – Massas de sódio empregadas no carregamento

	1 ^o	2 ^o
Colocada no carregador [g]	83,75	76,85
Inserida no termossifão [g]	71,17	62,91
Perdida no carregamento [g]	12,58	13,94

Note-se que, antes de derreter o sódio, removeu-se mecanicamente, com o auxílio de uma faca, a camada externa de hidróxido de sódio. Porém, até a colocação do bloco de

¹ O Apêndice B traz o passo a passo do carregamento de modo mais detalhado.

sódio sólido no interior do carregador, fechamento e realização de vácuo, a superfície do bloco reage novamente, criando uma outra camada de hidróxido de sódio. É esse fato que justifica a utilização dos filtros inseridos no carregador, que é capaz de reter o hidróxido de sódio, que não se funde na temperatura em que o carregamento é feito. Nas Figuras 21 e 22 é possível observar o hidróxido de sódio retido nos filtros do primeiro e do segundo carregamento respectivamente. Pode-se notar que, em ambos os carregamentos, o primeiro filtro retém praticamente todo o hidróxido de sódio e que o segundo, além do restante deste material, acaba retendo um pouco de sódio também.

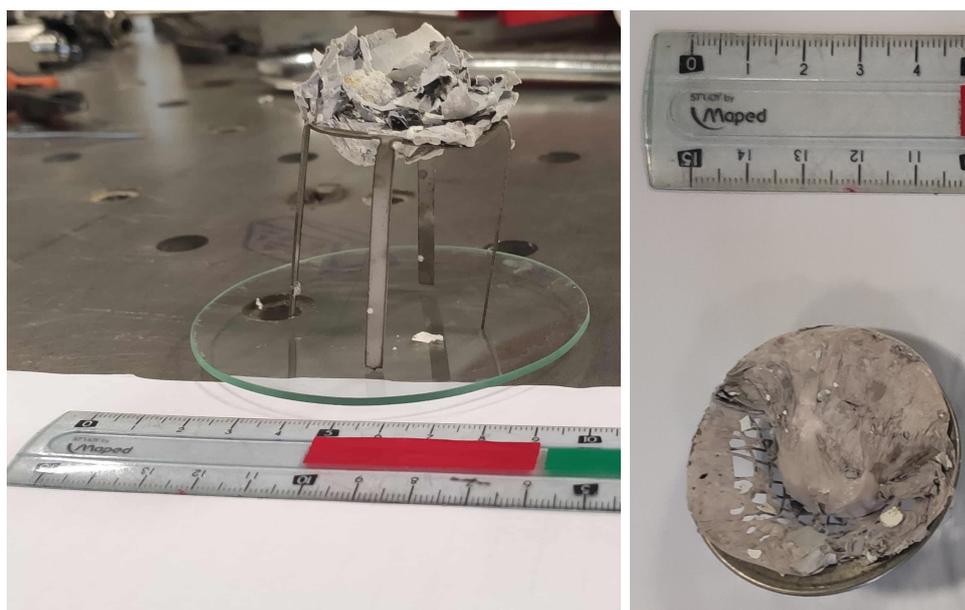


Figura 21 – Hidróxido de sódio retido nos filtros no primeiro carregamento

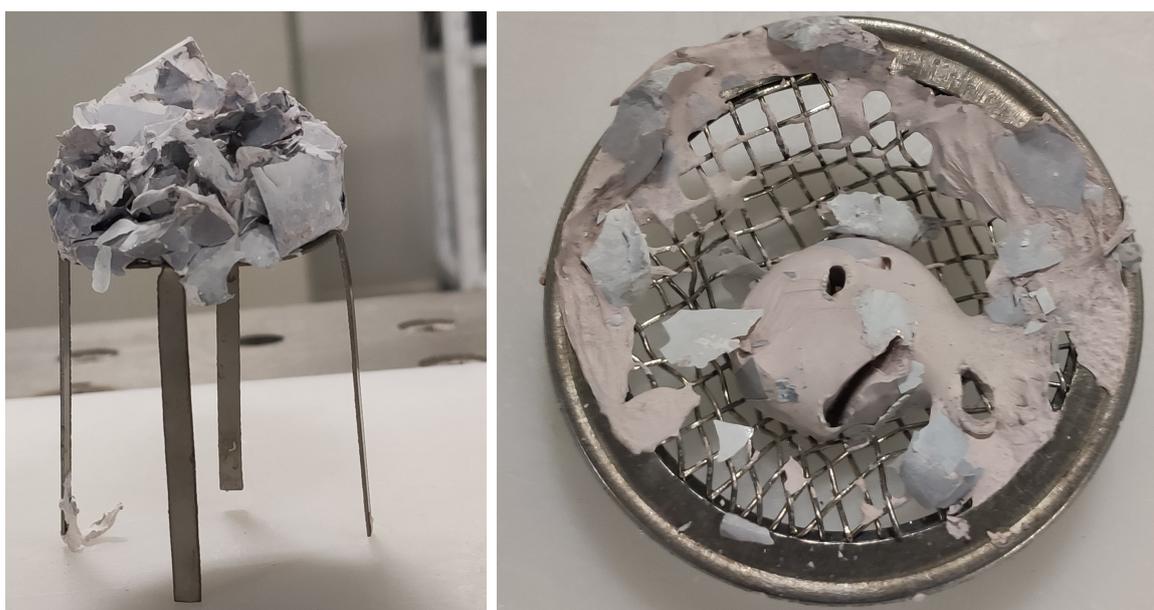


Figura 22 – Hidróxido de sódio retido nos filtros no segundo carregamento

Também é importante notar que os riscos de se trabalhar com o sódio foram mitigados pois, além de respeitar todas as medidas de segurança da fabricante, desenvolveu-se um procedimento de segurança de operação que se encontra descrito no Apêndice A. Para manuseio do sódio sólido, foram utilizadas luvas nitrílicas CA:16314, bem como um respirador semifacial série 6200 da 3M com cartucho químico indicado para vapores orgânicos/gases ácidos, óculos de proteção e um jaleco. Ainda, no local de operação com sódio, foram dispostos extintores tipo D para combater quaisquer incêndios e reduzir possíveis danos às pessoas ou ao laboratório. Nenhum episódio foi registrado durante a execução do presente trabalho.

4.2.3 Carregamento de gás não condensável

Durante os experimentos, foram testadas diferentes quantidades de gás não condensável (GNC) dentro dos termossifões em circuito com o objetivo de verificar o efeito no início de operação e na eliminação do *Geyser Boiling* (GB). Embora parecida com a adição de argônio durante o carregamento de sódio, essa inserção de GNC consiste em outra etapa do trabalho, ocorrendo após os carregamentos de água e de sódio. O gás utilizado em todos os testes foi sempre o argônio.

Para adicionar uma quantidade específica de GNC, o controlador de argônio foi novamente empregado (Figura 15). Nesse processo, esse dispositivo era conectado diretamente ao umbilical do termossifão, para os testes com água, ou diretamente ao reservatório de gás não condensável, para os testes com sódio. De forma muito semelhante àquela descrita para o carregamento com sódio (Seção 4.2.2.2), foram realizados três vezes vácuo e liberação de argônio em todas as linhas, para retirar qualquer resquício de ar ou contaminante. Em seguida, foi inserida uma quantidade desejada de GNC, sendo esta controlada por meio das tesouras de vácuo, do botijão de argônio e do vácuo realizado pela bomba *Scroll*. Por fim, a válvula presente no umbilical ou na saída do reservatório foi fechada e uma tesoura de vácuo foi colocada na mangueira após a válvula, como uma proteção extra contra entrada de ar externo. A pressão de argônio inserida foi controlada com auxílio do mesmo transdutor de pressão utilizado no carregamento.

4.3 COMPOSIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi composta basicamente do termossifão em circuito e de três conjuntos de equipamentos: sistema de aquecimento do evaporador, o sistema de aquisição e, apenas para a água, sistema de arrefecimento do condensador. As Figuras 23 e 24 esquematizam as bancadas para a água e para o sódio, respectivamente.

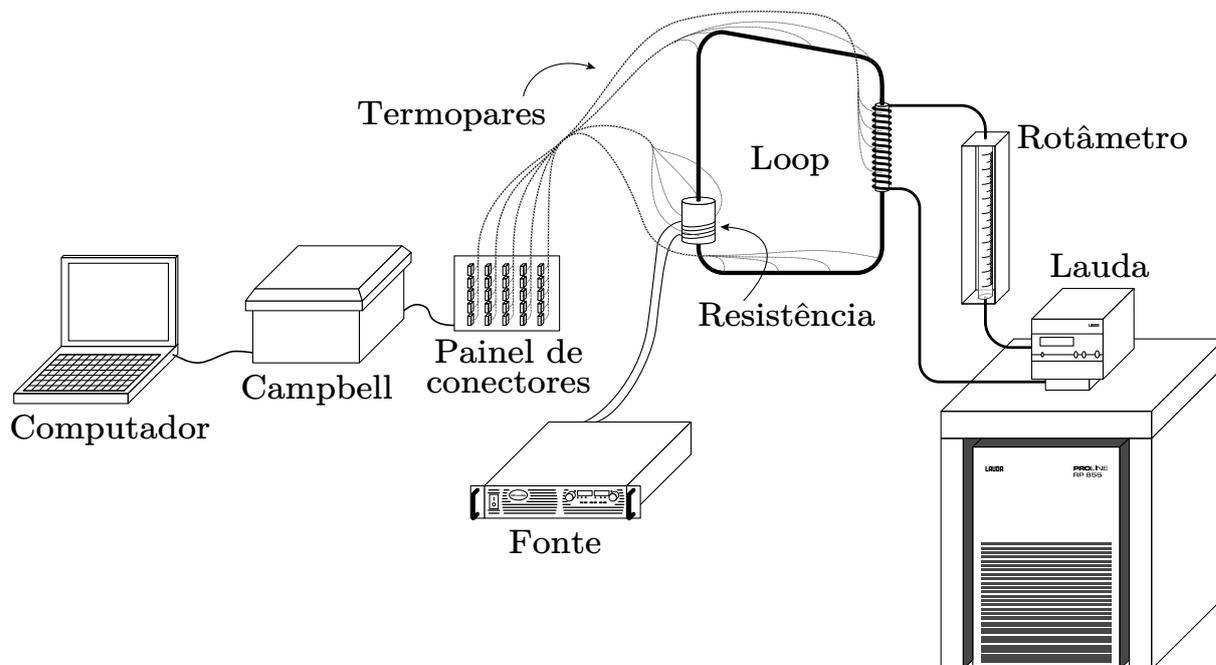


Figura 23 – Diagrama esquemático da bancada experimental para a água

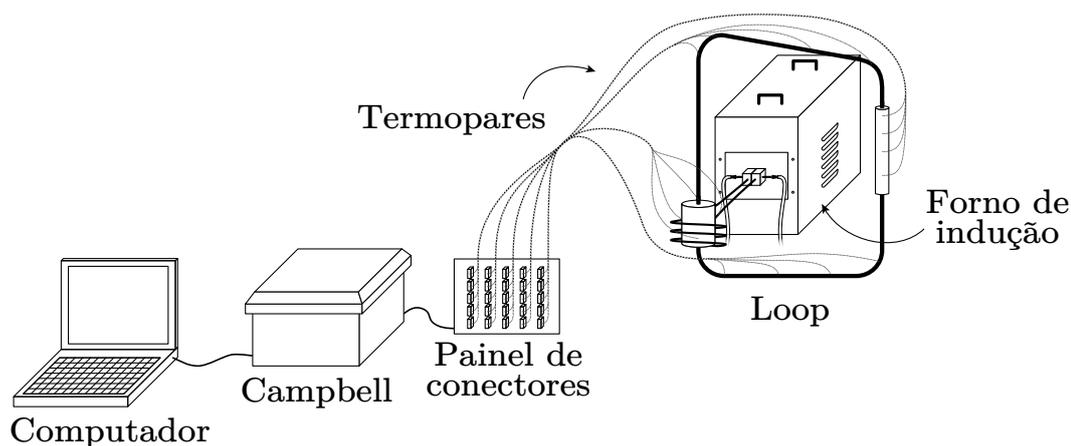


Figura 24 – Diagrama esquemático da bancada experimental para o sódio

4.3.1 Aquecimento do evaporador

O aquecimento do evaporador para os testes com água foi realizado através de um fio de resistência elétrica de níquel-cromo enrolado em quatro voltas em torno do evaporador, juntamente com um cadarço isolante de fibra de vidro, e ligado à fonte TDK-Lambda modelo GEN3300W da empresa GenesysTM (Figura 25). Já para os testes com

sódio, o aquecimento foi realizado por meio de um indutor de cobre conectado a um equipamento de aquecimento por indução de média frequência, o modelo EURO 25 kW produzido pela empresa Eurothermo (Figura 26), chamado neste trabalho de forno de indução.



Figura 25 – Fonte TDK-Lambda modelo GEN3300W da Genesys™



Figura 26 – Forno de indução EURO 25 kW da Eurothermo

4.3.2 Arrefecimento do condensador

O banho térmico LAUDA Proline RP 855, chamado nesta dissertação apenas de LAUDA, foi utilizado para arrefecer o condensador nos testes com água. Através de sua bomba, foi possível circular água a uma temperatura especificada em uma serpentina de cobre em contato com o condensador. Um rotâmetro mediu a vazão de água. Esses três elementos são exibidos na Figura 27.

Para os testes com sódio, o condensador estava em contato direto com o ambiente, realizando a troca por convecção natural e por radiação.



Figura 27 – LAUDA à esquerda, rotâmetro ao centro e serpentina à direita

4.3.3 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados utilizado foi o *Datalogger Campbell Scientific* modelo CR1000. Inicialmente, para o primeiro circuito com água, um total de vinte e cinco termopares monitoravam a temperatura: vinte e dois fixados na parede circuito, dois imersos no fluxo de água (um na entrada e o outro na saída da serpentina) e mais um acima no isolamento de lã de vidro do evaporador. No entanto, por uma limitação do *Campbell*, para essa quantidade de termopares era possível captar os dados apenas a cada cinco segundos. Como essa taxa de aquisição foi considerada insuficiente, nos testes seguintes foram empregados menos termopares: dezenove no circuito e dois na serpentina; possibilitando a captação de dados a cada segundo. Para os testes com sódio, os dois termopares antes usados na serpentina foram colocados no termossifão.

Os termopares utilizados nos testes com água foram do tipo K (Cromel/Alumel) com isolamento de fibra de vidro (OMEGA GG-K-24-SLE). Na ponta do termopar, foi colada fita kapton para isolá-la eletricamente e fita de alumínio adesiva para fixá-la na parede do termossifão.

Nos testes com sódio, os termopares também foram todos do tipo K e, embora, no evaporador, eles tenham sido empregados com isolamento de sílica (OMEGA XS-K-20-SLE); nos demais locais, foram utilizados com o mesmo isolamento dos testes com água. As pontas de todos os termopares foram soldadas na parede do tubo e amarradas a ele por meio de um fio de molibdênio, para garantir que não se soltassem com as altas temperaturas. Apenas para auxiliarem na fixação e no isolamento dos termopares, foram utilizados, respectivamente, fitas de alumínio e pedaços de cadarço isolante de fibra de vidro, porém ambos foram consumidos pelo calor durante os testes. As disposições dos termopares tanto para a água quanto para o sódio podem ser observadas nas Figuras 28, 29 e 30 e no Apêndice C.

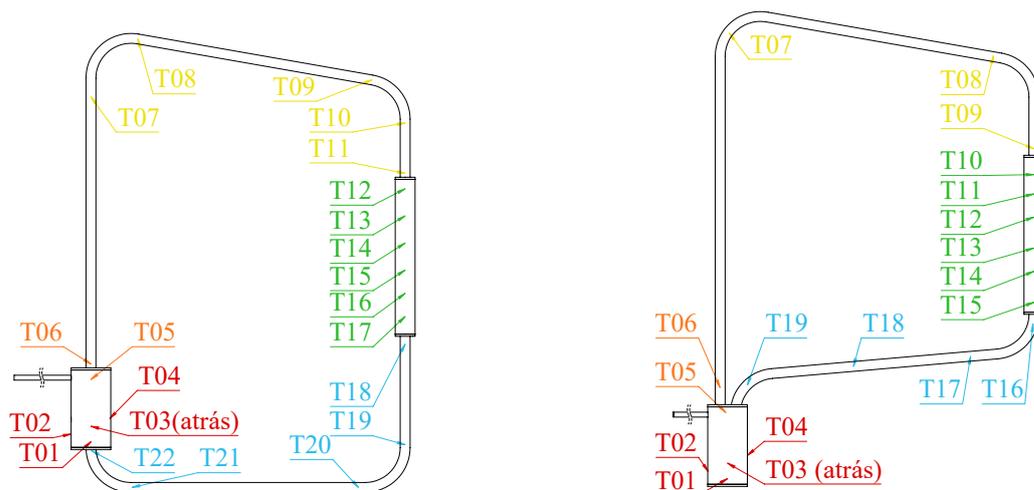


Figura 28 – Disposição dos termopares nos circuitos 1 (esquerda) e 2 (direita) sem reservatório operando com água

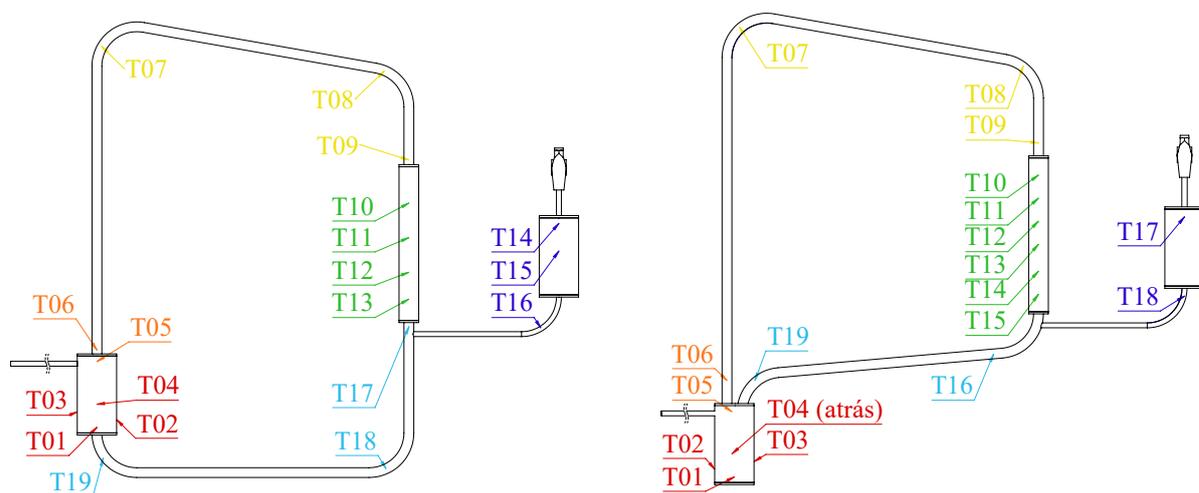


Figura 29 – Disposição dos termopares nos circuitos 1 (esquerda) e 2 (direita) com reservatório operando com água

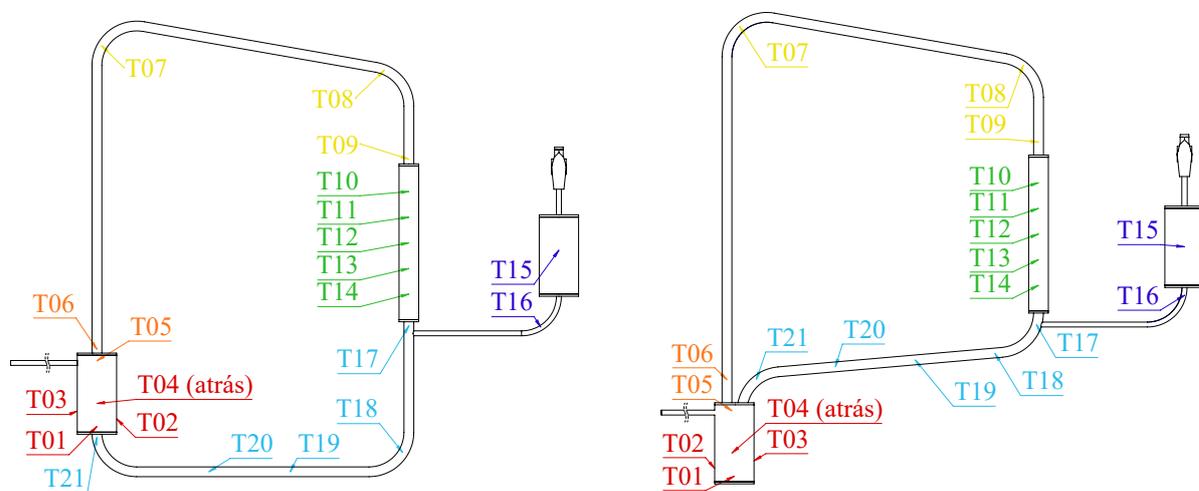


Figura 30 – Disposição dos termopares nos circuitos 1 (esquerda) e 2 (direita) com reservatório operando com sódio

4.3.4 Bancadas experimentais

As bancadas experimentais usadas para testes do circuito com água, com todos os elementos sem isolamento térmico, podem ser observadas pelas Figuras 31 e 32, para os circuitos 1 e 2 respectivamente.



Figura 31 – Circuito 1 sem isolamento (esquerda) e sua bancada experimental para a água (direita)



Figura 32 – Circuito 2 sem isolamento (esquerda) e sua bancada experimental para a água (direita)

No caso do sódio, foi necessário projetar (Figura 33) e fabricar (Figura 34) um suporte de fixação para ambos os circuitos, para serem fixados junto ao forno de indução, de modo que os dispositivos ficassem bem estáveis, reduzindo quaisquer riscos de movimentação e queda. Além disso, esse suporte proporciona uma segurança na operação do forno, pois protege a mão do operador do calor proveniente da indução. As bancadas experimentais do sódio com o primeiro e o segundo circuito, podem ser vistas, respectivamente, através das Figuras 35 e 36.

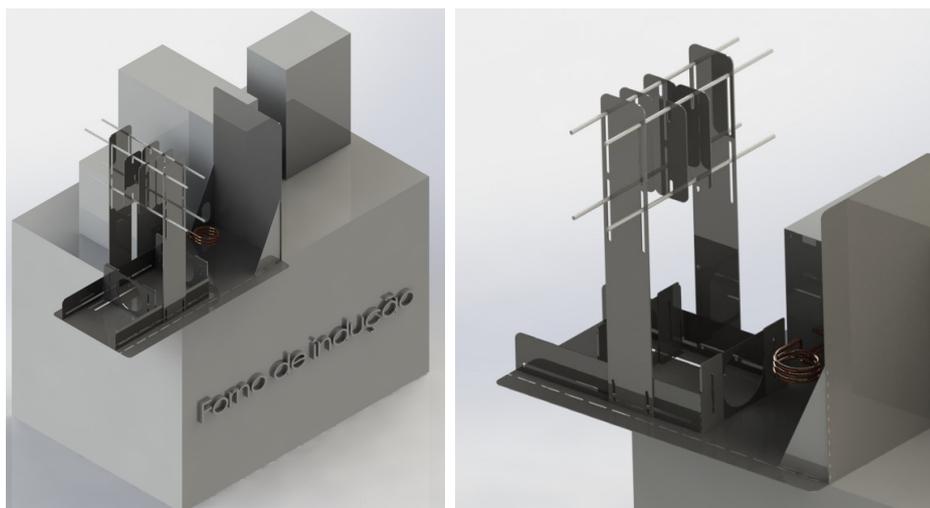


Figura 33 – Diferentes vistas do projeto do suporte de fixação dos termossifões no forno de indução



Figura 34 – Diferentes vistas do suporte fabricado de fixação dos termossifões no forno de indução



Figura 35 – Bancada experimental do circuito 1 com o sódio



Figura 36 – Bancada experimental do circuito 2 com o sódio

4.4 MATRIZ DE EXPERIMENTOS

Quarenta e três experimentos foram realizados: trinta e dois para a água e onze para o sódio, cujos parâmetros estão discriminados, respectivamente, nos Quadros 3 e 4. Para a água, variou-se a pressão interna de GNC, a temperatura da serpentina (com o banho térmico LAUDA) e a presença, ou não, de reservatório. Já para o sódio, variou-se o comprimento do condensador e a pressão interna dos GNCs.

Os testes experimentais se iniciaram com água, para avaliar o comportamento do circuito, garantindo a sua segurança de operação, para serem posteriormente serem testados com o sódio. Como na literatura não existem relatos de ensaios com grandes termosifões em circuito com sódio decidiu verificar primeiro o seu comportamento com água, numa tentativa de responder alguns questionamentos antes de partir para um fluido mais perigoso como o sódio. Tomou-se o cuidado de realizar os testes com água na faixa de temperatura com a mesma pressão de saturação da faixa de temperatura esperada de se operar com sódio. Os experimentos com água também podem ser entendidos como um ensaio mecânico de pressão da carcaça do termosifão. Portanto, eles têm como objetivo verificar: o comportamento da segunda geometria, que é inédita na literatura e possuía a linha de líquido submersa na poça de líquido do evaporador; se a presença de um pouco de gás não condensável (GNC) favoreceria o *start-up* em taxas de calor mais elevadas, evitando, assim, o regime de *Geyser Boiling* (GB), que é indesejado ao funcionamento de termosifões e que, para o sódio, pode representar um risco à integridade física destes; se a inserção de um reservatório de GNC reduziria os efeitos de uma ponta fria; e, por fim, os efeitos da variação na temperatura do banho térmico no funcionamento dos dispositivos.

Quadro 3 – Matriz experimental dos testes com água

<i>Água</i>	GNC [bar]	Experimento			
		LAUDA [°C]			
		20	30	40	
Sem reservatório	Circuito 1	0	E01	E02	E03
		0,194	E04	E05	E06
		1,000	–	E07	–
		0,365	–	E08	–
		0,130	–	E09	–
		0,130	–	E10	–
	Circuito 2	0	E11	E12	E13
		0,194	E14	E15	E16
		0,194	E17	E18	E19
		0,004	E20	E21	E22
		0,082	E23	–	–
		0,112	E24	–	–
Com reservatório	Circuito 1	0,120	E25	–	–
		0,130	E26	–	–
		0,194	E27	E28	E29
	Circuito 2	0,130	E30	E31	E32

Quadro 4 – Matriz experimental dos testes com sódio

<i>Sódio</i>	GNC [bar]	Condensador [mm]	Experimento	
Com reservatório	Circuito 1	0,194	200	E33
		0,194	200	E34
		0,194	200	E35
		0,130	200	E36
		0,035	200	E37
	Circuito 2	0,023	200 e 100	E38
		0,023	100	E39
		0,023	100	E40
		0,194	200	E41
		0,194	100	E42
		0,074	100	E43

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados alguns dos experimentos realizados, na ordem de melhor conveniência para as análises e com alguns comentários.

5.1 ANÁLISE DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO OPERANDO COM ÁGUA COMO FLUIDO DE TRABALHO

As análises dos experimentos dos dois termossifões em circuito operando com água como fluido de trabalho foram divididas em subseções para se investigar os seguintes efeitos: do gás não condensável (GNC) nos termossifões em circuito sem reservatório, da temperatura de rejeição do banho térmico LAUDA, da utilização de um reservatório de GNC, de diversas pressões internas de GNC com o reservatório de GNC, e por fim, de uma configuração distinta da linha de líquido.

5.1.1 Efeito do GNC

Os testes E02, E10 e E05 foram realizados com o objetivo de investigar os efeitos da presença de GNC no início de operação, para o circuito 1 sem reservatório. Os gráficos transientes de temperatura apresentados na Figura 37 são relativos à condição de resfriamento mantida constante em 30 °C, com a pressão de carregamento de GNC de 0 bar, 0,130 bar e 0,194 bar respectivamente. As potências testadas foram de 40 W, 75 W, 110 W, 145 W e 180 W. Adotou-se a vazão na serpentina alimentada pelo LAUDA como 50% da vazão máxima possível no rotâmetro, ou seja, 0,0245 kg/s, não só para esses testes, mas para todos os realizados com água.

Os gráficos transientes dos experimentos são capazes de mostrar a evolução das temperaturas ao longo do tempo por meio de linhas coloridas que representam as temperaturas médias dos termopares em cada uma das seções do circuito. Alguns símbolos foram colocados nas curvas apenas para facilitar na identificação delas e não têm relação com algum ponto específico. Tem-se, em geral de cima para baixo, as seguintes linhas: vermelha com círculos para o evaporador, laranja com losangos para a seção adiabática, amarela com asteriscos para a linha de vapor, verde com cruzeiros em “x” para o condensador e azul-clara com quadrados para a linha de líquido. Ainda, linhas verticais pretas marcam as mudanças de potência realizadas durante a execução do ensaio e os valores das faixas de potência estão mostrados dentro das caixas retangulares.

Na Figura 37, observa-se o fenômeno do *Geyser Boiling* (GB) nos dois primeiros patamares do teste a 0 bar (E02), mas esse fenômeno não é percebido com a presença de qualquer massa de GNC, mais especificamente quando pressões de 0,130 bar (E10) e 0,194 bar (E05) foram aplicadas no carregamento do reservatório de GNC. Também verifica-se, para todas as potências aplicadas, um aumento da temperatura de operação com o

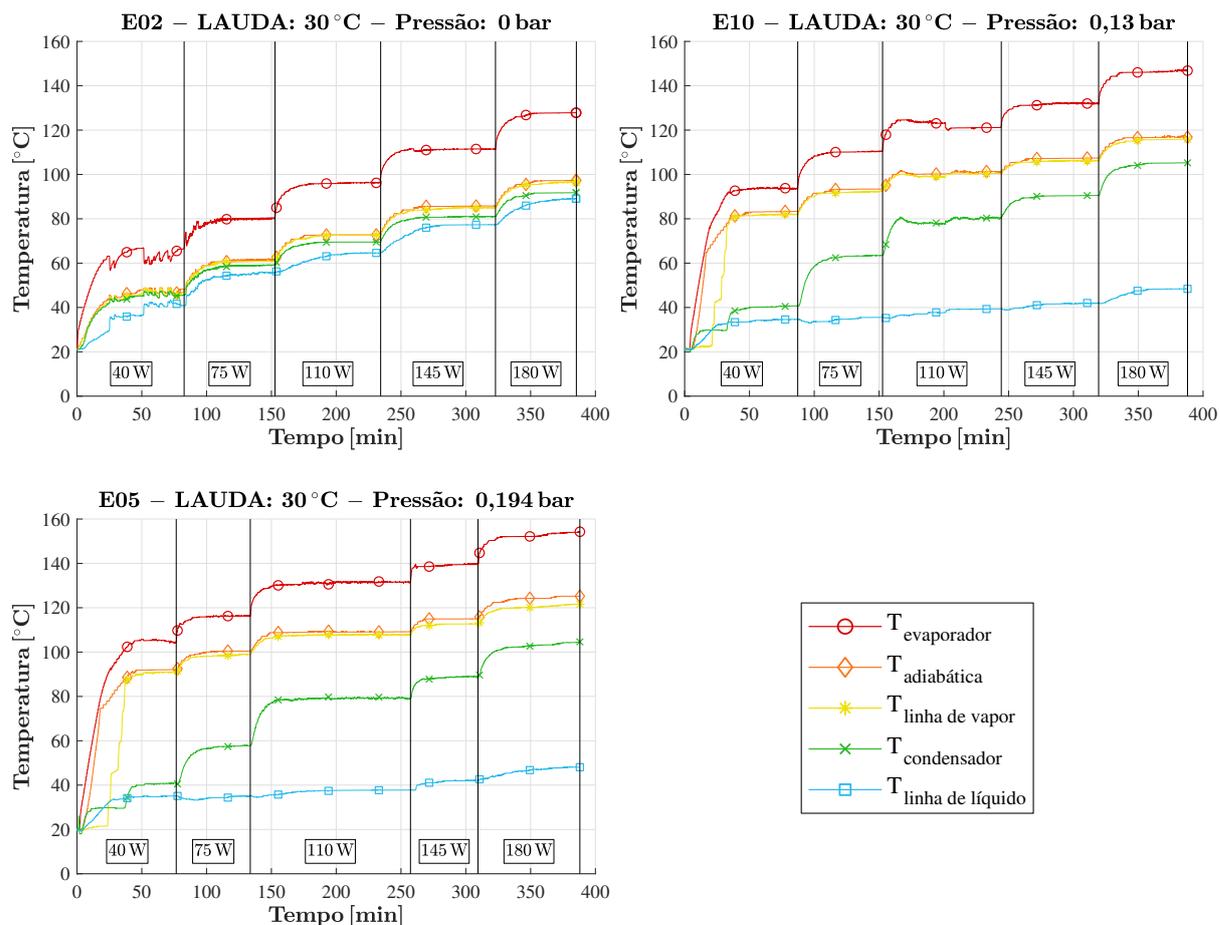


Figura 37 – Gráficos transientes de temperatura de cada seção do circuito 1 para os experimentos E02, E10 e E05, a 0 bar, 0,130 bar e 0,194 bar de pressão de carregamento de GNC, respectivamente; com água e com temperatura de LAUDA de 30 °C

aumento da massa de GNC, o que reafirma observações da literatura (HE *et al.*, 2014). Além disso, é possível observar que a temperatura da linha de líquido não acompanhou o comportamento dos demais termopares, o que pode ser um indicativo de que o GNC estava prejudicando a troca térmica dessa seção.

A Figura 38 apresenta a distribuição de temperatura ao longo do termosifão para condições de regime permanente, para duas potências (40 W e 180 W, a menor e a maior potência ensaiada), para três condições de inserção de GNC (zero e pressões de carregamento de GNC de 0,130 bar e 0,194 bar). Observa-se claramente um aumento da temperatura média de operação, com o aumento da massa de GNC. Para 40 W e com a presença de GNC, observa-se uma queda abrupta da temperatura no início do condensador que se mantém baixa em toda a linha de líquido, o que indica que não há troca térmica relevante devido à presença de GNC. Com o aumento da potência e portanto da entrada de calor, há um aumento da temperatura de operação e a queda abrupta ocorre no final do condensador, o que sugere que os GNCs foram empurrados para a parte inferior do condensador e para a linha de líquido. Esse resultado revela uma

informação muito importante: não é necessário que seja realizado um alto nível de vácuo quando o termostifão opera em altas potências, pois existe uma pressão interna alta o suficiente para empurrar o GNC para fora do condensador.

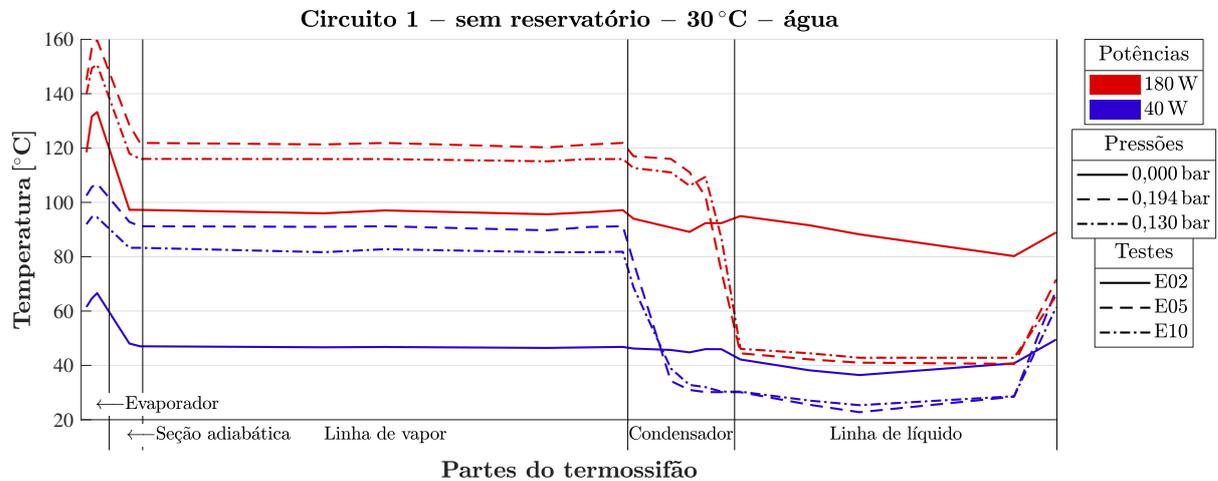


Figura 38 – Perfil de temperaturas de cada seção do circuito 1 para os experimentos E02, E10 e E05, a 0 bar, 0,130 bar e 0,194 bar de pressão de carregamento de GNC, com água e com temperatura de LAUDA de 30 °C

Para observar o impacto da presença de GNC no tempo de *start-up*, analisa-se gráficos transiente (Figura 39) e perfis de temperatura (Figura 40) relativos aos resultados dos experimentos E09, E08 e E07, nos quais as pressões de carregamento de GNC no dispositivo foram de 0,130 bar, 0,365 bar e 1 bar, considerando-se apenas a menor potência aplicada de 40 W.

Através da Figura 39 nota-se que o fenômeno do GB não ocorre, mesmo na potência mais baixa e que, com o aumento da massa de GNC, há um aumento das temperaturas do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor. Esse último comportamento pode ser ainda melhor visualizado na Figura 40, na qual as diferenças de temperaturas, entre os dispositivos com diferentes carregamentos com GNC, permanecem praticamente constantes, desde o início da operação. Quando atingem o condensador, todos os experimentos apresentam uma queda abrupta. Por outro lado, a recuperação de temperatura é mais rápida na linha de líquido quanto maior a temperatura do evaporador (ou a pressão interna), mostrando que o evaporador também consegue transmitir calor para o início da linha de líquido.

A Tabela 7 apresenta a temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), o tempo até atingir o Regime Permanente (RP) (t_{RP}) e o tempo de *start-up* (t_{ST}), para o circuito 1, operando na potência de 40 W e com o LAUDA em 30 °C. Para se obter o tempo necessário para o regime permanente, tomou-se a seção adiabática como referência, e definiu-se o tempo que levou para que a sua temperatura permanecesse constante ou dentro de uma variação aceitável, a partir do instante em que a temperatura média do evaporador era de 25 °C. O tempo de *start-up*, foi definido como o intervalo entre a

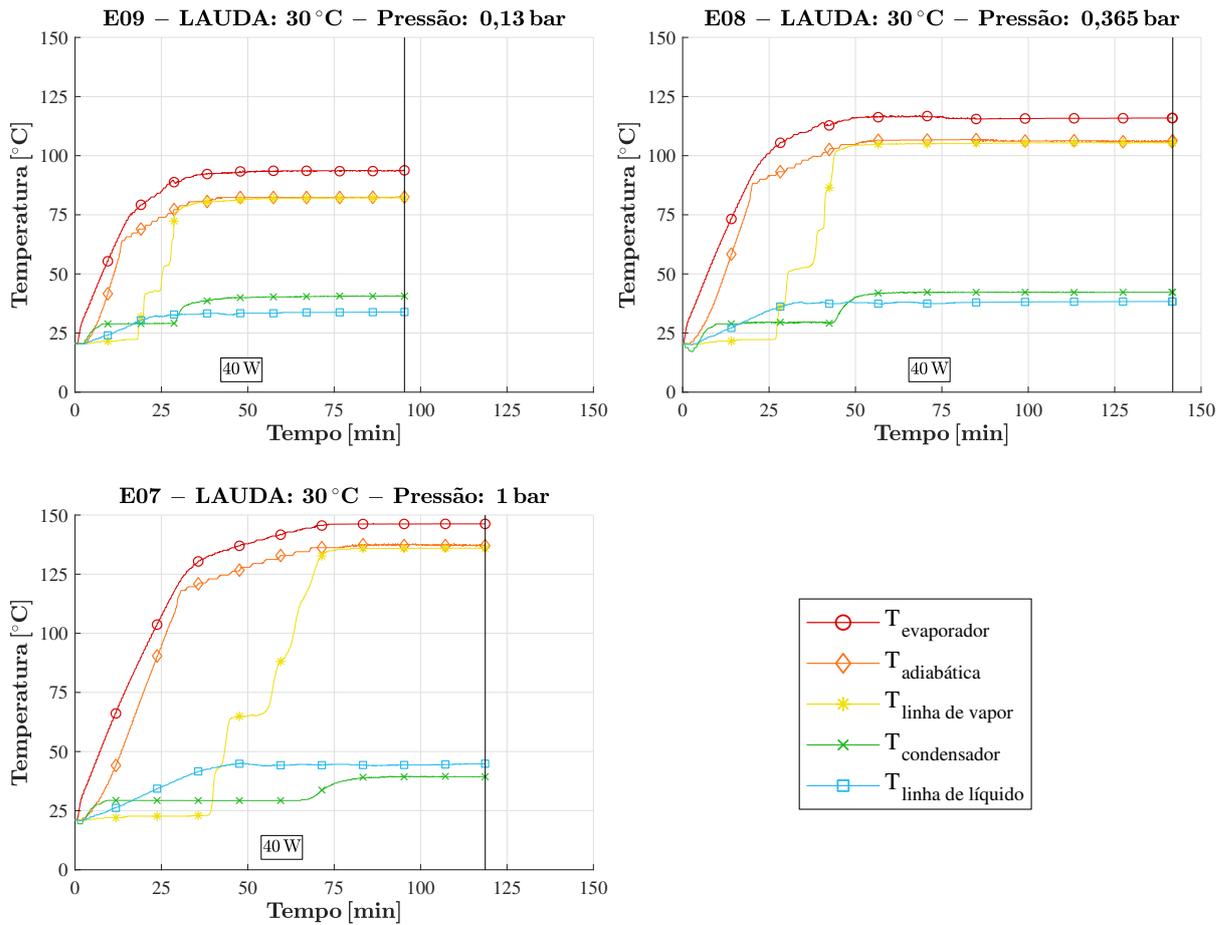


Figura 39 – Gráficos transientes de temperatura de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E09, E08 e E07, para pressões de carregamento de GNC de 0,130 bar, 0,365 bar e 1 bar de pressão, respectivamente; com temperatura de LAUDA de 30 °C

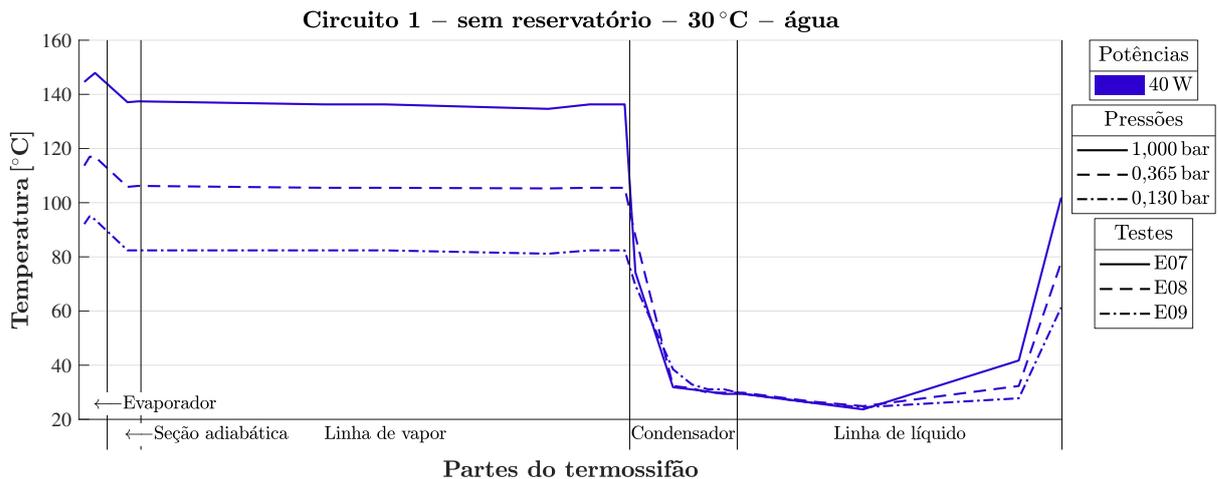


Figura 40 – Perfil de temperaturas de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E09, E08 e E07, para pressões de carregamento de GNC de 0,130 bar, 0,365 bar e 1 bar, respectivamente, com temperatura de LAUDA de 30 °C

temperatura média do evaporador estar em 25 °C e o termopar imediatamente antes do condensador apresentar uma mudança abrupta na temperatura devido à presença de vapor.

A temperatura de 25 °C foi escolhida por estar acima da temperatura ambiente em todos os testes analisados nessa subseção, garantindo uma comparação mais justa.

Tabela 7 – Temperatura de operação da seção adiabática, dos tempos até o regime permanente e de *start-up* para os experimentos do circuito 1 sem reservatório, com potência de 40 W e temperatura de LAUDA de 30 °C

Teste	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E02	0	48,00	47,45	1,50
E09	0,130	82,30	39,83	27,17
E10	0,130	83,00	42,25	27,16
E05	0,194	91,90	42,92	32,58
E08	0,365	106,50	55,17	41,08
E07	1,000	137,00	77,08	59,75

Note-se que o período de tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) também aumenta com o aumento da massa de GNC. Isso se torna bastante evidente ao se comparar os experimentos E09 (0,130 bar) e E07 (1 bar), nos quais o regime permanente começa em 39,83 min e 77,08 min respectivamente. Tem-se como exceção a essa regra o experimento E02 sem GNC, que demorou a entrar em regime permanente, provavelmente devido ao GB. Além disso, é perceptível a existência de uma variação dos tempos até o regime permanente (t_{RP}) entre experimentos, pois, ao se comparar E09 e E10, que possuem as mesmas condições experimentais, estes apresentaram uma diferença de 2,39 min. Por último, o período de tempo até o *start-up* (t_{ST}) também aumentou com a inserção de mais GNC.

Um parâmetro muito empregado para análise de desempenho de um termossifão em circuito é a resistência térmica total, obtida por meio da equação (6). Quanto maior for o desempenho, melhor o dispositivo transfere calor e menor é a diferença de temperaturas entre evaporador e condensador, e assim, menor a resistência térmica. Observa-se, nos perfis de temperaturas nas Figuras 38 e 40, que as diferenças de temperatura entre o evaporador e o condensador aumentam com o aumento da massa de GNC, resultando no aumento da resistência térmica. A Figura 41 mostra um gráfico de resistências térmicas obtidas a partir de dados experimentais em função da potência aplicada. As resistências foram calculadas considerando-se um período de 20 minutos depois que o regime permanente foi atingido.

Maiores resistências são obtidas quando a pressão interna de operação do vapor não é suficiente para expulsar todo o GNC do condensador, diminuindo a área disponível para troca térmica. O teste sem GNC (E02) apresentou a menor resistência e, a medida que mais massa de GNC foi introduzida no termossifão, maior era a resistência (testes E09 e E10, para 0,130 bar de pressão de carregamento de GNC; E05, para 0,194 bar; E08, para 0,365 bar; e E07, para 1 bar). Para os experimentos E07–E09, só há um ponto no gráfico,

já que apenas um valor de potência foi aplicado. Note-se que, a partir da potência aplicada de 145 W, as diferenças nos valores das resistências podem ser consideradas insignificantes, confirmando que GNC não afeta consideravelmente o desempenho do dispositivo em altas potências. Ao comparar dois pontos cuja potência transferida é de 40 W, é possível perceber que a resistência térmica para o circuito sem GNC é quase 5,77 vezes menor do que para carregado com GNC na pressão de 1 bar. Na Figura 41 também é possível observar uma linha contínua preta referente ao valor calculado pelo modelo desenvolvido no Capítulo 3 para as diversas potências para o circuito 1. É nítido que os valores obtidos foram abaixo dos valores reais obtidos nos experimentos.

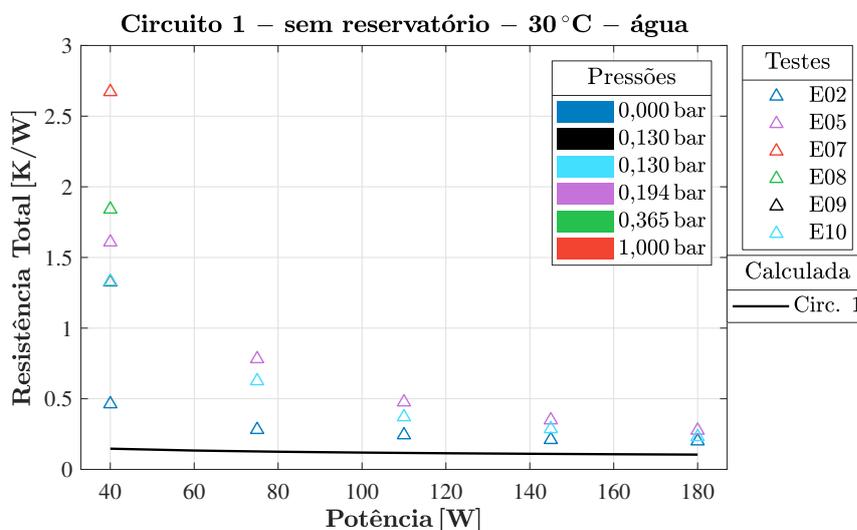


Figura 41 – Resistências térmicas para os experimentos E02, E09, E10, E05, E08 e E07 do primeiro termossifão em circuito, sem reservatório e com as pressões de 0 bar, 0,130 bar, 0,130 bar, 0,194 bar, 0,365 bar e 1 bar, respectivamente, em função da potência térmica aplicada

Dois experimentos realizados no circuito 2 sem reservatório são avaliados aqui para se verificar a possível dependência da geometria na performance dos dispositivos: sem a presença de GNC (E12) e carregado com uma pressão de GNC de 0,194 bar (E15). A Figura 42 mostra os gráficos transientes desses experimentos. O GB observado para o dispositivo sem GNC na potência de 40 W deixou de existir a partir da inserção de GNC e a temperatura da linha de líquido não acompanhou o comportamento das demais leituras dos demais termopares nas duas primeiras potências. Além disto, a temperatura de operação aumentou, conforme também pode-se observar na Figura 43. Nesta figura observa-se que, sem a presença de GNC, a temperatura do condensador sofreu uma queda, com um aumento na região final do condensador.

A geometria do circuito 2 não permite a formação de uma piscina na linha de líquido e assim não ocorre um sub-resfriamento nessa seção. No circuito 1 esse sub-resfriamento ocorre, já que há a formação de uma piscina de líquido que faz com que o fluido fique estacionário, perdendo energia que, posteriormente, deve ser reinserida para que o fluido

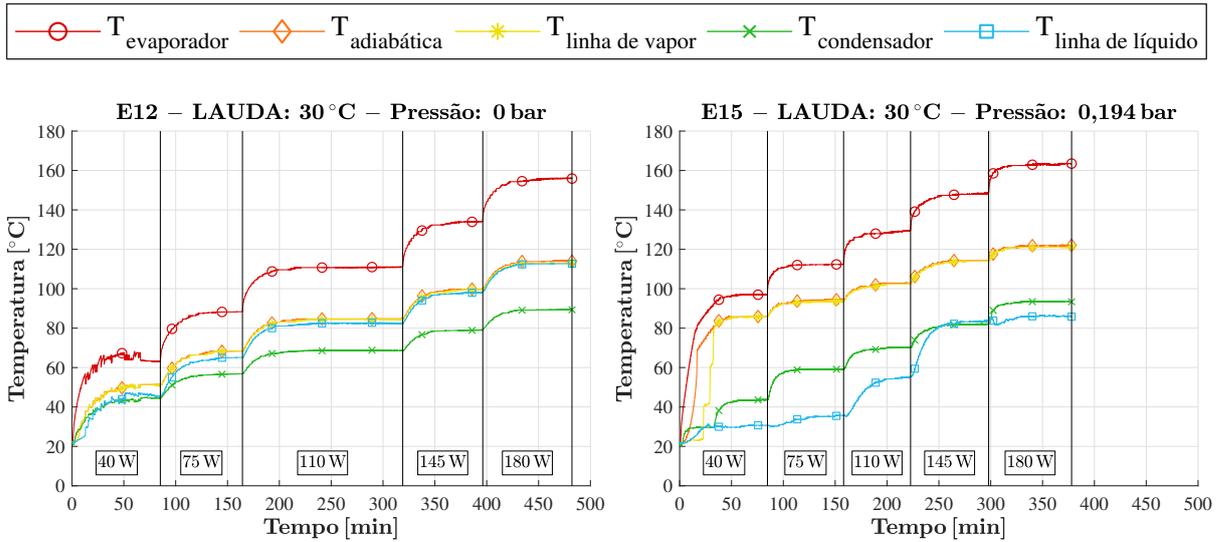


Figura 42 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água, para os experimentos E12 e E15, para pressões de carregamento de GNC de 0 bar e 0,194 bar e com temperatura de LAUDA de 30 °C

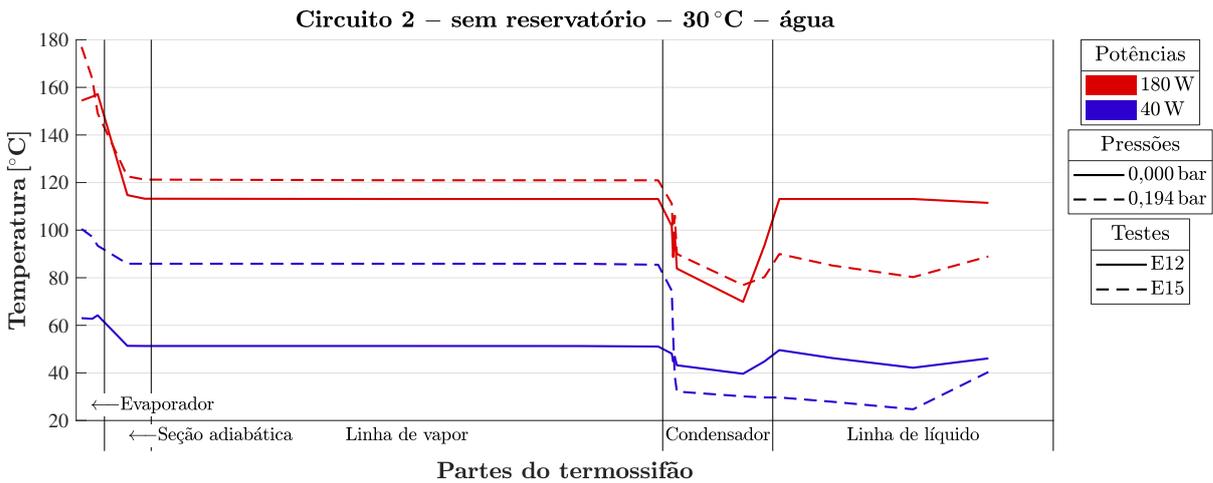


Figura 43 – Perfil de temperaturas de cada seção do circuito 2 com água para os experimentos E12 e E15, para pressões de carregamento de GNC de 0 bar e 0,194 bar e com temperatura de LAUDA de 30 °C

de trabalho retorne à condição de saturação.

Na Tabela 8 estão reunidos os dados da temperatura de operação da seção adiabática, os tempos para se atingir o regime permanente e de *start-up* para os dados mostrados nos gráficos das Figuras 42 e 43. Nota-se novamente o aumento da temperatura de operação da seção adiabática, dos tempos de *start-up* com a elevação da massa de GNC no dispositivo e a redução do tempo necessário para atingir o regime permanente para testes que não apresentaram GB (E15).

Por fim, o desempenho do segundo dispositivo pode ser avaliado novamente a partir da análise das resistências térmicas experimentais em função da potência aplicada na Figura 44. É possível observar, pelo perfil de temperaturas na Figura 43, que outra vez

Tabela 8 – Temperatura de operação da seção adiabática e tempos para regime permanente e para *start-up* para os experimentos do circuito 2 com água e sem reservatório, com potência de 40 W e temperatura de LAUDA de 30 °C

Teste	T_{LAUDA} [°C]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E12	30	0	51,37	54,56	3,23
E15	30	0,194	85,80	45,63	30,68

o aumento da massa de GNC ampliou a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador para baixas potências, o que conseqüentemente aumentou a resistência térmica. Esse fato pode ser confirmado na Figura 44, em que, assim como esperado, para baixas potências transferidas, quanto maior a pressão interna, maior a resistência experimental. Além disso, novamente os valores obtidos por meio dos modelos do Capítulo 3, mostrados por meio de uma linha preta tracejada, foram abaixo dos valores reais obtidos nos experimentos.

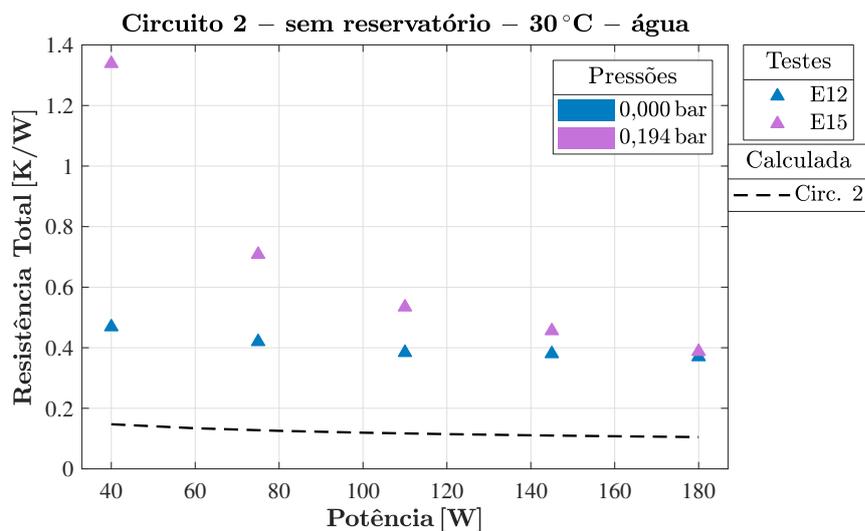


Figura 44 – Resistências térmicas para os experimentos E12 e E15 do segundo termossifão em circuito, com 0 bar e 0,194 bar de pressão interna, respectivamente

Portanto, pode-se concluir para ambas as geometrias que, para baixas potências, o aumento da pressão interna causa um aumento da resistência térmica, da temperatura de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor, assim como dos tempos de *start-up* e dos tempos para que o regime permanente seja alcançado, exceto quando não há a presença de GNC. Para potências mais altas, as diferenças de temperatura entre evaporador e condensador diminuem, refletido na redução da resistência térmica com a melhora do desempenho do dispositivo. Além disso, um aumento da massa de GNC nos dispositivos fez com que o fenômeno do GB desaparecesse.

5.1.2 Efeito da temperatura de rejeição

Nesta seção é analisada a influência da temperatura utilizada no resfriamento do condensador por meio da serpentina alimentada pelo banho térmico LAUDA no desempenho dos dispositivos. Os gráficos transientes dos testes E01, E02 e E03, cujos resultados estão na Figura 45, foram obtidos a partir de dados dos circuitos cujas temperaturas do condensador foram controladas pelo banho térmico LAUDA nos níveis de 20 °C, 30 °C e 40 °C, respectivamente, sem GNC. Estas mesmas condições foram repetidas para os testes E04, E05 e E06 respectivamente, mas com a presença de GNC carregados no dispositivo a 0,194 bar. A Figura 45 também apresenta estes dados. Em todos os experimentos foram testadas as potências de 40 W, 75 W, 110 W, 145 W e 180 W, com a mesma vazão da água de refrigeração da serpentina de 0,0245 kg/s.

Nota-se que, para os testes sem GNC, o fenômeno do GB foi perceptível nas duas primeiras potências, porém sua intensidade foi diminuindo com o aumento da temperatura da água usada na rejeição de calor. Ainda, os gráficos transientes da Figura 45 revelam que o aumento da temperatura do banho reflete no aumento da temperatura de operação, comportamento esse ainda mais notável na Figura 46, que apresenta o perfil de temperaturas ao longo de todo o circuito do termossifão. Nela, verifica-se que, para o vácuo, os perfis ao longo do comprimento são mais constantes e, com o aumento da temperatura de rejeição, acontece um aumento da temperatura que se mantém em patamares paralelos em todo o tubo. Para os dados com a presença de GNC (0,194 bar), é possível observar a queda de temperatura no início do condensador para 40 W e ao final deste para 180 W. Observa-se também que, ao final da linha de líquido, a temperatura para todos os casos é praticamente a mesma. Os perfis de temperatura para o circuito com GNC (0,194 bar a 180 W) mostram que, como todas as variáveis são constantes, com o aumento da temperatura prescrita de rejeição, a temperatura do condensador precisa aumentar para ser capaz de rejeitar o calor imposto, gerando um aumento na temperatura de operação de todo o termossifão, elevando a pressão interna, de forma que o GNC seja expulso de dentro do condensador.

A Tabela 9 apresenta para a potência de 40 W e para as diferentes temperaturas de refrigeração do LAUDA, os dados da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), do tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e do tempo de *start-up* (t_{ST}). O período de tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}), para o circuito sem GNC e para a presença de GNC, carregado no circuito a uma pressão de 0,194 bar, é maior com o aumento da temperatura de refrigeração. Já os tempos de *start-up* não alteraram significativamente com a mudança da temperatura do LAUDA, ou seja, uma variação abaixo de um minuto. Além disso, assim como já visualizado no perfil de temperaturas, na Tabela 9 é possível verificar um aumento da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}) com o aumento da temperatura de refrigeração do condensador.

A Figura 47 mostra as resistências térmicas para o circuito 1 com água em função

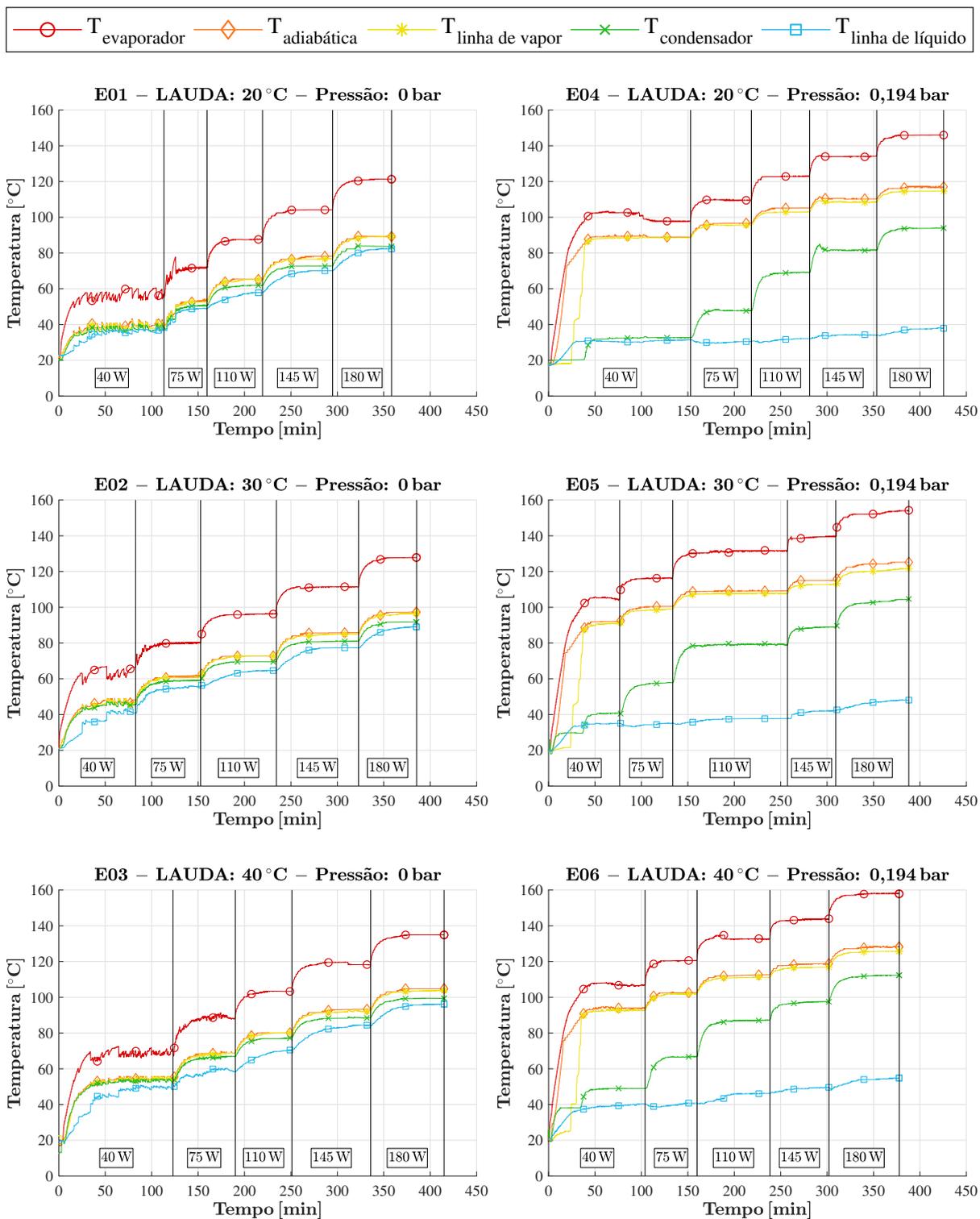


Figura 45 – Gráficos transientes de temperatura de cada seção do circuito 1 com água para os experimentos E01, E02 e E03, sem GNC; e E04, E05 e E06, com a presença de GNC carregados no dispositivo com pressões de 0,194 bar de pressão e com temperaturas do LAUDA respectivamente de 20 °C, 30 °C e 40 °C

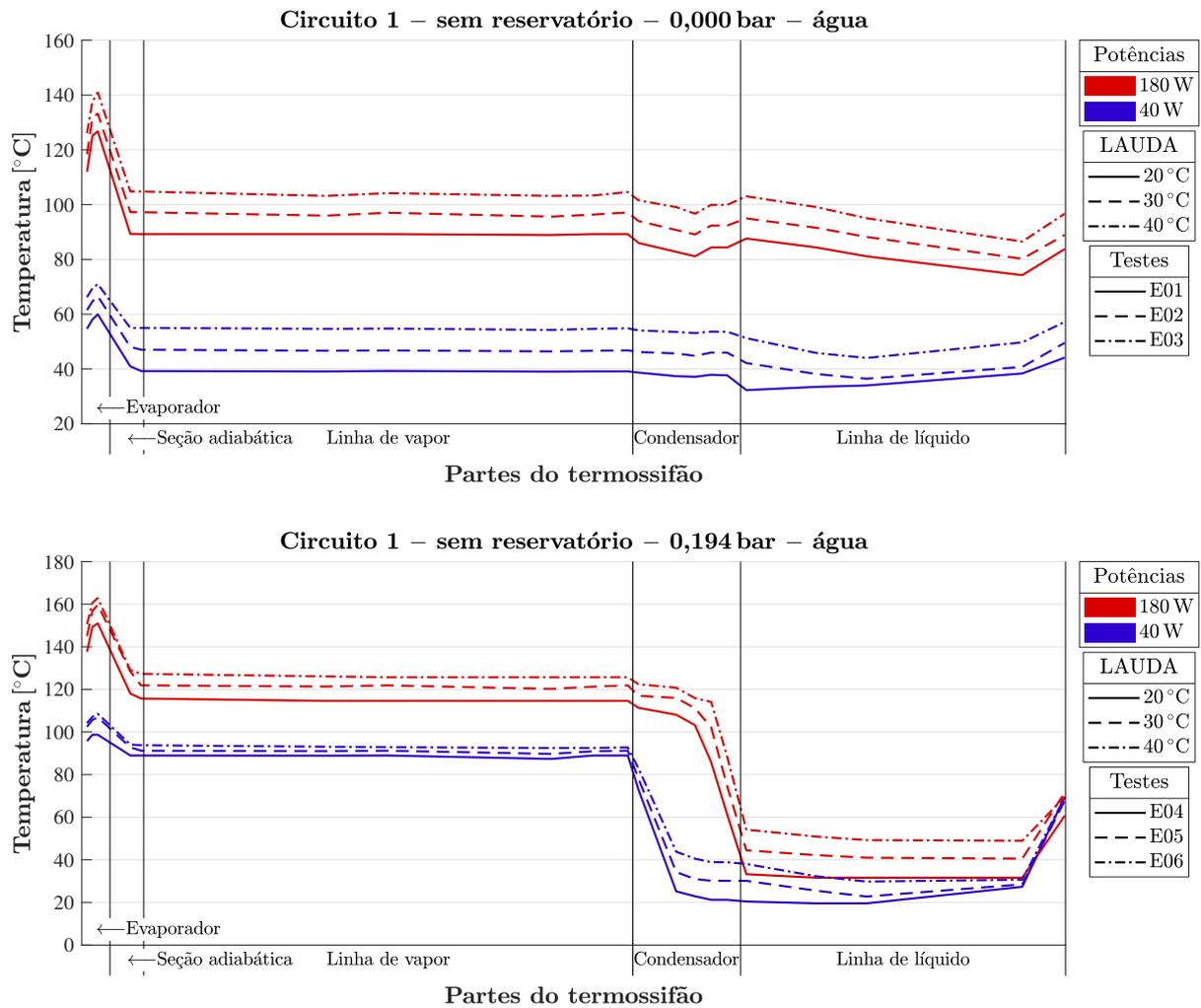


Figura 46 – Perfis de temperatura do circuito 1 com água, para os experimentos E01, E02 e E03, sem GNC; e E04, E05 e E06, com a presença de GNC carregados no dispositivo com pressões de 0,194 bar e com temperaturas do LAUDA respectivamente de 20 °C, 30 °C e 40 °C

da potência térmica transferida, para diferentes temperaturas de refrigeração, novamente com valores acima dos obtidos por meio dos modelos do Capítulo 3. Pelo perfil de tempe-

Tabela 9 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e para *start-up* para os experimentos do circuito 1 sem reservatório, com potência de 40 W e temperaturas de LAUDA de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	T_{LAUDA} [°C]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E01	20	0	40,40	28,50	0,58
E02	30	0	48,00	47,45	1,50
E03	40	0	55,78	59,50	1,42
E04	20	0,194	89,00	41,42	32,75
E05	30	0,194	91,90	42,92	32,58
E06	40	0,194	93,00	47,33	32,83

raturas da Figura 46, é possível observar que não existe nenhuma diferença significativa no desempenho do circuito operando sem GNC, já que os aumentos de temperatura no evaporador e no condensador são praticamente iguais. Esse comportamento também pode ser verificado na Figura 47, na qual as resistências experimentais apresentam praticamente o mesmo valor para uma mesma potência, ou seja, a temperatura de refrigeração não afeta o valor da resistência significativamente. Já para os ensaios com o circuito carregado (0,194 bar), as diferenças entre as temperaturas do evaporador e do condensador são maiores para baixas potências e para menores temperaturas de refrigeração, o que é coerente com o esperado, já que para maiores temperaturas de refrigeração, tem-se maiores temperaturas de operação e, logo, maiores pressões internas, sendo o GNC expulso do condensador e, por conseguinte, gerando menores resistências térmicas. À medida que se aumenta a potência de entrada, as diferenças entre as resistências experimentais diminuem, inclusive se tornando equivalentes às resistências do dispositivo sem GNC. No entanto, o fluido de trabalho se desloca com maiores velocidades para testes com GNC, uma vez que a temperatura de operação desses ensaios é bem maior do que a sem GNC. Portanto, novamente é possível concluir que, para termossifões com água que operam em altas potências, o GNC não compromete significativamente seu desempenho.

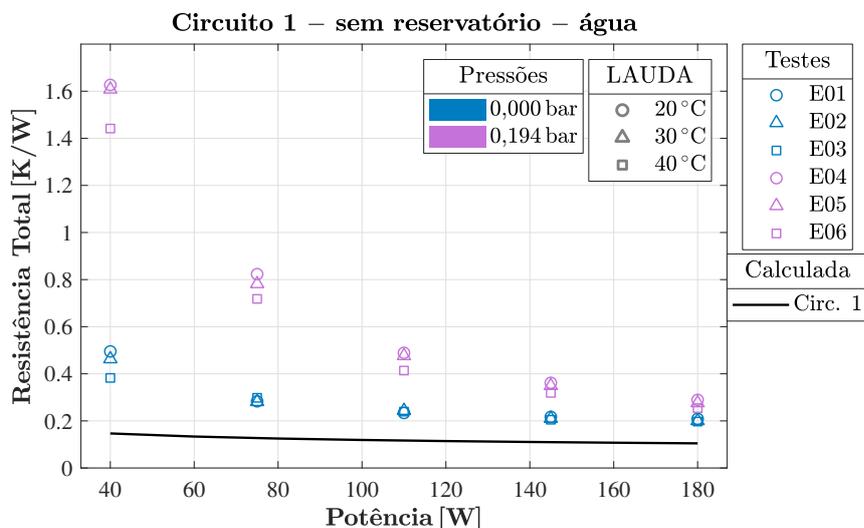


Figura 47 – Resistências térmicas do circuito 1 com água para os experimentos E01, E02 e E03, sem GNC, e E04, E05 e E06, com a presença de GNC carregados no dispositivo na pressão de 0,194 bar, para as temperaturas de refrigeração de 20 °C, 30 °C e 40 °C respectivamente

Para avaliar se os resultados anteriormente obtidos também são válidos para a outra geometria estudada, gráficos transientes dos testes E11, E12 e E13, sem GNC; e E14, E15 e E16, com GNC (0,194 bar) são mostrados na Figura 48, para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C.

Nota-se, para os testes sem GNC, que o fenômeno do GB foi perceptível na primeira potência e que, com o aumento da temperatura de refrigeração, sua intensidade foi reduzida.

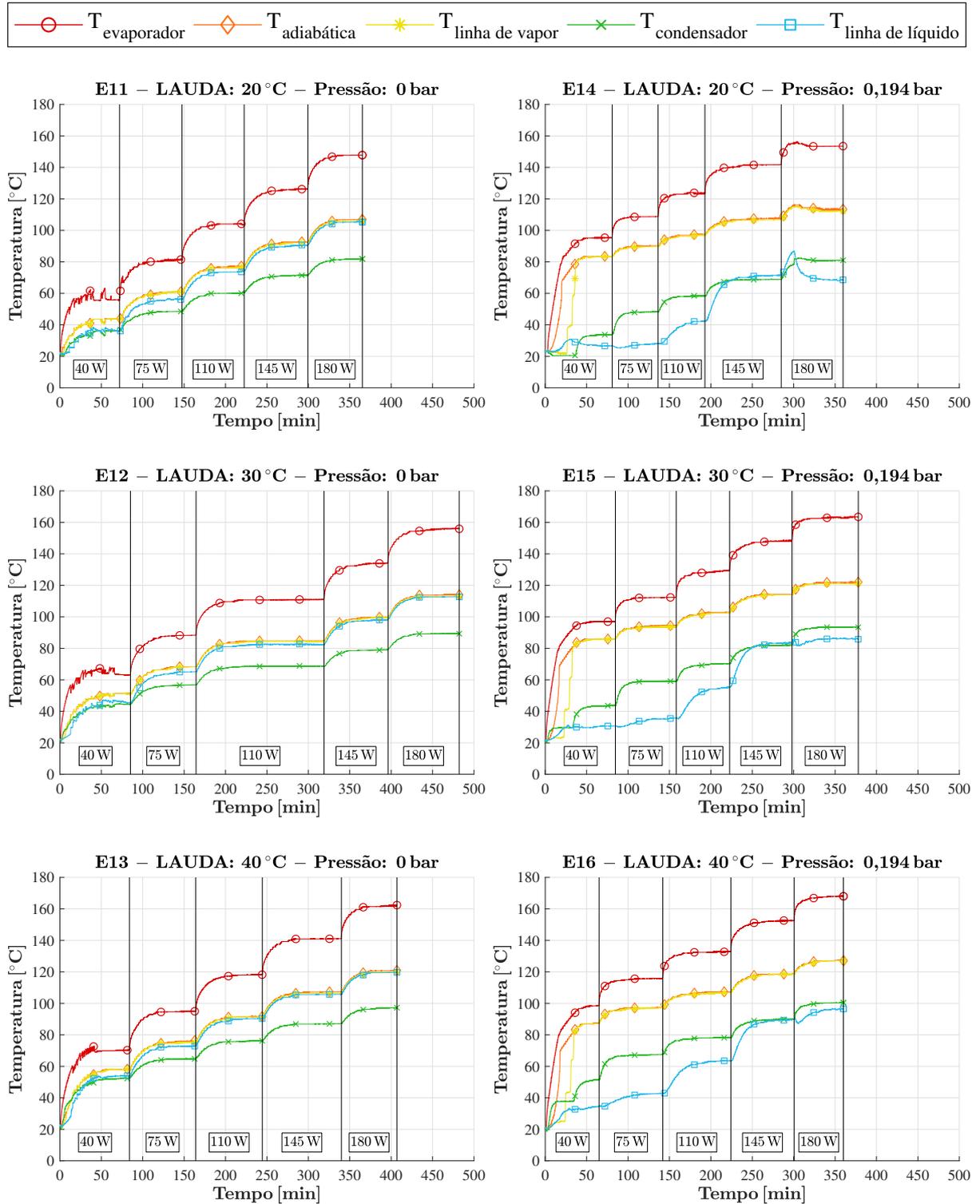


Figura 48 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água para os experimentos E11, E12 e E13, a 0 bar; e E14, E15 e E16, com a presença de GNC carregado no dispositivo na pressão de 0,194 bar; com temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Os gráficos transientes da Figura 48 revelam que, com o aumento da temperatura de refrigeração, existe também um aumento da temperatura de operação, comportamento esse ainda mais evidente na Figura 49, a qual mostra curvas paralelas de temperatura em diferentes patamares.

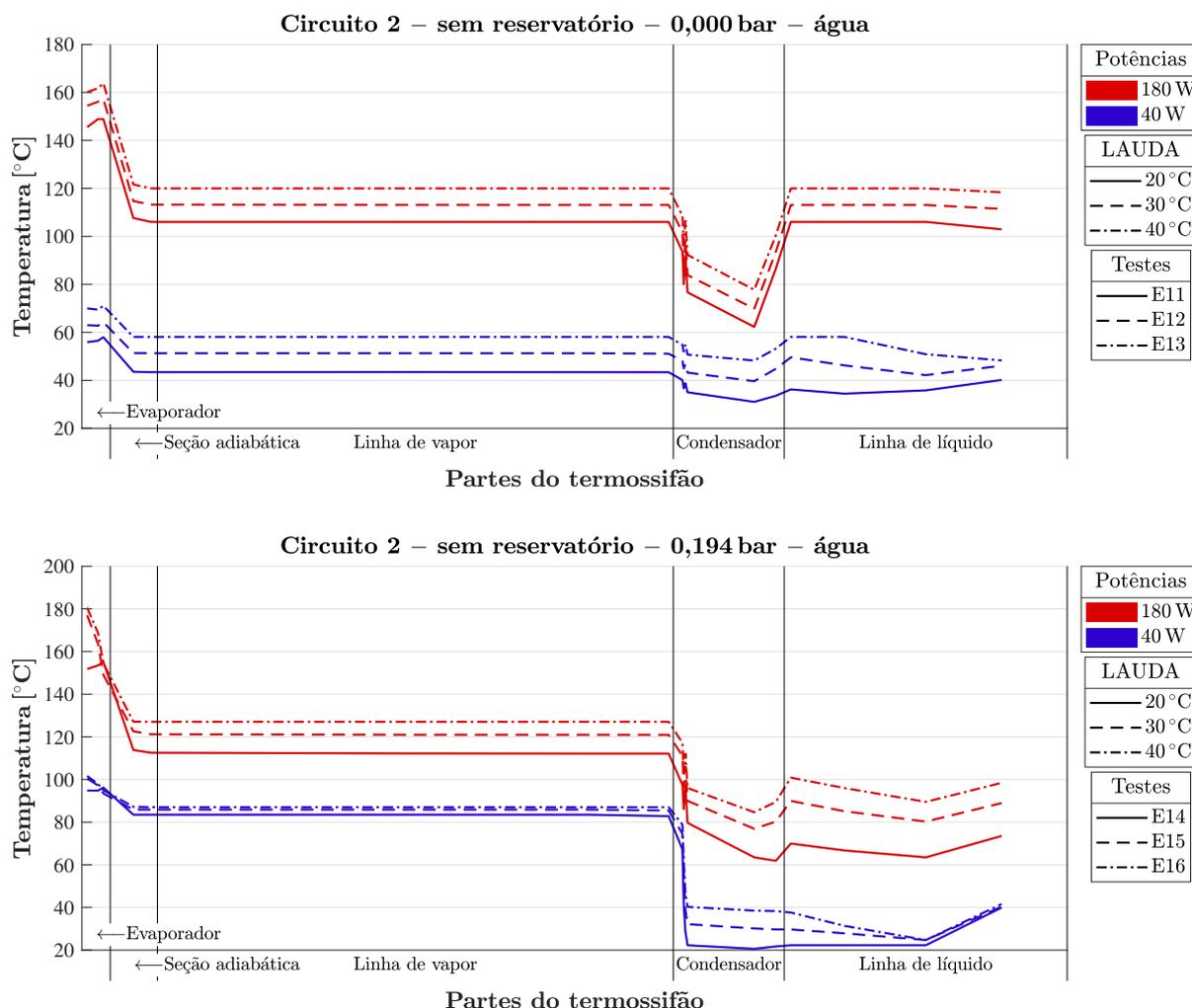


Figura 49 – Perfis de temperatura do circuito 2 com água para os experimentos E11, E12 e E13, sem GNC; e E14, E15 e E16, com a presença de GNC carregado no dispositivo na pressão de 0,194 bar e com temperaturas do LAUDA respectivamente de 20 °C, 30 °C e 40 °C

A Tabela 10 apresenta a temperatura de operação da seção adiabática (T_{opa}), o tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e o tempo de *start-up* (t_{ST}), para uma potência de 40 W e para as diferentes temperaturas de refrigeração (LAUDA).

O período de tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) para o dispositivo sem GNC e para com GNC (0,194 bar) divergiu dos tempos obtidos previamente, com um maior tempo para 30 °C em ambas os casos. Sem GNC, observou-se um aumento significativo do t_{RP} de E11 para E12, mas, para E13, este tempo manteve-se bem próximo do de E12. Já para o circuito com GNC (0,194 bar), as variações observadas no tempo de regime permanente foram pequenas. Desta forma pode-se concluir que o tempo até atingir

Tabela 10 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e para *start-up* para os experimentos do circuito 2 com água, sem reservatório, para a potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	T_{LAUDA} [°C]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E11	20	0	43,46	36,10	4,27
E12	30	0	51,37	54,56	3,23
E13	40	0	58,01	53,16	2,52
E14	20	0,194	83,40	43,40	31,67
E15	30	0,194	85,80	45,63	30,68
E16	40	0,194	87,00	42,22	32,02

o regime permanente não tem uma relação linear com a temperatura de refrigeração. Os tempos de *start-up* novamente não tiveram uma alteração significativa com a mudança da temperatura de refrigeração, com uma variação próxima de um minuto. Além disso, assim como já visualizado no perfil de temperatura, também na Tabela 10 é possível verificar um aumento da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}) com o aumento da temperatura de refrigeração no condensador.

A variação do desempenho do segundo dispositivo com diferentes temperaturas de refrigeração pode ser avaliada pelo comportamento das resistências térmicas, mostradas na Figura 50.

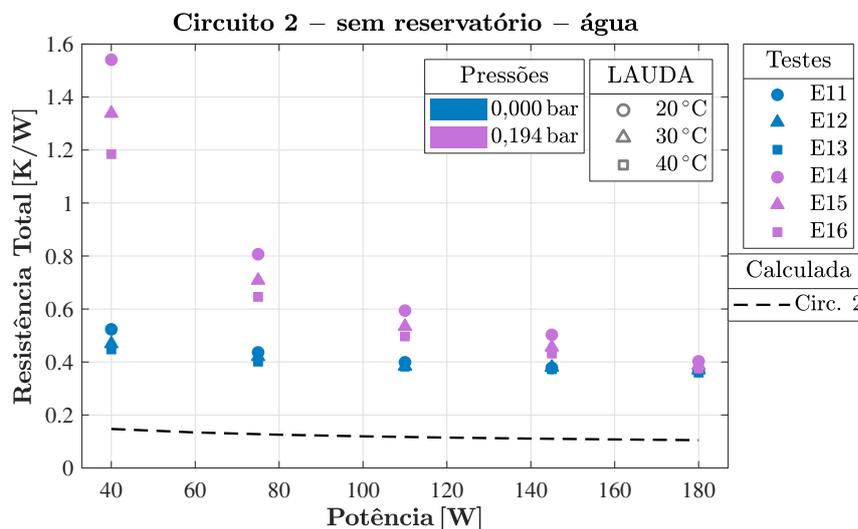


Figura 50 – Resistências térmicas do circuito 2 com água para os experimentos E11, E12 e E13, sem GNC, e E14, E15 e E16, com a presença de GNC carregado no dispositivo na pressão de 0,194 bar, nas temperaturas de rejeição de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Mais uma vez, não se observou uma diferença significativa no desempenho do circuito sem GNC, já que, praticamente, todo aumento de temperatura no evaporador foi também observado no condensador, como mostrado no perfil de temperaturas da Figura 49.

Também se verifica este fato através da Figura 50, onde as resistências experimentais apresentam praticamente o mesmo valor para uma mesma potência. Já para os ensaios na presença de GNC, a diferença entre as temperaturas do evaporador e condensador são maiores para menores temperaturas de refrigeração, sendo que, para maiores temperaturas de refrigeração, tem-se menores resistências térmicas. À medida que se aumenta a potência de entrada, a diferença entre as resistências experimentais diminui, se aproximando do valor das resistências sem GNC.

Portanto, infere-se que, para ambas as geometrias, com o aumento da temperatura de refrigeração, tem-se: elevação da temperatura de operação em todo o tubo e diminuição do fenômeno do GB. Ainda, a temperatura de refrigeração não afeta significativamente a resistência térmica para o circuito funcionando sem GNC; quando há GNC, um aumento dessa temperatura gera uma diminuição da resistência térmica, sendo esse fato mais nítido para baixas potências e para mais GNC presente. Por fim, verificou-se que os tempos de *start-up* e os tempos até o regime permanente não foram alterados significativamente com aumento da temperatura de refrigeração.

5.1.3 Efeito da utilização de reservatório de GNC

A maioria dos gráficos transientes de temperatura mostrados até esse ponto deixam evidente que a temperatura da linha de líquido é muito prejudicada pela introdução de GNC no termossifão, mesmo em altas potências. Por isso a adição de um reservatório ao final do condensador pode melhorar o desempenho da linha de líquido e de todo o termossifão em circuito. Sendo assim, circuitos com e sem o reservatório e nas mesmas condições operacionais foram comparados para avaliar a diferença entre suas performances. A Figura 51 mostra os gráficos transientes de temperatura dos testes do circuito 1 com reservatório (E17, E18 e E19) e sem reservatório (E04, E05 e E06), nas temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C, para uma mesma massa de GNC inserida no dispositivo. Note nos gráficos a presença de mais uma linha azul-escuro com estrelas representando a temperatura do reservatório de GNC nos testes em que este está presente. Na Figura 52, estão os perfis de temperatura dos experimentos separados pela mesma temperatura de refrigeração.

Na Figura 51, é possível verificar, com a introdução do reservatório, que em nenhum ensaio ocorreu o GB, que as temperaturas de operação reduziram e que vapor adentrou o reservatório mais facilmente com o aumento da temperatura de refrigeração, ou seja, a temperatura do reservatório não aumentou para o teste E17 (a 20 °C); aumentou na última potência para E18 (30 °C); e aumentou na quarta potência para E19 (40 °C). Tal comportamento é coerente com o esperado e observado na Seção 5.1.2, pois, com uma maior temperatura de refrigeração, a pressão interna de operação aumenta, empurrando os GNCs para dentro do reservatório. Quando há a entrada de vapor no reservatório, a temperatura média da linha de líquido ultrapassa o valor da temperatura média do

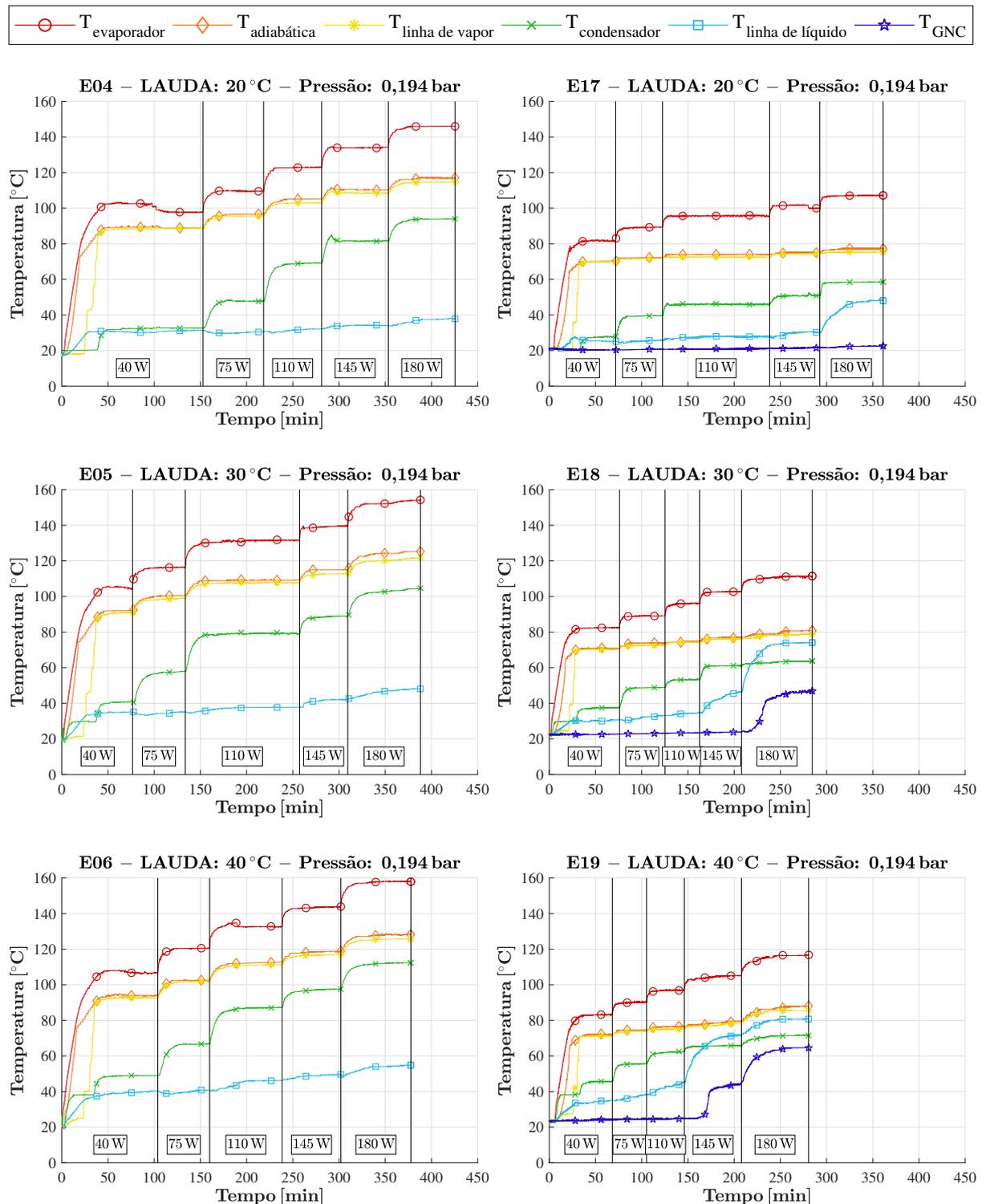


Figura 51 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E04, E05 e E06, sem reservatório; e E17, E18 e E19, com reservatório e com inserção de GNC na pressão de 0,194 bar; para temperaturas de LAUDA de 20 °C, 30 °C e 40 °C

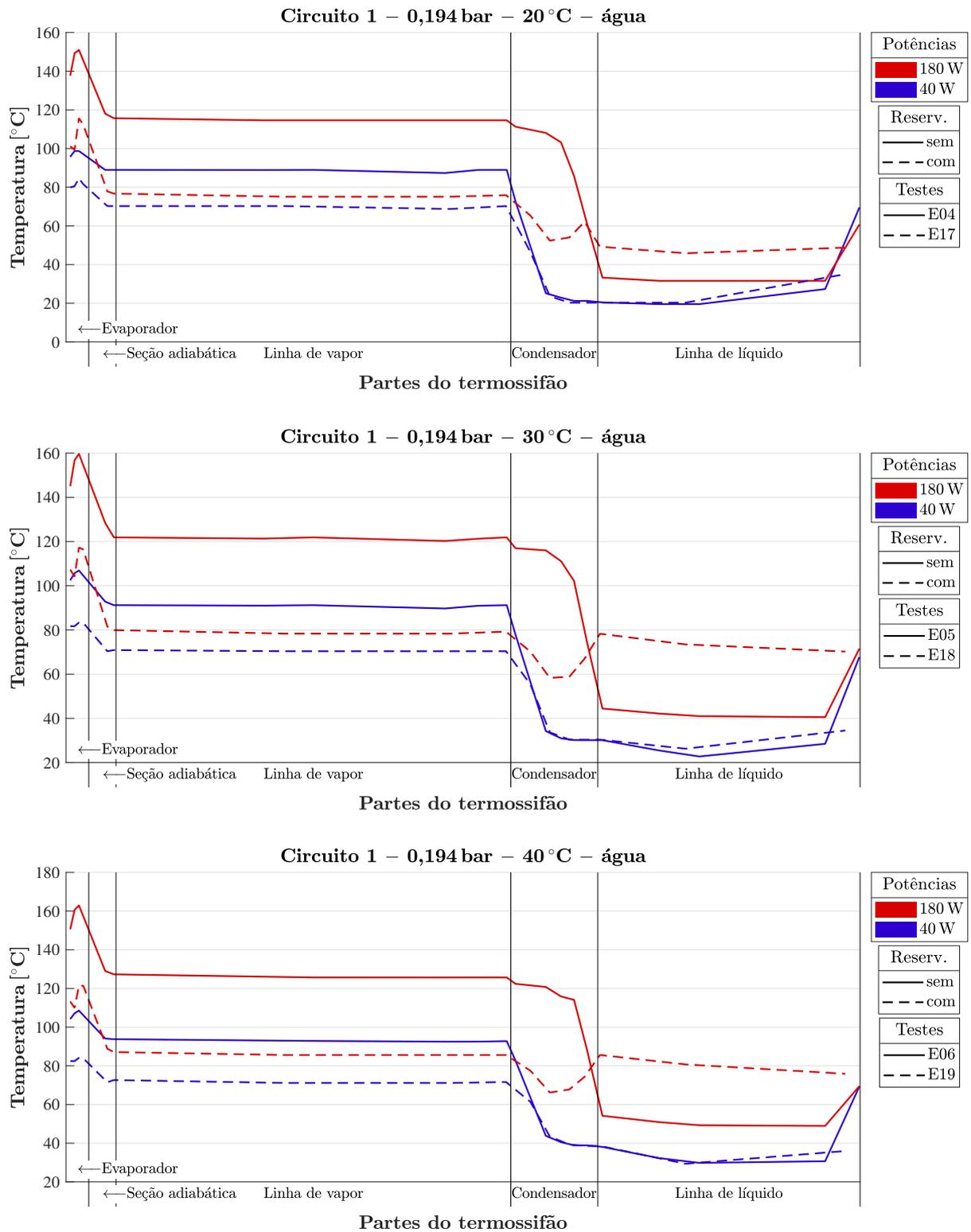


Figura 52 – Perfis de temperatura do circuito 1 com água, para os experimentos E17 e E04; E18 e E05; e E19 e E06; para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C, com inserção de GNC na pressão de 0,194 bar

condensador, tornando-se próxima da de saturação. Esse é um indicativo de que todo o GNC foi comprimido para dentro do reservatório e, por conseguinte, deixou de atrapalhar o desempenho da linha de líquido, mostrando que foi correto o posicionamento do reservatório, conforme orientado por Dube, Akbarzadeh e Andrews (2004). A redução da temperatura de operação também pode ser facilmente explicada, uma vez que a presença do reservatório disponibiliza mais área para transferência de calor.

Os perfis de temperaturas de todos os ensaios mostrados na Figura 52 evidenciam outra vez que, para 40 W, a introdução do reservatório de GNC diminui as temperaturas: de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor, mas não altera significativamente o comportamento da temperatura a partir do condensador. Já para 180 W, além de ocorrer novamente a redução da temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor, a introdução do reservatório também modifica a distribuição da temperatura do condensador e da linha de líquido, apresentando um padrão semelhante ao observado sem GNC. Isso é um indício de que, na potência mais alta, houve uma pressão interna suficiente para comprimir os GNCs para dentro do reservatório, os quais deixaram de atrapalhar a troca térmica do condensador e da linha de líquido. Já era esperado que o reservatório projetado fosse pequeno para baixas potências e que o GNC, nessas condições, mesmo com o reservatório, afetasse o desempenho do condensador e da linha de líquido. Portanto, o projeto de um reservatório deve levar sempre em consideração a potência mais alta de operação.

A Tabela 11 apresenta os dados da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), o tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e o tempo de *start-up* (t_{ST}), para a potência de 40 W e para as diferentes temperaturas de LAUDA. Observa-se que todas essas três variáveis diminuíram com a inserção do reservatório de GNC.

Tabela 11 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos para atingir regime permanente e para *start-up* para o circuito 1 com GNC (0,194 bar) sem e com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de resfriamento (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	T_{LAUDA} [°C]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E04	20	0,194	89,00	41,42	32,75
E05	30	0,194	91,90	42,92	32,58
E06	40	0,194	93,00	47,33	32,83
E17	20	0,194	70,02	28,31	24,01
E18	30	0,194	70,41	30,10	23,57
E19	40	0,194	71,74	30,98	23,60

A Figura 53 mostra as resistências térmicas em função da potência transferida para avaliação do desempenho do dispositivo com e sem reservatório. Os perfis de temperaturas da Figura 52 revelam que a diferença entre as temperaturas do evaporador e do condensador diminuíram com a inserção do reservatório, mas essa diferença se reduzia com o aumento da

potência. Isso significa que a resistência caia com a presença do reservatório melhorando o desempenho do dispositivo. Contudo, novamente, caso o termossifão opere em altas potências, a adição do reservatório não é necessária quando há pouco GNC.

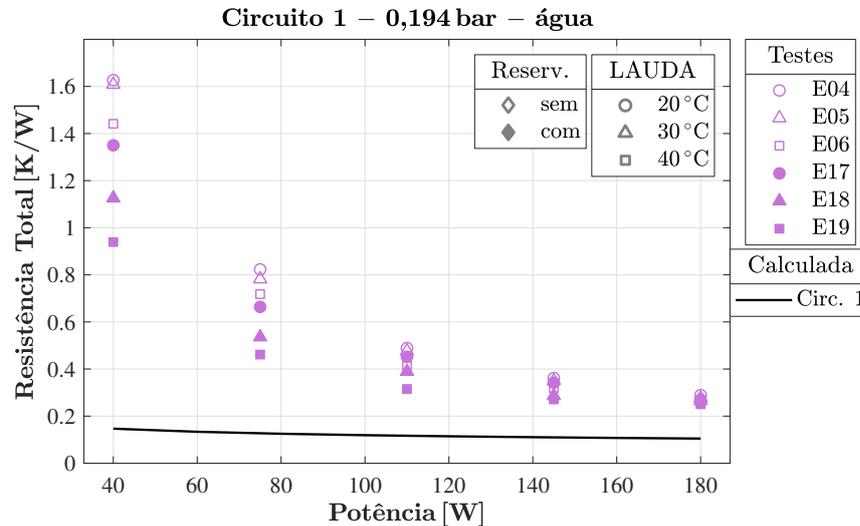


Figura 53 – Resistências térmicas do primeiro termossifão para os experimentos E04, E05 e E06, sem reservatório, e E17, E18 e E19, com reservatório, na presença de GNC (0,194 bar) e nas temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Para avaliar se as considerações obtidas previamente também são válidas para o circuito 2, os experimentos sem reservatório (E14, E15 e E16) foram comparados com os com reservatório (E27, E28 e E29). A Figura 54 mostra os gráficos transientes dos testes nas temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C, e na Figura 55 estão os perfis de temperatura dos experimentos para uma mesma temperatura de refrigeração.

A Figura 54 evidencia que houve novamente uma redução da temperatura de operação com o uso do reservatório, que não ocorreu GB e que temperaturas de refrigeração mais altas facilitam a entrada de vapor no reservatório. Além disso, outra vez é possível constatar que a temperatura média da linha de líquido ultrapassa a do condensador com a entrada de vapor no reservatório de GNC, onde houve uma oscilação de temperaturas. Também percebe-se que, para a última potência aplicadas nos experimentos E28 e E29, observou-se um aumento linear da temperatura da seção adiabática, que foi seguida pelos termopares do evaporador. Isso pode significar que a entrada de vapor no reservatório está demandando um aumento da temperatura de operação e, assim, também elevando a resistência térmica. O secamento foi descartado como uma possível explicação para esse comportamento, pois nesse fenômeno, ao mesmo tempo, provoca um aumento da temperatura do evaporador e uma queda no condensador, o que não aconteceu.

Na Figura 55 verifica-se que, para 40 W, a introdução do reservatório de GNC provocou uma diminuição da temperatura de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor. Observa-se também que as temperaturas do condensador, para ambos

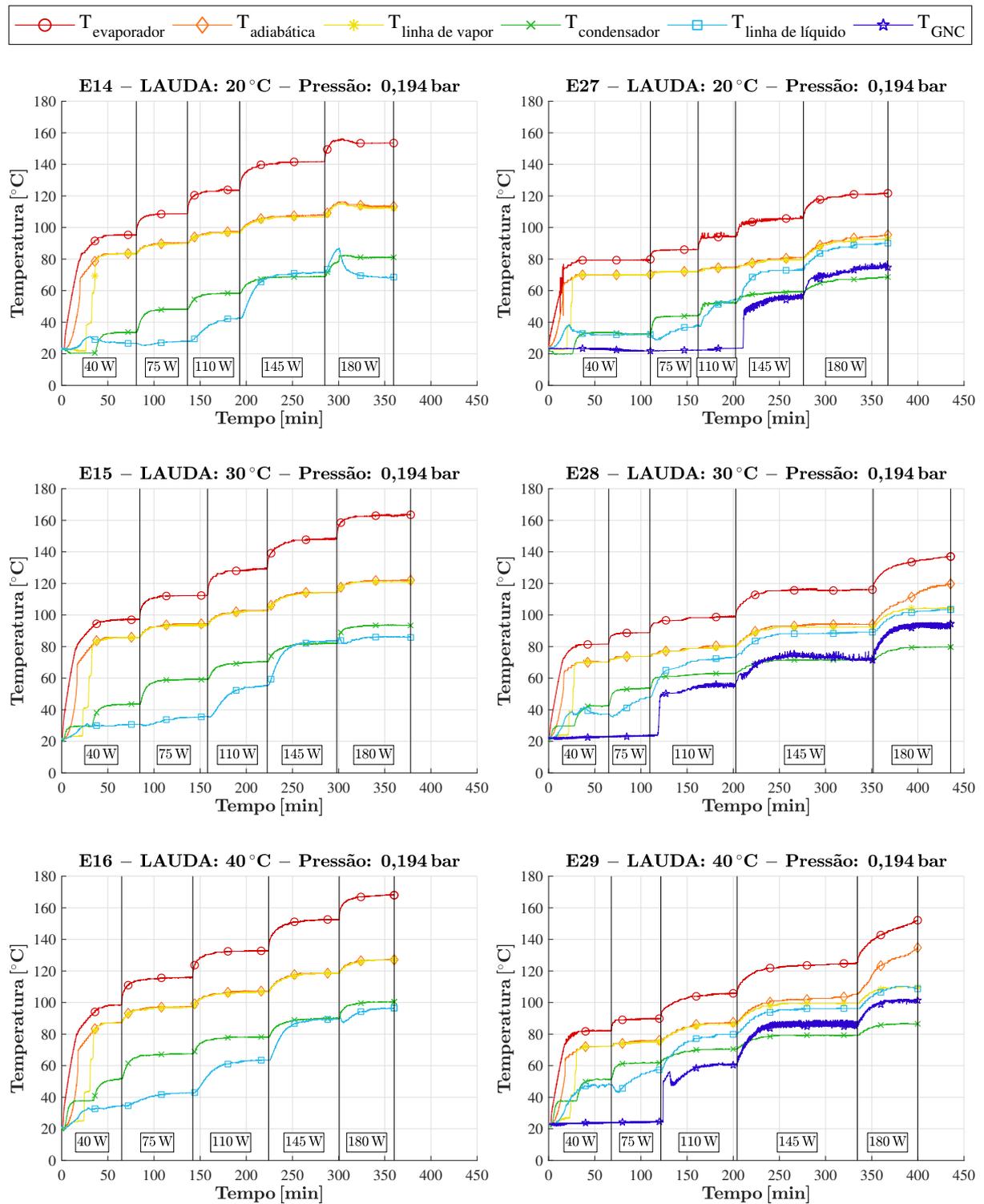


Figura 54 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água para os experimentos E14, E15 e E16, sem reservatório; E27, E28 e E29, com reservatório; todas com GNC (0,194 bar), para as temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

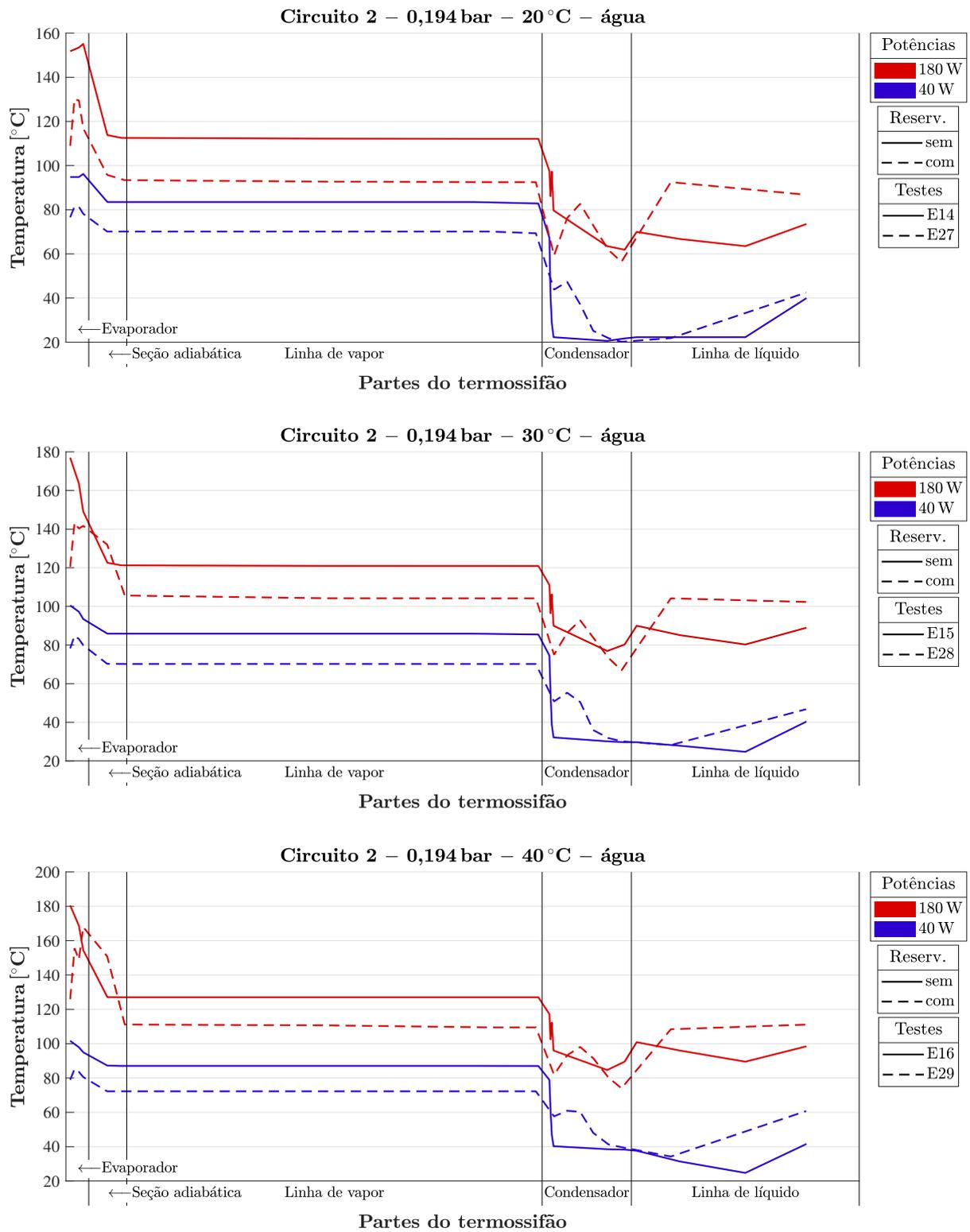


Figura 55 – Perfis de temperatura do circuito 2 com água, para os experimentos E14 e E27; E15 e E28; e E16 e E29; para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C, com inserção de GNC na pressão de 0,194 bar

os casos, são bastante próximas, chegando a se interceptar, porém, a queda de temperatura no condensador é menos repentina com a introdução do reservatório. Contudo, para 180 W, além de ocorrer novamente à redução da temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor, a introdução do reservatório melhora o desempenho do condensador e da linha de líquido. Isso é um indício de que, na potência mais alta, houve uma pressão interna suficiente para comprimir os GNCs para dentro do reservatório, os quais deixaram de atrapalhar a troca térmica do condensador e da linha de líquido. Novamente conclui-se que, como para o primeiro termossifão, que o reservatório era pequeno para 40 W.

Na Tabela 12 apresentam-se os dados da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), o tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e o tempo de *start-up* (t_{ST}), para 40 W e para as diferentes temperatura de resfriamento (LAUDA). Observa-se que essas três grandezas também reduziram com a inserção do reservatório de GNC no termossifão em circuito 2.

Tabela 12 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e para *start-up* para os experimentos do circuito 2 com GNC (0,194 bar), sem e com reservatório, com potência de 40 W e temperaturas de resfriamento (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	T_{LAUDA} [°C]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E14	20	83,40	43,40	31,67
E15	30	85,80	45,63	30,68
E16	40	87,00	42,22	32,02
E27	20	69,94	29,09	24,89
E28	30	70,06	27,98	25,88
E29	40	72,01	32,56	26,76

O comportamento do termossifão em circuito 2 com a inserção do reservatório foi muito semelhante ao apresentado pelo circuito 1. Houve a redução da temperatura do evaporador e do condensador, mostrada nos perfis de temperatura da Figura 55, bem como a diminuição das resistências térmicas para baixas potências, exibidas na Figura 56. Com o aumento da potência de entrada, as diferenças entre resistências diminuem, tornando o reservatório desnecessário.

Portanto, é possível concluir que, em ambas as geometrias, a inserção do reservatório para baixas potências diminuiu a resistência térmica, os tempos de *start-up* e até o regime permanente e a temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor. Além disso, foi perceptível que a temperatura de resfriamento auxilia na expulsão dos GNCs do condensador, empurrando-os para o reservatório. Para altas potências, ambos os termossifões apresentaram um desempenho semelhante sem e com reservatório, o que indica que para termossifões operando em altas potências, o reservatório pode ser retirado

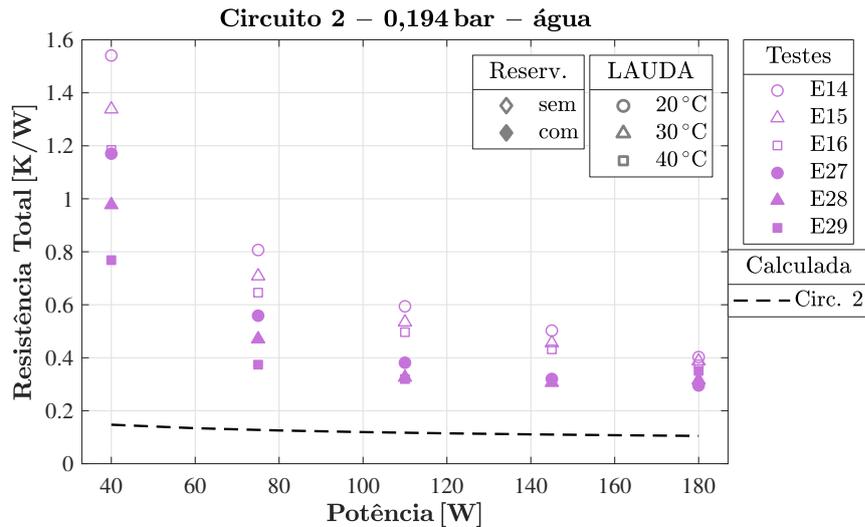


Figura 56 – Resistências térmicas do circuito 2 com água, para os experimentos E14, E15 e E16, sem reservatório, e E27, E28 e E29, com reservatório, com GNC (0,194 bar) e nas temperaturas de refrigeração de 20 °C, 30 °C e 40 °C

do projeto. Por fim, também foi possível concluir que o reservatório deve ser projetado para uma condição fixa de operação.

5.1.4 Efeito da pressão de GNC com reservatório

Uma variação no desempenho dos termostifões em circuito com a inserção de GNC é esperada, tanto sem reservatório (Seção 5.1.1) quanto com reservatório. Ensaio com diferentes massas de GNC introduzidas nos circuitos por diferentes pressões do controlador de argônio (ver Seção 4.2.2.2) foram realizados no circuito 1, para a temperatura de refrigeração (LAUDA) fixa em 20 °C, temperatura esta escolhida porque a pressão interna induzida no teste E17 mostrou não ser alta o suficiente para empurrar o vapor para dentro do reservatório. Além disto observou-se que, com o aumento da capacidade de resfriamento do condensador, aumenta-se o seu gradiente de temperatura quando na presença de GNC. A Figura 57 mostra os gráficos transientes de temperatura dos testes E20, E23, E24, E25, E26 e E17 com GNC (3,5 mbar, 82,5 mbar, 111,7 mbar, 120,44 mbar, 130 mbar e 194 mbar). A Figura 58 mostra os perfis de temperatura obtidos a partir desses ensaios.

É possível constatar, pelos dados obtidos na Figura 57, que à medida que mais GNC foi inserido no termostifão, mais a entrada de vapor no reservatório de GNC (observada por um aumento de temperatura) era retardada, ocorrendo apenas no segundo nível de potência aplicada para o teste E20, na quarta potência para o teste E23, na quinta potência para E24 e E25 e não ocorrendo em E26 e E17. Também verifica-se um aumento da temperatura de operação com o aumento da pressão interna e a ocorrência do fenômeno de GB nos quatro primeiros níveis de potências para o teste E20, nos três primeiros para E23 e no primeiro para E26. É possível verificar que a intensidade das oscilações diminuiu entre os testes E20 e E23 e que as oscilações apresentadas em E26 foram inesperadas, já

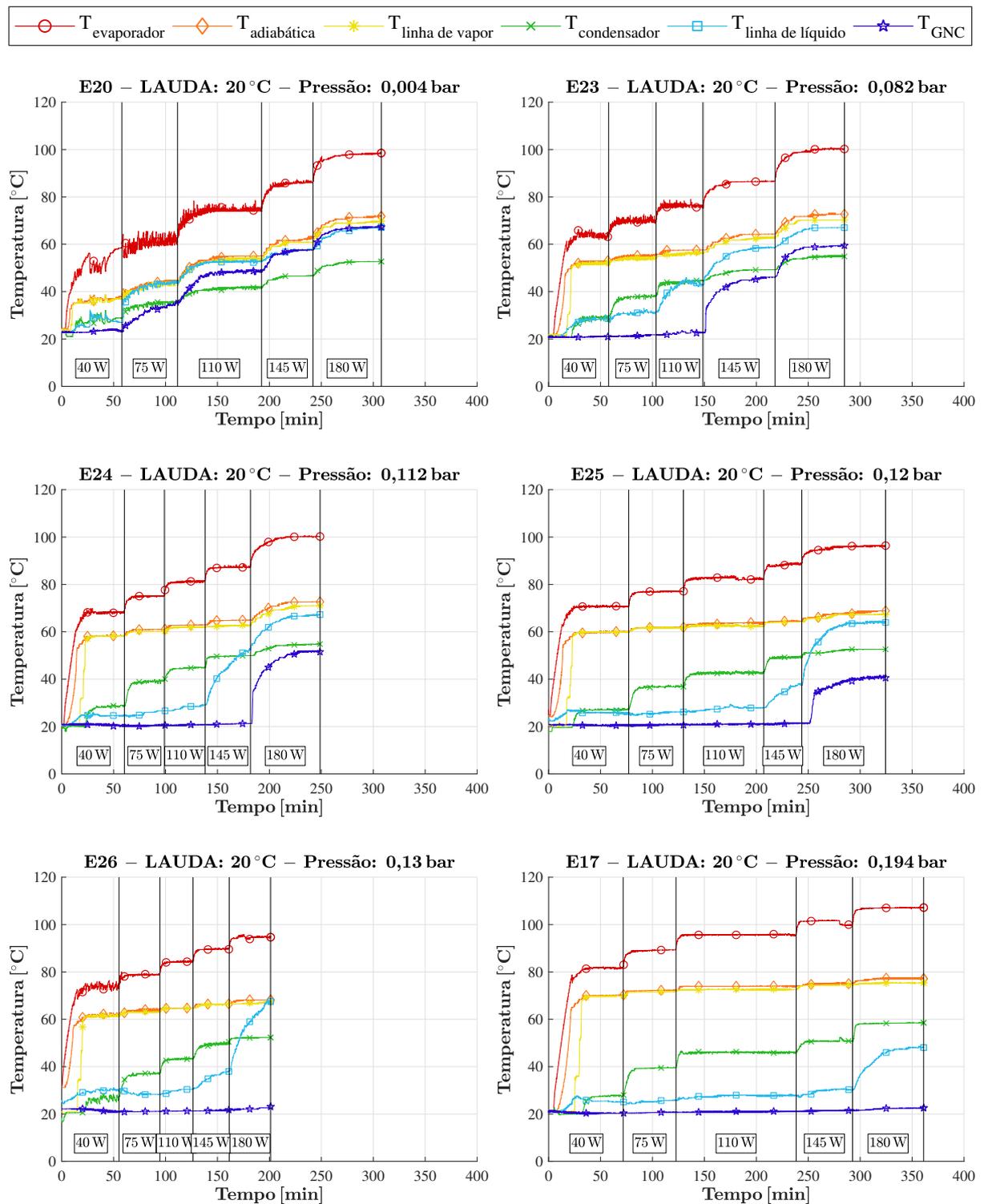


Figura 57 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1 com água, para os experimentos E17, E20, E23 e E24, E25 e E26, com temperatura de refrigeração (LAUDA) de 20 °C

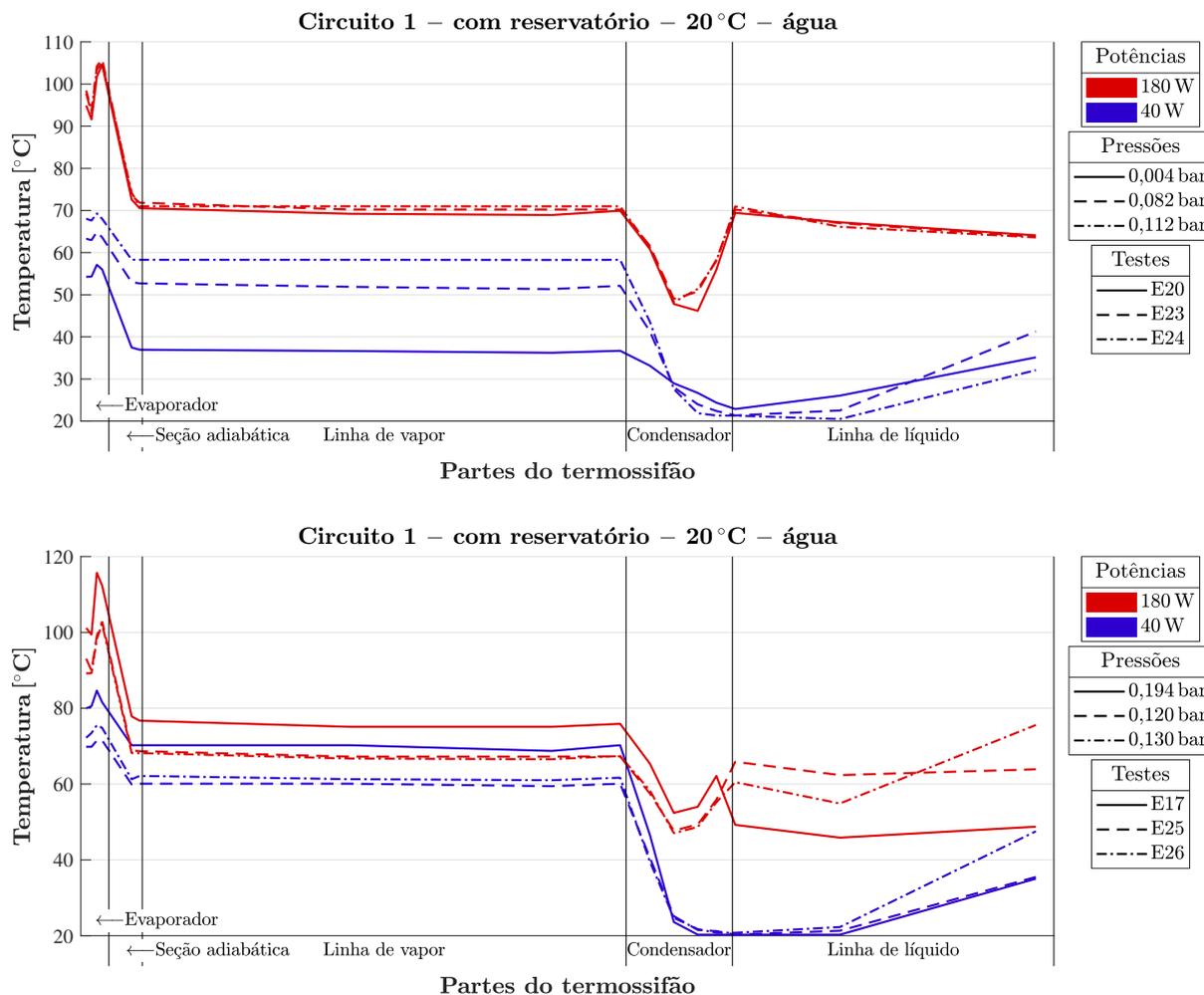


Figura 58 – Perfis de temperatura do circuito 1 para os experimentos E20, E23, E24, E25, E26 e E17; com água e com temperatura de refrigeração (LAUDA) de 20 °C

que o fenômeno não estava se apresentando previamente. Como, para o teste E17, o GB não ocorreu, a massa de GNC relativa à pressão de 0,194 bar foi considerada como a mais confiável para evitar o GB nos ensaios com sódio, além do fato de que, como vapor não entrou no reservatório, essa pressão garantiria uma certa segurança da válvula presente no final do reservatório.

Na Figura 58, é possível analisar os perfis de temperatura. Para 40 W, há um aumento de patamar da temperatura de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor, devido ao aumento da pressão interna. Porém, observa-se uma queda na temperatura do condensador até aproximadamente a metade de seu comprimento, devido à presença de GNC e ao contato da parede do condensador com a serpentina, cuja temperatura permanece baixa por aproximadamente um terço do comprimento da linha de líquido e depois voltando a aumentar. Já para 180 W, as diferenças entre os patamares do evaporador, seção adiabática e linha de vapor para diferentes pressões se tornam menores, porém as temperaturas do condensador são diferentes entre si. Para os testes E20, E23, E24 e E25, uma queda ocorre até metade do condensador, devido à troca

de calor com a serpentina, mas logo retorna à temperatura da linha de vapor (temperatura de saturação) ao final do condensador e permanece assim na linha de líquido. O ensaio E26 teve um comportamento semelhante ao do E25 até o final do condensador, mas apresentou uma temperatura abaixo na linha de líquido até aproximadamente um terço de seu comprimento, sendo que o último termopar (mais próximo do evaporador) mediu uma temperatura até mais alta do que a da linha de vapor. Por fim, E17 apresentou, ao final do condensador e da linha de líquido, uma temperatura mais baixa, o que provavelmente indica que a pressão interna não foi suficiente para que todo o GNC fosse comprimido dentro do reservatório, parte dele permanecendo na linha de líquido.

A Tabela 13 apresenta dados da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), do tempo para atingir o regime permanente (t_{RP}) e do tempo de *start-up* (t_{ST}), para 40 W e com o circuito operando com água. Todas essas variáveis tiveram um aumento com as elevações das pressões internas e foram definidas como previamente, no entanto o valor de temperatura do evaporador tomado como referência nesta subseção foi alterado para 40 °C, pelo fato do teste E26 ter apresentado uma temperatura inicial acima da temperatura previamente definida.

Tabela 13 – Temperatura de operação da seção adiabática e tempos para o regime permanente e *start-up* para os experimentos do circuito 1 com água e com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C

Teste	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E20	0,004	36,87	6,92	1,22
E23	0,082	52,85	15,19	10,52
E24	0,112	58,07	16,50	13,85
E25	0,120	59,49	18,62	15,30
E26	0,130	61,23	21,14	16,40
E17	0,194	70,02	24,48	20,18

Por fim, pode-se analisar o desempenho dos termossifões com aumento da massa de GNC no circuito através das resistências térmicas experimentais em função da potência aplicada, mostradas na Figura 59. Novamente verifica-se que, quanto maior a pressão interna, maior a resistência experimental para baixas potências. Ou seja, o teste com menores massas de GNC (0,004 bar – E20) apresentou a menor resistência, sendo seguido, em ordem crescente de resistência, pelos testes E23 (0,082 bar), E24 (0,112 bar); E25 (0,120 bar); E26 (0,130 bar); e E17 (0,194 bar). Novamente, as diferenças entre as resistências térmicas para diferentes quantidades de GNC também se reduziram com o aumento da potência transferida, tornando-se desprezível. Isso revalida a mesma informação obtida para os termossifões sem reservatório: a de que, para termossifões que operam em altas potências, não é necessário a realização de um vácuo muito bom na fabricação, reduzindo custos e viabilizando, ainda mais, essa tecnologia.

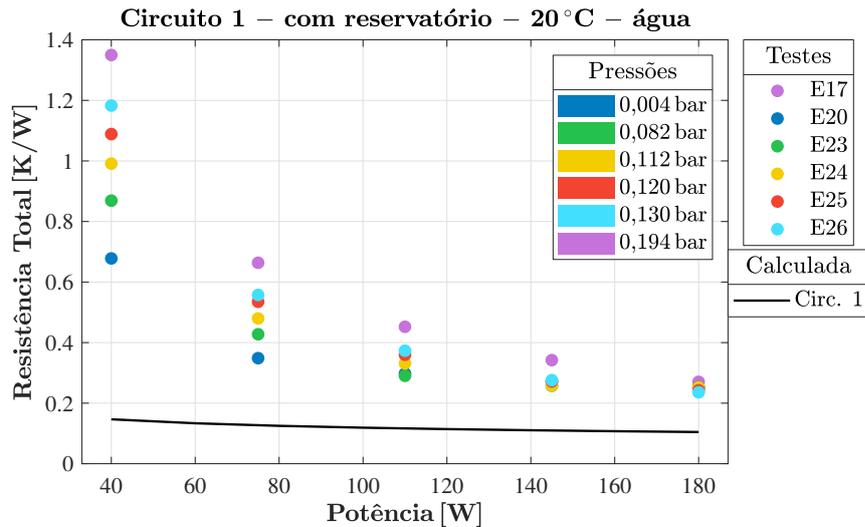


Figura 59 – Resistências térmicas para os experimentos do circuito 1 com água e com reservatório para diversos níveis GNC (0,004 bar, 0,082 bar, 0,112 bar, 0,120 bar, 0,130 bar e 0,194 bar) para os experimentos E20, E23, E24, E25, E26 e E17

Verifica-se, a seguir, se o aumento da massa de GNC também afeta o desempenho do circuito 2 com reservatório, como afetou o primeiro. A Figura 60 mostra os gráficos transientes de temperatura dos testes E27, E28 e E29, na presença de GNC (194 mbar), e E30, E31 e E32 (130 mbar). Já a Figura 58 mostra os perfis de temperatura desses ensaios.

Novamente, os dados obtidos permitem constatar que, à medida que mais GNC foi inserido no termosifão, mais a entrada de vapor no reservatório de GNC foi retardada, ocorrendo no quarto nível da potência transferida no teste E27 e no terceiro no teste E30; no terceiro em E28 e E31; e no terceiro em E29 e no segundo em E32. Além disso, é possível observar o GB nas duas primeiras potências dos testes E30 e E31, na primeira do teste E32 e, ainda, que ele não ocorreu nos testes E27, E28 e E29.

Os perfis de temperatura apresentados na Figura 61 mostraram um comportamento bem semelhante ao esperado: a 40 W, as temperaturas de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor foram menores para menores massas de GNC, assim como a temperatura da linha de líquido foi mais alta devido à menor concentração de GNC nessa região. Para 180 W, ambos os testes tiveram comportamentos muito semelhantes, principalmente para temperaturas de refrigeração de 30 °C e 40 °C, ou seja, a pressão interna do vapor foi suficiente para comprimir todo o GNC para dentro do reservatório. Excepcionalmente, o experimento E27 apresentou um comportamento inesperado, uma vez que, apesar de possuir menos GNC, a temperatura de operação foi mais elevada na última potência aplicada. No entanto, por se tratar de um resultado isolado, este será desconsiderado.

Apresenta-se, na Tabela 14 os dados de temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e tempo de *start-up* (t_{ST}). Observa-se que t_{RP} diminuiu com o aumento da massa de GNC, para 20 °C e 30 °C, e aumentou

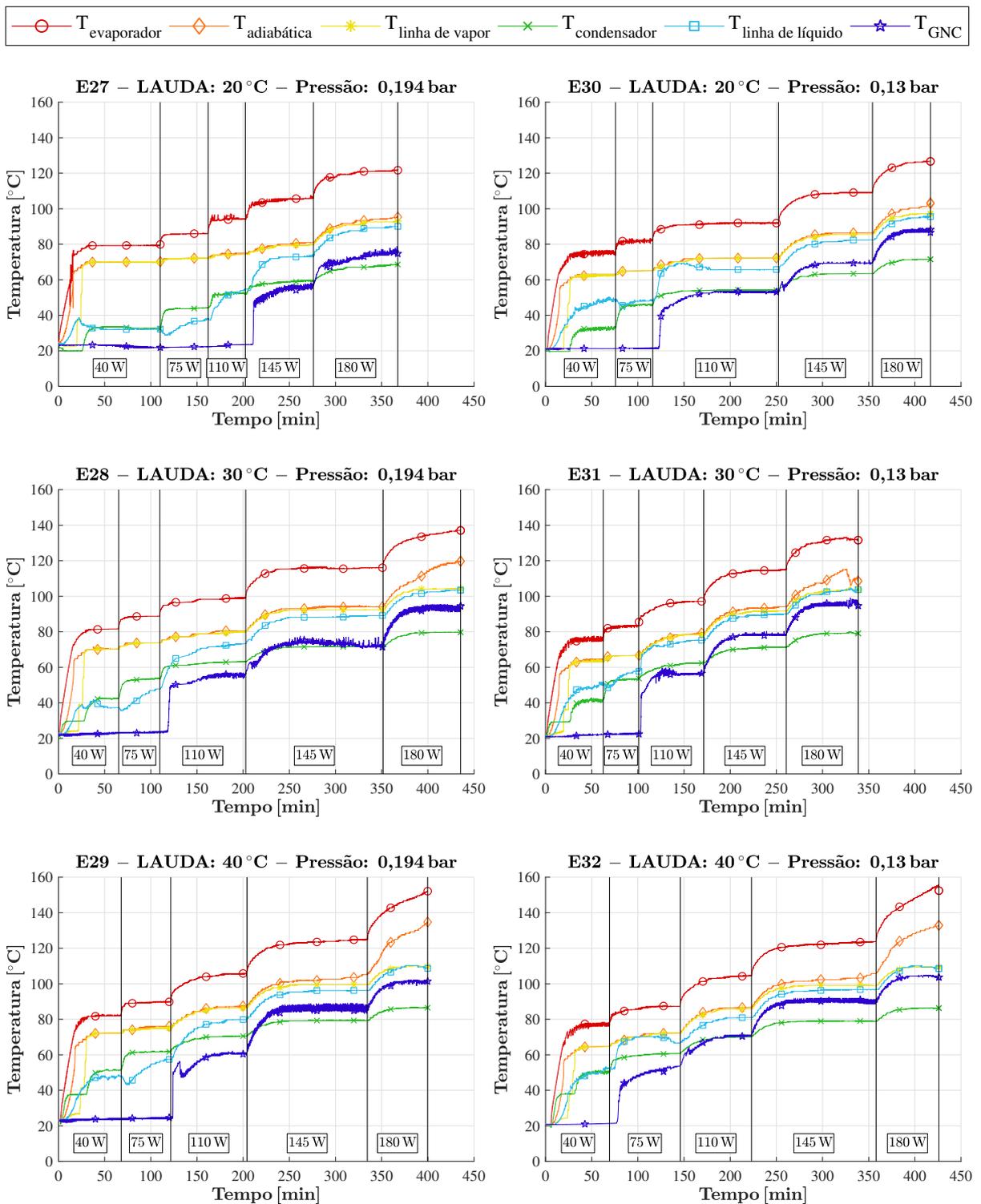


Figura 60 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 2 com água, para os experimentos E27, E28, E29, E30, E31 e E32, para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

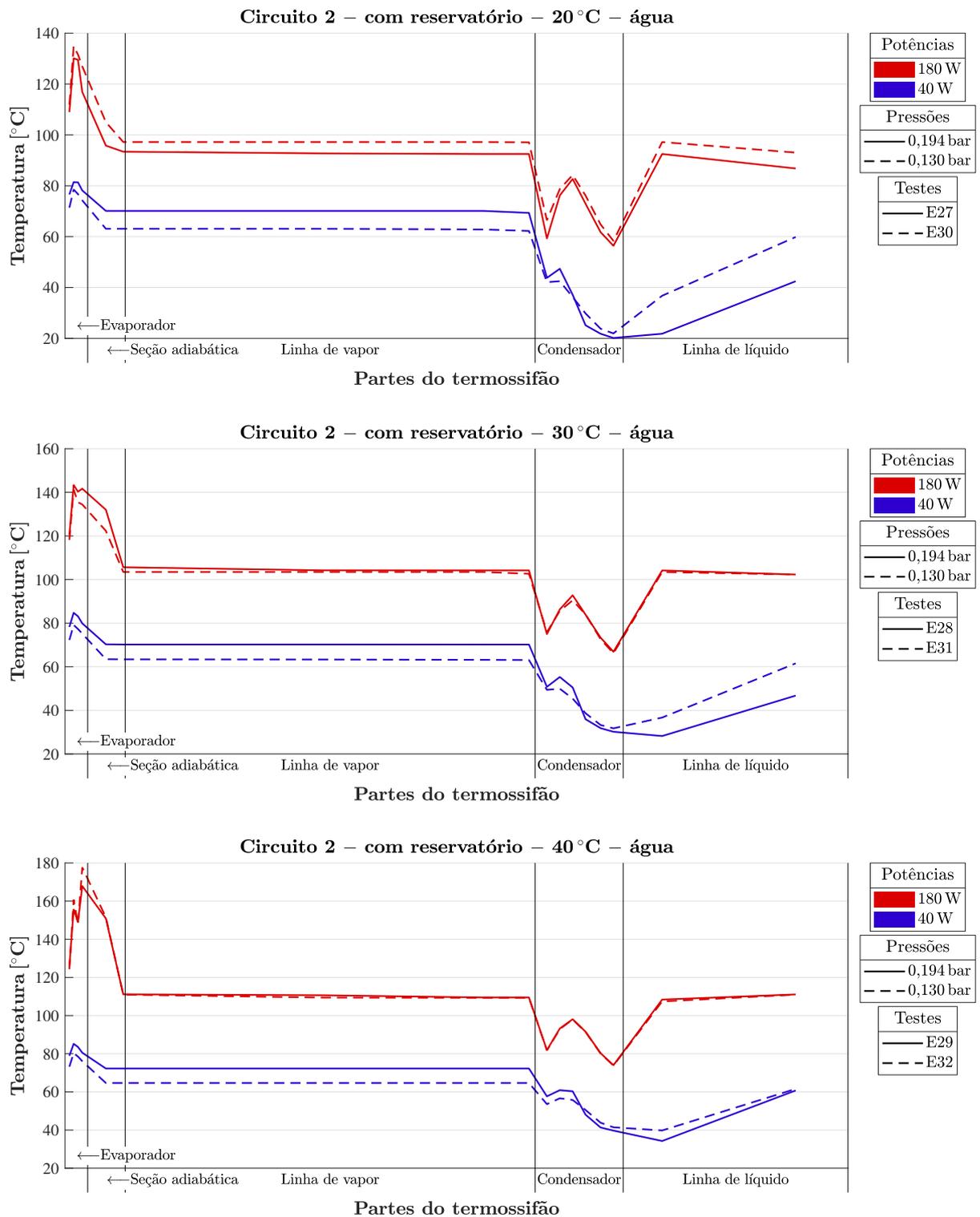


Figura 61 – Perfis de temperatura do circuito 2 com água, para os experimentos E27, E28 e E29, com GNC (0,194 bar), e E30, E31 e E32, com GNC (0,130 bar) para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

para 40 °C. T_{op_a} e t_{ST} aumentaram com os aumentos da massa de GNC nos testes.

Tabela 14 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e *start-up* para os experimentos do circuito 2 com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de resfriamento (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	T_{LAUDA} [°C]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E30	20	0,130	63,11	27,74	19,39
E31	30	0,130	64,63	35,95	19,13
E32	40	0,130	64,39	26,14	20,22
E27	20	0,194	69,94	24,44	20,24
E28	30	0,194	70,06	24,45	22,35
E29	40	0,194	72,01	28,98	23,18

Por fim, é possível analisar o desempenho com aumento da pressão interna do circuito 2 com reservatório observando-se o comportamento das resistências térmicas, mostradas na Figura 62 em função do potência inserida. Nela, percebe-se um comportamento assintótico da curva de resistências e, mais uma vez, quanto maior a massa de GNC, maior pressão interna e maior a resistência térmica especialmente para baixas potências. A diferença entre as resistências experimentais para diferentes massas de GNC também diminui com o aumento da potência até um determinado nível quando a resistência térmica tende a aumentar, em razão de um aumento da temperatura do evaporador devido à entrada de vapor no reservatório de GNC. Tal fato confirma que o projeto do reservatório deve considerar as condições de operação para promover um melhor desempenho do dispositivo.

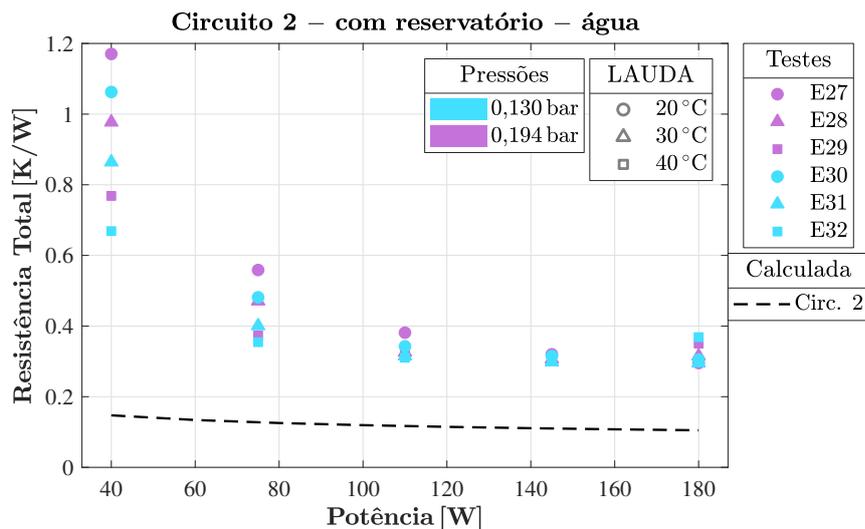


Figura 62 – Resistências térmicas para os experimentos do segundo termossifão em circuito com reservatório E27, E28 e E29 para a pressão de 0,194 bar e E30, E31 e E32 para a de 0,130 bar

Portanto, pode-se concluir que, para ambas as geometrias com reservatório, o aumento da massa de GNC fez com que mais GNC entrasse no reservatório em potências

mais altas, diminuiu a ocorrência do GB, aumentou o tempo de *start-up* e, para baixas potências, aumentou a resistência térmica e a temperatura de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor.

5.1.5 Efeito da configuração da linha de líquido

Fluidos de trabalho de termossifões em circuito que se encontram sólidos à temperatura ambiente podem se solidificar na linha de líquido, principalmente para baixas potências (baixas pressões de vapor) e no início da operação, como relatado em Mantelli *et al.* (2006 *apud* MANTELLI *et al.*, 2007, p. 5). Sendo assim, o ideal é a utilização de uma geometria na qual a própria gravidade auxilie no retorno do líquido ao evaporador, evitando perdas desnecessárias de energia. Em vista disso, uma segunda geometria do termossifão em circuito foi projetada e construída, onde a principal diferença está na linha de líquido. Nesta seção é avaliada a influência dessa nova configuração no desempenho do dispositivo. Esta avaliação é feita através da comparação dos dispositivos operando nas mesmas condições experimentais: sem o reservatório e sem GNC. A Figura 63 apresenta os gráficos transientes e a Figura 64, os perfis de temperatura.

Na Figura 63, nota-se que o fenômeno do GB só ocorreu, para o circuito 2, no primeiro nível de potência aplicada, diferentemente do circuito 1, que apresentou GB nos dois primeiros níveis de potências. Isso decorre do fato do primeiro termossifão possuir um fluido estacionário na linha de líquido que acaba sendo sub-resfriado, o que, por sua vez, aumenta a propensão do GB acontecer.

Além disso, é possível verificar também que a temperatura de operação do circuito 2 é mais alta, como pode ser ainda melhor visualizado nos perfis de temperatura da Figura 64, os quais mostram que essa diferença ocorre desde a primeira potência (40 W). As temperaturas em todas as seções são bastante contínuas com exceção da do condensador para o circuito 2, já que uma queda muito maior acontece no final dessa seção. Apesar disso, a temperatura logo se recupera no início da linha de líquido e novamente se iguala à temperatura de saturação. Também nota-se que o primeiro termossifão apresenta uma queda gradativa da temperatura na linha de líquido, que ocorre pelo fato do fluido estar estacionário, e, mesmo com isolamento, uma pequena perda de calor para o ambiente é esperada.

Para avaliar se as observações do dispositivo operando sem GNC também são válidas quando operam com um pouco de GNC, os testes do circuito 1 e 2, sem reservatório com GNC (0,194 bar) podem ser comparados. A diferença em seus comportamentos é evidenciada pelos gráficos transientes, mostrados na Figura 65, e pelos perfis de temperatura, mostrados na Figura 66. Diferentemente da operação sem GNC, com GNC a seção adiabática e a linha de vapor do circuito 1 operam em temperaturas mais altas (40 W) ou muito próximas (180 W) das do circuito 2 até o início do condensador. Ambos os dispositivos, nestes testes, apresentam comportamentos semelhantes no condensador, mas

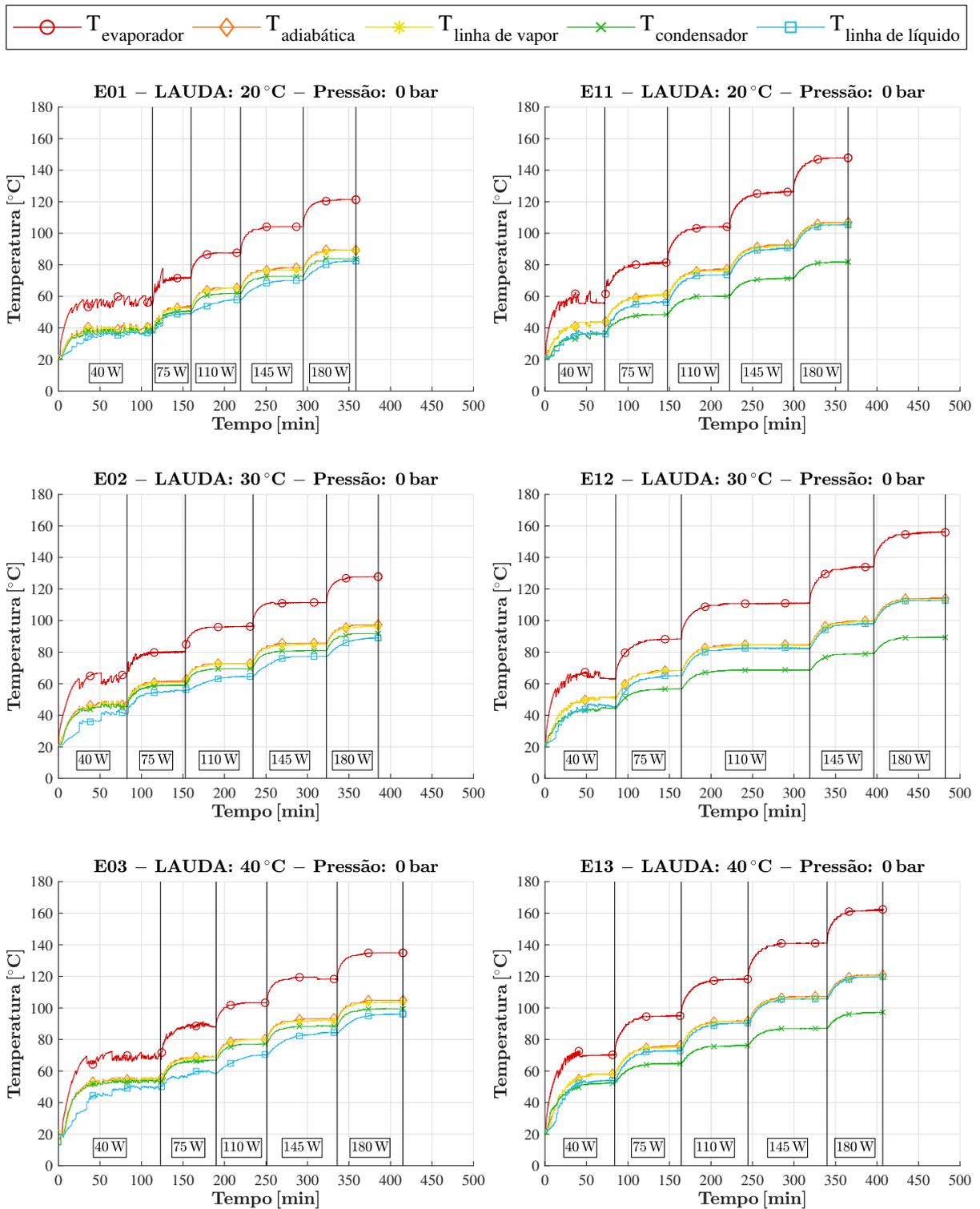


Figura 63 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1, com água, para os experimentos E01, E02 e E03; e a do circuito 2 com água, para E11, E12 e E13, todos os casos sem GNC, para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

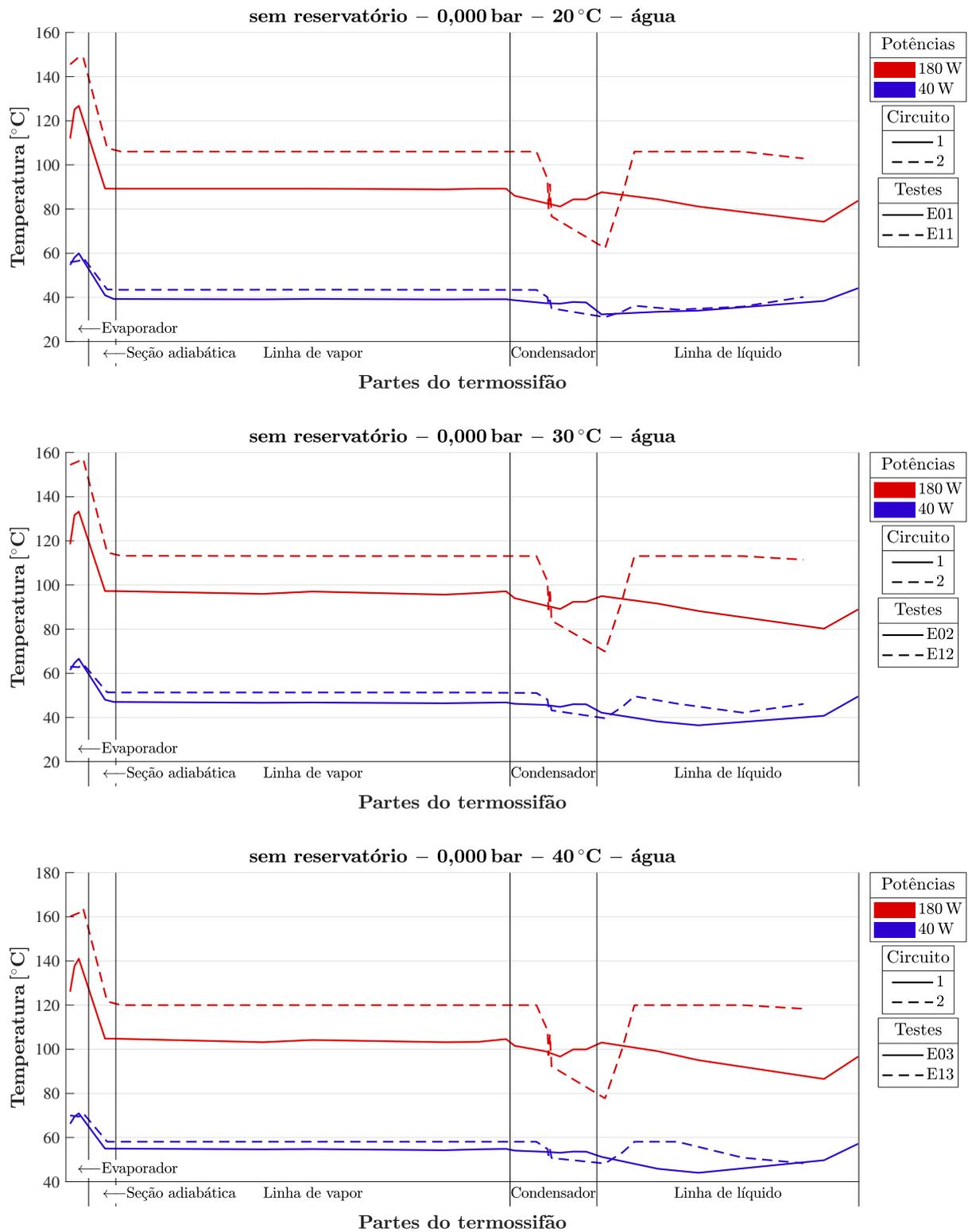


Figura 64 – Perfis de temperatura do circuito 1 para os experimentos E01, E02 e E03 e do circuito 2, para E11, E12 e E13; ambos com água, sem GNC e com temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

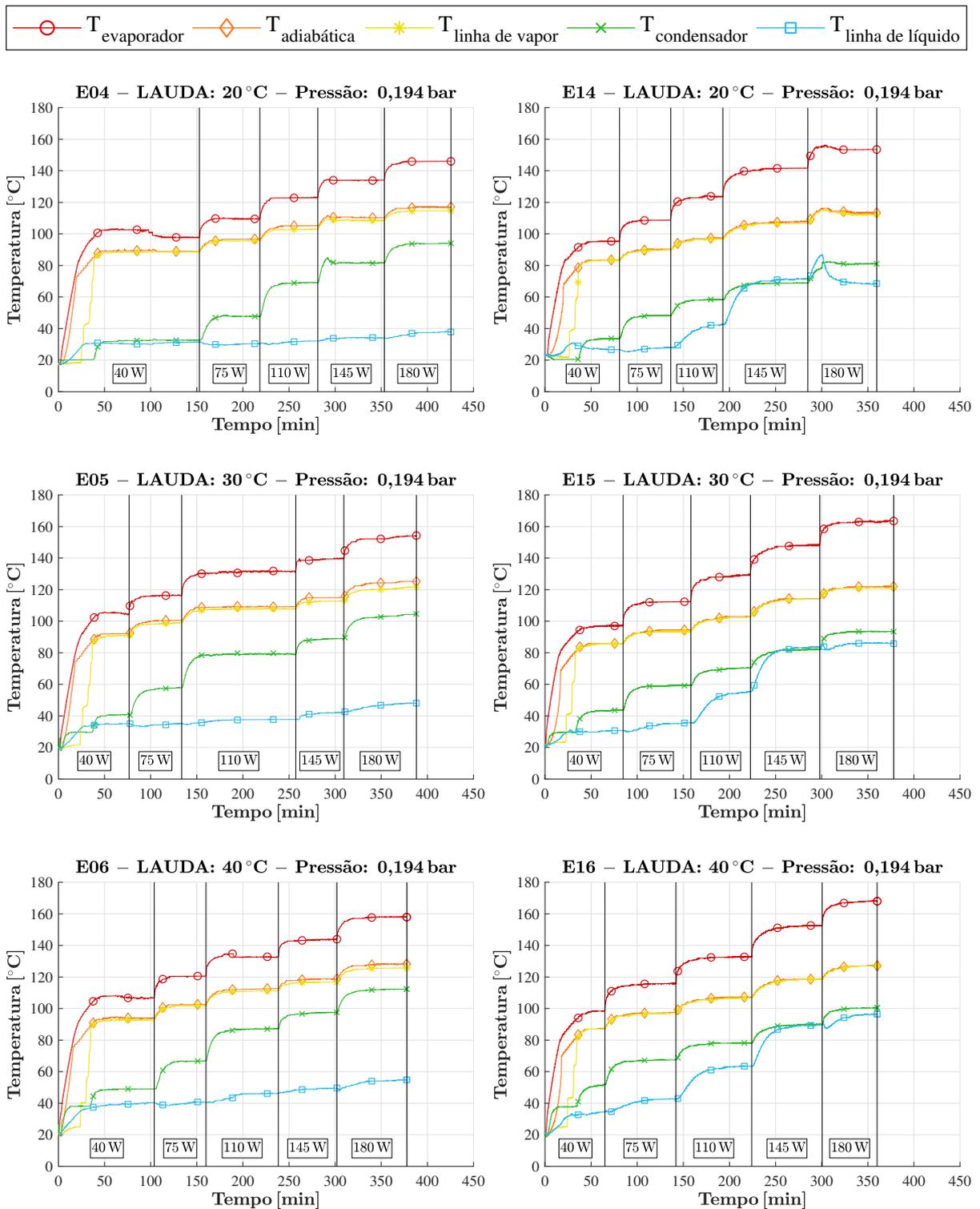


Figura 65 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1, com água e com GNC (0,194 bar) para os experimentos E04, E05 e E06 (à esquerda); e do circuito 2 com GNC (0,194 bar) para E14, E15 e E16 (à direita), ambos com temperatura de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

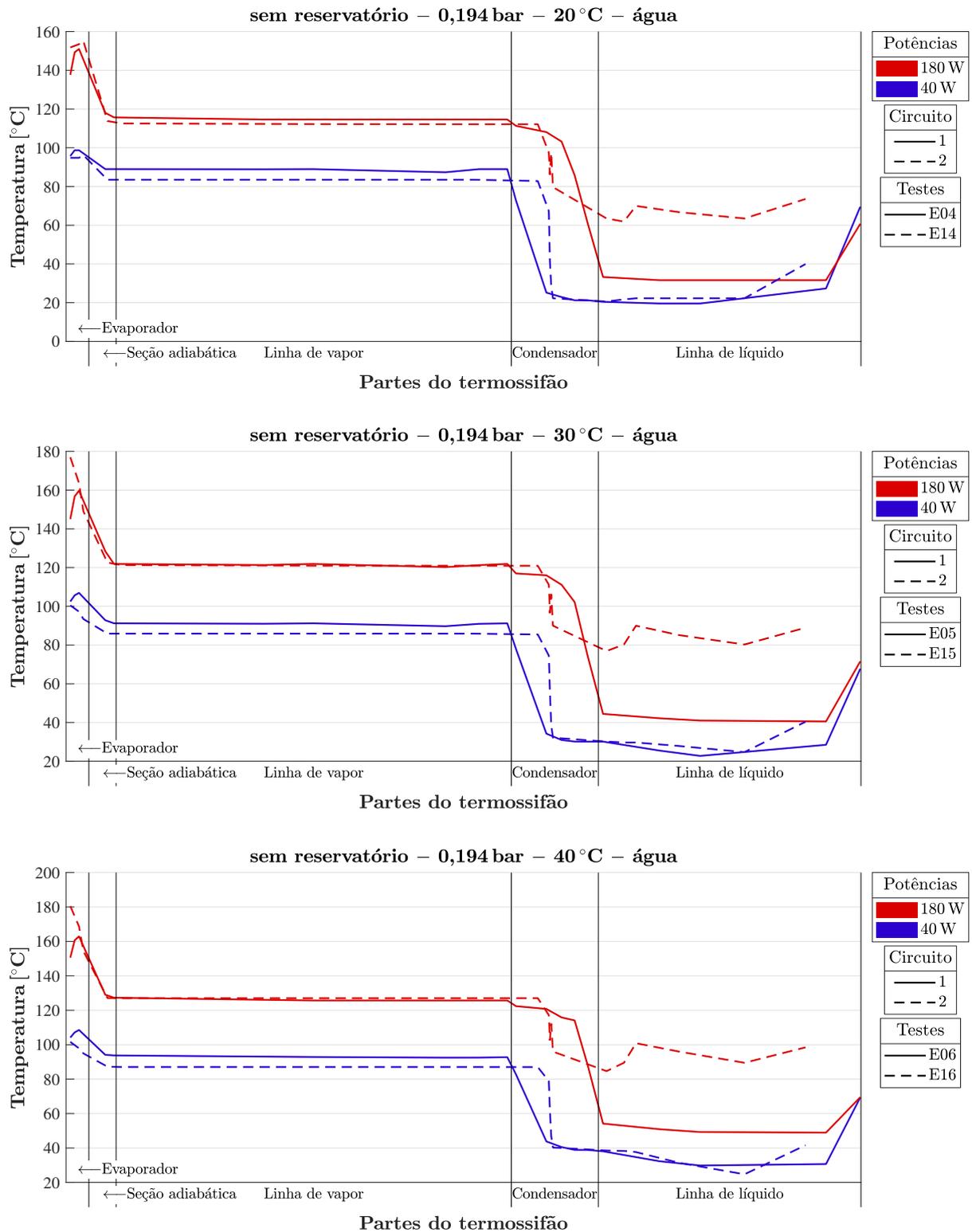


Figura 66 – Perfis de temperatura do circuito 1, para os experimentos E04, E05 e E06, e do circuito 2, para os experimentos E27, E28 e E29; ambos com água e com GNC (0,194 bar), para temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

uma queda menos acentuada da temperatura a 180 W é vista no circuito 2. Por fim, as temperaturas das linhas de líquido são muito semelhantes para a potência de 40 W, mas, a 180 W, a temperatura é mais alta no circuito 2.

A Tabela 15 apresenta os dados da temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}), o tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e tempo de *start-up* (t_{ST}) para as duas geometrias sem reservatório para os circuitos 1 e 2 com água, sem e com GNC. Essas variáveis foram definidas tomando novamente como referência a temperatura do evaporador em 25 °C, escolhido por estar acima da temperatura ambiente de todos os ensaios desta subseção.

Tabela 15 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e de *start-up* para os experimentos do circuito 1 e 2 sem reservatório, com potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	circuito	T_{LAUDA} [°C]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{RP} [min]	t_{ST} [min]
E01	1	20	0	40,40	28,50	0,58
E11	2	20	0	43,46	36,10	4,27
E02	1	30	0	48,00	47,45	1,50
E12	2	30	0	51,37	54,56	3,23
E03	1	40	0	55,78	59,50	1,42
E13	2	40	0	58,01	53,16	2,52
E04	1	20	0,194	89,00	41,42	32,75
E14	2	20	0,194	83,40	43,40	31,67
E05	1	30	0,194	91,90	42,92	32,58
E15	2	30	0,194	85,80	45,63	30,68
E06	1	40	0,194	93,00	47,33	32,83
E16	2	40	0,194	87,00	42,22	32,02

Assim como já apresentado nos perfis de temperatura, a 40 W, a temperatura de operação da seção adiabática sem GNC é maior para o circuito 2, porém, na presença de GNC (0,194 bar), o circuito 1 apresentou a maior temperatura. Já o tempo até o regime permanente foi maior para o circuito 2, com exceção de quando a temperatura de refrigeração (LAUDA) foi de 40 °C, na qual houve uma diminuição neste tempo. Por último, o tempo até o *start-up* para o circuito 2 foi maior para o dispositivo sem GNC e menor na presença de GNC (0,194 bar), mas as diferenças nessa última pressão foram muito pequenas e podem, até mesmo, ser desconsideradas.

Por fim, o desempenho de ambos os dispositivos podem ser comparados por meio das resistências térmicas em função da potência aplicada, mostradas na Figura 67. É possível notar que, para os sistemas sem GNC, as resistências experimentais do circuito 2 foram maiores que as do circuito 1 e, mesmo com o aumento das potências, as diferenças não diminuiram. Essa situação se manteve com a inserção de GNC, exceto na primeira

potência, em que o circuito 1 apresentou uma resistência maior que a do circuito 2, e na segunda potência, na qual as resistências de ambos ficaram muito próximas.

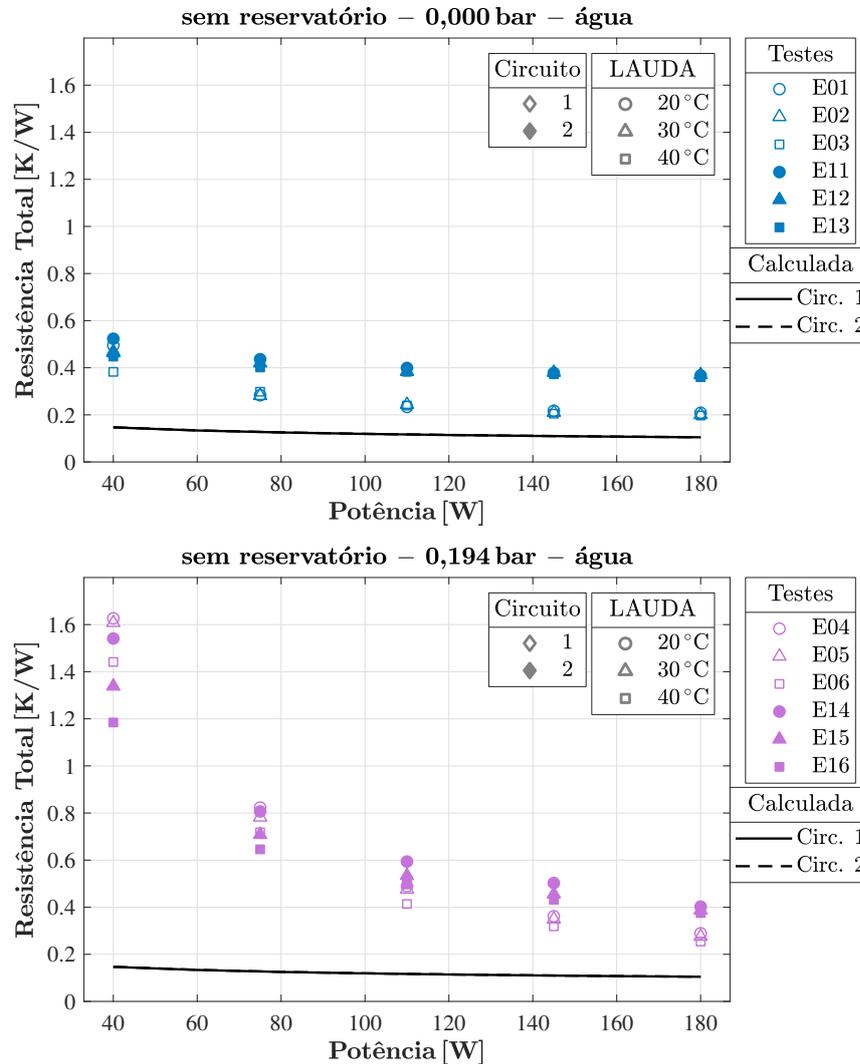


Figura 67 – Resistências térmicas para os experimentos de ambas as geometrias dos termossifões em circuito sem reservatório e sem GNC, para E01, E02, E03, E11, E12 e E13, e a 0,194 bar, para E04, E05, E06, E14, E15 e E16

Finalmente, os experimentos dos dois termossifões com reservatório podem ser comparados através dos testes E17, E18 e E19 do circuito 1 e E27, E28 e E29 do circuito 2. A Figura 68 mostra os gráficos transientes desses testes e a Figura 69 mostra os seus perfis de temperatura. Na Figura 68, nota-se que circuito 2 apresentou uma temperatura de operação mais alta, principalmente na última potência, como a Figura 69 também deixa claro, o que facilita a entrada de vapor no reservatório e, também, proporciona temperaturas mais altas na linha de líquido. Os perfis de temperatura mostram que, na potência mais alta, o circuito 2 apresenta temperaturas muito próximas da linha de vapor, ou seja, da temperatura de saturação, o que sugere que pode operar bem com sódio.

A Tabela 16 apresenta os dados da temperatura de operação da seção adiabática (T_{opa}), tempo até atingir o regime permanente (t_{RP}) e tempo de *start-up* (t_{ST}) para as

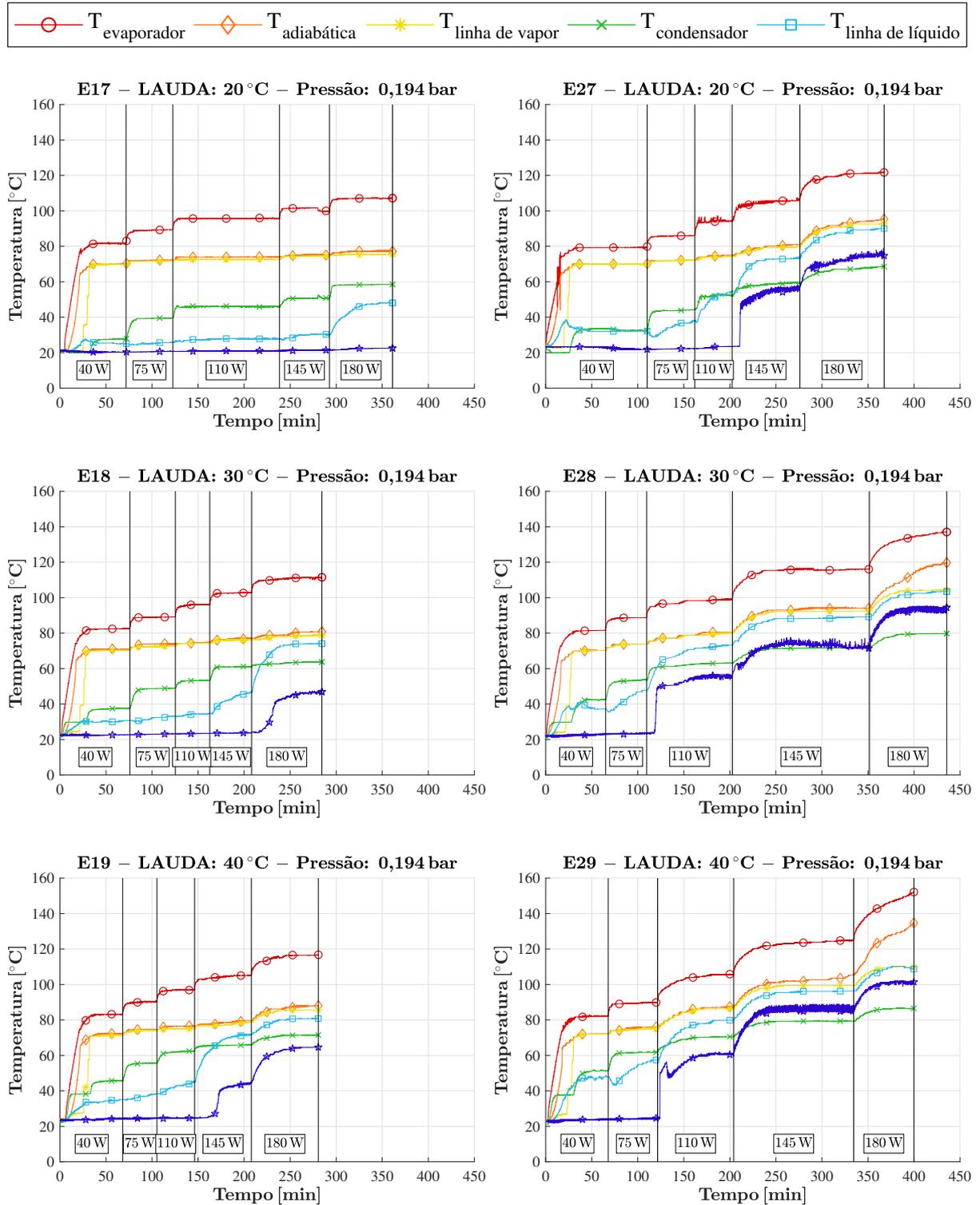


Figura 68 – Gráficos transientes de temperatura das médias de cada seção do circuito 1, para os experimentos E17, E18 e E19, e do circuito 2, para E27, E28 e E29; ambos com água, com GNC (0,194 bar), com reservatório e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

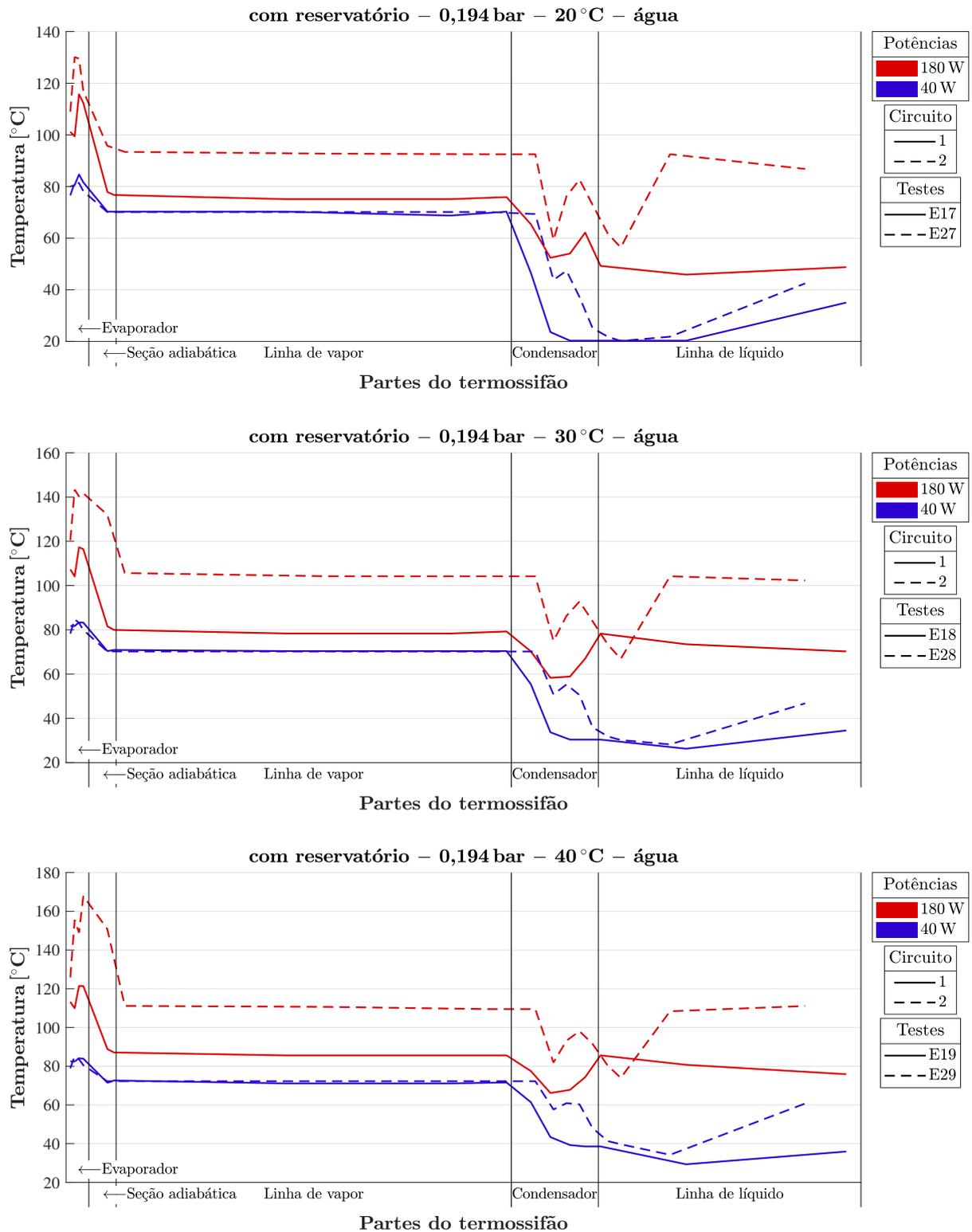


Figura 69 – Perfis de temperatura do circuito 1, para os experimentos E17, E18 e E19, e do circuito 2, para E27, E28 e E29; ambos com água, com GNC (0,194 bar), com reservatório e com temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

duas geometrias, com reservatório, com GNC e para 40 W. Essas variáveis foram definidas como previamente, sendo possível notar que seus valores são muito próximos entre si.

Tabela 16 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente e de *start-up* para os experimentos dos circuitos 1 e 2, com água, com reservatório, para uma potência de 40 W e temperaturas de refrigeração (LAUDA) de 20 °C, 30 °C e 40 °C

Teste	circuito	T _{LAUDA} [°C]	P _{GNC} [bar]	T _{op_a} [°C]	t _{RP} [min]	t _{ST} [min]
E17	1	20	0,194	70,02	28,31	24,01
E27	2	20	0,194	69,94	29,09	24,89
E18	1	30	0,194	70,41	30,10	23,57
E28	2	30	0,194	70,06	27,98	25,88
E19	1	40	0,194	71,74	30,98	23,60
E29	2	40	0,194	72,01	32,56	26,76

Por fim, os desempenhos de ambos os dispositivos com reservatório podem ser comparados por meio das resistências térmicas, como mostrado na Figura 70. É possível verificar que as resistências experimentais do circuito 2 são menores do que as do circuito 1, principalmente até o terceiro nível de potência aplicado, depois o circuito 1 apresenta valores mais baixos. Ambas as resistências dos dois dispositivos são muito próximas para altos valores de potências, o que significa que, caso ambos operem com sódio, o comportamento dos dois tende a ser similar. Contudo, o fato de o circuito 2 apresentar resistências menores em baixas potências pode indicar que essa geometria possui uma facilidade maior de desenvolver a partida e talvez seja capaz de operar a potências mais baixas com o sódio.

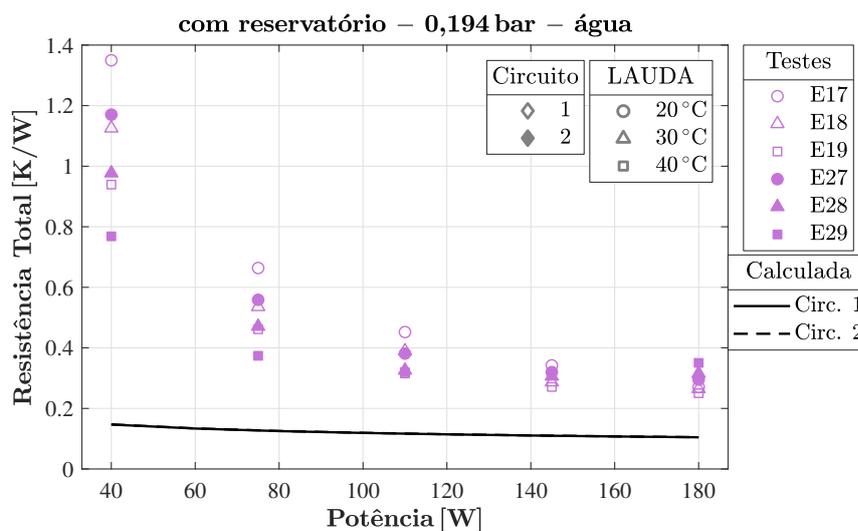


Figura 70 – Resistências térmicas para os experimentos de ambas as geometrias dos termosifões em circuito com reservatório com GNC (0,194 bar) para os experimentos E17, E18, E19, E27, E28 e E29

Portanto, conclui-se que o circuito 1 mostra uma maior tendência a desenvolver o GB em relação ao circuito 2, devido ao sub-resfriamento que ocorre na linha de líquido. A temperatura de operação no termossifão sem reservatório e sem GNC foi menor no circuito 1 e, com GNC (0,194 bar), menor para o circuito 2. Com reservatório, essa discrepância foi desprezível. A diferença do tempo de *start-up* entre os termossifões também foi desprezível quando com GNC, tanto operando sem quanto com reservatório, já para os dispositivos sem GNC, a diferença foi mais significativa quando operando sem reservatório. O tempo até o regime permanente variou bastante e não foi possível obter um padrão para essa variação, portanto, não se pode identificar uma relação de t_{RP} com a mudança nas duas geometrias. A resistência térmica do circuito 1 foi melhor sem GNC e sem reservatório, mas, com a inserção do GNC, o circuito 2 apresentou resistências menores para baixas potências. Em vista disso, o circuito 2 foi considerado mais propenso a operar e desenvolver a partida.

5.2 ANÁLISE DOS TERMOSSIFÕES EM CIRCUITO OPERANDO COM SÓDIO COMO FLUIDO DE TRABALHO

O termossifão em circuito 1 foi carregado com 71,17 g de sódio e uma massa de GNC foi inserida, correspondente a uma pressão de 0,194 bar. Depois disso, o dispositivo foi instrumentado e isolado. A Figura 71 mostra o gráfico transiente das temperaturas médias das seções, com os mesmos padrões de cores e símbolos já definidos anteriormente. Linhas verticais pretas marcam as regiões nas quais uma determinada potência inserida foi mantida constante durante a execução do ensaio. Assume-se que o calor transportado pelo circuito é o rejeitado pelo condensador, calculado através do cálculo de R_g , como mostrado na Seção 3.1.1, onde as temperaturas médias do condensador (T_c) foram obtidas experimentalmente, ou seja:

$$q = \frac{T_c - T_0}{R_g} \quad (86)$$

Inferre-se pelo gráfico que houve produção de vapor de sódio no evaporador e que ele alcançou a seção adiabática e apenas parte da linha de vapor. Já a linha de líquido atingiu temperaturas acima de 97,8 °C (Tabela 1), o que indica que a fusão do sódio foi completa e como o seu comportamento é assintótico, inferre-se que grande parte do calor fornecido ao evaporador estava indo para a linha de líquido e estava acontecendo uma condução por meio do fluido líquido. Esse comportamento não aconteceu com a água porque o sódio possui uma condutividade térmica muito mais alta do que a água. Apesar disso, o condensador e o reservatório de GNC não tiveram nenhuma alteração significativa na temperatura e a pequena mudança apresentada foi devida à condução de calor através dos materiais. Por segurança, o ensaio foi encerrado quando a temperatura de 1200 °C foi atingida em dois dos quatro termopares do evaporador.

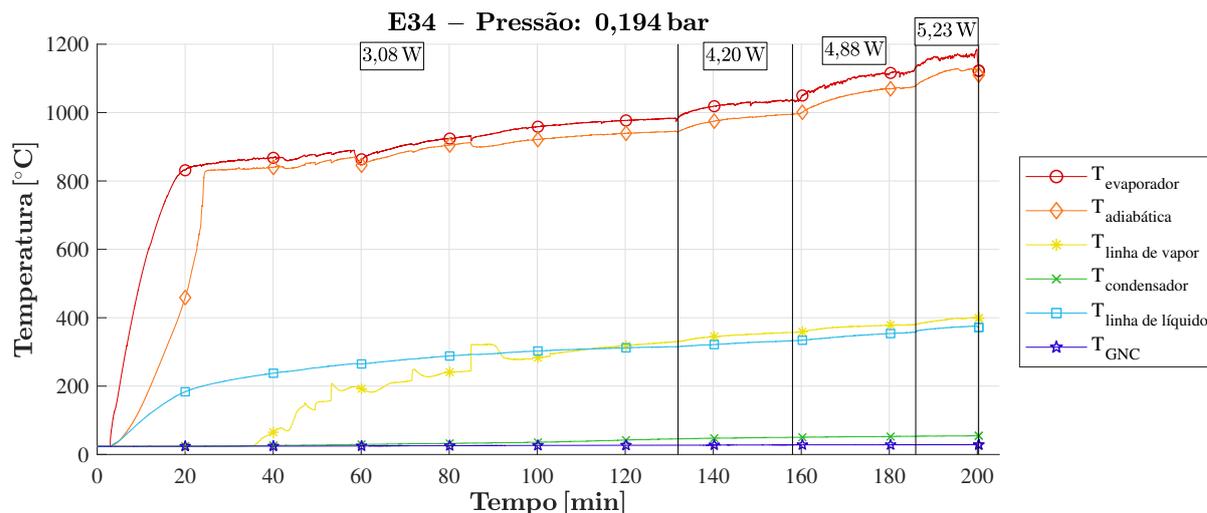


Figura 71 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E34 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio

A Tabela 17 mostra as taxas de transferência de calor (q) ao longo do tubo relacionadas a cada corrente testada.

Tabela 17 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E34

Corrente [A]	q [W]
258/266	3,08
300	4,20
350	4,88
400	5,23

Analisando esses dados, pode-se verificar que, para estas condições, os valores de q são muito pequenos e se devem à condução pura e que o circuito 1 não completou o ciclo bifásico entre o evaporador e o condensador. Tendo em vista esse fato, quatro hipóteses foram levantadas: durante o teste E34 houve geração de GNC e, portanto, o termossifão estava operando com uma quantidade excessiva de GNC; a massa de GNC inserida com uma pressão de 0,194 bar foi, por si só, exagerada; o termossifão começou a gerar vapor, mas este, ao atingir a linha de vapor, encontrou uma superfície em uma temperatura muito baixa e se solidificou, obstruindo a passagem e não fundindo novamente com a chegada de mais vapor; e, por último, no pior dos casos, a válvula juntamente com uma tesoura de vácuo existentes na saída do reservatório de GNC e responsáveis por evitar qualquer entrada externa permitiram a admissão de um pouco de ar externo. Nesta última hipótese, juntamente com o ar, umidade poderia ter sido introduzida no termossifão, reagido com o sódio e produzido hidróxido de sódio, o qual funde em uma temperatura muito mais alta (318 °C), propiciando ainda mais a ocorrência de um entupimento e invalidando esses testes.

A fim de investigar essas hipóteses, algumas estimativas foram realizadas para prever, através da temperatura da seção adiabática, a pressão de vapor, uma vez que se considera que o dispositivo opera em estado de saturação. Observa-se no gráfico da Figura 71 que a temperatura média da seção adiabática, para a primeira potência aplicada foi de aproximadamente 880 °C, o que corresponderia a uma pressão de aproximadamente 1,014 bar, acima dos 849,90 °C e 0,757 bar esperados considerando a pressão obtida nos ensaios com água. Assim, fez-se novamente vácuo para retirar parte da pressão interna até que esta atingisse 0,194 bar e, em seguida, executou-se um novo teste, partindo dessa pressão. As temperaturas transientes relativas a este teste (E35) são mostradas na Figura 72. A Tabela 18 relaciona as taxas de transferência de calor (q) com as correntes aplicadas nos testes. Pode-se verificar que os valores de q são muito pequenos e se devem à condução pura. Ainda, as temperaturas do evaporador e da seção adiabática ficaram novamente próximas entre si, mostrando que houve geração de vapor, mas que este não alcançou o condensador, como mostram as baixas temperaturas nessa seção, ou seja, o termossifão outra vez não realizou o ciclo completo. Dessa vez, a temperatura média obtida na seção adiabática foi de 849 °C, portanto, mais próxima da esperada, no entanto é importante destacar que em nenhum momento do ensaio, o termossifão entrou em regime permanente, logo não é possível analisar de forma conclusiva, através da temperatura de vapor, se a quantidade de GNC estava realmente acima da esperada.

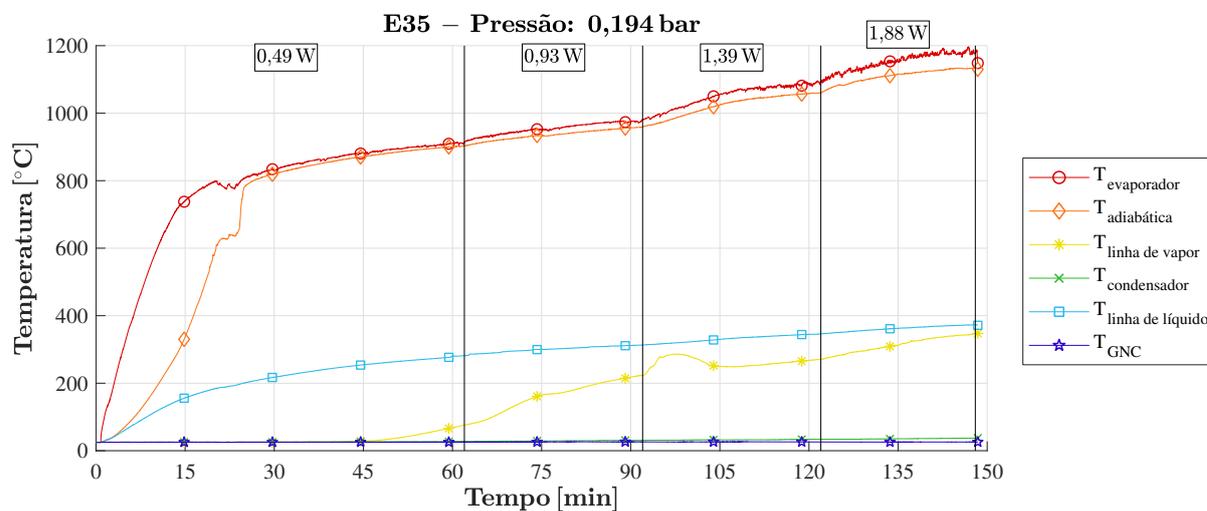


Figura 72 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E35 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio

A partir desse fato, ao final do teste e após resfriado o termossifão, a pressão interna foi testada colocando-se 0,194 bar no controlador de argônio. Como não é possível saber com exatidão a pressão interna do termossifão, já que o sensor não pode ser conectado diretamente a ele, o controlador de argônio (Figura 15) foi acoplado ao dispositivo e regulado a 0,194 bar com a válvula do reservatório de GNC do termossifão fechada (Figura 8). Após a abertura dessa válvula, um leve aumento da pressão medida pelo transdutor de

Tabela 18 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E35

Corrente [A]	q [W]
256/264	0,49
300	0,93
350	1,39
400	1,88

aproximadamente 0,007 bar foi observado, indicando que realmente existe uma pequena e natural produção ou desprendimento de GNC do fluido de trabalho.

De qualquer forma, a temperatura na seção adiabática foi sempre maior que 800 °C e, como o sistema se encontra em saturação, a pressão associada ao vapor nessa temperatura é de 0,470 bar, isto é, 2,42 vezes maior que a pressão de GNC inserida no sistema. Na última corrente testada, a temperatura da seção adiabática chegou à temperatura de 1133 °C e a pressão de saturação associada a essa temperatura é de aproximadamente 6,586 bar, ou seja, 33,95 vezes maior que a pressão de GNC inserida no sistema. Essas pressões deveriam ter sido capazes de deslocar os GNCs em direção ao reservatório, fazendo que o vapor chegasse até o condensador, no entanto, esse comportamento não foi observado na Figura 72, o que leva à hipótese considerada mais provável: um tampão de sódio em estado líquido ou sólido estava impedindo a passagem do vapor.

Através dos experimentos com água foi possível constatar que o vapor do fluido de trabalho tem maior facilidade de alcançar o condensador com a redução da pressão interna de GNC. Tendo em vista esse fato, a hipótese de que, para uma pressão interna inferior a 0,194 bar de pressão de carregamento, o funcionamento do termossifão operando com sódio poderia apresentar um melhor desempenho foi considerada e um ensaio com menos GNC no termossifão (0,130 bar), foi realizado com intuito de verificar se um tampão de sódio solidificado também ocorreria nessas condições. Esse teste foi o E36, cujas temperaturas transientes são mostradas na Figura 73. A Tabela 19 relaciona as taxas de transferência de calor (q) com as correntes elétricas aplicadas no forno de indução.

Tabela 19 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E36

Corrente [A]	q [W]
260	0,27
300	0,96
350	1,89
400	2,12

O comportamento do experimento foi muito similar ao dos anteriores. A temperatura final da seção adiabática foi de 1127 °C, o que indica uma redução na temperatura

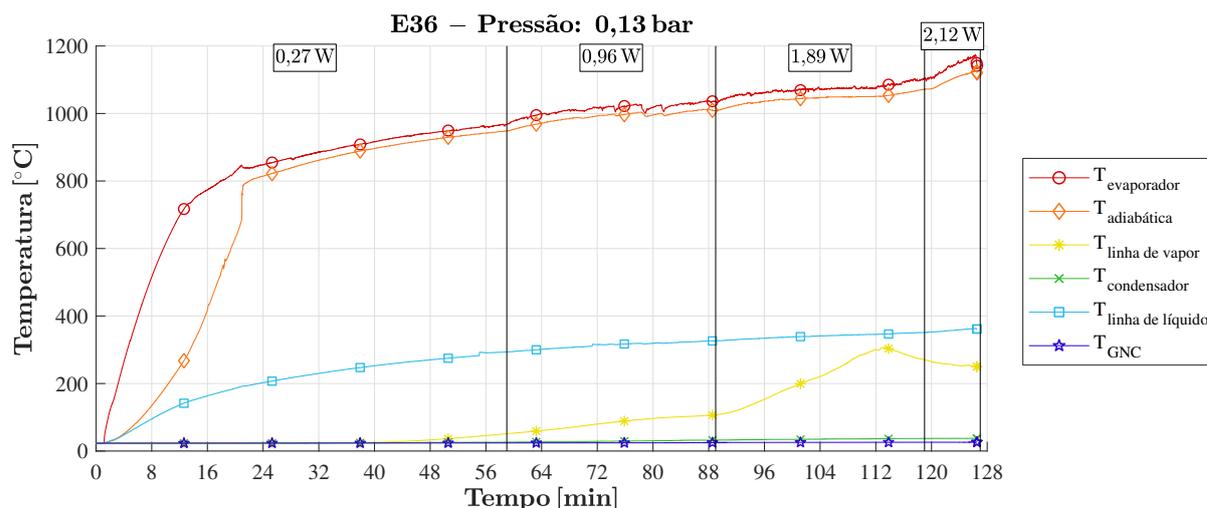


Figura 73 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E36 a 0,130 bar, com reservatório e operando com sódio

obtida previamente, mas ainda é correspondente a uma pressão elevada, de 6,341 bar, ou seja, 48,78 vezes a pressão do GNC inserido durante o carregamento do circuito. Novamente essa pressão deveria ter sido suficiente para movimentar o GNC em direção ao reservatório, mas provavelmente isso não ocorreu, pois a linha de vapor ficou bloqueada. Decidiu-se, então, testar com ainda menos GNC (0,035 bar), para garantir que esse tampão não foi causado pelos GNCs inseridos. Esse teste foi o E37, cujas temperaturas transiente são mostradas na Figura 74. A Tabela 20 relaciona as taxas de transferência de calor (q) com as correntes aplicadas ao forno de indução.

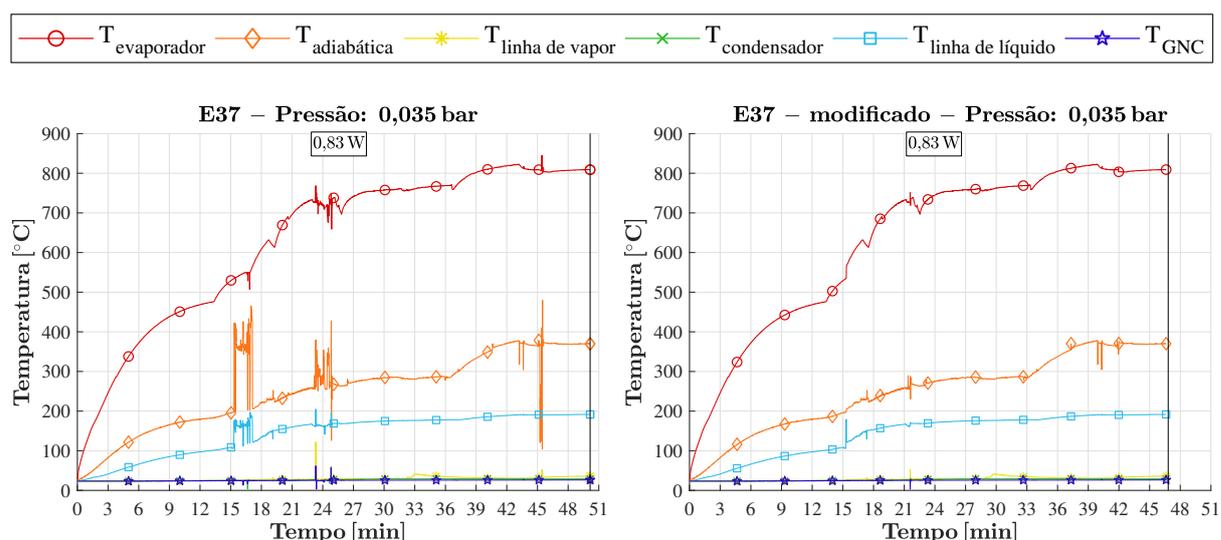


Figura 74 – Gráficos transientes das temperaturas médias de cada seção do circuito 1 para o experimento E37 e sua versão modificada a 0,035 bar, com reservatório e operando com sódio

O experimento E37 foi finalizado antecipadamente para garantir a segurança, pois os termopares acabaram tendo seus isolamentos danificados em virtude das altas tem-

Tabela 20 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E37

Corrente [A]	q [W]
260	0,83

peraturas inesperadas durante os testes prévios. É possível observar essa degradação no funcionamento do termopar através das intensas variações de temperatura, principalmente da seção adiabática. Apesar de encerrado precocemente, o início do ensaio pode ser visto na Figura 74 junto a uma versão com dados tratados na qual as variações relacionadas a problemas dos termopares foram parcialmente removidas. É possível verificar uma redução da temperatura de vapor, mas nenhuma diferença significativa de desempenho.

Ao se retirar o isolamento, foi possível observar que o primeiro termossifão apresentou uma mudança na coloração de sua parede para um cinza escuro nas regiões onde o vapor de sódio percorreu, como pode ser observado na Figura 75. Isso é um indicativo de que a terceira hipótese é a mais provável, na qual ao atingir a primeira curva o vapor provavelmente mudou de fase, condensando e talvez até solidificando, não conseguindo avançar no circuito. Como houve um direcionamento do calor do evaporador para a linha de líquido essa perda de energia pode ter sido relevante já que o termossifão não tinha energia suficiente para vaporizar ou fundir novamente o sódio na linha de vapor, que acabava entupida, aumentando muito a temperatura de operação. Além disso, dado que os termopares não eram mais confiáveis e teriam que ser trocados e como nenhum teste apresentou qualquer resultado promissor, foi decidido encerrar os testes com o circuito 1.

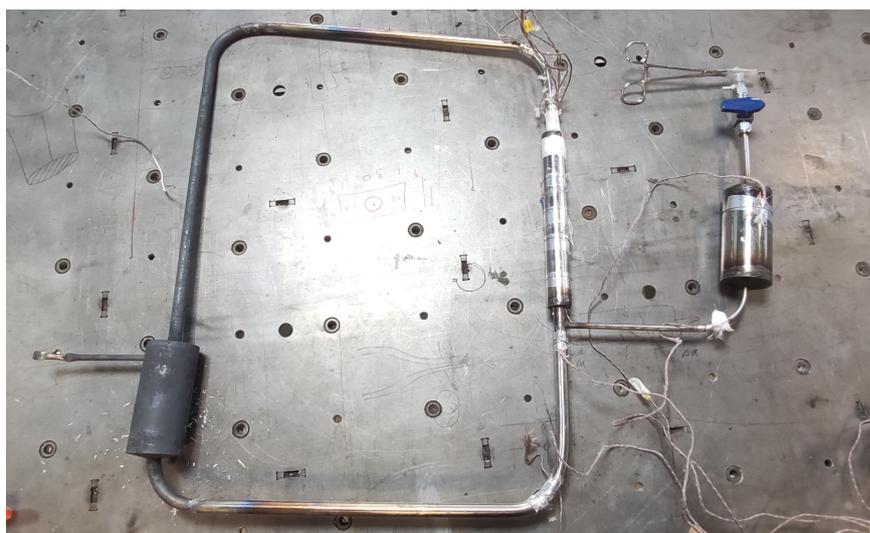


Figura 75 – Primeiro termossifão em circuito após ensaios

Na sequência, o termossifão em circuito 2 foi carregado com 62,91 g de sódio, apresentando 0,023 bar de pressão interna; instrumentado e isolado e, para evitar qualquer contaminação, não se inseriu nenhum GNC adicional. A Figura 76 mostra as temperaturas

transientes do primeiro teste nestas condições (E38) e a Tabela 21 relaciona as taxas de transferência de calor (q) com as correntes testadas.

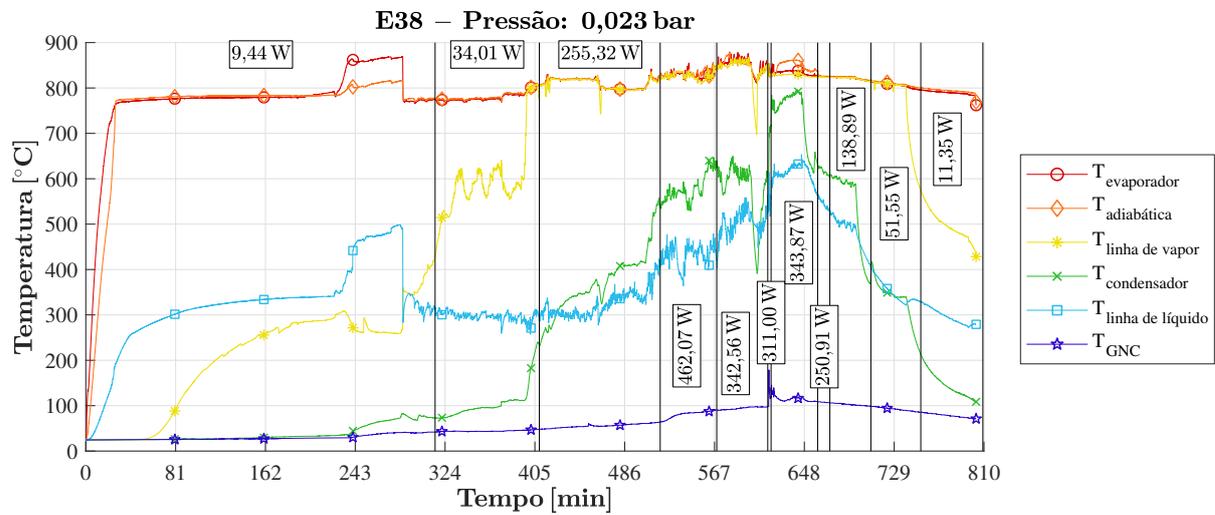


Figura 76 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E38 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio

Tabela 21 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E38

Corrente [A]	q [W]	L_c [mm]
260	9,44	200
350	34,01	200
450	255,32	200
550	462,07	200
617	342,56	200
261	311,00	100
614	343,87	100
500	250,91	100
400	138,89	100
300	51,55	100
260	11,35	100

Alguns comportamentos no experimento podem ser discutidos: no minuto 230 é possível observar um aumento repentino nas temperaturas do evaporador, seção adiabática e linha de líquido e uma queda conjunta da temperatura do primeiro termopar localizado na primeira curva da linha de vapor (T_{07})¹, mostrando que provavelmente houve uma diminuição na quantidade de vapor saindo do evaporador. Aproveitando esse

¹ Os valores individuais de temperatura dos termopares não foram exibidos para evitar a poluição dos gráficos e facilitar a sua visualização. Embora não diretamente visível, a queda de temperatura do termopar T_{07} pode ser percebida na diminuição da temperatura média da linha de vapor (traçado amarelo).

comportamento, foi decidido utilizar, durante um curto intervalo de tempo no minuto 283, na região do primeiro termopar do condensador (T10), um soprador de ar quente, para determinar se a temperatura com a qual o vapor recém formado encontrava na linha de vapor estava comprometendo o ciclo completo do termossifão. Com o aquecimento, as temperaturas do evaporador e da seção adiabática voltaram a se equalizar no minuto 286 e desligou-se o soprador. Após essa breve interferência e juntamente com uma elevação da potência no minuto 315, a temperatura da linha de vapor subiu gradativamente até se juntar às do evaporador e da seção adiabática, no minuto 400. A partir deste instante, grandes oscilações de temperatura começaram a ser observadas na linha de líquido e a potência foi aumentada nos minutos 409, 518, 569 e 615. com um crescimento gradativo das temperaturas do condensador e da linha de líquido. No intervalo de tempo entre os minutos 615–618, a corrente aplicada ao forno de indução foi reduzida à mínima (261 A) na intenção de averiguar qual seria o comportamento do termossifão com apenas metade do condensador. Para isto os 100 mm inferiores do condensador foram cobertos com lã de vidro e em seguida, a partir do minuto 660, o forno foi levado à mais alta corrente (614 A). Pôde-se observar que, com menos área de troca no condensador, a temperatura máxima média atingida chegou a até 758 °C no minuto 645 e as oscilações na linha de líquido se tornaram um pouco menos intensas. Na Figura 77, é possível contemplar o condensador incandescente (só observada em temperaturas acima de 600 °C) para os comprimentos de 200 mm e 100 mm. Do minuto 660 em diante, foram reduzidas as potências para observar a inércia térmica e como o termossifão se comportaria. É possível verificar que à medida que se diminui a energia fornecida, o termossifão vai perdendo a capacidade de manter aquecidos o condensador, a linha de líquido e a linha de vapor. Por fim, nota-se que o comportamento do reservatório de GNC permaneceu relativamente constante ao longo do experimento, mostrando que os gases podem funcionar como uma proteção à chegada do vapor, até mesmo possibilitando a utilização de sensores sensíveis a altas temperaturas.

Nesse experimento, o termossifão conseguiu operar, isto é, completou o ciclo evaporador-condensador, contudo a necessidade de interferência de um soprador de ar quente pode significar que o condensador precisa trabalhar em uma temperatura prescrita acima da ambiente. A Figura 78 mostra os perfis de temperaturas para o termossifão em circuito 2 operando com um condensador de 200 mm na menor potência (linha azul) e para um condensador de 100 mm na maior potência (linha vermelha) após o *start-up*. Ainda, com a redução do comprimento do condensador, os termopares T13 e T14 passam a pertencer à linha de líquido. É possível verificar que, com a elevação da potência, há um aumento da temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor, mas esse aumento é muito mais significativo para o condensador e linha de líquido, já que houve também um aumento na pressão interna e os GNCs foram pressionados para dentro do reservatório.

Para verificar se esta configuração do termossifão apresentaria o mesmo comporta-

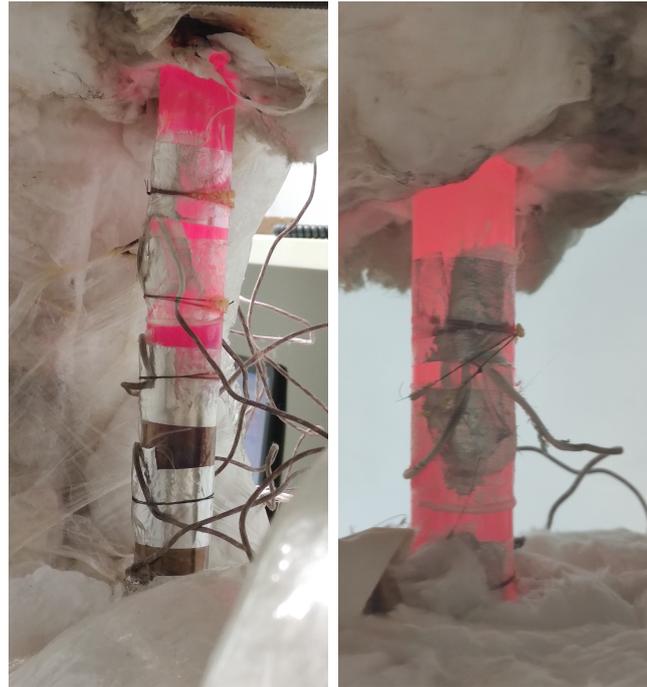


Figura 77 – Condensador com 200 mm, à esquerda, e com 100 mm, à direita, durante o experimento E38

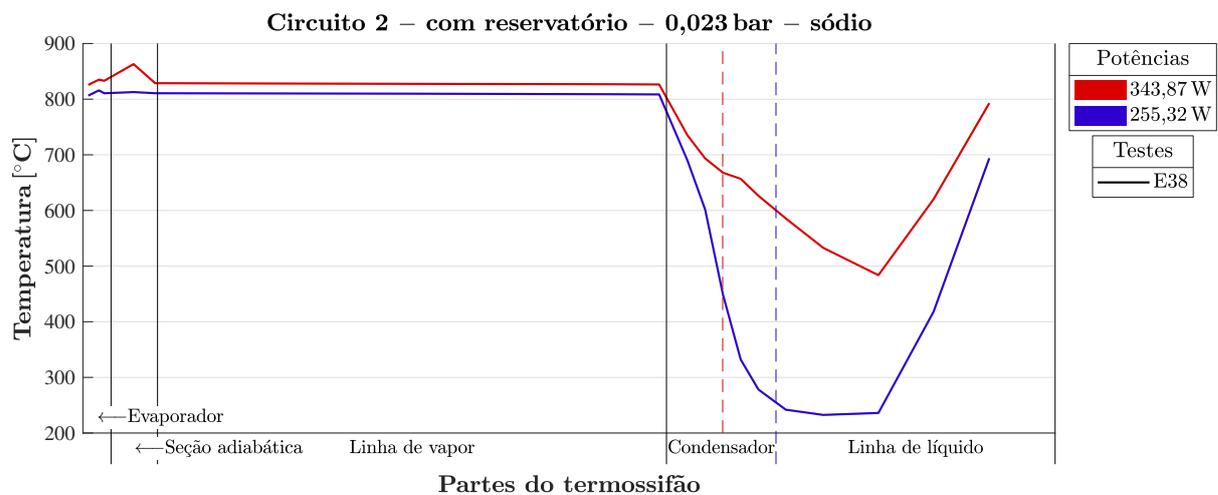


Figura 78 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E38 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio

mento do teste anterior, um novo experimento, o E39, mostrado na Figura 79, foi feito com as mesmas condições porém com 100 mm de condensador desde o início dos testes. A Tabela 22 relaciona as taxas de transferência de calor (q) com as correntes aplicadas.

O comportamento do experimento E39 foi muito semelhante ao do E38, porém apresentou um pouco mais de dificuldade de desenvolver o *start-up* do que o anterior. Nos minutos 135, 186 e 236, é possível observar o aumento da temperatura dos termopares do evaporador e da seção adiabática e a queda da temperatura do primeiro termopar da linha de vapor (T07). Em cada um desses mesmos tempos, foi novamente necessária a intervenção do soprador de ar quente, porque a temperatura no terceiro termopar do evaporador (T03)

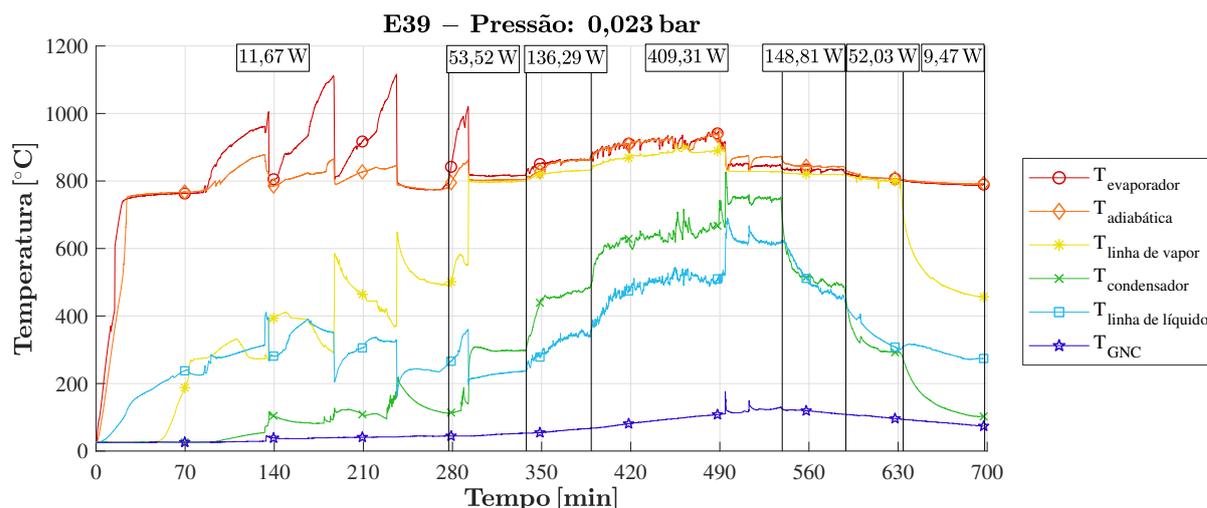


Figura 79 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E39 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio

Tabela 22 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E39

Corrente [A]	q [W]
300	11,67
400	53,52
500	136,29
630	409,31
500	148,81
400	52,03
300	9,47

atingiu valores muito altos, de 1030 °C, 1139 °C e 1144 °C respectivamente. Após a terceira intervenção, a temperatura do termopar T07 permaneceu com valores próximos aos demais termopares do evaporador e o termopar seguinte (T08) começou a apresentar temperaturas mais altas, devido ao avanço da frente de vapor ao longo do comprimento da linha de vapor. Por fim, quando o termosifão começou a desenvolver o seu quarto pico de temperatura, a potência, no minuto 277, foi aumentada e, apesar da temperatura ter atingido 1046 °C (no minuto 292), não foi necessário intervir novamente, pois o termosifão acabou realizando a partida sozinho. Percebe-se que o momento do início de operação foi aquele em que os últimos dois termopares da linha de vapor (T08 e T09) apresentaram as mesmas temperaturas do evaporador e da seção adiabática. Nota-se, também, que, no minuto 495, houveram picos de temperatura na linha de líquido e no condensador, sendo que a temperatura do condensador quase atingiu a de vapor. Embora logo após este pico as temperaturas se acomodaram, as temperaturas dessas duas seções permaneceram maiores do que previamente. Por fim, a partir do minuto 539, optou-se por reduzir progressivamente as potências para encerrar o experimento. É possível observar que novamente o termosifão

foi perdendo a capacidade de manter aquecidos o condensador, a linha de líquido e a linha de vapor e que a temperatura do reservatório de GNC permaneceu praticamente constante durante todo o experimento.

A Figura 80 mostra o perfil de temperaturas do dispositivo operando com o sistema de aquecimento na menor e maior potência em que o termossifão operou. É possível verificar que, com o aumento da potência, há um aumento da temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor, mas esse aumento é muito mais significativo para o condensador e linha de líquido, já que houve também um aumento da pressão interna e os GNCs foram pressionados para dentro do reservatório.

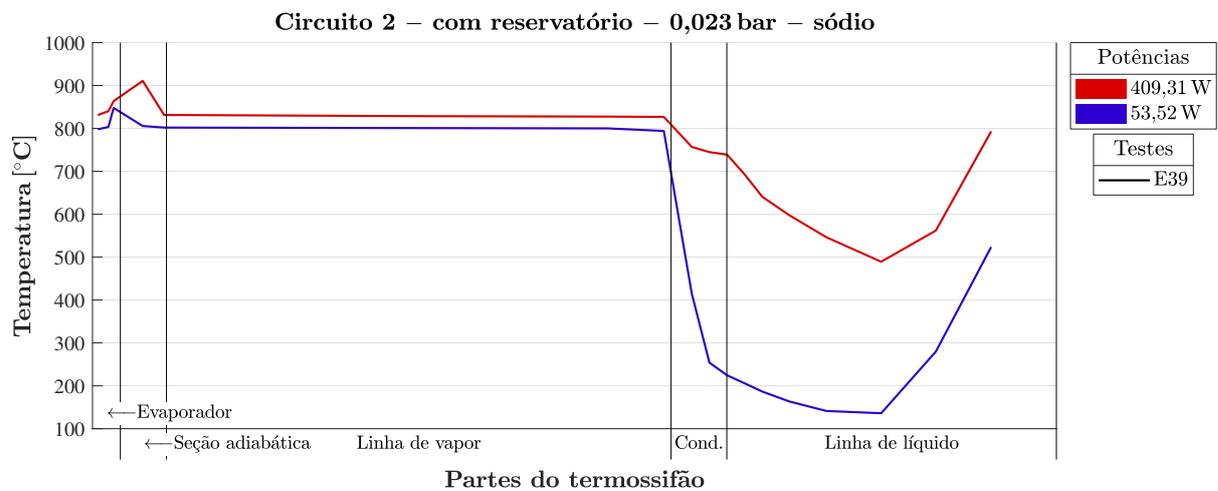


Figura 80 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E39 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio

Um terceiro teste de repetibilidade, ou seja, com as mesmas condições operacionais do teste E39, foi realizado a fim de verificar algum comportamento diferente do anterior. A Figura 81 apresenta os resultados para o experimento E40 e a Tabela 23 as taxas de transferência de calor (q) relacionadas a cada corrente testada.

Tabela 23 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E40

Corrente [A]	q [W]
300	10,11
400	53,75
500	145,45
600	269,22
500	142,81
400	53,05
300	13,77

O teste apresentou novamente dois picos de temperatura no evaporador durante o *start-up*, um de 1143 °C e outro de 1075 °C, nos minutos 154 e 234 respectivamente, e

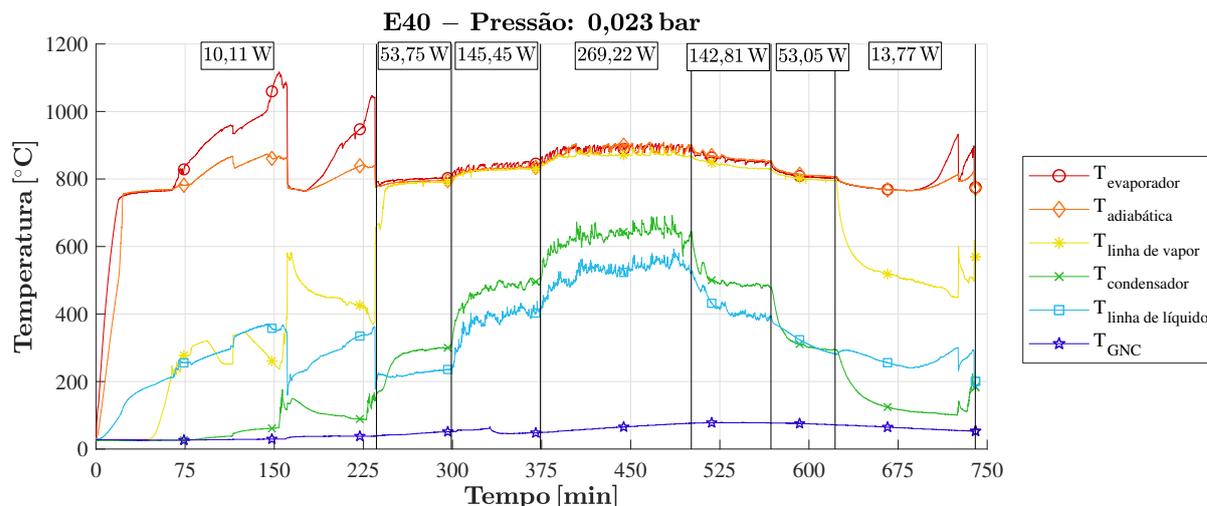


Figura 81 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E40 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio

houve a necessidade de intervenção na operação com o soprador de ar quente, sendo que na última, o termossifão foi capaz de partir. Essa última intervenção com o soprador foi realizada em conjunto com um aumento de potência, para que o termossifão fosse capaz de se manter em operação. É importante notar que nesse teste, durante a redução das potências, a corrente de indução de 300 A foi mantida por bastante tempo e novamente o comportamento verificado no *start-up* (minutos 726 e 729) foi observado, atribuído a secagem. Nesse momento foi novamente necessário realizar o aquecimento local do condensador com o soprador de ar quente para evitar o superaquecimento do evaporador e da seção adiabática, evidenciando que a potência fornecida em 300 A era insuficiente para manter o termossifão em operação.

A Figura 82 mostra o perfil de temperaturas na menor e na maior potência testada. O comportamento apresentado no teste anterior teve duas pequenas diferenças: na maior potência testada, a temperatura de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor foi mais alta e no condensador e início da linha de líquido foi mais baixa, quando comparadas às do teste E39. Isso pode ter a seguinte explicação: a potência no experimento E39 foi mais alta e, portanto, mais GNC pôde ser pressionado para dentro do reservatório.

Com os resultados dos testes anteriores, foi decidido inserir GNC no termossifão até a pressão de 0,194 bar, a fim de verificar se o *start-up* seria favorecido em uma condição de maior pressão interna. Somado a isso, pretendeu-se avaliar como o teste se comportaria com o comprimento do condensador inicialmente projetado de 200 mm. A Figura 83 apresenta os resultados para esse experimento E41 e a Tabela 24 as taxas de transferência de calor (q) relacionadas a cada corrente testada.

Na potência mais baixa, com 260 A de corrente, o termossifão entrou em regime permanente (minuto 173 ao 238). Em seguida, a corrente foi aumentada para 300 A (potência de 35,37 W), observando-se um pico de temperatura quase imediato, atingindo

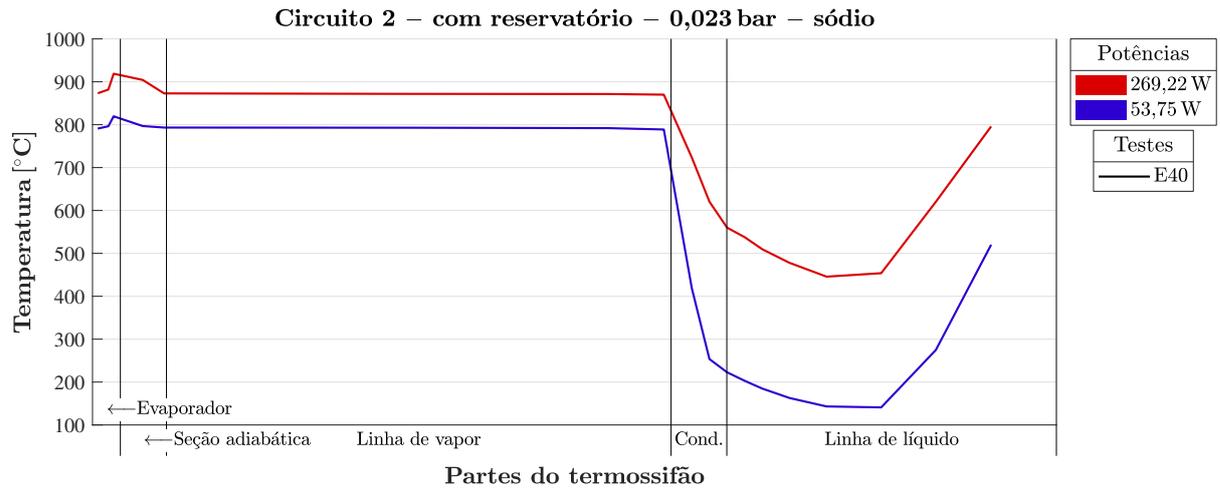


Figura 82 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E40 a 0,023 bar, com reservatório e operando com sódio

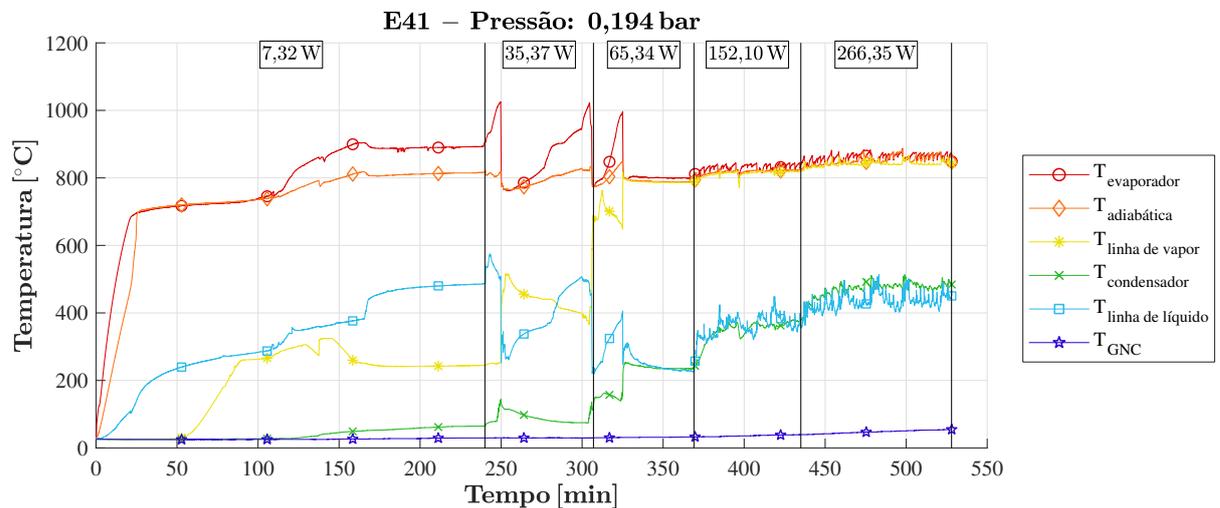


Figura 83 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E41 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio

Tabela 24 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E41

Corrente [A]	q [W]
260	7,32
300	35,37
400	65,34
500	152,10
584/585	266,35

1054 °C no minuto 248. Foi, então, realizada a interferência com o soprador de ar quente e as temperaturas do evaporador, da seção adiabática e do primeiro termopar da linha de vapor (T07) se aproximaram. A seguir, novamente um pico começou a se desenvolver, alcançando 1046 °C no minuto 304 e, mais uma vez, foi acionado o soprador junto com

um aumento de potência (65,34 W), com 400 A de corrente. Logo depois, um terceiro pico aconteceu e houve a necessidade de uma nova interferência, quando a temperatura atingiu 1039 °C, no minuto 325. Após esse último aquecimento, a partida ocorreu sem mais problemas.

A Figura 84 mostra o perfil de temperaturas para a menor e maior potência aplicada em que o termosifão operou. Com a inserção de mais GNC, é possível verificar que, assim como para a água, verifica-se uma queda da temperatura ao longo do condensador que, mesmo para a maior potência, foi mais acentuada. Isso condiz com o esperado, já que com mais GNC, maior é a pressão interna necessária para empurrar os gases para dentro do reservatório.

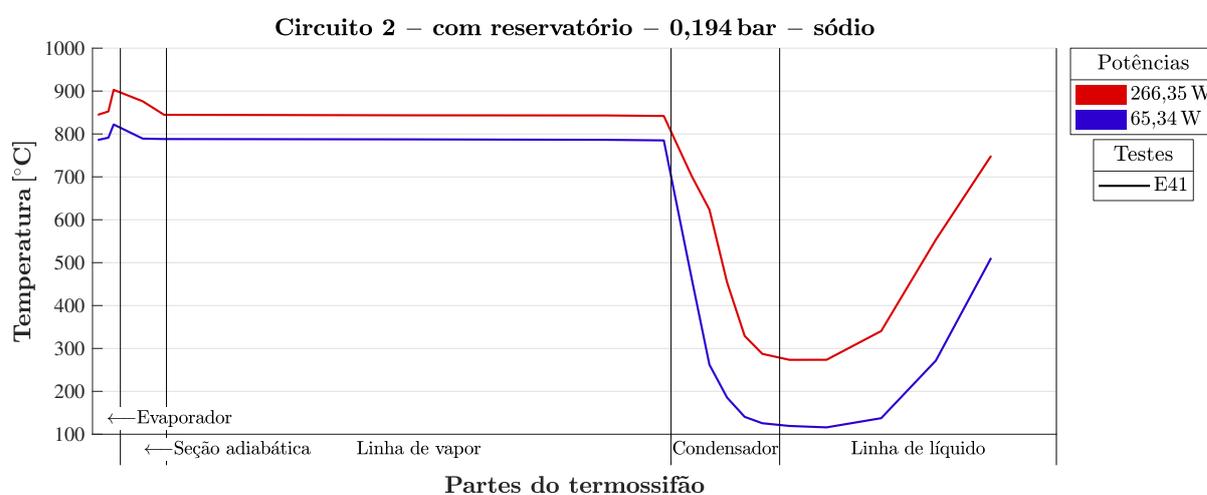


Figura 84 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E41 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio

Além da partida não ter ocorrido de forma independente, o aumento da pressão interna não gerou uma mudança expressiva nas oscilações que aconteceram na linha de líquido. Portanto, decidiu-se repetir o experimento observando-se apenas a região do *start-up*, porém permitindo um superaquecimento até temperaturas próximas de 1200 °C, iniciando-se o dispositivo a partir de uma maior corrente de indução (400 A), tendo em vista que comprovadamente a potência fornecida pela corrente de 300 A não era capaz de manter a operação do termosifão. Além disso, novamente foram isolados os 100 mm inferiores do condensador, pois foi evidente, no teste anterior, que o condensador não conseguiu ficar completamente incandescente e, portanto, que a área de troca de calor fornecida por 200 mm de comprimento era muito grande. Os resultados desse teste (E24) são mostrados na Figura 85. Na Tabela 25 apresenta-se a taxa de transferência de calor (q) em função da corrente testada.

Apesar de já iniciar na potência requerida para o *start-up*, houve a necessidade de se desligar o forno de indução e aquecer o condensador, por três vezes, quando as temperaturas ultrapassaram 1200 °C. Apesar disso, a partida ocorreu em tempo recorde, ou seja, 61,27 min decorridos do início do teste. A temperatura da linha de vapor apresentou

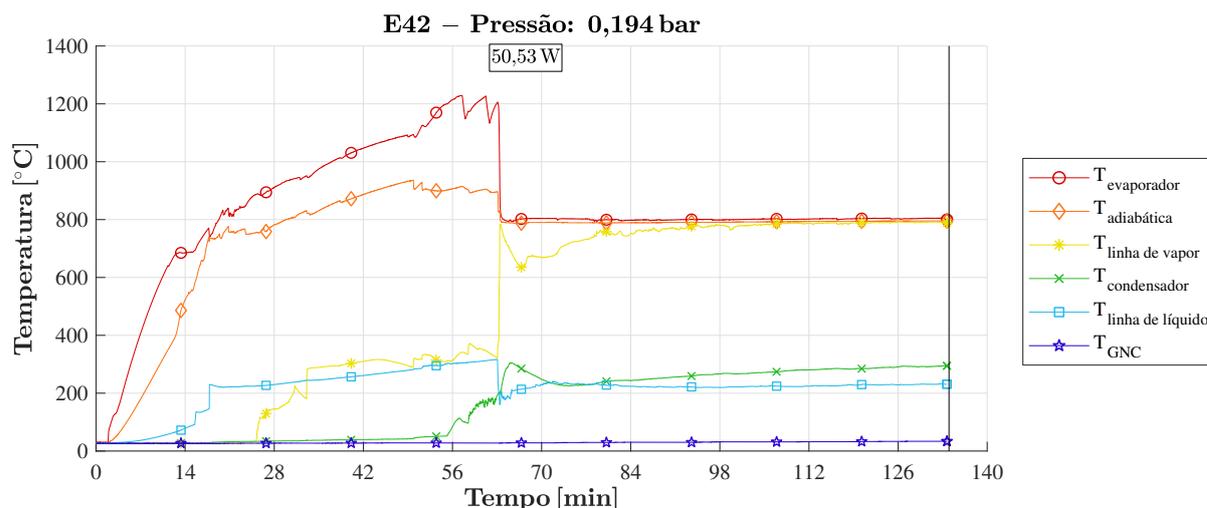


Figura 85 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E42 a 0,194 bar, com reservatório e operando com sódio

Tabela 25 – Taxa de transferência de calor transportado pelo tubo referente à corrente do ensaio E42

Corrente [A]	q [W]
400	50,53

uma pequena queda logo em seguida, que foi recuperada com o passar do tempo. Além disso, a temperatura da linha de líquido teve uma queda repentina, comportamento esse também observado em testes prévios. Nesse teste, não houve as intensas oscilações de temperatura na linha de líquido, atribuídas ao fato de que o termossifão provavelmente estava no regime de operação de aleta.

Por fim, para o último experimento, foi decidido testar-se o *start-up* com 400 A, porém com menos GNC, (pressão de carregamento de 0,074 bar), para verificar como o dispositivo parte quando sujeito à uma menor pressão interna na partida. A Figura 86 apresenta os dados relativos ao teste E43, enquanto a Tabela 26 apresenta as taxas de transferência de calor (q) relacionadas a cada corrente testada.

O teste apresentou comportamento muito semelhante ao anterior, mas precisou de um desligamento de emergência e de um aquecimento no condensador, realizando a partida em 84 min. Comparativamente ao ensaio prévio, o *start-up* demorou mais, no entanto é preciso desenvolver mais testes com o condensador em uma temperatura prescrita e estável

Tabela 26 – Taxas de transferência de calor transportado pelo tubo referentes às correntes testadas do ensaio E43

Corrente [A]	q [W]
400	54,86
547/601	277,15

para chegar a qualquer conclusão. Após 143 min, o teste poderia ter sido encerrado, porém foi empregada a maior potência fornecida pelo forno de indução, com a corrente de 601 A, para observar seu comportamento. Verificaram-se novamente grandes oscilações de temperatura na linha de líquido, as quais podem estar relacionadas ao fenômeno do GB, contudo seriam necessários novos testes sem GNC e em outras pressões internas maiores para determinar a causa dessas oscilações.

A Figura 87 mostra o perfil de temperaturas nas duas potências testadas. O comportamento apresentado foi muito semelhante ao do ensaio E40, com o dispositivo carregado com GNC na pressão de 0,023 bar, mas com uma queda de temperatura um pouco maior no meio da linha de líquido, o que indica novamente que a pressão atingida foi suficiente para pressionar grande parte do GNC para dentro do reservatório, porém não completamente. Já em relação ao ensaio E42, cuja pressão de carregamento com GNC foi de 0,194 bar, a queda apresentada no ensaio E43 foi bem menos acentuada, o que indica uma menor presença de GNCs no condensador e linha de líquido.

A Tabela 27 apresenta dados de temperatura de operação da seção adiabática (T_{op_a}) e tempo de *start-up* (t_{ST}) para 400 A para o circuito 2 com reservatório, para 400 A, operando com sódio. Essas variáveis foram definidas da mesma maneira que nas seções anteriores, tomando como referência a temperatura do evaporador como 48 °C, escolhida por estar acima da temperatura ambiente de todos os ensaios. É possível verificar que T_{op_a} não variou muito com as diferentes pressões internas testadas para 100 mm de condensador e que t_{ST} foi menor para a maior pressão interna. O tempo até o RP não foi aqui considerado pois, como houve necessidade de diferentes interferências, essa comparação não seria justa.

Infelizmente, o forno de indução não permitiu o uso de correntes mais elevadas e portanto de maiores níveis de potência, limitando os ensaios. O ideal seria operar com

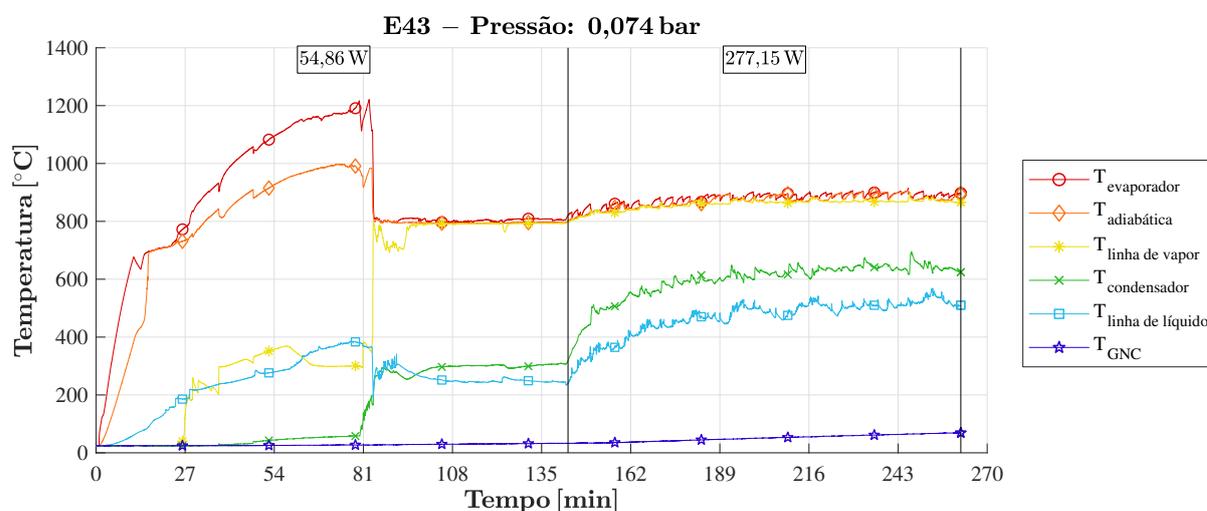


Figura 86 – Gráfico transiente das temperaturas médias de cada seção do circuito 2 para o experimento E43 a 0,074 bar, com reservatório e operando com sódio

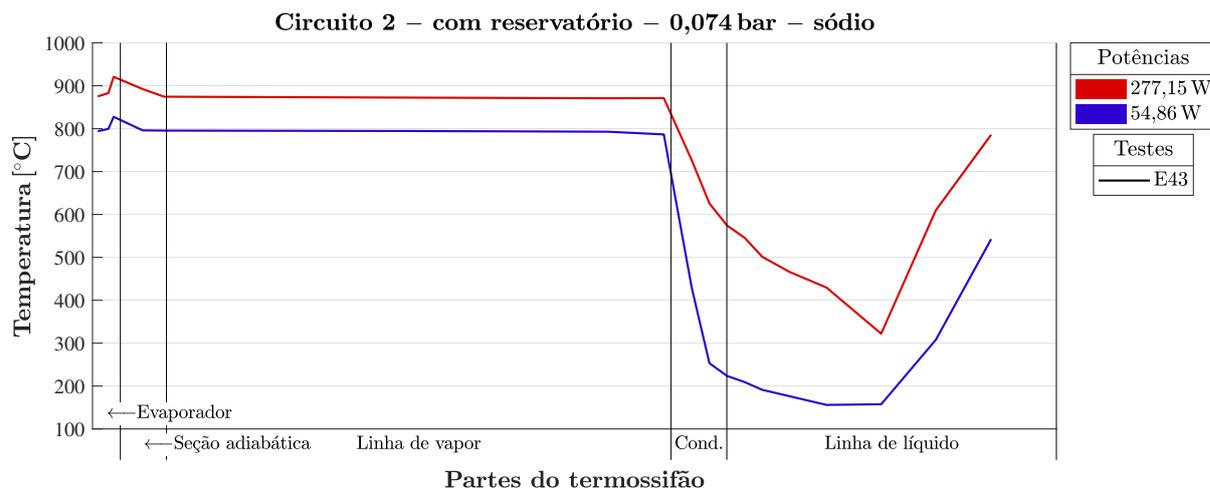


Figura 87 – Perfil de temperatura do circuito 2 para o experimento E43 a 0,074 bar, com reservatório e operando com sódio

Tabela 27 – Temperatura de operação da seção adiabática e dos tempos até atingir o regime permanente para os experimentos do circuito 2 com reservatório e com corrente de 400 A

Teste	L_c [m]	P_{GNC} [bar]	T_{op_a} [°C]	t_{ST} [min]
E39	100	0,023	803,85	277,10
E40	100	0,023	795,75	234,32
E41	200	0,194	788,65	304,33
E42	100	0,194	794,40	61,27
E43	100	0,074	795,80	82,68

maiores potências para verificar o impacto dos GNCs no *start-up* e no desempenho do dispositivo.

Para o cálculo das resistências térmicas do dispositivo com sódio, tendo em vista que é muito difícil mediar o calor transferido a partir do fornecido pelo forno de indução, neste trabalho considerou-se o calor rejeitado pelo condensador.

Os valores calculados das resistências térmicas para o circuito 1 com sódio foram muito elevados, tendo em vista que o termossifão nem sequer operou, ou seja, o calor foi transportado basicamente por condução. Portanto, esses valores não avaliam o desempenho do dispositivo. Desse modo, para o circuito 2, apresenta-se na Figura 88, apenas os valores de resistências após o *start-up*.

É possível observar um comportamento assintótico e semelhante ao observado a partir dos experimentos com água, uma vez que há redução das resistências com o aumento da potência de entrada. Portanto, mesmo que não tenha sido possível atingir potências mais elevadas, conseguiu-se comprovar esse comportamento. Além disso, os altos valores de resistências mostrados para baixas potências são atribuídos ao regime de aleta, observado logo após o início dos testes. As variações da massa de GNC carregado no dispositivo não

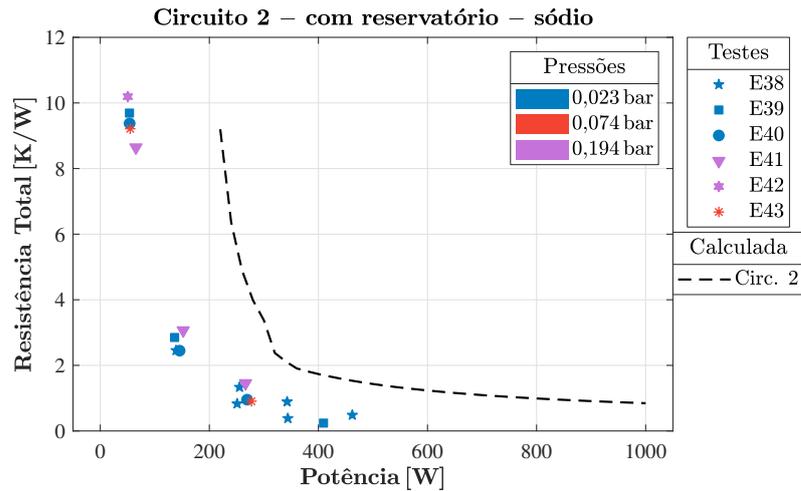


Figura 88 – Resistências experimentais dos testes E38–E43 do circuito 2 com reservatório e operando com sódio

produziram efeito significativo, como mostrado na Figura 88, no entanto, mais testes são necessários para confirmar esse comportamento, já que houve uma variabilidade muito grande nos resultados de resistências obtidos para os testes com as mesmas condições experimentais. Comparativamente aos valores calculados para a resistência térmica, obtidos na Capítulo 3 e mostrados por meio de uma linha preta tracejada, os valores obtidos experimentalmente foram menores. Este resultado indica que o termossifão operou em potências menores do que as esperadas.

Sendo assim, é possível concluir que o *start-up* é ainda um grande desafio a ser vencido no desenvolvimento de termossifões em circuito com sódio como fluido de trabalho, uma vez que baixos fluxos de calor não impedem a solidificação do sódio na linha de vapor, impedindo o avanço do vapor. Logo, mais pesquisas precisam ser desenvolvidas para aprimorar a partida (*start-up*).

6 CONCLUSÃO

No decorrer desta dissertação foram desenvolvidos dois termossifões em circuito operando com água e com sódio. Foram avaliadas diferentes massas de gases não condensáveis (gás não condensável (GNC)), as quais foram inseridas no dispositivo a partir de pressões variáveis. Os resultados obtidos, embora mostrem que diversos estudos ainda precisam ser realizados para aperfeiçoar a operação e o projeto desses dispositivos, levaram a algumas conclusões e importantes contribuições para o estado da arte. No que concerne ao uso de GNCs em termossifões bifásicos em circuito operando com a água, tem-se:

- a) Em ambas as geometrias sem e com reservatório e com baixas potências de operação, o aumento da massa de GNC, que resultou em um aumento da pressão, proporcionou aumentos: da resistência térmica, das temperaturas de operação do evaporador, da seção adiabática e da linha de vapor e dos tempos de *start-up*. Sem o uso de GNC, o tempo de *start-up* para os dispositivos com água aumentou. Para potências mais altas, as diferenças de temperatura entre evaporador e condensador diminuíram, o que reduziu a resistência térmica e melhorou o desempenho do dispositivo. Isso significa que, quando os termossifões operam em altas potências, não é necessário investir em sistemas de alto vácuo, que geram altos custos na execução dos projetos;
- b) Observou-se que, para a água, uma pequena quantidade de GNC foi benéfica para diminuir o *Geysers Boiling* (GB);
- c) Com o aumento da temperatura de rejeição, houve: elevação da temperatura de operação em todo o tubo, ampliação da capacidade de condensação e diminuição do fenômeno do GB. Ainda, a temperatura de rejeição não afetou significativamente a resistência térmica para o dispositivo operando sem GNC, porém, quando há GNC, um aumento dessa temperatura gera uma diminuição da resistência térmica, sendo esse fato mais nítido para baixas potências e para mais GNC presente. Por fim, verificou-se que os tempos de *start-up* e os tempos até o regime permanente (RP) não tiveram uma alteração significativa com aumento da temperatura de rejeição;
- d) Em ambas as geometrias, a inserção do reservatório, para baixas potências, diminuiu a resistência térmica, os tempos até o regime permanente (RP) e *start-up* e as temperaturas de operação do evaporador, seção adiabática e linha de vapor. Para altas potências, ambos os termossifões apresentaram um desempenho semelhante sem e com reservatório, o que indica que, para termossifões em altas potências, o reservatório pode ser retirado do projeto. Por fim, também foi possível concluir que o reservatório deve ser projetado para uma condição de operação preestabelecida. O circuito 1 mostrou maior tendência de desenvolver o GB em relação ao circuito 2, devido ao sub-resfriamento que ocorre na linha de

líquido. Ainda, a resistência térmica do circuito 1 foi melhor para o vácuo e sem reservatório, mas, com a inserção do GNC, o circuito 2 apresentou resistências menores para baixas potências. Portanto, o projeto do circuito 2 foi considerado o mais adequado para se contornar as dificuldades apresentadas na partida com sódio;

- e) Em ambas as geometrias e para ambos os fluidos, os valores calculados para as resistências térmicas não se aproximaram dos valores obtidos experimentalmente. Para a água, os valores calculados ficaram subdimensionados, para o sódio, ficaram superdimensionados.

As principais contribuições do presente trabalho para o estado da arte em termos-sifões bifásicos em circuito operando com o sódio foram:

- a) Uma bancada de carregamento foi completamente construída durante este trabalho, permitindo e facilitando carregamentos com sódio em segurança e fomentando diversas pesquisas na área;
- b) Uma geometria adequada de um termossifão em circuito para operar com sódio como fluido de trabalho;
- c) Os desempenhos térmicos observados nos diversos testes do termossifão em circuito adequado para operar com sódio foram similares, quando o sistema operava com altas potências e com diferentes massas de gases não condensáveis (diferentes pressões internas de operação);
- d) O tempo de *start-up* diminuiu com uma maior massa de GNC, devido à dificuldades que termossifões com fluidos metálicos apresentam na partida. Todavia, para validar esta observação, mais testes são necessários prescrevendo-se a temperatura no condensador, já que foi preciso intervir aplicando-se um soprador de ar quente durante esse período.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos experimentos realizados, algumas sugestões para trabalhos futuros podem ser feitas:

- a) Investigar diferentes razões de enchimento, inclinações do evaporador e comprimentos das linhas de vapor e de líquido no termossifão em circuito;
- b) Utilizar, como condensador, um trocador de calor compacto soldado por difusão, visando uma aplicação industrial;
- c) Desenvolver um modelo matemático que obtenha resultados mais próximos aos experimentais para aprimorar o projeto de termossifões bifásicos em circuito, tanto para a água quanto para o sódio;

- d) Desenvolver novas geometrias de termossifão em circuito, como a construída por Boo, Kim e Kang (2015), na qual as linhas de líquido e de vapor estão localizadas mais próximas entre si;
- e) Realizar mais testes com diferentes pressões internas, incluindo um teste sem a presença de GNC, com diferentes fluidos de trabalho e com diferentes tipos de GNC para investigar mais a fundo a relação destes com o fenômeno GB;
- f) Identificar a massa ideal de GNC a ser inserido nos termossifão em circuito com sódio que facilite o *start-up*, mas que não prejudique o desempenho térmico do termossifão;
- g) Determinar uma temperatura a ser prescrita, provavelmente acima da temperatura de fusão do sódio, no condensador que torne desnecessária a intervenção de sopradores de ar quente durante o *start-up*;
- h) Avaliar a pressão interna ao final de todos os testes para verificar se houve geração de GNC provindos do sódio durante os experimentos;
- i) Realizar testes com maiores potências com o propósito de diferenciar os regimes de operação, assim como feito no estudo de Cisterna *et al.* (2020a), para um termossifão em circuito;
- j) Desenvolver pesquisas aprimorando o cálculo do volume do reservatório de GNC ideal para diferentes fluidos e analisar o seu comportamento nesses novos testes.

REFERÊNCIAS

AMERICAN ELEMENTS. **Sodium Oxide**: Product Datasheet. [S. l.], 2022. Disponível em: <https://www.americanelements.com/sodium-oxide-1313-59-3>. Acesso em: 28 out. 2022.

BASIULIS, A.; PRAGER, R. C.; LAMP, T. R. Compatibility and reliability of heat pipe materials. **Proceedings of the Second International Heat Pipe Conference**, [s. l.], bologna, esa report sp 112, 1976.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 8. ed. [S. l.]: LTC, 2019.

BHISE, V. S.; BONILLA, C. F. Proc. Int. Conf. Liq. Metal. Tech. in Energy Production Vol. 2. **ANS, AIME, ERDA, Seven Springs, Pa.**, [s. l.], p. 657, 1976.

BOO, J. H.; KIM, S. M.; KANG, Y. H. An experimental study on a sodium loop-type heat pipe for thermal transport from a high-temperature solar receiver. **Energy Procedia** **69**, [s. l.], p. 608–617, 2015.

BROST, O. **Closed Two-Phase Thermosyphons - Class Notes**. Germany: IKE, University of Stuttgart, 1996.

BUSSE, C. A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. **Int. J. Heat Mass Transfer** **16**, [s. l.], p. 169–186, 1973.

CAO, J.; ZHENG, Z.; ASIM, M.; HU, M.; WANG, Q.; SU, Y.; PEI, G.; LEUNG, M. K. H. A review on independent and integrated/coupled two-phase loop thermosyphons. **Applied Energy**, [s. l.], 2020.

CAO, Y.; FAGHRI, A. Simulation of the Early Startup Period of High-Temperature Heat Pipes From the Frozen State by a Rarefied Vapor Self-Diffusion Model. **ASME Journal of Heat Transfer** **115(1)**, [s. l.], p. 239–246, 1993.

CAREY, V. P. **Liquid vapor phase change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. Boca Raton: CRC Press, 2018.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Fluid Mechanics: Fundamentals and applications**. United States of America: Mc Graw Hill, 2014. P. 377.

CHEN, M. M. An analytical study of laminar film condensation: part 1—flat plates. **J. Heat Transfer** **83**, [s. l.], p. 48–54, 1961.

CHI, S. W. **Heat Pipe Theory and Practice: A Sourcebook**. [S. l.]: McGraw-Hill / Hemisphere Pub. Corp., 1976.

CISTERNA, L. H. R. **Termossifões de Sódio: Teoria, Fabricação e Experimentos**. 2019. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CISTERNA, L. H. R.; CARDOSO, M. C. K.; FRONZA, E. L.; MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H. Operation regimes and heat transfer coefficients in sodium two-phase thermosyphons. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 152, p. 119555, 2020.

CISTERNA, L. H. R.; FRONZA, E. L.; CARDOSO, M. C. K.; MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H. Modified Biot Number Models for Startup And Continuum Limits of High Temperature Thermosyphons. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **165**, [s. l.], 2021.

CISTERNA, L. H. R.; VITTO, G.; CARDOSO, M. C. K.; FRONZA, E. L.; MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H. Charging Procedures: Effects on High Temperature Sodium Thermosyphon Performance. **Journal of The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, [s. l.], 2020.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. United States: Oxford University Press, 1994. P. 43–45.

DEGUCHI, Y.; MURANAKA, R.; KAMIMOTO, T.; TAKAGI, T.; KIKUCHI, S.; KURIHARA, A. Reaction path and product analysis of sodium-water chemical reactions using laser diagnostics. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], 2016.

DUBE, V.; AKBARZADEH, A.; ANDREWS, J. The effects of non-condensable gases on the performance of loop thermosyphon heat exchangers. **Applied Thermal Engineering** **24**, [s. l.], p. 2439–2451, 2004.

FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. Connecticut: Taylor & Francis, 1995.

FAN, S.; LI, M.; LI, S.; HU, T. Zhou Y.; WU, S. Thermodynamic analysis and optimization of a Stirling cycle for lunar surface nuclear power system. **Applied Thermal Engineering** **111**, [s. l.], p. 60–67, 2017.

FARSI, H.; JOLY, J.; MISCEVIC, M.; PLATEL, V.; MAZET, N. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosyphon. **Appl. Therm. Eng.** **23** (15), [s. l.], 2003.

FINK, J. K.; LEIBOWITZ, L. **Thermodynamic and Transport Properties of Sodium Liquid and Vapor**. Illinois: Argonne National Laboratory, 1995. P. 163.

G1. **Pioneira no Brasil, usina termossolar entra em operação no Oeste Paulista**. Presidente Prudente: TV Fronteira, 21 mar. 2022. Disponível em: <https://g1.globo.com/sp/presidente-prudente-regiao/noticia/2022/03/21/pioneira-no-brasil->

usina-terossolar-entra-em-operacao-no-oeste-paulista.ghhtml. Acesso em: 11 nov. 2022.

EL-GENK, M. S.; TOURNIER, J. M. Uses of Liquid-Metal and Water Heat Pipes in Space Reactor Power Systems. **Frontiers in Heat Pipes FHP** **2**, 013002, [s. l.], 2011.

GILCHRIST, J. D.; DOUGLAS, R. W. **Fuels, Furnaces and Refractories**. 2. ed. [S. l.]: Pergamon Press, 1977.

GROLL, M.; RÖSLER, S. Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphon. **J. Non-Equilib. Thermodyn** **17**, [s. l.]: Elsevier, p. 91–151, 1992.

HE, J.; LIN, G.; BAI, L.; MIAO, J.; ZHANG, H.; WANG, L. Effect of non-condensable gas on startup of a loop thermosyphon. **International Journal of Thermal Sciences** **72**, [s. l.], p. 184–194, 2013.

HE, J.; LIN, G.; BAI, L.; MIAO, J.; ZHANG, H.; WANG, L. Effect of non-condensable gas on steady-state operation of a loop thermosyphon. **International Journal of Thermal Sciences** **81**, [s. l.], p. 59–67, 2014.

IMURA, H.; SASAGUCHI, K.; KOZAI, H.; NUMATA, S. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. **Int. J. Heat Mass Transfer** v.26, n8, [s. l.], p. 1181–1188, 1983.

JAFARI, D.; FRANCO, A.; FILIPPESCHI, S.; MARCO, P. D. Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], 2016.

KALAGIROU, S. **Solar energy engineering: processes and systems**. 1st. [S. l.]: Elsevier, 2009.

KAMINAGA, F.; HASHIMOTO, H.; FERUZ, C.; GOTO, K.; MATSUMARA, K. Heat transfer characteristics of evaporation and condensation in a two-phase closed thermosyphon. **Proc. of 10th Int. Heat Pipe Conf.**, Germany, Stuttgart, p. 1–6, 1997.

LI, T.; JIANG, Y.; LI, Z.; LIU, Q.; TANG, D. Loop Thermosiphon as a Feasible Cooling Method for the Stators of Gas Turbine. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], 2016.

MANTELLI, M. B. H. Thermosyphon technology for industrial applications. *In*: VASILIEV, L.L; KAKAÇ, S. (Ed.). **Heat Pipes and Solid Sorption Transformations**. Boca Raton: CRC Press, 2013. p. 411–464.

MANTELLI, M. B. H. **Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications**. [S. l.]: Springer International Publishing, 2021.

MANTELLI, M. B. H. **Tubos de Calor e Termossifões - Notas de aula**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, 2012.

MANTELLI, M. B. H.; KNISS, C. T.; CUNHA, A.; MARTINS, G. J. M.; NUERNBERG, G.V.; ÂNGELO, W.; NUERNBERG, C.; COELHO, C. E. Experimental study of mercury and naphthalene thermosyphons. **14th International Heat Pipe Conference**, [s. l.], 2007.

MANTELLI, M. B. H.; KNISS, C. T.; MARTINS, G. J. M.; NUERNBERG, G.V.; NUERNBERG, C. Study of the viability of the use of naphthalene as working fluid in thermosyphons. **Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT**, [s. l.], 2006.

MANTELLI, M. B. H.; UHLMANN, T. W.; CISTERNA, L. H. R. Experimental Study of a Sodium Two Phase Thermosyphon. **9th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics**, Foz do Iguaçu, 2017.

MATLAB. **9.4.0.813654 (R2018a)**. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc., 2018. 1 programa eletrônico.

MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H. Heat transfer limit due to pressure drop of a loop thermosyphon. **15th International Heat Pipe Conference (15th IHPC)**, [s. l.], p. 2–3, 2010.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat transfer**. United States: Cambridge University Press, 2008. P. 742–744, 758–760.

NEWMAN, R. N.; PUGH, A. R.; SMITH, C. A. 16. Explosive interaction between sodium and water, and material wastage in the vicinity of leaks in sodium water heat exchangers. *In*: MARY MONRO, BA (Ed.). **Liquid Alkali Metals**. London: British Nuclear Energy Society, 1973. p. 85–91.

NGUYEN-CHI, H.; GROLL, M. The influence of wall roughness on the maximum performance of closed two-phase thermosyphons. **American Institute of Aeronautics and Astronautics 15th Thermophysics Conference - Snowmass, CO, U.S.A.**, [s. l.], 1980.

NUSSELT, W. Z. **Ver. Deut. Ing.** **60**, [s. l.], p. 541, 1916.

PABÓN, N. Y. L.; MERA, J. P. F.; VIEIRA, G. S. C.; MANTELLI, M. B. H. Visualization and experimental analysis of Geysers boiling phenomena in two-phase thermosyphons. **International Journal of Heat and Mass Transfer** **141**, [s. l.], p. 876–890, 2019.

PALAC, D.; GIBSON, M.; MASON, L.; HOUTS, M.; MCCLURE, P.; ROBINSON, R. Nuclear Systems Kilopower Overview. **Space Technology Mission Directorate Game**

Changing Development Program - National Aeronautics and Space Administration, [s. l.], 2016.

PETERSON, G. P. **An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications**. New York: Wiley-Interscience Publication, 1994.

PONNAPPAN, R.; BOEHMAN, L. I.; MAHEFKY, E. T. Diffusion-controlled startup of a gas-loaded liquid-metal heat pipe. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, **4(3)**, [s. l.], p. 332–340, 1990.

PONNAPPAN, R.; CHANG, W. Comparison of vacuum and gas-loaded mode performances of a LMHP. **5th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference**, [s. l.], 1990.

POSTON, D. I. The HeatPipe-Operated Mars Exploration Reactor (HOMER). **Technical report-Los Alamos National Laboratory - LA-UR-00-October**, [s. l.], 2000.

RANKEN, W. A.; LUNDBERG, L. B. High temperature heat pipes for terrestrial applications. **American Institute of Aeronautics and Astronautics 3rd International Heat Pipe Conference**, [s. l.], p. 78–435, 1978.

REAY, D. A.; KEW, P. A. **Heat pipes: theory, design and applications**. Fifth Edition. Oxford, UK: Elsevier, 2006.

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLLEN, R. J. **Heat pipes: theory, design and applications**. Sixth Edition. Oxford, UK: Elsevier, 2014.

ROSENFELD, J. H.; LOCCI, I. E.; SANZI, J. L.; HULL, D. R.; GENG, S. M. Post-Test Analysis of a 10-Year Sodium Heat Pipe Life Test. **Nuclear and Emerging Technologies for Space**, [s. l.], 2011.

SCHLECHT, M.; MEYER, R. Site selection and feasibility analysis for concentrating solar power (CSP) systems. *In*: K.LOVEGROVE; W.STEIN (Ed.). **Concentrating Solar Power Technology**. Cambridge, UK: Woodhead, 2012. cap. 4.

SHAH, M. M. A survey of experimental heat transfer data for nucleate pool boiling of liquid metals and a new correlation. **Int. J. Heat Fluid Flow** **13 (4)**, [s. l.]: Elsevier, p. 370–379, 1992.

SHEVCHUK, E. N.; FIALKO, N. M.; MALETSKAYA, O. E. Research and estimation of evaporation conditions in solar receiver of a sodium heat pipe. **Proceeding of the 11th International Heat Pipe Conference**, [s. l.], 1999.

SHIRAIISHI, M.; KIKUCHI, K.; YAMANISHI, T. Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. **Advances in Heat Pipe Technology**, [s. l.]: Elsevier, p. 95–104, 1982.

SOLIDWORKS. **Premium 2020 SP1.0 28.10.0078**. Waltham, Estados Unidos: Dassault Systèmes, 2020. 1 programa eletrônico.

STRUMPF, H. J. Ceramic heat pipes for high-temperature heat recovery. **Heat Recovery Systems**, [s. l.], v.2 n^o 2, pp. 189–199, 1982.

SUBBOTIN, V. I.; OVECHKIN, D. M.; SOROKIN, D. N.; KUDRYAVTSEV, A. P. Heat transfer when sodium boils in free-convection conditions. **Sov. Atom. Energy** **24 (5)**, [s. l.]: Springer, p. 539–544, 1968.

SUBBOTIN, V. I.; SOROKIN, D. N.; KUDRYAVTSEV, A. P. Generalized relationship for calculating heat transfer in the developed boiling of alkali metals. **Atom. Energy** **29 (1)**, [s. l.]: Springer, p. 730–731, 1970.

TOURNIER, J. M.; EL-GENK, M. S. A vapor flow model for analysis of liquid-metal heat pipe startup from a frozen state. **Int. J. Heat Mass Transfer** **39(18)**, [s. l.], p. 3767–3780, 1996.

WALLIS, G. B. **One-dimensional Two-phase Flow**. [S. l.]: McGraw-Hill, 1969.

YAMAMOTO, T.; TANAKA, Y.; SASAKI, M.; HATORI, H. Study on life of sodium heat pipe. **Heat recovery systems, vol. 2, n. 4**, [s. l.], p. 369–376, 1982.

ZHANG, H.; ZHUANG, J. Research, development and industrial application of heat pipe technology in China. **Applied Thermal Engineering** **23**, [s. l.], p. 1067–1083, 2003.

APÊNDICE A – MEDIDAS DE SEGURANÇA AO MANUSEAR O SÓDIO METÁLICO

As medidas de segurança abaixo foram elaboradas com auxílio da ficha de informação de segurança para produtos químicos (FISPQ) da fabricante do sódio metálico, Dinâmica Química Contemporânea Ltda. O sódio utilizado possuía 99,9% de pureza.

Os equipamentos de proteção individual (EPIs) utilizados foram: luva nitrílica CA:16314 para manuseio do sódio sólido, um respirador semifacial série 6200 da 3M com cartucho químico indicado para vapores orgânicos/gases ácidos, óculos de proteção ou protetor facial e um jaleco. Além disso, no local de operação do sódio, extintores tipo D estavam dispostos para combater qualquer possível acidente.

Ficha técnica

Substância: sódio metálico

- ▶ Aspecto: sólido dúctil, maleável, prateado a branco acinzentado e inodoro.
- ▶ Fórmula: Na
- ▶ Peso molecular: 22,99 g/mol
- ▶ N° CAS: 7440-23-5
- ▶ Ponto de fusão/congelamento: 97,8 °C
- ▶ Ponto de ebulição inicial: 883 °C
- ▶ Ponto de fulgor: 82 °C
- ▶ Temperatura de ignição: 121 °C
- ▶ Pressão de vapor: 1 hPa a 440 °C
- ▶ Densidade relativa: 0,971 g/cm³ a 20 °C
- ▶ PH: > 7,0
- ▶ Temperatura de armazenamento: ambiente
- ▶ Viscosidade: 0,68 cP a 100 °C



Como manusear

- ▶ Atmosfera de gás inerte.
 - ▶ Luvas de proteção (ao retirá-la não encoste na superfície externa e descarte em local apropriado).
 - ▶ Vestuário de proteção.
 - ▶ Proteção facial (máscara de proteção).
 - ▶ Proteção ocular (óculos de segurança).
 - ▶ Botas ou sapato fechado reforçado.
 - ▶ Manter em abrigo da umidade.
 - ▶ Não respirar as poeiras ou as névoas.
 - ▶ Lavar a pele cuidadosamente após manuseio.
- Observação: os EPIs não oferecem proteção contra os efeitos de explosões.

Em caso de incêndio

- ▶ Extinguir utilizando extintor tipo D, areia seca, pó seco, um produto químico seco ou espuma resistente ao álcool. Soar o alarme antes de tentar apagar o fogo.
- ▶ O sódio não é combustível e portanto é um produto pouco inflamável.
- ▶ Em caso de incêndio nas proximidades, se possível, procurar remover o sódio para uma área segura. Os recipientes podem explodir em decorrência de fogo ou calor. A explosão poderá projetar estilhaços a grandes distâncias e com alto poder de destruição.
- ▶ Para bombeiros: usar equipamento de respiração autônomo para combate a incêndios, se necessário.
- ▶ Evitar que a água de combate ao fogo atinja sistemas de drenagem. Conter e recolher a água de combate.
- ▶ ATENÇÃO: Produz gases tóxicos e irritantes e óxidos de sódio como resultado da combustão.



Casos de Emergência - Primeiros socorros

O material é extremamente destrutivo para os tecidos das membranas mucosas e para o trato respiratório superior, provoca queimadura nos olhos e na pele.

- ▶ Contato com os **OLHOS**: lavar cuidadosamente com muita água durante pelo menos 15 minutos. Se utilizar lentes de contato, retire-as, se possível. Contatar imediatamente um centro de informação antivenenos (CIAV) ou um médico.
- ▶ Contato com a **PELE** ou **CABELO**: retirar imediatamente toda a roupa e sapatos contaminados. Enxaguar a pele com água ou tomar uma ducha. Sacudir da pele as partículas soltas. Mergulhar em água fria e aplicar compressas úmidas. Lavar a roupa contaminada com sabão e muita água antes de voltar a usar.
- ▶ **INALAÇÃO**: Levantar a pessoa para uma zona ao ar livre e manter numa posição que não dificulte a respiração. Se não respirar, dar respiração artificial. Contatar imediatamente um CIAV/médico.
- ▶ **INGESTÃO**: Não provocar vômito. Enxaguar a boca com água. Nunca dar nada pela boca a uma pessoa inconsciente.
- ▶ Sintomas e efeitos mais importantes, tanto agudos como retardados: sensação de queimadura, tosse, respiração ruidosa, laringite, respiração superficial, espasmo, inflamação e edema da laringe, inflamação e edema dos brônquios, pneumonite, edema pulmonar.
- ▶ Consulte um médico.

Identificação de riscos

- ▶ Em contato com a água reage violentamente com formação de solução corrosiva de hidróxido de sódio (soda cáustica) e gás hidrogênio que é um gás altamente inflamável.
- ▶ Corrosão cutânea (queimaduras na pele).
- ▶ Lesões oculares graves.
- ▶ Produto pode contaminar cursos d'água e seus vapores podem prejudicar a qualidade do ar.
- ▶ Incompatível com oxigênio, ácido clorídrico, anidros, halogênios ácidos e hidrocarbonetos halogenados.



Armazenamento

- ▶ Evitar a formação de pó e aerossóis.
- ▶ Providenciar uma adequada ventilação em locais onde se formem poeiras.
- ▶ Manter afastado de qualquer chama ou fonte de ignição.
- ▶ NÃO FUMAR no local.
- ▶ Armazenar em local fresco.
- ▶ Guardar o recipiente hermeticamente fechado em lugar seco e bem ventilado.
- ▶ Nunca permitir que o sódio tenha contato com a água durante o armazenamento.
- ▶ Manipular e estocar sob gás inerte. Sensível ao ar (umidade).

Descarte

- ▶ Entrar em contato com a gestão de resíduos da UFSC para realizar a solicitação e verificar o calendário de coleta de resíduos químicos.



<https://gestaoderesiduos.ufsc.br>

Derramamento ou vazamento

- ▶ Evitar o contato com o sódio ou respirar partículas em suspensão no ar. Usar equipamento de proteção individual.
- ▶ Evitar a formação de poeira.
- ▶ Evitar o contato do sódio com a água. Não utilizar jatos de água.
- ▶ Assegurar ventilação adequada.
- ▶ Eliminar todas as possíveis fontes de ignição.
- ▶ Avaliar a necessidade de promover a evacuação do pessoal para áreas de segurança.
- ▶ Prevenir a dispersão ou o derramamento, se seguro.
- ▶ Não permitir o contato do sódio com corpos d'água, infiltração em redes de esgotos, galerias e áreas confinadas. Caso não seja possível, entrar em contato com bombeiros e defesa civil.
- ▶ Conter e cobrir o sódio derramado com material inerte e não combustível, varrer e apanhar com uma pá e o armazenar em recipiente plástico seco.
- ▶ Utilizar ferramentas antifascentes e equipamentos intrinsecamente seguros e à prova de explosão (exaustores, lanternas, rádios, detectores, etc.).
- ▶ Manter em recipientes fechados adequados, para eliminação de acordo com as regulamentações locais.

Telefones de emergência

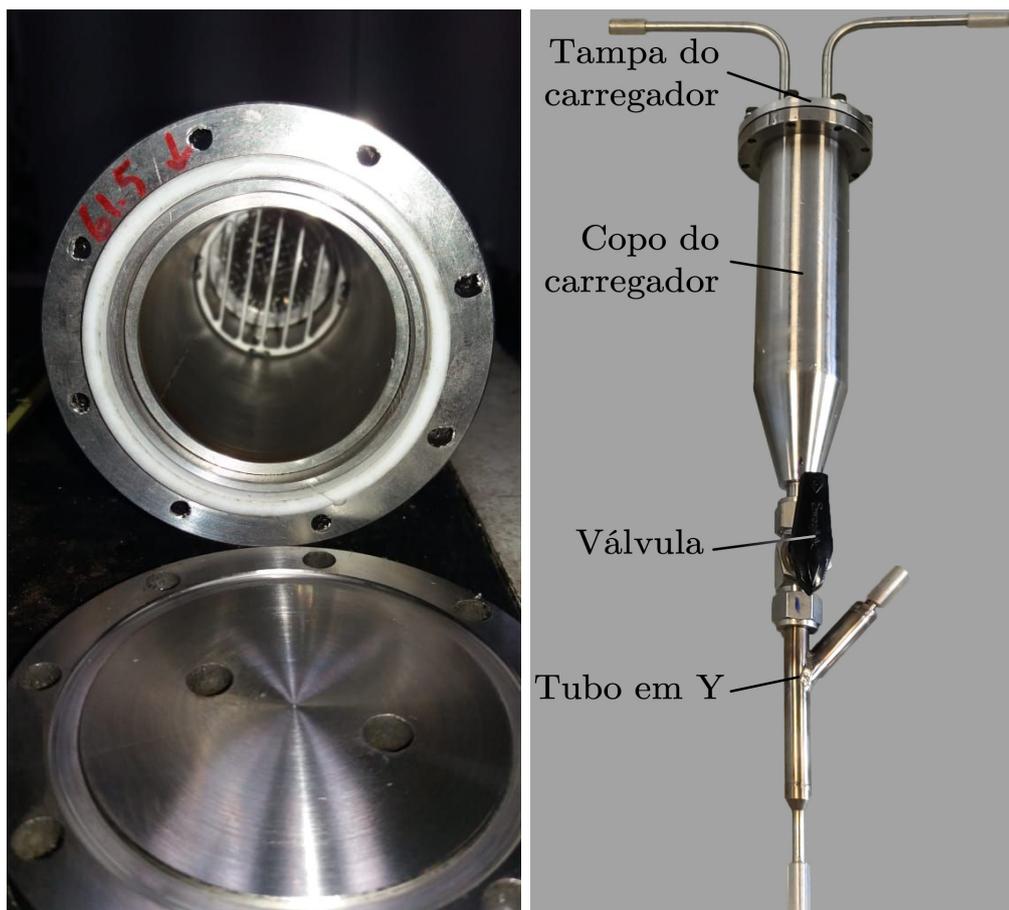
- ▶ Bombeiros: 193.
- ▶ Centro de Informação Antivenenos (CIAV): 800 250 250.
- ▶ Telefone de emergência da fabricante: (19) 3114-9232.
- ▶ Defesa civil: 199
- ▶ Associação Brasileira do Com. de Prod. Químicos: (11) 3825-3211
- ▶ Pró-Química/ABIQUIM 0800 11 8270
- ▶ Centro de Assistência Toxicológica - CEATOX: (11) 3069-8571 - Fax: (11) 280-9431

APÊNDICE B – PROCEDIMENTO DE CARREGAMENTO COM SÓDIO PARA TERMOSSIFÕES/TUBOS DE CALOR

Preparação do copo do carregador: etapa necessária para garantir o correto posicionamento, instrumentação e confiabilidade do carregamento.

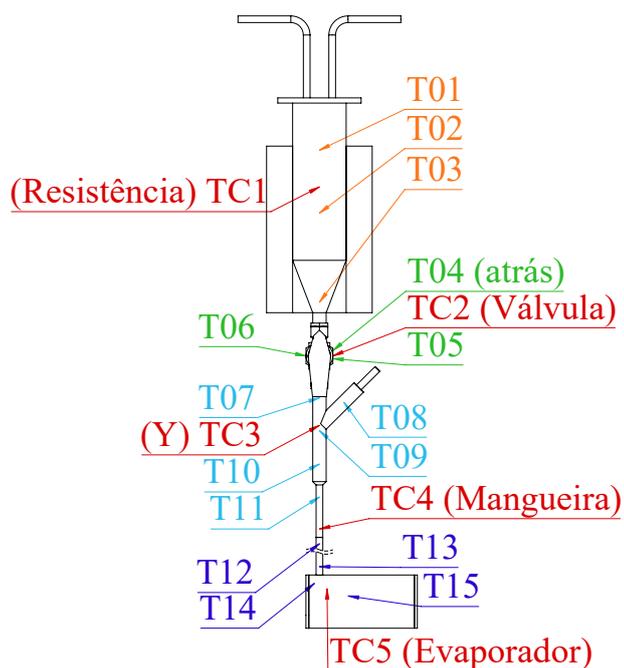
- a) Inserir os filtros no interior do copo do carregador (Figura 89);

Figura 89 – Copo do carregador e filtros



- b) fechá-lo com sua tampa, utilizando os oito parafusos e o *o-ring* de teflon;
- c) conectá-lo com a válvula, atentando-se para que ela fique com a seta para baixo;
- d) conectar o tubo em Y na válvula;
- e) realizar vácuo na bomba de anel líquido;
- f) testar vazamento na *Leak Detector*;
- g) instrumentar o copo do carregador com os termopares (Figura 90);
- h) posicionar o copo do carregador dentro do bloco de alumínio com resistências de cartucho, e fixá-los juntos através de uma abraçadeira metálica;
- i) prender o conjunto acima (item h) em seu apoio traseiro através de duas barras roscadas curvadas e suas quatro porcas;

Figura 90 – Disposição dos termopares no carregamento de sódio



- j) prender o apoio traseiro, já ligado ao conjunto de (h), na bancada de carregamento através de quatro parafusos com suas respectivas porcas e arruelas (Figura 91). Atentar-se para que a altura posicionada coincida com o rasgo no acrílico para a conexão com o extensor da manopla da válvula;
- k) prender o tubo em Y em seu respectivo apoio na bancada de carregamento através de seus quatro parafusos, arruelas e porcas.

Figura 91 – Fixação do copo do carregador na bancada



Limpeza do termossifão: a limpeza do termossifão precisa ser realizada previamente à sua fixação na bancada de carregamento.

- a) Realizar vácuo na bomba de anel líquido;
- b) inserir no termossifão a acetona e agitar;
- c) injetar ar comprimido para retirar o excesso de acetona;
- d) remover a acetona remanescente utilizando a bomba de anel líquido;
- e) repetir os passos (a–d);
- f) realizar vácuo novamente na bomba de anel líquido;
- g) inserir no termossifão álcool etílico 96°GL e agitar;
- h) injetar ar comprimido para retirar o excesso de álcool;
- i) remover o álcool remanescente utilizando a bomba de anel líquido;
- j) repetir os passos (f–i);

Pesagem do termossifão: é necessário realizar a pesagem antes da realização do carregamento para ser possível determinar a quantidade de sódio inserida no termossifão.

- a) Realizar 10 pesagens do termossifão na balança de precisão Marte AS5500C (Figura 92);
- b) fazer o cálculo de média e desvio padrão.

Figura 92 – Balança de precisão Marte AS5500C



Fixação do termossifão na bancada, conexões com o sistema de vácuo e inserção de argônio: essa etapa descreve o correto posicionamento do termossifão na bancada de carregamento, assim como da resistência de fita; a instrumentação dos elementos fundamentais e do termossifão; e as conexões do sistema de aquisição, vácuo e inserção de argônio.

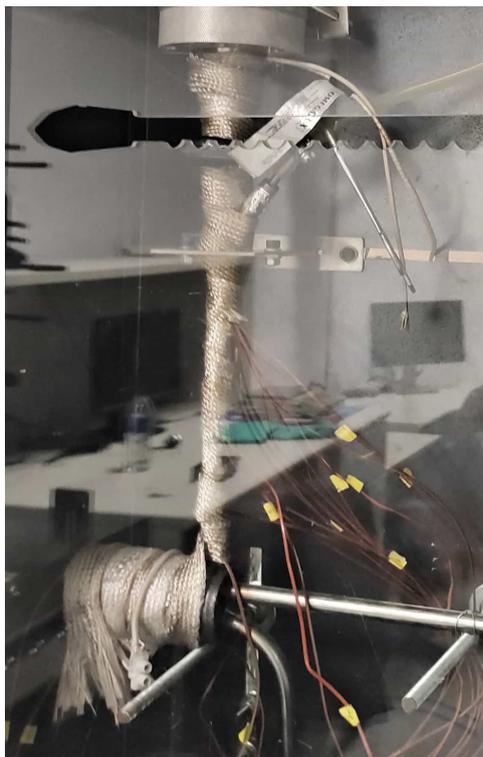
- a) Fixar o termossifão na bancada de carregamento por meio das barras roscadas e conectar o umbilical no tubo em Y. Procurar deixar os dois tubos encostados e o mais alinhado possível, prendendo as conexões da mangueira com abraçadeiras de plástico (Figura 93);

Figura 93 – Conexão do termossifão com o tubo em Y



- b) instrumentar os demais termopares na válvula, tubo em Y, umbilical, mangueira e termossifão, seguindo a Figura 90. É importante destacar que os termopares foram colocado por cima da mangueira, e não em seu interior;
- c) enrolar a resistência de fita na base do carregador, válvula, tubo em Y, umbilical, mangueira e termossifão (Figura 94);

Figura 94 – Resistência de fita enrolada



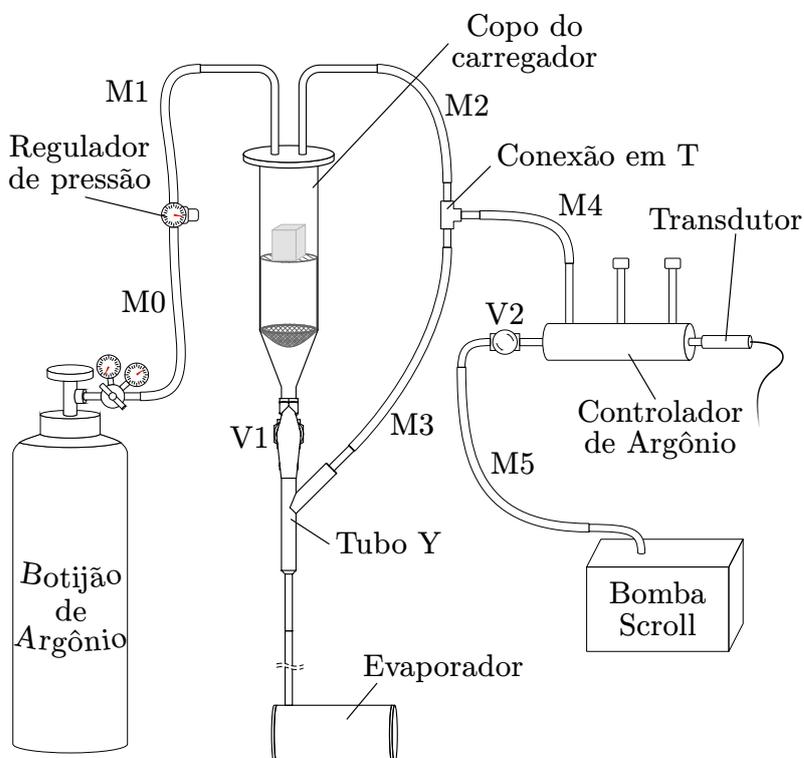
- d) conectar os termopares no sistema de aquisição de dados e nos controladores PID de temperatura das resistências (Figura 95);

Figura 95 – Controladores PID das resistências



- e) conectar os sistemas de vácuo e de inserção de argônio segundo a Figura 96, utilizando abraçadeiras metálicas em todas as conexões;

Figura 96 – Diagrama dos elementos do carregamento



- f) abrir as válvulas V1 e V2;
 g) fazer vácuo no sistema;
 h) ligar os controladores;
 i) aquecer o sistema a uma temperatura acima de 100 °C ligando as duas resistências. Esse procedimento garante a ausência de umidade no sistema¹.

Carregamento: essa etapa descreve a manipulação com o sódio, assim como a execução do carregamento.

- Desligar os controladores das resistências e esperar o carregador esfriar (para segurança do operador);
- fechar a válvula V1 e a mangueira M3;
- pressurizar o carregador com 1 bar de argônio para facilitar a sua abertura e fechar M1 e M2;
- pegar os dois potes de sódio imerso em querosene, um referente aos resíduos e o outro ao sódio limpo;

¹ Nessa etapa, pode-se utilizar uma pistola térmica para complementar aquecimento nas áreas que não estão em contato com as resistências.

- e) preparar a mesa com a tábua, facas, pinças, folhas de papel toalha e saco de lixo;
- f) separar um béquer e tarar a balança juntamente com a massa deste²;
- g) retirar um bloco de sódio do pote de sódio limpo com o auxílio das pinças. É importante que as etapas (g–n) sejam feitas o mais rápido possível para que o sódio tenha pouco tempo para reagir e, portanto, a camada superficial de hidróxido de sódio seja a menor possível;
- h) passar um papel toalha, removendo o excesso de querosene da superfície e colocar no saco de lixo;
- i) cortar superficialmente o bloco de sódio, retirando o excesso de hidróxido de sódio da superfície;
- j) descartar essas camadas de hidróxido de sódio no pote de resíduos;
- k) colocar o bloco de sódio limpo no béquer e medir sua massa. Repetir os passos (g–k) até atingir a massa desejada. Normalmente deve-se colocar pelo menos 15 g a mais para garantir a quantidade requerida;
- l) abrir o carregador e inserir os blocos de sódio em seu interior, em contato com o primeiro filtro;
- m) fechar o carregador com sua tampa;
- n) abrir a mangueira M2 e fazer vácuo no carregador por 5 min;
- o) fechar M5, desligar a bomba de vácuo, abrir M1 e pressurizar o sistema com 1 bar de argônio;
- p) fechar M1 e repetir o vácuo e inserção de argônio, garantindo que a atmosfera do carregador esteja com concentrações de ar menores que 10 ppm;
- q) fechar as mangueiras M1 e M2, abrir a mangueira M3 e refazer o vácuo no tubo em Y e no termossifão, apenas por segurança;
- r) fechar a mangueira M3;
- s) religar os controladores das resistências, fazendo patamares de temperatura até atingir 200 °C para o carregador, 170 °C para a válvula, 140 °C para a mangueira e o tubo em Y e 120 °C para o evaporador;
- t) aguardar 20 min, garantindo a fusão do sódio;
- u) abrir, manter aberta por 5 segundos e fechar a válvula V1, fazendo o sódio fundido escoar para o termossifão;
- v) desligar os controladores e esperar o sistema esfriar o suficiente para que a resistência de fita possa ser retirada com segurança;

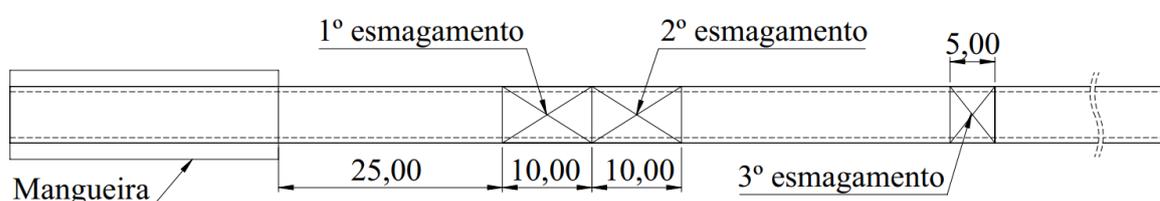
² A partir desse passo é necessário a utilização de equipamentos de proteção individual (EPIs).

- w) retirar a resistência de fita;
- x) retirar as abraçadeiras de plástico com cuidado, deslocar a mangueira para baixo e fechá-la com tesoura de vácuo.

Fechamento do termossifão: o fechamento deve ser realizado logo em seguida à retirada do termossifão da bancada de carregamento. O método de fechamento utilizado foi o disponível em Cisterna *et al.* (2020b), realizado através de uma prensa hidráulica com dois tipos de esmagadores (Figura 98);

- a) marcar as posições de esmagamento no umbilical seguindo a Figura 97;

Figura 97 – Ordem de esmagamento na prensa hidráulica



- b) fazer dois esmagamentos em série (lado a lado) com o esmagador 1 (8 ton), para aumentar a área de contato, e mais um esmagamento acima da área esmagada previamente com o esmagador 2 (6 ton);
- c) verificar se há resquícios de sódio na área do umbilical a ser soldada e utilizar uma seringa com água para reagir com esses eventuais resquícios;
- d) cortar e soldar, ainda na prensa, com o esmagador 2 (garante o vácuo). O tipo de solda utilizado foi a TIG.

Figura 98 – Esmagadores utilizados. À esquerda, o esmagador 1 e, à direita, o esmagador 2



Fonte: Cisterna (2019)

Limpeza pós-carregamento: essa etapa é realizada após toda a bancada estar à temperatura ambiente e contribui para a manutenção dos elementos utilizados no carregamento.

- a) Retirar todo o conjunto fixado na bancada de carregamento;
- b) abrir o carregador, retirar os filtros;
- c) retirar todos os resíduos sólidos possíveis e depositar no pote de resíduos;
- d) desconectar a válvula do carregador e do tubo em Y;
- e) retirar qualquer resíduo sólido possível e depositar no pote de resíduos;
- f) lavar separadamente o carregador, a válvula, o tubo em Y e os filtros na capela, com pequenos jatos de água e utilizando uma seringa. Procure fazer com que os pedaços que se desprendam do carregador caiam em uma bucha de limpeza dupla face e coloque mais água por cima, para que reaja mais rápido. Sempre use pequenos jatos e espere reagir antes de jogar água novamente. EPIs são indispensáveis nessa etapa (máscara, jaleco e luvas);
- g) após todos os dispositivos não terem mais resíduos visíveis, é possível lavá-los com água corrente ou submergi-los em um balde, garantindo que não existem mais resíduos de sódio;
- h) secar os componentes com ar comprimido ou deixar secar naturalmente;
- i) lavar todos os instrumentos utilizados no carregamento, como pinças, tábua, faca, etc.;
- j) limpar a mesa e o chão na sala onde o carregamento foi realizado, depositando toda a sujeira no saco de lixo ou, se for um resíduo grande, no pote de resíduos;
- k) colocar água no saco de lixo, garantindo, assim, que tudo já reagiu em seu interior.

Observações:

- sempre trazer uma sacola de lixo para resíduos de carregamento e papel toalha;
- amolar a faca utilizada para o corte das amostras de sódio;
- caso seja necessário, é possível aquecer o termossifão após o carregamento, para evitar entupimentos;
- é necessário pesar o termossifão após o carregamento para determinar a quantidade de sódio que entrou;
- combinar com a equipe de materiais do laboratório para garantir que no dia do carregamento a capela ficará livre;
- atentar-se para a resistência de fita. Caso esteja com algum fio mais aparente, ela pode encostar na carcaça da bancada de carregamento e provocar choque elétrico.

APÊNDICE C – DIMENSÕES APROXIMADAS DOS *LOOPS* E DISPOSIÇÃO DOS TERMOPARES

As dimensões dos dois termosifão em circuito (*loop 1 e loop 2*) com reservatório podem ser verificadas na Figura 99 e na Figura 100, respectivamente. Além disso, é possível observar a distribuição dos termopares dos experimentos E01–E16 na Figura 101, de E17–E32 na Figura 102 e, por fim, de E33–E43 na Figura 103.

Figura 99 – Dimensões aproximadas do *loop 1* com reservatório

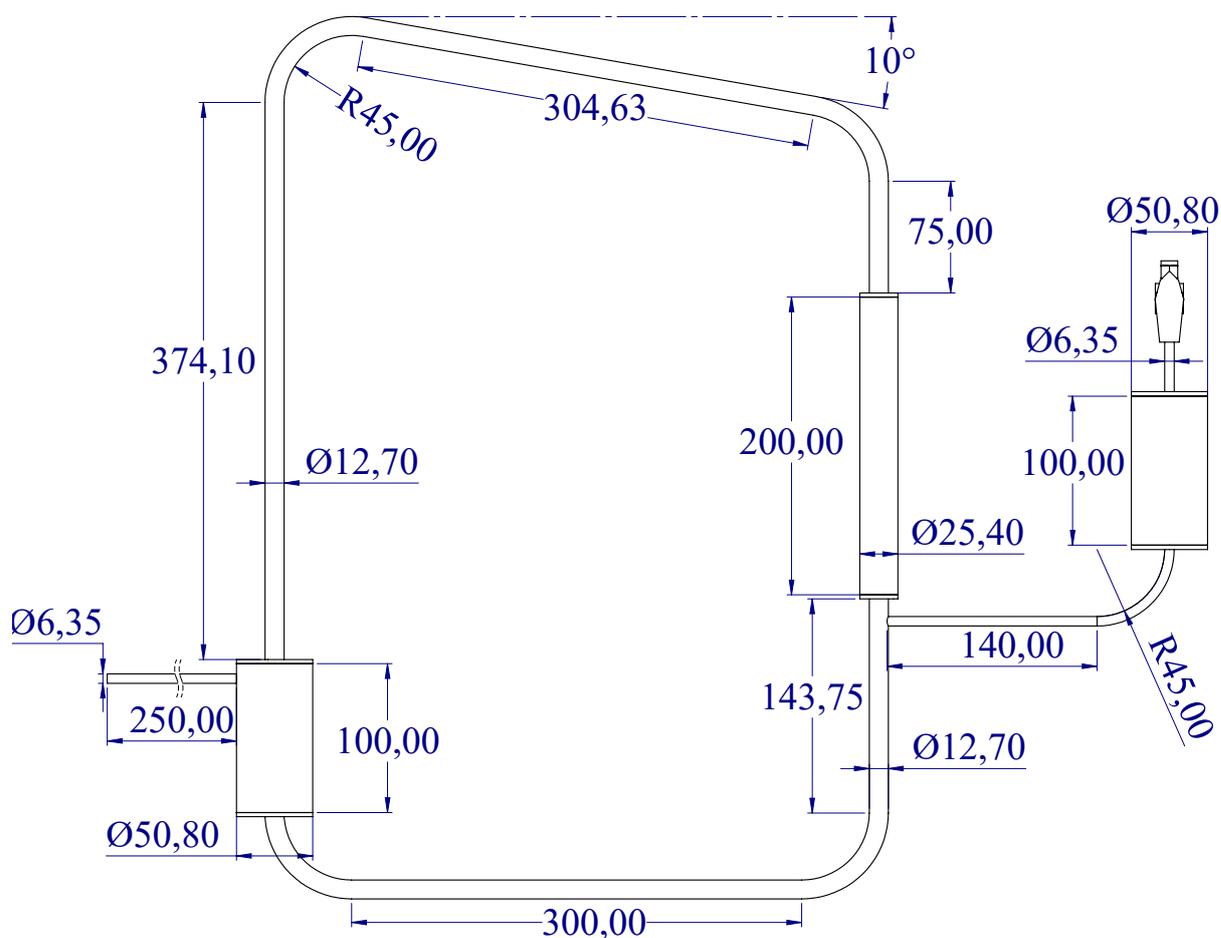


Figura 100 – Dimensões aproximadas dos loop 2 com reservatório

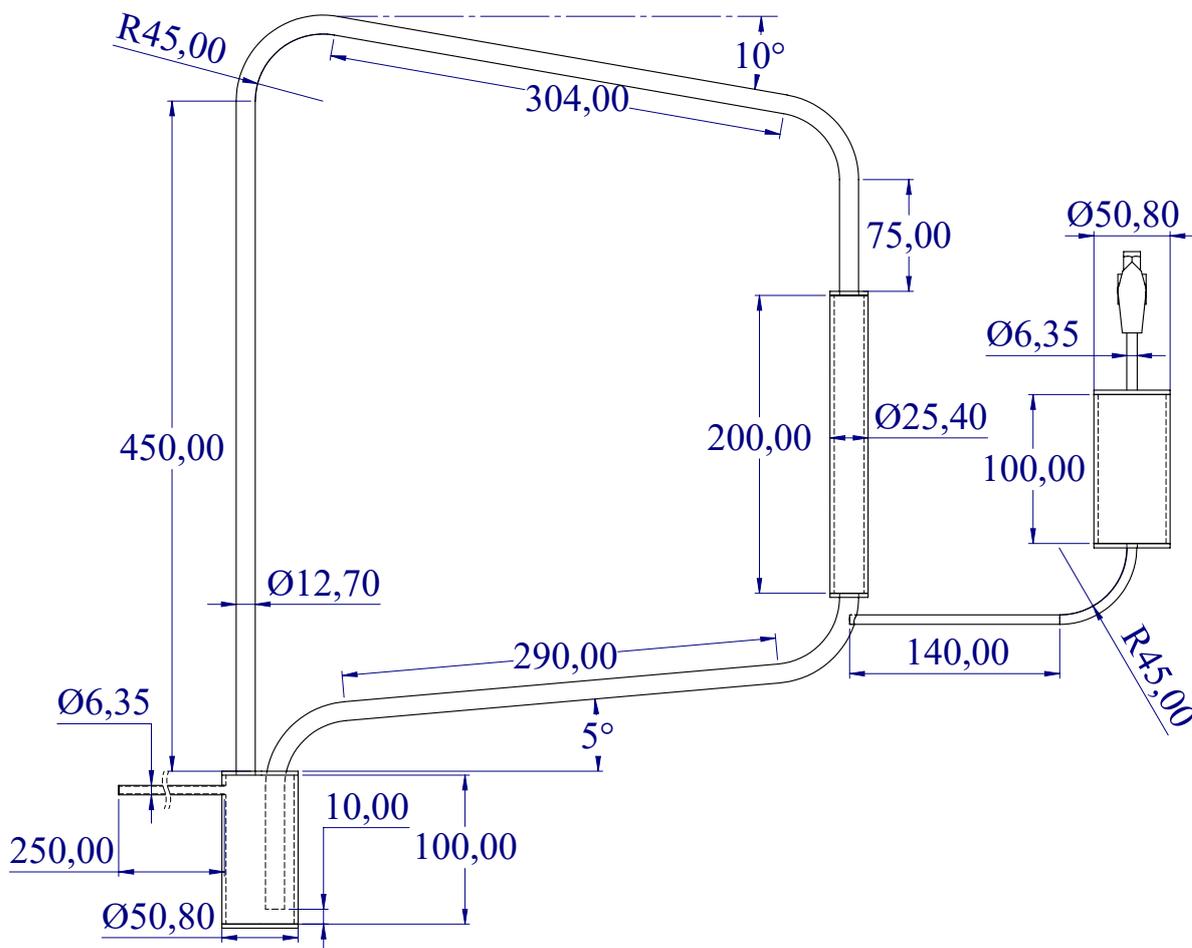


Figura 101 – Disposição dos termopares no loop 1, à esquerda, e no loop 2, à direita, sem reservatório e operando com água

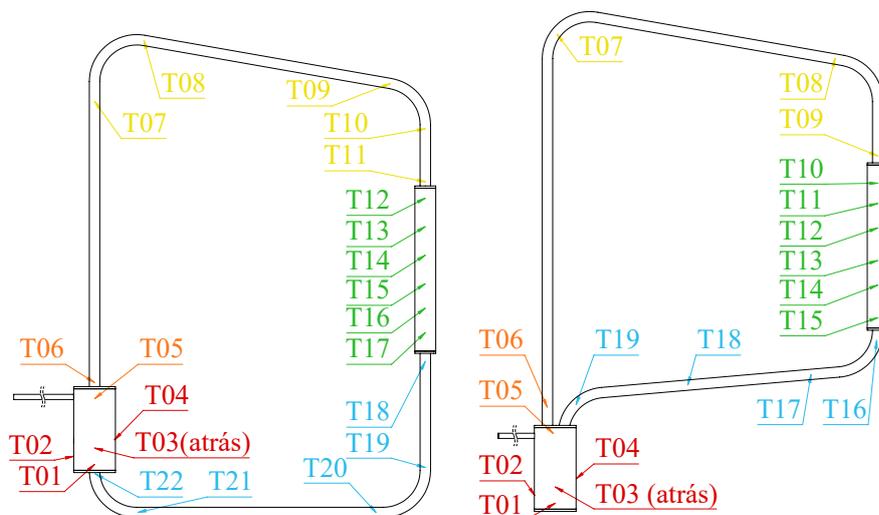


Figura 102 – Disposição dos termopares no *loop* 1, à esquerda, e no *loop* 2, à direita, com reservatório e operando com água

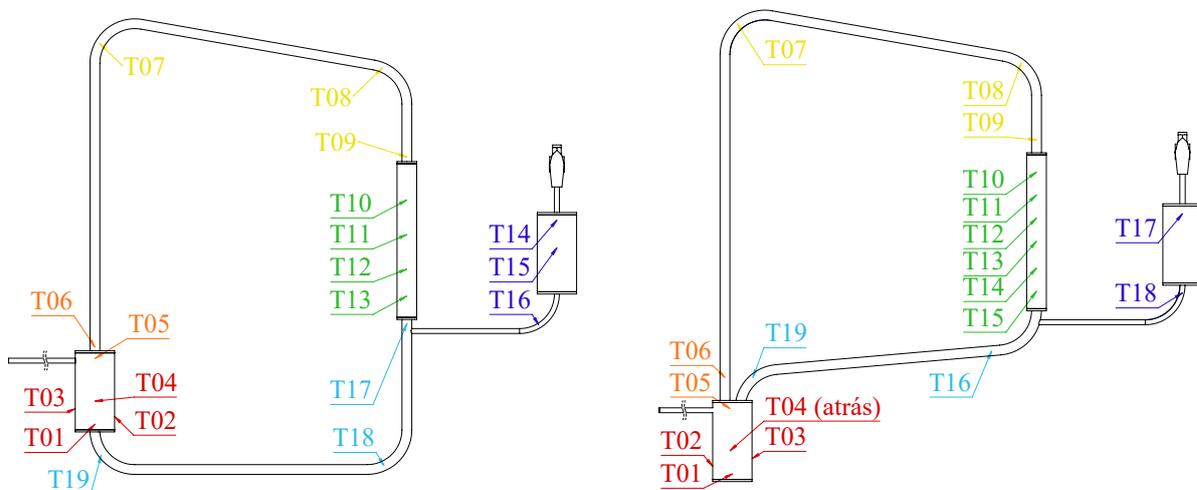


Figura 103 – Disposição dos termopares no *loop* 1, à esquerda, e no *loop* 2, à direita, com reservatório e operando com sódio

