



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

Thianne Christina Freire de Carvalho

**DESENVOLVIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM CIRCUITO
PARA O CONTROLE TÉRMICO DE CONVERSORES DE FREQUÊNCIA DE
MÉDIA TENSÃO**

Florianópolis

2021

Thianne Christina Freire de Carvalho

**DESENVOLVIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM
CIRCUITO PARA O CONTROLE TÉRMICO DE CONVERSORES DE
FREQUÊNCIA DE MÉDIA TENSÃO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-
Graduação da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do título de mestre em
Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Fernando Henrique Milanese

Florianópolis

2021

Ficha de identificação da obra

Freire de Carvalho, Thianne Christina

Desenvolvimento de um termossifão bifásico em circuito para o controle térmico de conversores de frequência de média tensão / Thianne Christina

Freire de Carvalho ; Orientador, Fernando Henrique Milanese , 2021.

171 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Termossifão bifásico em circuito. 2. Controle térmico. 3. Termossifão plano

Thianne Christina Freire de Carvalho

**DESENVOLVIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM
CIRCUITO PARA O CONTROLE TÉRMICO DE CONVERSORES DE
FREQUÊNCIA DE MÉDIA TENSÃO**

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

Prof.(a) Professor Fernando Marcelo Pereira, Dr.(a)
UFRGS

Prof.(a) Thiago Dutra, Dr.
UFSC

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.(a) Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça , Dr.
Coordenador(a) do Programa

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng
Orientador

Florianópolis, 2021.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por estar presente do início à conclusão desta jornada. Agradeço ao meus pais e avós por não medirem esforços e tornarem possível esta conquista, sem vocês, de fato, nada disto seria possível. Agradeço aos meus irmãos, por sempre me apoiarem e torcerem por mim. Em se tratando de torcida, eu tenho a maior de todas, agradeço a toda minha família e aos meus amigos (Camila, Larissa, Cássio e Carol) que sempre vibraram com cada mini conquista e por me fazerem acreditar que eu sou capaz. O meu muito obrigada ao meu namorado, por entender a distância de quase 3 mil quilômetros por mais de 2 anos e mesmo assim sempre ter uma palavra de apoio e incentivo. Agradeço a Iana e Larissa por terem sido as melhores companhias de todos os dias, morar com vocês foi maravilhoso, ganhei verdadeiras amigas. Agradeço a Valquíria, companheira de matérias, estudos, plantões no laboratório, almoços e por me ajudar em todos os sufocos com a minha bancada, uma pessoa e amiga maravilhosa. Estendo meus agradecimentos a Alice e Elvis, pelas nossas saídas e risadas, deixando tudo sempre mais leve. Agradeço também a João, que na graduação e pós-graduação sempre responde minhas mensagens desesperadas pedindo ajuda.

Agradeço ao meu coorientador, Juan Pablo Florez Mera, pela paciência, dedicação e disponibilidade de me ajudar em tudo que precisei. Estendo a Nelson, Leandro, Caluga, Scussel e Kênia, por estarem disponíveis a ensinar, aprendi muito com vocês.

Agradeço à minha coorientadora, professora Márcia Mantelli, pela oportunidade de fazer parte do LABTUCAL, um lugar de muito aprendizado e de pessoas dispostas a se ajudarem, pela excelente professora e educadora que é.

Por fim, agradeço ao meu orientador professor Fernando Henrique Milanese pela orientação neste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo teórico-experimental de um termossifão bifásico em circuito composto por um evaporador de placas planas, no qual ambas as faces são sujeitas a aquecimento, e um condensador composto por 52 tubos aletados distribuídos em uma matriz de feixe de tubos alternados. O dispositivo foi projetado com o objetivo de resfriar passivamente um conjunto de componentes elétricos de média potência, sendo capaz de absorver até 20 kW. Um protótipo foi construído e testado. A metodologia experimental é composta por 3 blocos de testes, sendo que o primeiro deles visa definir a razão de enchimento de fluido de trabalho no interior do evaporador que garanta a melhor molhabilidade das paredes e conseqüentemente, menor resistência térmica total. O segundo bloco de testes é composto por 4 testes planejados segundo um teste fatorial de 2 fatores, que são a temperatura de entrada e vazão do ar no condensador, em dois níveis diferentes, alto e baixo, a fim de se analisar a influência das mesmas na variável de resposta, ou seja, a temperatura média da superfície aquecida. O terceiro e último bloco de testes é composto por 6 testes, planejados a fim de se avaliar a influência da razão da área de aquecimento e da posição do aquecedor na variável de resposta, que é a temperatura média da superfície aquecida. Nos três blocos, diversos patamares de potência foram testados. Concluiu-se que a melhor razão de enchimento foi de 75%, utilizando água como fluido de trabalho. O fator temperatura de entrada do ar tem maior influência do que o fator vazão de ar na variável de resposta. Também observou-se que a proximidade do bloco aquecedor da saída de vapor do evaporador facilita o início do ciclo bifásico. Para o patamar de 1kW, o tempo de *startup* caiu pela metade, de 400s para 200s, comparando-se testes nos quais a razão de área era a mesma, e mudando-se apenas a posição do aquecedor. Ao comparar outros testes, também com mesma razão de área, nota-se que o teste no qual os blocos aquecedores se localizam parcialmente fora da piscina de líquido apresenta menor resistência térmica total, explicada pelo maior poder de convecção do filme de líquido quando comparado à piscina. Percebe-se que o tempo de *startup* é menor para testes onde apenas um bloco aquecedor é acionado, porém este apresenta um maior pico de temperatura na inicialização, o que pode ser preocupante em potências altas e equipamentos sensíveis a grandes variações de temperatura. Um modelo teórico foi desenvolvido para estimar a resistência térmica e a temperatura da fonte quente

As diferenças entre os modelos teóricos e os resultados experimentais coletados do protótipo variaram entre 3,8% e 41%.

Palavras-chave: Termossifão bifásico em circuito, Controle térmico, Termossifão plano.

ABSTRACT

This work presents theoretical and experimental studies on a two-phase loop thermosyphon composed of a flat plate evaporator, where both sides are subjected to heating, and a condenser composed of 52 finned tubes distributed in a matrix of alternating tubes. The device was designed to cool passively a set of electrical components up to 20 kW. A prototype was built and tested. The experimental methodology consists of 3 test blocks. The first one aims to define the best working fluid filling ratio inside the evaporator, which guarantees the best wettability of the walls and, consequently, the lower total thermal resistance. The second test block consists of 4 tests planned according to a 2-factor factorial test: inlet temperature and air flow in the condenser, at two different levels, low and high, in order to analyze their influence on the response variable, which is the average temperature of the heated surface. The third test block is composed of 6 tests designed in order to assess the influence of the heating area ratio and the heater position on the response variable. In the three test blocks, several power levels were applied. It was concluded that the best filling ratio was 75%, using water as the working fluid. It was also observed that the inlet air temperature has larger influence on the response variable than the air flow. Finally, it was observed that the proximity of the heater block to the evaporator steam outlet facilitates the startup of the two-phase cycle. For the 1 kW power level, the startup time fell by half, from 400s to 200s, when comparing the tests where the area ratio was the same, but with other heater positions. When comparing tests that have the same heating area ratio, it is noticed that the test where the blocks are located partially outside the liquid pool presented lower total thermal resistance, which can be explained by the more intense convection of the liquid film when compared to the pool. However, it presented a higher temperature peak at startup, which can pose problems with high power equipment that are sensitive to large temperature variations. A theoretical model was developed to predict the device's total thermal resistance and the heat source temperature. The differences between theory and model ranged from 3.8% and 41%.

Keywords: Two-phase loop thermosyphon, Thermal control, Flat thermosyphon.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Aparato experimental. Fonte: (McDonald <i>et al.</i> , 1977 <i>Apud</i> Nigoski, 2002).....	27
Figura 2: Configuração do protótipo. Fonte: Adaptado (Pal, et al., 2002).....	29
Figura 3: Estrutura do sistema de refrigeração. Fonte: Adaptado (Mukherjee, et al., 2003).....	30
Figura 4: Evaporador de placas planas. Fonte: (Simas, 2017).....	31
Figura 5: Utilização de paredes termicamente ativas em gabinetes aviônicos. Fonte: Moreira Jr. 2019	32
Figura 6: Protótipo desenvolvido.	33
Figura 7: Montagem do evaporador.	34
Figura 8: Estrutura do evaporador. a) Geometria de corte da chapa de 1 mm de espessura. b) Geometria de corte da chapa de 3 mm de espessura.....	34
Figura 9: Placa de fechamento do evaporador.	35
Figura 10: Estrutura do condensador.....	35
Figura 11: Distribuição alternada do tubos aletadas na matriz.	36
Figura 12: Montagem do termossifão com as fontes de calor discretas.....	37
Figura 13: Funcionamento e estrutura do protótipo em estudo.....	38
Figura 14: Termossifão bifásico (Adaptado, Mantelli 2012).....	39
Figura 15: Representação de um termossifão em circuito (Adaptado, ZHANG <i>et al.</i> , 2017).....	40
Figura 16: Resistências para um termossifão em circuito (Zhang <i>et al.</i> , 2017).	41
Figura 17: Diagrama de resistências (resumido).....	41
Figura 18: Esquema de resistências térmicas para o evaporador.	42
Figura 19: Placa composta aquecida por uma fonte de calor discreta e excêntrica (Adaptado, Muzychka, et al., 2003).	44
Figura 20: Placa aquecida por uma fonte de calor discreta e excêntrica (adaptado, Muzychka, <i>et al.</i> , 2003).....	45
Figura 21: Proporção de piscina e filme de líquido no evaporador.....	53
Figura 22: Digrama de pressão em função da altura para o fluido de trabalho no interior do evaporador.	55

Figura 23: Diagrama do coeficiente convectivo(h) ao longo do comprimento do evaporador (y).....	56
Figura 24: Representação 3D do condensador com destaque da linha de vapor.	58
Figura 25: Diagrama de resistência de um duto do condensador.....	60
Figura 26: Arranjo em paralelo das resistências do condensador.	61
Figura 27: a) Chapas cortadas na geometria de projeto. b) Detalhe de uma das chapas.	62
Figura 28: a) Chapa cortada junto das malhas para facilitar o corte. b) Malhas cortadas na geometria de projeto.	62
Figura 29: Lixamento das chapas cortadas.....	63
Figura 30: a) Gabarito de solda para fixação da malha. b) Realização da solda-ponto para fixação da malha. c) Chapa de fechamento do evaporador com as camadas de malha fixadas.	63
Figura 31: a) Chapas empilhadas e prontas para entrar no forno de difusão. b) Evaporador montado na matriz do forno de difusão. c) Evaporador unido.	64
Figura 32: Esquema dos estágios da união por difusão.....	65
Figura 33: a) Perfuração do evaporador. b) Detalhe do furo para encaixe da linha de vapor. c) Acabamento superficial na fresa. d) Evaporador pronto.	65
Figura 34: Montagem do condensador.	66
Figura 35: Dutos distribuidores e coletores brasados aos tubos aletados.....	66
Figura 36: União por brasagem das duas partes do condensador.....	66
Figura 37: Protótipo pronto após montagem final.	67
Figura 38: Adaptado de Pabón 2014.	68
Figura 39: Montagem do túnel de vento. Fonte: Adaptado (Pabón, 2014).	69
Figura 40: a) fotografia frontal do túnel de vento original. b) fotografia superior do túnel de vento original. Fonte: (Pabón, 2014).	69
Figura 41: Desenho 3D da seção de testes.	71
Figura 42: Montagem da seção de testes. a) carenagem de suporte. b) montagem completa. c) fixação por parafusos.	71
Figura 43: Pontos de medição de velocidade com anemômetro de fio quente. 72	
Figura 44: Distribuição de velocidade em 15 pontos a jusante da seção de testes (Vazão = 41,25 m ³ /min e T _{amb} = 25°C).....	72

Figura 45: Distribuição de velocidade em 15 pontos a jusante da seção de testes (Vazão = 55 m ³ /min e Tamb = 25°C).....	73
Figura 46: modelo polinomial de 5° ordem.	74
Figura 47: Desenho 3D do bocal.	74
Figura 48: Fabricação do bocal. a) Corte das chapas na máquina de jato de água. b) chapas cortadas. c) placas calandradas sendo soldadas.....	75
Figura 49: Bocal pronto e pré-fixado ao túnel de vento.....	75
Figura 50: Desenho 3D do carrinho se suporte do termossifão.	76
Figura 51: Carrinho de suporte fabricado em cantoneiras de aço.	76
Figura 52: Fabricação dos blocos aquecedores do evaporador. a) blocos de alumínio na fresa. b) blocos com os furos para encaixe das resistências e fixação por parafusos. c) resistência de cartuchos.....	79
Figura 53: a) varivolt 1. b) varivolt 2. c) varivolt 3 d) varivolt 4.....	80
Figura 54: Quadro de disjuntores para as resistências elétricas nos blocos aquecedores.	80
Figura 55: Ponto de medição da potência cedida pelos blocos	81
Figura 56: Blocos com pasta térmica.	81
Figura 57: Localização dos termopares fixados nas superfícies do evaporador.	82
Figura 58: Fixação dos termopares na face do evaporador.	82
Figura 59: a) Localização dos termopares fixados no condensador. b) Localização dos termopares para o ar.....	83
Figura 60: a) Termopares fixados no condensador. b) termopares para o ar. ..	83
Figura 61: Tomadas de pressão no bocal de sucção.....	84
Figura 62: Tomadas de pressão instalado no condensador.	84
Figura 63: Transdutores de pressão diferencial: Detalhe da instalação na bancada dos transdutores de pressão no túnel de vento.....	85
Figura 64: Isolamentos utilizados no termossifão	85
Figura 65: Sistema de aquisição de dados.....	86
Figura 66: Visão geral do protótipo instrumentado e da caixa de disjuntores que controlam as resistências aquecedoras.	86
Figura 67: Bancada experimental montada e instrumentada.....	87
Figura 68: Variáveis experimentais.	89

Figura 69: Fluxograma da rotina de testes.	91
Figura 70: Fatores de enchimento testados no bloco de testes A.	92
Figura 71: Posição dos blocos aquecedores em cada face do evaporador.	96
Figura 72: Resistência total do termostato nos testes do bloco A.	103
Figura 73: Temperaturas médias com o tempo no teste B1.	104
Figura 74: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B1 patamar de potência 6.	105
Figura 75: Evolução com o tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador – teste B1.	105
Figura 76: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B1.	106
Figura 77: Temperaturas médias com o tempo teste B2.	106
Figura 78: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B2–patamar de potência 6.	107
Figura 79: Evolução com o tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador – Teste B2.	107
Figura 80: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B2.	108
Figura 81: Temperaturas médias com o tempo teste B3	109
Figura 82: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B3–patamar de potência 6.	109
Figura 83: Evolução com o tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador – teste B3.	110
Figura 84: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B3.	110
Figura 85: Temperaturas médias com o tempo teste B4.	111
Figura 86: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B4–patamar de potência 6.	112
Figura 87: Evolução no tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador – teste B4.	113
Figura 88: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B4.	113
Figura 89: Análise visual de normalidade – Testes B1-5 e B2-5.	114

Figura 90: Análise visual de normalidade – Testes B3-5 e B4-5.....	115
Figura 91: Temperatura da superfície aquecida em função da potência para testes com diferentes temperaturas de entrada do ar no condensador.	116
Figura 92: Comparativo da variável de resposta para o fator vazão em dois níveis, e o fator temperatura em nível alto.	117
Figura 93:Comparativo da variável de resposta para o fator vazão em dois níveis, e o fator temperatura em nível baixo.	118
Figura 94:Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B1.....	119
Figura 95: Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B2.....	120
Figura 96: Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B3.....	120
Figura 97: Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B4.....	121
Figura 98: Variação das temperaturas com o tempo no teste C2.	124
Figura 99: Variação das temperaturas com o tempo no testeC3.	124
Figura 100: Resistência térmica versus potência para os testes C2 (aquecimento concentrado nos aquecedores S1A e S1B) e os testes C3 (aquecimento concentrado nos aquecedores S4A e S4B).	125
Figura 101: Temperatura de saturação no patamar 1 para os testes C2 e C3.	126
Figura 102: a) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C2 – patamar de potência 4.b) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C3 – patamar de potência4.	126
Figura 103: Variação das temperaturas com o tempo no testeC4.	128
Figura 104: Visão geral do teste C5 no tempo.	128
Figura 105: Resistência térmica versus potência para os testes C4 (aquecimento distribuído entre os aquecedores S2A, S2B, S3A e S3Be os testes C5 (aquecimentodistribuído entre os aquecedores S4A, S4B, S1A e S1B.	129
Figura 106: Alturas das piscinas de liquido para os testes C4 e C5.....	129
Figura 107: Temperatura média da superfície aquecida para os testes C4 e C5.	130
Figura 108: Variação das temperaturas com o tempo no testeC1.	130

Figura 109: Variação das temperaturas com o tempo no teste C6.	131
Figura 110: Resistência térmica versus potência para os testes C1 (aquecimento distribuído entre todos os blocos) e os testes C6 (aquecimento concentrado nos aquecedores S5, a e b).	132
Figura 111: Leituras do termopar T3, localizado abaixo do aquecedor S5, para os testes C1-1 e C6-1.	132
Figura 112: a) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C1- patamar de potência 1.	133
Figura 113: Resistência térmica experimental para todos os testes do bloco C.	134
Figura 114: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C1..	135
Figura 115: Comparação entre as medidas experimentais e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C1 – patamar de potência 1.	136
Figura 116: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico, para o teste C1 - patamar de potência 1.	137
Figura 117: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C2....	138
Figura 118: Comparação entre as leituras experimentais e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C2 – patamar de potência 1	139
Figura 119: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C2– patamar de potência 1.	140
Figura 120: Resistências experimentais e teóricas para o teste C3.	141
Figura 121: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C3 –1	142
Figura 122: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C3– patamar de potência 1.	143
Figura 123: Resistências experimentais e teóricas para o teste C4.	144
Figura 124: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C4 – patamar de potência 1	145
Figura 125: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C4 - patamar 1.	146
Figura 126: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C5...	147

Figura 127: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C5 – patamar de potência 1	148
Figura 128: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C5 - patamar 1	149
Figura 129: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C6...	149
Figura 130: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C6 – patamar de potência 1	150
Figura 131: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C6 - patamar de potência 1	151

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Especificação das resistências utilizadas.....	79
Tabela 2: Conjunto de blocos por varivolt.	79
Tabela 3: Condições dos testes do bloco A.	92
Tabela 4: Patamares de potência realizados nos testes.....	92
Tabela 5: planejamento experimental do Bloco B.	94
Tabela 6: Valores dos fatores utilizados no teste do bloco B.....	95
Tabela 7: Blocos aquecidos nos testes do bloco C.....	96
Tabela 8: Razão de área utilizada em cada teste do bloco C.....	97
Tabela 9: Patamares de potência –testes do bloco C.....	97
Tabela 10: Hipóteses analisadas no teste de normalidade chi-quadrado.....	114
Tabela 11: Erros médio quadráticos entre o modelo com as diferentes correlações da literatura e os dados experimentais	121
Tabela 12: Resistências teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B1.....	122
Tabela 13: Resistência teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B2.....	123
Tabela 14: Resistência teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B3.....	123
Tabela 15: Resistência teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B4.....	123
Tabela 16: Diferenças percentuais entre teoria e experimentos e o erro médio quadrático para o teste C1.	135
Tabela 17: Comparação entre medidas experimentais e previsões teóricas e diferenças percentuais - teste C1 - patamar de potência 1.....	137
Tabela 18: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C2.	138
Tabela 19: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas e diferenças percentuais - teste C2 - patamar de potência 1.....	140
Tabela 20: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C3.	141

Tabela 21: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais- teste C3 - 1.	142
Tabela 22: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C4.	144
Tabela 23: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais- teste C4 - 1.	146
Tabela 24: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C5.	147
Tabela 25: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais- teste C5 - patamar 1.	148
Tabela 26: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C6.	150
Tabela 27: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais - teste C6 - patamar 1.	151

LISTA DE SÍMBOLOS

Nl		Número de mérito do líquido
ρ_l	[kg/m ³]	Densidade do líquido
σ_l	[N/m]	Tensão superficial do líquido
h_{lv}	[kJ/kg]	Calor latente de vaporização
μ_l	[Pa.s]	Viscosidade dinâmica do líquido
k_m	[W/m.K]	Condutividade térmica da malha metálica
k_l	[W/m.K]	Condutividade térmica do líquido
k_f	[W/m.K]	Condutividade térmica do fio que compõe a malha metálica
ε	[-]	Porosidade
N_{mesh}	[-]	Número do mesh da malha metálica
d_w	[m]	Diâmetro do fio da malha metálica
ΔT	[K]	Variação de temperatura
Q	[W]	Taxa de calor
R	[K/W]	Resistência térmica
$R_{\text{evap}}, R_{\text{evaporado}}$	[K/W]	Resistência térmica do evaporador
$R_{lv}, R_{\text{linha-vapor}}$	[K/W]	Resistência térmica associada ao escoamento na linha de vapor
$R_{\text{cond}}, R_{\text{condensad}}$	[K/W]	Resistência térmica do condensador
R_{1D}	[K/W]	Resistência de condução e convecção combinadas
R_S	[K/W]	Resistência de dispersão
t_1, t_2	[m]	Espessura das camadas 1 e 2
k_1, k_2	[W/m.K]	Coefficiente de condução do material das camadas 1 e 2
A_{evap}	[m ²]	Área aquecida do evaporador

h	[W/m ² .K]	Coeficiente de convecção
T	[K]	Temperatura
$\bar{T}_{aquecida}$	[K]	Temperatura média da superfície aquecida
x, y, z	[-]	Coordenadas cartesianas
Q_s	[W]	Potência cedida por um aquecedor
A_s	[m ²]	Área do aquecedor
T_{sat}	[K]	Temperatura de saturação
a, b	[m]	Dimensões da área aquecida
θ	[K]	Diferença de temperatura
X, Y, Z	[-]	Funções unidimensionais
$\lambda_m, \delta_n, \beta_{mn}$	[-]	Autovetores
A_0, A_1, A_2, A_m, A_r		Coeficientes de Fourier
B_0, B_1, B_2, B_i	[-]	
c, d	[m]	Dimensões do aquecedor
x_c, y_c	[-]	Coordenadas do centro da fonte de calor
h_{roh}	[W/m ² .K]	Coeficiente de convecção de Rosehnou
ρ_v	[kg/m ³]	Densidade do vapor
Pr_l	[-]	Número de Prandtl do líquido saturado
cp_l	[kJ/kg.K]	Calor específico à pressão constante do líquido
q	[W/m ²]	Taxa de calor por área
C_{sf}, s	[-]	Constantes de interação superfície-líquido
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
h_k	[W/m ² .K]	Coeficiente de convecção de Kutateladze
P_{sat}	[Pa]	Pressão de saturação
h_c	[W/m ² .K]	Coeficiente de convecção de Cooper

M		Massa molecular
p_r	[-]	Pressão reduzida
p	[Pa]	Pressão
p_c	[Pa]	Pressão crítica
b_r	[-]	Efeito da rugosidade
R_p	[μm]	Rugosidade da placa aquecida
h_{SA}	[W/m ² .K]	Coefficiente de convecção de Stephan-Abdelsalam
d_b	[m]	Diâmetro de partida da bolha
Θ_{ls}	[rad]	Ângulo de contato líquido-sólido
N_u	[-]	Número de Nusselt
Re	[-]	Número de Reynolds
ν_l	[m ² /s]	Viscosidade cinemática do líquido
T_c	[K]	Temperatura do vapor na entrada do condensador
ΔT_{lv}	[K]	Varição de temperatura causada pelo escoamento do vapor na linha de vapor
ΔP_{lv}	[Pa]	Varição de pressão pelo escoamento do vapor
ν_v	[m ³ /kg]	Volume específico do vapor saturado
ν_l	[m ³ /kg]	Volume específico do líquido saturado
R_g	[J/mol.K]	Constante do gás ideal
D	[m]	Diâmetro
L_{eq}	[m]	Comprimento equivalente do duto
\dot{m}_v	[kg/s]	Taxa mássica de vapor
R_k	[K/W]	Resistência de condução
d_e	[m]	Diâmetro externo
d_i	[m]	Diâmetro interno

L_c	[m]	Comprimento do tubo cilíndrico
h_{gr}	[W/m ² .K]	Coefficiente de convecção de Groll e Rosler
Ma	[-]	Número de Mach
V	[m/s]	Velocidade específica de um objeto
V_s	[m/s]	Velocidade do som no meio em que o objeto se movimenta
H_i	[m]	Metade da altura de entrada do bocal
H_e	[m]	Metade da altura de saída do bocal
L	[m]	Comprimento do bocal
R_{total}	[K/W]	Resistência total do termosifão
$h_{piscina}$	[W/m ² .K]	Coefficiente de convecção para ebulição em piscina
h_{filme}	[W/m ² .K]	Coefficiente de convecção para evaporação em filme
$h_{médio}$	[W/m ² .K]	Coefficiente de convecção médio
R_{exp}	[K/W]	Resistência experimental
\bar{T}_{cond}	[K]	Temperatura média do condensador
\bar{T}_{vapor}	[K/W]	Temperatura média do vapor no condensador
T_i	[K]	Temperatura medida pelo termopar i
$\bar{T}_{liquido}$	[K]	Temperatura média do líquido no condensador
\bar{T}_{sat}	[K]	Temperatura média de saturação obtida entre 3 pontos na linha de vapor
\dot{V}	[m ³ /s]	Vazão volumétrica
$\Delta T_{ar1}, \Delta T_{ar2}, \Delta T_{ar}$	[K]	Variações de temperatura para o ar
$\bar{T}_{entrada_{ar}}, \bar{T}_{meio_1}$	[K]	Temperaturas do ar ao longo do condensador
$\bar{T}_{saida_{ar}}, \bar{T}_{meio_2}$		

u_{Ai}	[K]	Incerteza experimental do tipo A para o termopar i
σ_i	[K]	Desvio padrão amostral para o termopar i
N_i	[-]	Número de medições obtidas para o termopar i
u_{Bi}	[K]	Incerteza experimental do tipo B para o termopar i
u_{Ti}	[K]	Incerteza experimental combinada para o termopar i
$u_{\bar{T}_{aquecida}}$	[K]	Incerteza experimental propagada da temperatura média da superfície aquecida
u_Q	[K]	Incerteza combinada da potência
$u_{R_{exp}}$	[K/W]	Incerteza experimental propagada da resistência experimental

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	24
1.1	apresentação do problema.....	25
1.2	Objetivos.....	26
1.2.1	Objetivo Geral.....	26
1.2.2	Objetivos Específicos	26
2	revisão bibliográfica	27
2.1	Termossifões bifásicos.....	27
3	Projeto do protótipo DE TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM	
	CIRCUITO.....	33
3.1	Apresentação do protótipo	33
3.1.1	Funcionamento do protótipo	36
3.2	Modelo teórico.....	38
3.2.1	Fundamentação teórica	38
3.2.2	Modelo de resistências equivalentes.....	41
4	ESTUDO EXPERIMENTAL	62
4.1	Bancada experimental.....	67
4.1.1	Túnel de vento	67
4.1.2	Adaptações e estudos do túnel de vento.....	70
4.1.3	Instrumentação do protótipo e da bancada experimental	78
5	metodologia de testes	88
5.1	Variáveis experimentais.....	88
5.2	Procedimento experimental	89
5.2.1	Bloco de testes A.....	92
5.2.2	Bloco de testes B.....	93
5.2.3	Bloco de testes C.....	95
5.2.4	Redução de dados	98
5.2.5	Incertezas experimentais.....	100

6	resultados e discussões.....	102
6.1	RESULTADOS DO bloco de testes a	102
6.2	resultados do bloco de testes B.....	103
6.2.1	Teste B1.....	103
6.2.2	Teste B2.....	106
6.2.3	Teste B3.....	108
6.2.4	Teste B4.....	111
6.2.5	Análise da influência da vazão e temperatura do ar na distribuição de temperatura da superfície do evaporador.....	113
6.2.6	Comparação com o modelo teórico	118
6.3	resultados bloco de testes C.....	123
6.3.1	Testes C2 e C3	124
6.3.2	Testes C4 e C5	127
6.3.3	Testes C1 e C6	130
6.3.4	Comparativo entre todos os testes do bloco C	133
6.3.5	Comparação com o modelo teórico	134
7	conclusões e sugestões para trabalhos futuros	152
7.1	conclusões.....	152
7.2	sugestões para trabalhos futuros	155
	APÊNDICE A – CÓDIGO DA PERDA DE CARGA	159
	APÊNDICE B – CÓDIGO DO MODELO TEÓRICO	161
	ANEXO 170	

1 INTRODUÇÃO

A confiabilidade de sistemas eletrônicos está diretamente relacionada à temperatura de operação, tornando fundamental seu controle. Altas temperaturas impõem estresses em sistemas eletrônicos, não só causando falhas (derretimentos de pontos de soldas, queimas de componentes, etc), mas também degradação, lenta e progressiva, da performance dos equipamentos, sendo geralmente a causa primária da sua baixa confiabilidade. Por outro lado, a indústria eletrônica tem fabricado sistemas cada vez menores e com maior número de dispositivos ativos integrados, aumentando a densidade de potência dissipada por unidade de área. Há, portanto, necessidade de desenvolvimento de novas técnicas de resfriamento (LASKSHMINARAYANAN, 2014).

Tubos de calor e termossifões bifásicos têm sido considerados sistemas de arrefecimento promissores por serem passivos, apresentarem grande flexibilidade geométrica, serem leves e, sobretudo, eficientes, apresentando baixa resistência térmica.

Tubos de calor e termossifões bifásicos são dispositivos para a troca de calor que operam em um ciclo bifásico e utilizam calor latente de vaporização e condensação para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperaturas entre suas seções principais, o evaporador e o condensador. Em geral, consistem em um tubo metálico oco, evacuado, revestido internamente por uma estrutura porosa, onde certa quantidade de fluido, suficiente para encharcar o meio poroso, é inserida. O transporte de líquido se dá pela ação da capilaridade do meio poroso. Diferentemente dos tubos de calor, os termossifões dispensam o meio poroso para o retorno do condensado que, neste caso, ocorre pela ação da gravidade.

Os tubos de calor e termossifões também podem ser configurados com um circuito, ou seja, o condensador e o evaporador são unidos por dois tubos lisos internamente, por onde circula apenas vapor ou líquido, evitando assim o arrasto de líquido pelo vapor, que pode ocorrer na interface líquido-vapor. Além disto, esta configuração permite que o evaporador e condensador operem fisicamente separados entre si, até por distâncias relativamente altas, facilitando o arrefecimento de equipamentos em ambientes industriais, dentre outras opções.

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Nesta dissertação, um sistema de refrigeração passivo para conversores de frequência de média tensão é desenvolvido. Os equipamentos a serem arrefecidos são sistemas formados por diversos componentes de eletrônica de potência (semicondutores) e circuitos auxiliares, os quais são montados em um painel elétrico. O objetivo destes conversores é o acionamento e controle de velocidade de motores elétricos de média tensão.

O conversor em questão é utilizado para o acionamento de motores até 500 Amperes em 4.160 Volts. A eficiência típica deste tipo de equipamento é a ordem de 98%, ou seja, observam-se perdas da ordem de 2%, cuja a principal parcela é oriunda da operação dos semicondutores, e que se transformam em calor a ser dissipado.

Quando ar é usado para o arrefecimento, os componentes são montados sobre placas de alumínio com aletas, pelas quais circula um fluxo de ar gerado por ventiladores posicionados no topo do painel, extraindo o calor para o ambiente externo ao mesmo. A refrigeração por fluxo de ar é simples do ponto de vista de funcionalidade e normalmente é economicamente interessante quando comparada com os demais sistemas. Entretanto, tem a desvantagem de não ser otimizada do ponto de vista de troca de calor e requer a instalação do equipamento em local abrigado e com o ar livre de contaminantes, pois o mesmo entra em contato direto com os circuitos de eletrônica de potência, que são a parte mais sensível do sistema.

Como uma alternativa às desvantagens da refrigeração a ar, pode-se utilizar a água como meio refrigerante. Todavia, os circuitos hidráulicos e sistemas de proteção exigidos por este método de refrigeração são mais suscetíveis a falhas. Também, ressalva-se que os segmentos que envolvem eletricidade são restritivos ao uso de água.

Na busca por alternativas que combinem a performance térmica da refrigeração à água com a simplicidade operacional da refrigeração a ar, os dissipadores que empregam mudança de fase de um fluido, como os tubos de calor e tecnologias afins, tem sido cada vez mais considerados.

Na presente dissertação de mestrado, um sistema de arrefecimento utilizando termossifão em circuito é projetado, construído e testado.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo geral o desenvolvimento de um termossifão bifásico em circuito para o controle térmico de conversores de frequência de média tensão responsável pelo processamento de alta potência.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são:

- Projeto de um protótipo do termossifão bifásico em circuito.
- Planejamento dos testes dos componentes do protótipo (evaporador, condensador e linhas de vapor e condensado).
- Fabricação do protótipo.
- Montagem e instrumentação da bancada de testes (sistema de aquecimento e adaptação de túnel de vento já existente no Labtucal/EMC/UFSC).
- Realização dos testes.
- Desenvolvimento de um modelo teórico para a resistência térmica do dispositivo.
- Análise dos dados obtidos nos testes com o protótipo.
- Validação do modelo teórico proposto com os dados obtidos experimentalmente.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção será apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos publicados versando o estudo de termossifões bifásicos em circuito, produzidos nos últimos anos, de forma a se estabelecer o estado da arte desta tecnologia.

2.1 TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

McDonald *et al.* (1977) estudaram a performance de um circuito de termossifão bifásico em que o transporte de energia entre as seções do evaporador e do condensador é controlado pelos mecanismos de vaporização e condensação e pelas características do escoamento do fluido de trabalho no circuito. Como critério para avaliação do desempenho de circuitos de termossifão, utilizando o modelo de resistência térmica total, assumiram que as superfícies do evaporador e do condensador são isotérmicas. A resistência térmica total do circuito foi composta então pelas resistências de ebulição, de condensação e de transporte. Eles concluíram também que a quantidade de líquido no condensador e a secagem do evaporador são afetados pela quantidade e tipo de fluido de trabalho usado, bem como pela diferença de temperatura imposta entre as superfícies do evaporador e do condensador. O aparato experimental utilizado pode ser visto na Figura 1 (*Apud* Nisgoski, 2002).

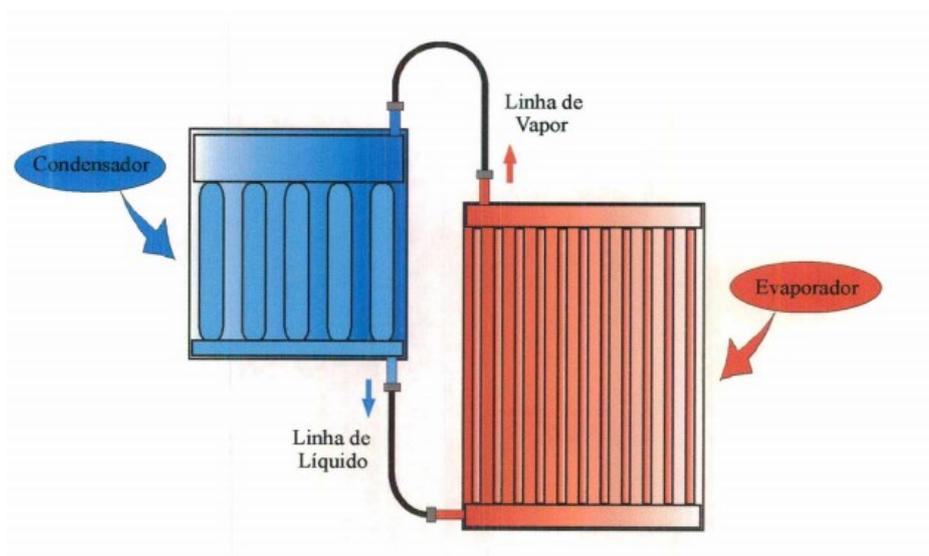


Figura 1: Aparato experimental. Fonte: (McDonald *et al.*, 1977 *Apud* Nisgoski, 2002).

Dobran *et al.* (1985) realizaram um estudo analítico para determinar e caracterizar os limites de estabilidade de um termossifão bifásico em regime permanente. O foco principal do estudo foi construir um modelo analítico para o regime permanente, a fim de determinar os principais parâmetros dos quais os limites de estabilidade dependem. A partir do modelo, foi possível obter dois tipos de limites de fluxo de calor: um associado à secagem da piscina de líquido e outro à instabilidade do filme de líquido ou inundação. Os principais parâmetros independentes empregados foram o fluxo de calor cedido ao evaporador e o fator de enchimento do termossifão. No entanto, o modelo analítico desenvolvido no estudo foi capaz apenas de prever os limites de secagem e inundação para altos fatores de enchimento.

Vicent *et al.* (1991) investigaram o desempenho do termossifão bifásico fechado no regime transiente. Eles utilizaram uma abordagem de volume de controle para o desenvolvimento do modelo físico-teórico, também utilizada por Dobran (1985). O fluido de trabalho utilizado foi a água e o comportamento do transiente foi estudado em três diferentes temperaturas. A partir de uma perturbação no regime estacionário, três sistemas dinâmicos foram investigados: amortecimento, período livre de oscilação e tempo de resposta. Eles concluíram que: a razão entre as taxas de vazão vapor-líquido, o coeficiente de atrito adimensional e o comprimento da coluna de água determinam os sistemas dinâmicos estudados; o tempo de resposta diminui com o aumento da razão vapor-líquido; para que o amortecimento seja relevante, a queda de pressão no fluxo do condensado precisa ser suficientemente alta; o período de oscilação livre é proporcional à raiz quadrada do comprimento da coluna de líquido e quanto maior a temperatura do evaporador, mais rápida é a resposta do escoamento de vapor.

Nam *et al.* (1998) estudaram as características do regime transiente para um termossifão bifásico em circuito com evaporador plano utilizado no resfriamento de um módulo compacto de chips eletrônicos. O fluido de trabalho utilizado foi o refrigerante R11. O protótipo analisado apresentou boas características, sendo o regime permanente alcançado em 10 a 15 minutos. Além disso, verificaram que o comprimento do canal de vapor entre o evaporador e o condensador afeta a performance do sistema.

Pal *et al.* (2002) realizaram um estudo experimental-numérico de um termossifão bifásico em circuito compacto utilizado para o resfriamento de um microprocessador, componente de um computador do tipo *desktop* comercial (Figura 2). O termossifão estudado era composto por um evaporador, com uma estrutura interna para

a intensificação do processo de ebulição, um tubo ascendente para a condução do vapor gerado, um condensador e um tubo descendente para o retorno do líquido. O objetivo do estudo era obter o desempenho do protótipo com dois fluidos de trabalho distintos, que eram água e PF5060, e o efeito da inclinação do termossifão. Realizaram também uma simulação numérica para prever a taxa de calor transferido pelo condensador e obteve os seguintes resultados: o tipo de fluido de trabalho utilizado afeta fortemente o desempenho do dispositivo (a água apresentou melhores resultados); a inclinação do dispositivo teve uma influência insignificante em seu desempenho; a análise numérica demonstrou que 50% do calor cedido ao evaporador é dissipado na condensação e o restante se perde nas demais estruturas do termossifão.

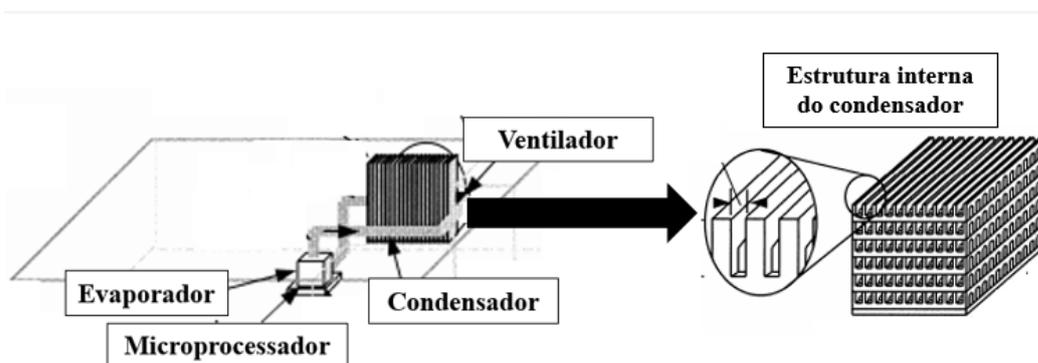


Figura 2: Configuração do protótipo. Fonte: Adaptado (Pal, et al., 2002).

Mukherjee *et al.* (2003) realizaram um estudo experimental e numérico de um sistema de refrigeração compacto bifásico sem a presença de uma bomba e com evaporador em formato de micro canal. Neste dispositivo não há piscina de ebulição. No sistema desenvolvido, um componente eletrônico que dissipa calor é incorporado à parte inferior do tubo quente, gerando um fluxo de vapor. A configuração e o funcionamento da estrutura estão explicitadas na Figura 3. As conclusões do estudo foram: assim como nos termossifões bifásicos, o sistema depende das diferenças de densidade para garantir o abastecimento de líquido no evaporador, mas ao contrário da ebulição em piscina, esse circuito isola completamente o caminho do líquido de reposição da linha de vapor, evitando a queda de temperatura na seção do evaporador; para micro canais, o espaço confinado favorece a formação de bolhas, sendo que bolhas muito pequenas conseguem emergir, porém bolhas maiores acabam provocando uma secagem local e afetando a performance do protótipo.

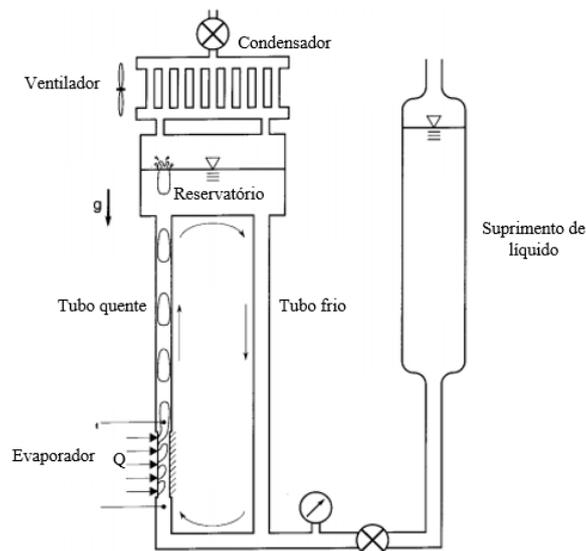


Figura 3: Estrutura do sistema de refrigeração. Fonte: Adaptado (Mukherjee, et al., 2003)

Zhang *et al.* (2004) realizaram um estudo paramétrico para dimensionar as perdas de pressão de um sistema baseado nos estudos de Mukherjee (2003), que utilizou um arranjo de ebulição em fluxo. A vantagem desse conceito é que, para uma área de troca de calor fixa, o fluxo de calor crítico pode ser aumentado. Os parâmetros estudados foram: área de seção adiabática, área do evaporador e altura do sistema. Eles concluíram que: para esse arranjo de ebulição em fluxo, os valores de fluxo de calor crítico são mais elevados que para a ebulição em piscina; um modelo teórico para a queda de pressão no sistema foi desenvolvido, e que foi usado para estimar o máximo fluxo de calor crítico suportado pelo sistema; a redução da área da seção do evaporador reduz a queda de pressão e eleva o fluxo de calor crítico.

Zimmermann *et al.* (2007) investigaram o desempenho de um circuito de termossifão bifásico utilizando dióxido de carbono como fluido refrigerante e operando nas condições típicas do lado frio de uma máquina Stirling de refrigeração. Através de experimentos focados na carga de fluido refrigerante, diferença de temperatura entre as fontes quente e fria, vazão de ar em circulação e diâmetro interno das tubulações que conectam os trocadores de calor, eles concluíram que a tecnologia de termossifões bifásicos em circuito é uma alternativa viável para um sistema Stirling operando na faixa de 600 w de capacidade de refrigeração.

Chehade *et al.* (2014) fizeram uma investigação experimental de um termossifão bifásico em circuito cuja configuração consistia em um evaporador e um condensador conectados por dois tubos isolados, usando água como fluido de trabalho. O intuito

desse trabalho foi avaliar o desempenho do termossifão sob os seguintes parâmetros: efeito do fator de enchimento, temperatura de entrada do fluido refrigerante na camisa do condensador e o fluxo de massa, a fim de se obter os valores que otimizassem o funcionamento do sistema.

Jengsooksawat *et al.* (2014) apresentaram um estudo paramétrico da eficiência térmica de um termossifão bifásico em circuito com câmara de vapor. Os parâmetros experimentais foram: velocidade do ar na face externa do condensador, taxa de calor cedida à câmara de vapor, diferentes fluidos de trabalho e fator de enchimento.

Alvarenga (2016) realizou um estudo sobre uma conexão térmica entre termossifões em circuito e tubos de calor em circuito para operar como sistema de controle térmico de componentes eletrônicos de uma aeronave. O foco do estudo foi o teste de uma boa conexão térmica com geometria tronco de cone. O estudo demonstrou que a utilização de conexões cônicas para transferência de calor entre trocadores passivos requer processos de fabricação adequados, ou seja, ainda eram necessárias técnicas que minimizem a formação de irregularidades nas superfícies.

Simas (2017) fez um estudo teórico e experimental de um sistema de controle térmico passivo para componentes eletrônicos em veículos utilizando termossifões bifásicos em circuito. O foco do trabalho foi o desenvolvimento de um evaporador plano formado por placas de cobre sobrepostas e soldadas por difusão (Figura 4). Tal sistema foi avaliado sob diversas condições, como posição da fonte de calor e diferentes inclinações do sistema, a fim de avaliar parâmetros como: inicialização, dissipação de calor e temperatura de evaporação.

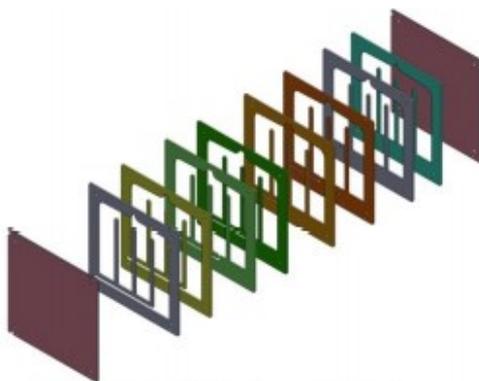


Figura 4: Evaporador de placas planas. Fonte: (Simas, 2017).

Moreira Jr. (2019) desenvolveu em estudo um termossifão plano para operar como uma parede de chassi termicamente ativo de gabinetes aviônicos (Figura 5). O

protótipo foi testado em diferentes condições de aquecimento que permitiram o estudo da influência do tamanho e da posição do aquecedor no seu desempenho térmico. Além disso, diferentes razões de enchimento foram testadas e um modelo teórico foi desenvolvido.

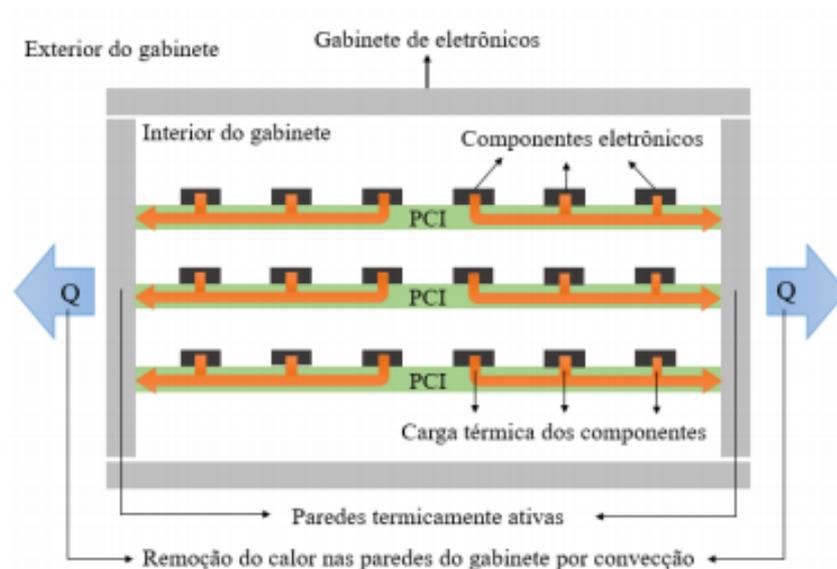


Figura 5: Utilização de paredes termicamente ativas em gabinetes aviônicos. Fonte: Moreira Jr. 2019

3 PROJETO DO PROTÓTIPO DE TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM CIRCUITO

Nesta seção a estrutura e o funcionamento do protótipo de termossifão bifásico em circuito será apresentada, assim como o modelo teórico desenvolvido para prever o comportamento do mesmo.

3.1 APRESENTAÇÃO DO PROTÓTIPO

O termossifão bifásico em circuito, objeto de estudo do presente trabalho, é composto por um evaporador plano, um condensador de feixe de tubos aletados, uma linha de vapor e uma linha para o retorno do líquido ao evaporador (Figura 6).

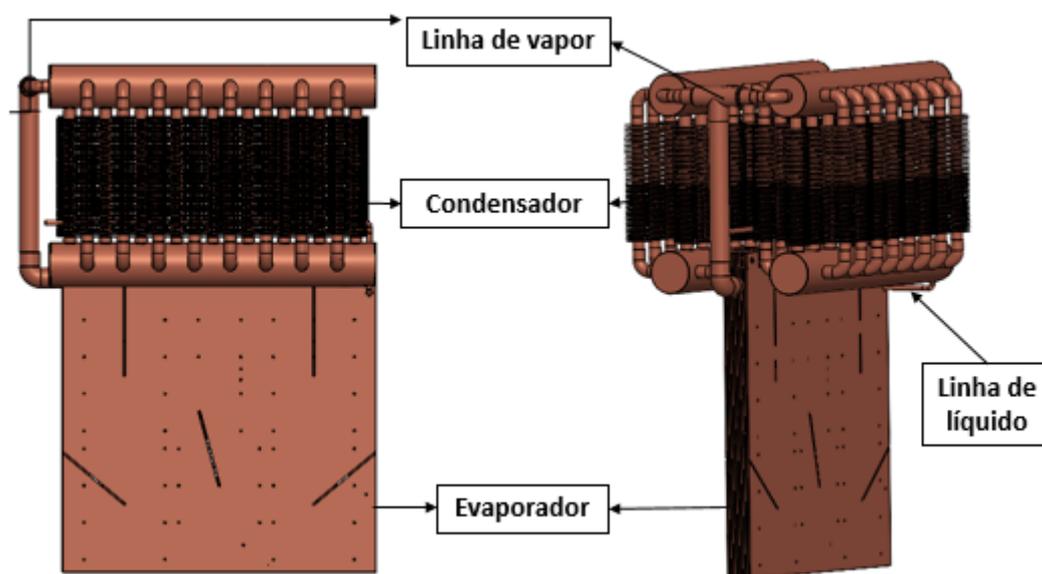


Figura 6: Protótipo desenvolvido.

O evaporador plano desenvolvido para o protótipo é composto por chapas metálicas de cobre, de duas diferentes espessuras, dispostas alternadamente uma sobre as outras, com geometrias específicas (Figura 7). Esta geometria tem a função de garantir a resistência mecânica à deformação do conjunto soldado quando submetido às pressões de operação do protótipo.

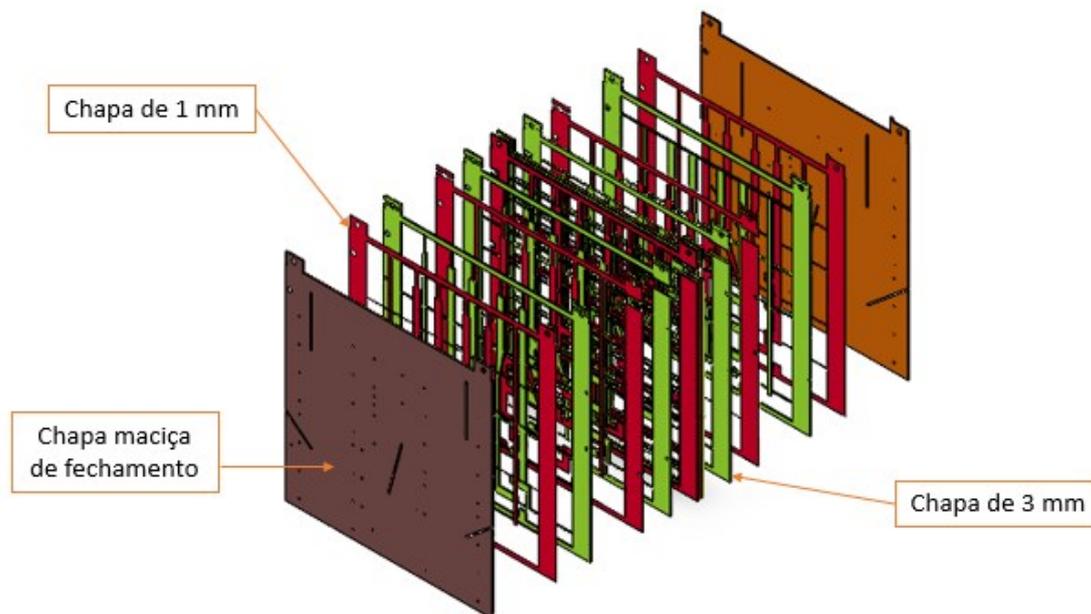


Figura 7: Montagem do evaporador.

Ao todo são 9 chapas de 1 mm de espessura, 8 chapas de 3 mm de espessura, dispostas alternadamente e com cortes vazados conforme geometria definida em projeto (Figura 8), e mais duas chapas maciças de 3 mm utilizadas como fechamento em ambos os lados do evaporador

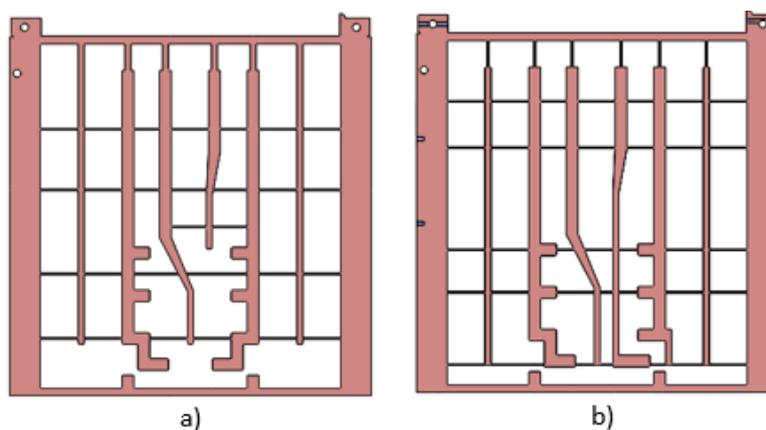


Figura 8: Estrutura do evaporador. a) Geometria de corte da chapa de 1 mm de espessura. b) Geometria de corte da chapa de 3 mm de espessura.

Além disso, as chapas de fechamento (Figura 9) de ambos os lados possuem furos não passantes para a fixação de 5 blocos aquecedores em cada um dos lados. Ele conta ainda com 10 ranhuras não profundas para acomodar 10 termopares capazes de

medir a temperatura da superfície do evaporador, logo abaixo de cada um dos blocos aquecedores.

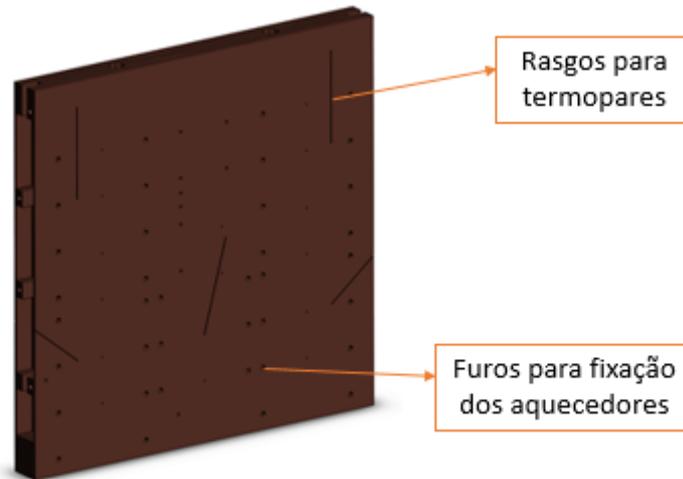


Figura 9: Placa de fechamento do evaporador.

O condensador, por sua vez, é formado por 52 tubos aletados, com aletas circulares espaçadas igualmente entre si, ligados por meio de cotovelos (90°) e tê de saída bilateral, soldados a tubos maiores, chamados de distribuidores (tubos superiores) e coletores (tubos inferiores), como pode ser visto na Figura 10.

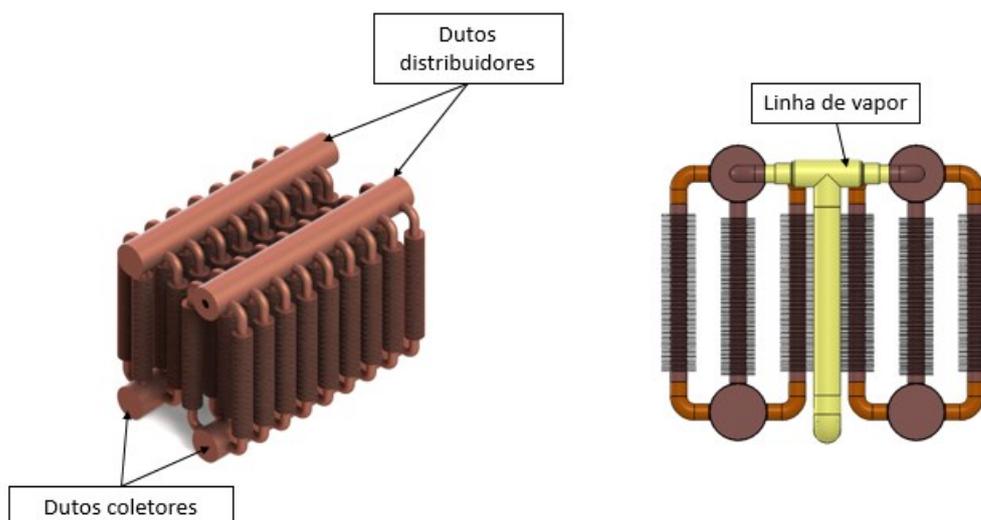


Figura 10: Estrutura do condensador.

Um outro ponto importante da estrutura do condensador é a disposição dos tubos aletados na matriz de feixe de tubos, essa distribuição é feita de forma alternada, para

evitar a formação de canais preferenciais para o escoamento cruzado do ar com a matriz (Figura 11).

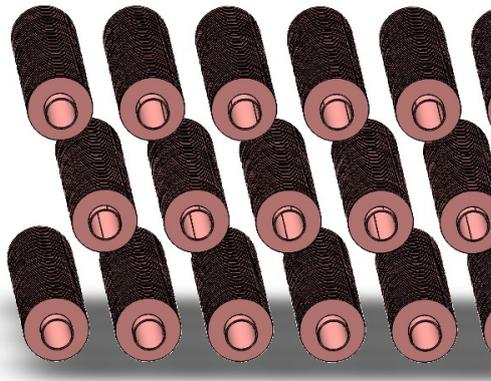


Figura 11: Distribuição alternada do tubos aletadas na matriz.

3.1.1 Funcionamento do protótipo

Conforme explanado anteriormente, o protótipo em estudo trata-se de um termossifão em circuito cujo funcionamento depende do ciclo bifásico de um fluido em seu interior, resumido nas seguintes etapas:

- As paredes externas do evaporador são aquecidas por fontes de calor discretas (Figura 12).
- A piscina de líquido apontada na Figura 13 é então aquecida até que o fluido de trabalho entre em ebulição, ou seja, bolhas se formam sobre a superfície aquecida, coalescem e por diferença de densidade emergem na superfície da piscina e liberam o vapor contido em seu interior.
- O vapor formado movimenta-se por diferença de pressão em direção à linha de vapor.
- Na linha de vapor, o vapor segue um caminho ascendente em direção aos dutos distribuidores.
- Nos dutos distribuidores o vapor se distribui, também devido a diferenças de pressão, entre os tubos aletados que compõem o condensador.
- Um fluido secundário mais frio que o primário, neste caso, o ar, escoo sobre a superfície externa do feixe de tubos aletados e, por convecção forçada, ocorre a troca de calor entre o fluido de trabalho, primário, e o fluido secundário.

- Com a troca de calor entre os fluidos, o vapor muda de fase, ocorrendo a condensação em película sobre toda a parede interna dos tubos aletados.
- O condensado, formado no interior dos tubos, escoava para os dutos coletores inferiores e em seguida em direção à linha de líquido.
- A linha de líquido direciona todo o líquido condensado de volta à base da piscina, mantendo em funcionamento o ciclo bifásico.

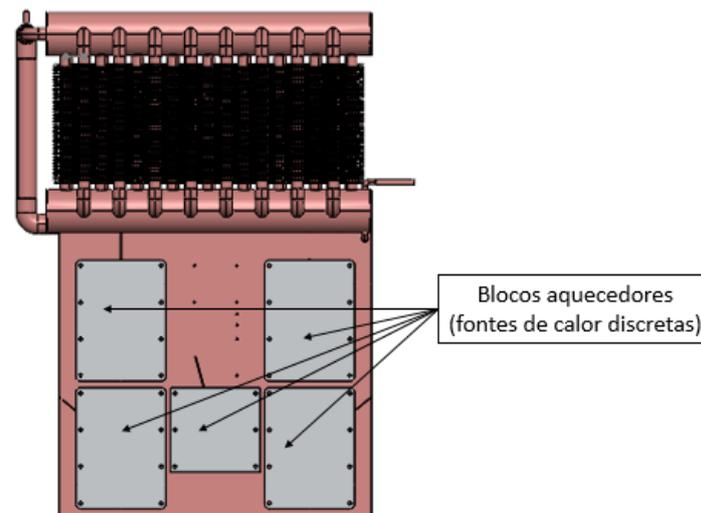


Figura 12: Montagem do termostato com as fontes de calor discretas.

Na Figura 13 estão mostrados, esquematicamente, o funcionamento e a estrutura do protótipo objeto deste estudo.

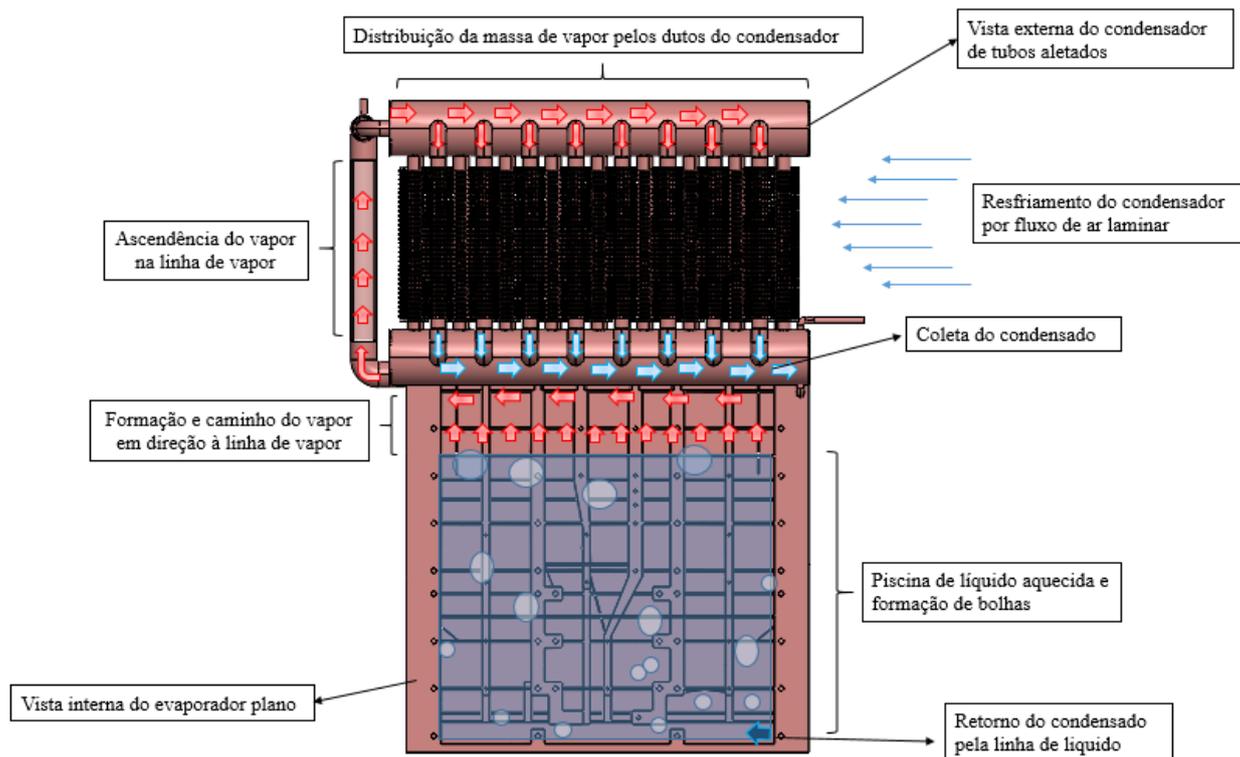


Figura 13: Funcionamento e estrutura do protótipo em estudo.

3.2 MODELO TEÓRICO

3.2.1 Fundamentação teórica

Um termosifão bifásico pode ser considerado um tipo de trocador de calor altamente eficiente, que opera em um ciclo bifásico fechado e utiliza calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura. Uma característica particular destes dispositivos é que os mesmos dependem da gravidade para o seu funcionamento, especificamente, para o retorno do fluido condensado ao evaporador. Assim, para que não ocorra a falta de fluido de trabalho no evaporador, este deve estar sempre localizado abaixo do condensador.

Como pode ser visto na Figura 14, um termosifão bifásico consiste basicamente em um tubo metálico oco e evacuado, no qual é inserida determinada quantidade de fluido de trabalho. É dividido em três regiões: evaporador, região adiabática e condensador.

O calor é fornecido na região do evaporador, onde o fluido de trabalho acumulado nesta região evapora. O vapor, por diferença de pressão entre o evaporador e o condensador, desloca-se em direção ao condensador. Calor é então rejeitado nesta região condensando o vapor, e o condensado retorna ao evaporador pela ação da gravidade,

escoando pelas paredes do tubo. O ciclo se reinicia à medida que calor é imposto no evaporador e retirado no condensador.

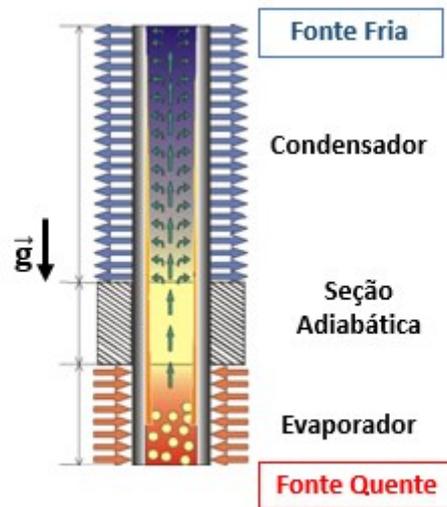


Figura 14: Termossifão bifásico (Adaptado, Mantelli 2012).

A região adiabática não é indispensável no funcionamento de um termossifão e, por isso, pode apresentar dimensão variável ou até mesmo inexistir em alguns casos. Esta região, como é isolada do ambiente externo, serve apenas para transportar calor do evaporador ao condensador.

O termossifão bifásico em circuito, por sua vez, é uma variante deste dispositivo, que pode ser utilizada para transferências de calor através de distâncias relativamente grandes. Neste caso o condensador e evaporador são separados fisicamente e as duas fases do fluido de trabalho, líquido e vapor, circulam em dutos separados. Quando em operação, o fluido de trabalho absorve calor no evaporador e muda de fase, em seguida, o fluido, na forma de vapor segue para o condensador, perde calor e muda de fase novamente, se condensando e retornando ao evaporador por gravidade. Como nos termossifões em circuito o fluido se desloca sem o uso de bombas e compressores, há uma significativa economia de energia. Desta forma, termossifões em circuito tem diversas aplicações, entre elas arrefecimento de componentes eletrônicos (Zhang, 2017).

A Figura 15 apresenta um esquema de fácil entendimento de um termossifão bifásico em circuito.

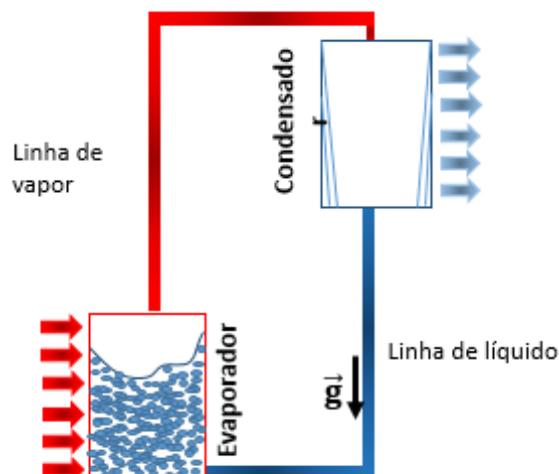


Figura 15: Representação de um termostato em circuito (Adaptado, ZHANG *et al.*, 2017).

O conceito de resistência térmica é útil na elaboração do modelo teórico de desempenho térmico do dispositivo em estudo. Conhecendo-se a taxa de transferência de calor por condução (Q) (no caso, é igual à potência elétrica dissipada pelos componentes a serem resfriados), a diferença de temperatura (ΔT) ao longo de um meio de resistência térmica (R) pode ser facilmente determinada por:

$$\Delta T = Q \cdot R \quad 3.1$$

Em aplicações de resfriamento, como os de equipamentos eletrônicos, dispositivos eficientes apresentam baixa a resistência térmica.

Segundo Khodabandeh (2004), a resistência térmica total de um termostato bifásico em circuito, entre a fonte quente e a fonte fria, pode ser modelada como a combinação de três resistências em série, como pode ser visto na Figura 16, ou seja, resistência térmica do evaporador, R_{evap} , resistência associada ao transporte do fluido através dos dutos, R_{lv} e a resistência associada ao condensador, R_{cond} .

As resistências do evaporador e condensador são associações de resistências relacionadas ao fluido de trabalho e às condições externas de troca de calor. Considerando-se as resistências térmicas externas constantes e conhecidas, a modelagem teórica deve focar a avaliação das resistências relativas ao fluido de trabalho (interna).

Segundo Zou (1997), pode-se modelar a resistência no evaporador considerando-se evaporação em piscina de líquido e, no condensador, resistência de filme de condensado (Apud Zhang *et al.*, 2017).

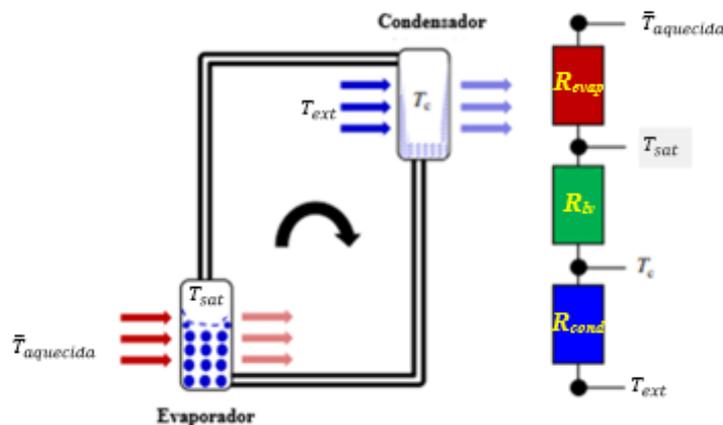


Figura 16: Resistências para um termostato em circuito (Zhang *et al.*, 2017).

3.2.2 Modelo de resistências equivalentes

Como já observado, a resistência térmica total do protótipo é obtida através da associação em série das três principais resistências referentes ao termostato em circuito, conforme mostra a Figura 17 e dado pela expressão:

$$R_{total} = R_{evap} + R_{lv} + R_{cond} \quad 3.2$$

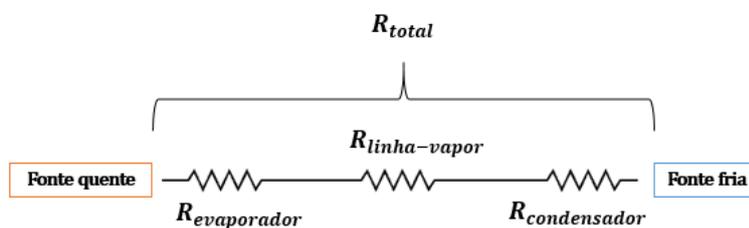


Figura 17: Diagrama de resistências (resumido).

As seguintes hipóteses são adotadas para a modelagem das resistências do evaporador e do condensador:

- O termostato opera em regime permanente.

- O fluido de trabalho é uma substância pura.
- O evaporador encontra-se completamente isolado nas laterais e nas áreas não aquecidas.
- O calor cedido ao evaporador flui única e exclusivamente em direção ao interior do mesmo (unidimensional).
- Presença de fluxo de calor uniforme nas áreas aquecidas.
- As linhas de vapor e líquido estão completamente isoladas.
- Distribuição homogênea de vapor entre os dutos do condensador.
- Escoamento laminar do vapor no interior dos dutos do condensador.
- Igualdade entre as taxas de calor trocadas por cada duto do condensador.

3.2.2.1 Resistência térmica do evaporador

Como já apresentado, o evaporador do protótipo em estudo é composto por duas placas planas de fechamento que são aquecidas, cada uma, por 5 fontes de calor fixadas nas mesmas, 4 camadas de malhas metálicas dispostas sobre as faces internas das placas de fechamento, e um volume vazio a ser preenchido, em porcentagem definida, pelo fluido de trabalho. Sendo assim, o esquema de resistências para o evaporador é apresentado conforme a Figura 18.

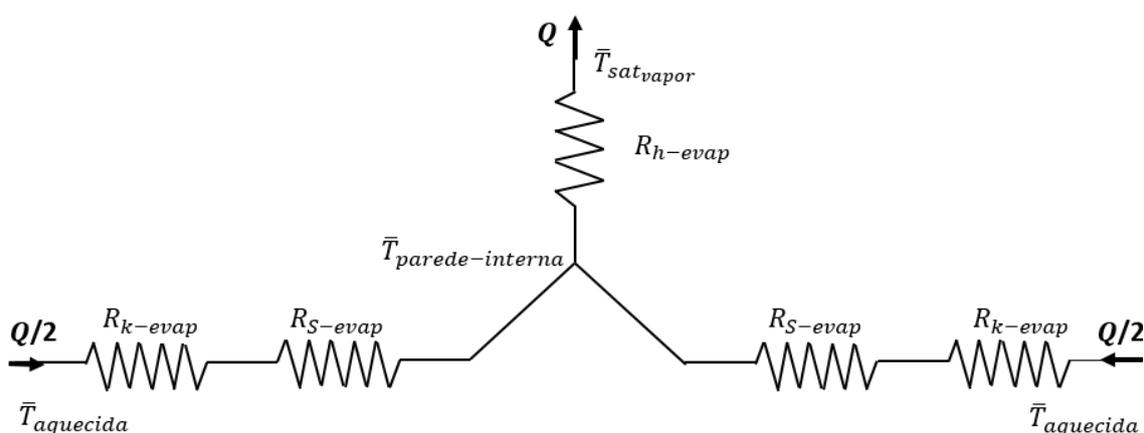


Figura 18: Esquema de resistências térmicas para o evaporador.

A resistência térmica para o evaporador pode ser dividida em:

- Resistência de condução ($R_{k-*evap*}$): relativa às paredes do evaporador e às malhas fixadas às paredes, que juntos podem ser modelados como material composto.
- Resistência de convecção ($R_{h-*evap*}$): relativa à presença do fluido de trabalho em ebulição/evaporação no interior do evaporador.
- Resistência de espalhamento ($R_{S-*evap*}$): A presença de fontes de calor discretas em uma superfície, resfriada convectivamente, gera uma resistência de dispersão que deve ser somada às resistências de condução e convecção existentes, de acordo com a seguinte relação (Muzychka, et al., 2003):

$$R_{evap} = R_{1D} + R_S \quad 3.3$$

onde: R_{evap} = resistência térmica do evaporador [K/W];

R_{1D} = combinação das resistências de condução e convecção [K/W];

R_S = Resistência de dispersão [K/W].

A resistência associada à condução de uma parede composta (Figura 19), com convecção, pode ser obtida como:

$$R_{1D} = \frac{t_1}{k_1 A_{evap}} + \frac{t_2}{k_2 A_{evap}} + \frac{1}{h A_{evap}} \quad 3.4$$

onde: t_1 = espessura da camada 1 [m];

t_2 = espessura da camada 2 [m];

k_1 = coeficiente de condução do material da camada 1 [W/m.K];

k_2 = coeficiente de condução do material da camada 2 [W/m.K];

A_{evap} = área aquecida do evaporador [m²];

h = coeficiente de convecção do fluido de resfriamento [W/m².K].

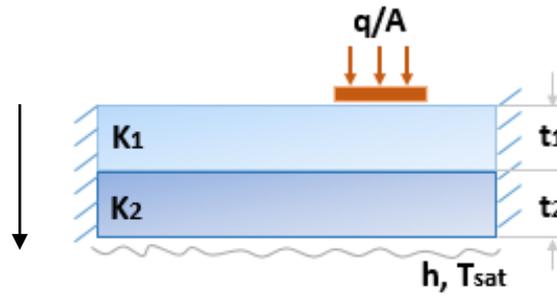


Figura 19: Placa composta aquecida por uma fonte de calor discreta e excêntrica (Adaptado, Muzychka, et al., 2003).

Para o evaporador em estudo, a camada 1 diz respeito à placa de cobre de fechamento e camada 2 às camadas de malha banhadas no fluido. O coeficiente de condução da camada 2 pode ser obtido através relação de Gorring e Churchill, para malhas metálicas do tipo simples (*Apud* Reay, et al., 2006):

$$k_2 = \frac{k_l[(k_l + k_{fio}) - (1 - \varepsilon)(k_l + k_f)]}{(k_l + k_f) + (1 - \varepsilon)(k_l + k_f)} \quad 3.5$$

onde: k_2 = condutividade térmica da malha metálica [W/m.K];

k_l = condutividade térmica do fluido que molha a malha metálica [W/m.K];

k_f = condutividade do material do fio metálico [W/m.K];

ε = porosidade da malha metálica;

A porosidade pode ser calculada pela seguinte relação:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi N_{mesh} d_w}{4} \quad 3.6$$

onde: N_{mesh} = número do mesh da malha metálica;

d_w = diâmetro do fio da malha metálica [m];

A superfície externa do evaporador utilizado no presente projeto está em contato com placas de circuitos eletrônicos, a serem resfriados convectivamente, que podem ser modeladas como fontes de calor discretas que geram um gradiente de temperatura na extensão da mesma, tornando necessário um modelo para a distribuição de temperatura da superfície ($T_{(x,y,0)}$) a fim de determinar a temperatura média ($\bar{T}_{aquecida}$).

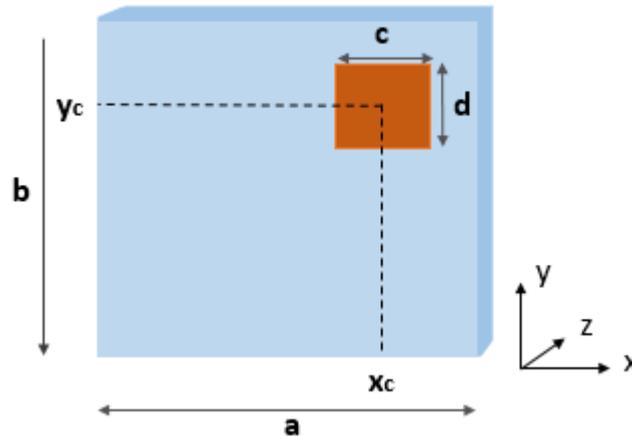


Figura 20: Placa aquecida por uma fonte de calor discreta e excêntrica (adaptado, Muzychka, *et al.*, 2003).

A distribuição de temperatura para múltiplas fontes de calor discretas e excêntricas pode ser modelada para apenas uma fonte excêntrica (Figura 20). Posteriormente, por superposição, encontra-se a solução para N aquecedores (Muzychka, *et al.*, 2003).

A modelagem para um problema com uma fonte de calor excêntrica parte da equação de Laplace para a condução pura:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad 3.7$$

Sujeita às seguintes condições de contorno em z , x e y :

- Condição de fluxo uniforme nas áreas aquecidas:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = \frac{(-\frac{Q_s}{A_s})}{k_1} \quad 3.8$$

onde: Q_s = potência cedida pela fonte de calor [W];

A_s = área do aquecedor [m²];

- Condição adiabática para as áreas não aquecidas:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = 0 \quad 3.9$$

- Condição de convecção na superfície inferior do material 2:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=t_1+t_2} = \frac{h}{k_2} (T_{(x,y,t_1)} - T_{sat}) \quad 3.10$$

- Na interface dos dois meios materiais, é válido:

$$T_1(x, y, t_1) = T_2(x, y, t_1) \quad 3.11$$

$$k_1 \left. \frac{\partial T_1}{\partial z} \right|_{z=t_1} = k_2 \left. \frac{\partial T_2}{\partial z} \right|_{z=t_1} \quad 3.12$$

- E ao longo das bordas:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0,a} = 0 \quad 3.13$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0,b} = 0 \quad 3.14$$

onde: a = dimensão da área aquecida na direção x [m];

b = dimensão da área aquecida na direção y [m];

Substitui-se a variável T para θ :

$$\theta(x, y, z) = T(x, y, z) - T_{sat} \quad 3.15$$

onde T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido em contato com a superfície inferior da camada 2 [K].

Utilizando o método de separação de variáveis, Muzychka *et al.* encontraram a solução da equação diferencial parcial (Eq. 37) na forma:

$$\theta(x, y, z) = X(x)Y(y)Z(z) \quad 3.16$$

Adotando-se como constantes de separação $-\lambda^2$ e $-\delta^2$, obtém-se:

$$\begin{aligned} \theta(x, y, z) = & A_0 + B_0z + \\ & \sum_{m=1}^{\infty} \cos(\lambda_m x) [A_1 \cosh(\lambda_m z) + B_1 \sinh(\lambda_m z)] + \\ & \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\delta_n y) [A_2 \cosh(\delta_n z) + B_2 \sinh(\delta_n z)] + \\ & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\lambda_m x) \cos(\delta_n y) [A_3 \cosh(\beta_{mn} z) + \\ & B_3 \sinh(\beta_{mn} z)] \quad (\text{Muzychka, et al., 2003}) \end{aligned} \quad 3.17$$

na qual, os autovetores são:

$$\lambda_m = \frac{m\pi}{a} \quad 3.18$$

$$\delta_n = \frac{n\pi}{b} \quad 3.19$$

$$\beta_{mn} = \sqrt{\lambda_m^2 + \delta_n^2} \quad 3.20$$

Aplicando as condições de contorno para $z = t_1$, os coeficientes de Fourier são obtidos e possuem a seguinte forma:

$$B_i = \phi_i(v)A_i \quad 3.21$$

na qual,

$$\phi_i(v) = \frac{(\alpha e^{4vt_1} - e^{2vt_1}) + \eta(e^{2v(2t_1+t_2)} - \alpha e^{2v(t_1+t_2)})}{(\alpha e^{4vt_1} + e^{2vt_1}) + \eta(e^{2v(2t_1+t_2)} + \alpha e^{2v(t_1+t_2)})} \quad 3.22$$

$$\eta = \frac{v + \frac{h}{k_2}}{v - \frac{h}{k_2}} \quad 3.23$$

$$\alpha = \frac{1 - \frac{k_2}{k_1}}{1 + \frac{k_2}{k_1}} \quad 3.24$$

e v é substituído por λ_m , δ_n e β_{mn} , conforme o caso.

A partir das condições para $z = 0$, obtém-se:

$$A_m = \frac{2Q_s \left[\text{sen} \left(\left(\frac{2x_c + c}{2} \right) \lambda_m \right) - \text{sen} \left(\left(\frac{2x_c - c}{2} \right) \lambda_m \right) \right]}{abck \lambda_m^2 \phi(\lambda_m)} \quad 3.25$$

$$A_n = \frac{2Q_s \left[\text{sen} \left(\left(\frac{2y_c + c}{2} \right) \delta_n \right) - \text{sen} \left(\left(\frac{2y_c - c}{2} \right) \delta_n \right) \right]}{abdk \lambda_m^2 \phi(\lambda_m)} \quad 3.26$$

$$A_{m,n} = \frac{16Q_s \cos(\lambda_m x_c) \text{sen} \left(\frac{1}{2} \lambda_m c \right) \cos(\delta_n y_c) \text{sen} \left(\frac{1}{2} \delta_n d \right)}{abcdk \beta_{m,n} \lambda_m \delta_n \phi(\beta_{m,n})} \quad 3.27$$

$$A_0 = \frac{Q_s}{ab} \left(\frac{t_1}{k_1} + \frac{t_2}{k_2} + \frac{1}{h} \right) \quad 3.28$$

$$B_0 = -\frac{Q_s}{k_1 ab} \quad 3.29$$

onde: c = dimensão do aquecedor na direção x [m];

d = dimensão do aquecedor na direção y [m];

x_c = coordenada x do centro da fonte calor;

y_c = coordenada y do centro da fonte calor.

Dispondo da solução para apenas um aquecedor excêntrico, por superposição obtém-se a distribuição de temperaturas para cada uma das faces com N aquecedores através da relação:

$$T(x, y, 0) - T_{sat} = \sum_{i=1}^N \Theta_i(x, y, 0) \quad 3.30$$

sendo Θ_i o excesso de temperatura para cada um dos aquecedores excêntricos e aplicadas as devidas particularidades de cada um dos aquecedores e com $z = 0$, chega-se a seguinte forma:

$$\begin{aligned} \theta_i(x, y, z) = & A_0^i & 3.31 \\ & + \sum_{m=1}^{\infty} A_m^i \cos(\lambda_m x) \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} A_n^i \cos(\delta_n x) \\ & + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{m,n}^i \cos(\lambda_m x) \cos(\delta_n x) \end{aligned}$$

Para o cálculo da temperatura média das áreas aquecidas, utilizou-se o seguinte procedimento:

- Obteve-se os valores de $T(x, y, 0)$ para diversos pontos distribuídos na área de cada um dos aquecedores e calculou-se a média desses valores ($\bar{T}_{aquecedor}^i$).
- E para obtenção da temperatura média entre todos os aquecedores dispostos na superfície do evaporador, utilizou-se o seguinte relação:

$$\bar{T}_{aquecida} = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{T}_{aquecedor}^i A_{aquecedor}^i}{\sum_{i=1}^N A_{aquecedor}^i} \quad 3.32$$

Conhecida a temperatura média da superfície aquecida, o cálculo da resistência térmica do evaporador é feita através da seguinte relação:

$$R_{evap} = \frac{\bar{T}_{aquecida} - T_{sat}}{Q} \quad 3.33$$

No entanto, para o desenvolvimento do modelo apresentado nesta seção, é necessário conhecer a temperatura de saturação do fluido de trabalho na saída do evaporador, que é obtida experimentalmente, e o coeficiente convectivo presente nas condições de contorno fixadas. Para a superfície do evaporador do termosifão em circuito que está em contato com uma piscina de fluido, que em ebulição é responsável pelo início do regime de troca de calor, é amplamente recomendado um modelo de ebulição em piscina para quantificar o coeficiente convectivo no seu interior (Khodabandeh, 2004). Já para as áreas recobertas por uma película de líquido, o modelo de evaporação em filme é mais adequado. Para o modelo proposto neste trabalho, será utilizado um coeficiente de convecção médio, válido para toda extensão do evaporador, conforme mostrado nas seções a seguir.

3.2.2.1.1 Ebulição em piscina

A ebulição em piscina é caracterizada por uma quantidade extensa de líquido em repouso sobre uma superfície superaquecida em relação à temperatura de saturação do fluido pela imposição de um fluxo de calor. No ponto em que o fluxo de calor é imposto, tem-se início a ebulição nucleada e o processo de ebulição em piscina (Carey, 1992).

Diversos modelos para prever o coeficiente de troca de calor por ebulição em piscina foram desenvolvidos e estão na literatura, cada um dando ênfase a aspectos diferentes do fenômeno da ebulição em piscina. Entre eles estão os modelos de Rohsenow, Kutateladze, Cooper e Stephan-Abdelsalam.

No modelo de Rosehnaw (1962), a molhabilidade entre o material da superfície e o fluido em ebulição é um importante parâmetro. Este pesquisador propôs a seguinte relação para o cálculo do coeficiente convectivo (*Apud* Carey, 1992):

$$h_{roh} = \left[\mu_l h_{lv} \left(\frac{\sigma_l}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{c p_l}{C s f h_{lv} P r_l^s} \right)^3 \right]^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}} \quad 3.34$$

onde: ρ_v = densidade do vapor saturado [kg/m³];

Pr_l = número de Prandtl do líquido saturado;

cp_l = calor específico à pressão constante do líquido saturado [kJ/kg.K];

q = taxa de calor por área [W/m²];

Csf e s = constantes de interação superfície-líquido;

g = aceleração da gravidade [m/s²].

Por sua vez, o tamanho da bolha na ebulição nucleada é uma parâmetro de grande importância no modelo de Kutateladze (1952), que sugere a seguinte expressão para o coeficiente convectivo (*Apud* Carey, 1992):

$$h_k = 0,0007 \left(\frac{\sigma_l}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,2} k_l Pr_l^{0,35} \left(\frac{q \rho_l}{\rho_v h_{lv} \mu_l} \right) \left(\frac{P_{sat}}{\sigma_l} \right)^{0,7} \quad 3.35$$

onde: P_{sat} = pressão de saturação [Pa];

k_l = coeficiente de condução do líquido saturado [W/m.K].

A correlação de Cooper leva em consideração para o cálculo de h , a pressão reduzida (p_r), o fluxo de calor por unidade área (q), a rugosidade da placa (R_p) e a massa molecular do fluido (M), e é dada por:

$$h_c = 55 P_r^{b_r} (-\log p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q \quad 3.36$$

na qual,

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad 3.37$$

$$b_r = 0,12 - 0,2 \log R_p \quad 3.38$$

O efeito da rugosidade é sempre um parâmetro difícil de ser obtido com precisão, de modo que se recomenda adotar o valor de $b_r = 0,12$ quando a rugosidade não for conhecida (Passos, 2002).

Para Stephan e Abdelsalam, a correlação para o cálculo do coeficiente de ebulição em piscina está relacionado ao diâmetro de partida da bolha pela expressão:

$$h_{SA} = 207 \frac{k_l}{d_b} \left(\frac{q d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} P_{r_l}^{0,533} R_p^{0,133} \quad 3.39$$

na qual,

$$d_b = 0,0149 \theta_{ls} \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad 3.40$$

onde: θ_{ls} = ângulo de contato líquido/sólido [rad];

d_b = diâmetro de partida da bolha [m];

$\theta_{ls} = 35^\circ$;

$R_p = 1,1 \mu\text{m}$ (Carey, 1992).

3.2.2.1.2 Evaporação em filme

O modelo empregado para descrever o processo de evaporação de um filme de líquido em uma parede vertical pode ser modelado a partir de hipóteses semelhantes às adotadas para modelos de condensação em paredes verticais desenvolvidos por Nusselt (Mantelli, 2012).

Para Gross (1992), o coeficiente de transferência de calor para evaporação de uma película, para uma taxa constante de calor fornecido, pode ser obtido pela seguinte relação:

$$Nu = 0,925 Re^{1/3} \quad 3.41$$

na qual, os números adimensionais de Reynolds (Re) e Nusselt (Nu) são definidos, para a região do evaporador, como:

$$Re = \frac{4q}{\pi d_i \mu_l h_{lv}} \quad 3.42$$

$$Nu = \frac{h_l}{k_l} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{n_l \rho_l} \right]^{1/3} \quad 3.43$$

onde: n_l = viscosidade cinemática do líquido saturado [m^2/s].

3.2.2.2 Coeficiente convectivo médio

Os coeficientes convectivos de ebulição e evaporação em filme dependem das propriedades físicas dos fluidos e, conseqüentemente, da temperatura e pressão em que o fluido se encontra. É sabido também que uma coluna de fluido exerce pressão sobre um ponto de acordo com sua altura em relação ao mesmo. Sendo assim, é cabível afirmar que ao longo da altura do evaporador são encontradas diferentes pressões e temperaturas, e por consequência, diferentes coeficientes convectivos. No modelo analítico proposto neste trabalho, adotou-se um valor único para o coeficiente de convecção, para toda a extensão da área aquecida. Para isso, foi definido um procedimento para o cálculo deste coeficiente convectivo médio, como mostrado a seguir a partir da Figura 21.

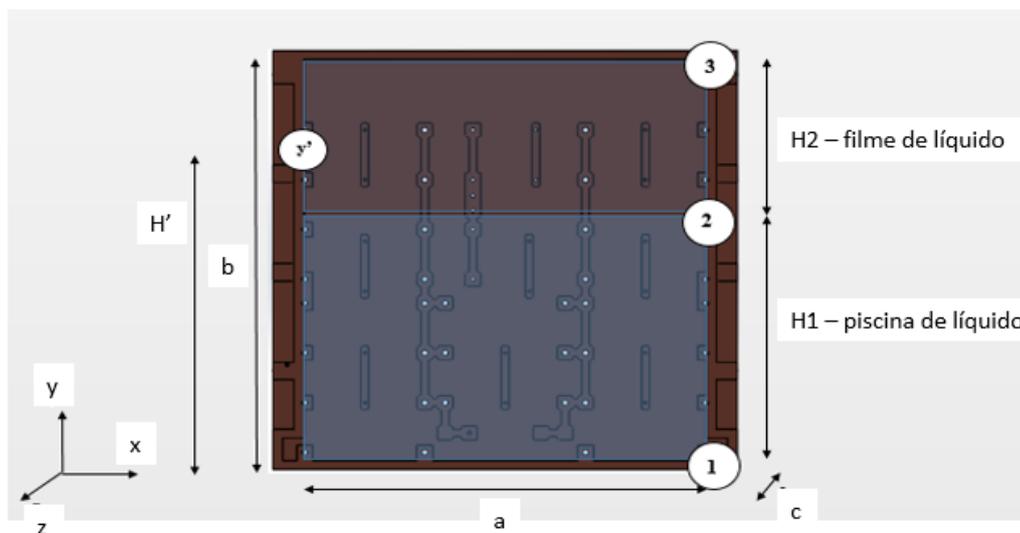


Figura 21: Proporção de piscina e filme de líquido no evaporador

De acordo com a Figura 21, infere-se que:

$$P_{(0)} = P_1 \quad 3.44$$

$$P_{(b-H2)} = P_2 \quad 3.45$$

$$P_{(b)} = P_3 \quad 3.46$$

A partir de dados experimentais, pode-se obter a temperatura de saturação, neste caso referente ao ponto 3, ou seja:

$$P_3 = P_{sat}(@T_{sat}) \quad 3.47$$

O escoamento do vapor do ponto 2 ao ponto 3 provoca uma queda de pressão que pode ser obtida através da relação de Darcy-Weisbach para um fator de atrito aplicado a um escoamento laminar:

$$\Delta P_{23} = \frac{32 q \Delta y}{D_h^2 A_c} \frac{\mu_v}{\rho_v h_{lv}} \quad 3.48$$

na qual,

$$\Delta y = H_2 = b - H_1 \quad 3.49$$

$$A_c = ac \quad 3.50$$

$$D_h = \frac{4A_c}{2a + 2c} \quad 3.51$$

E assim, obtém-se a pressão no ponto 2 como sendo:

$$P_2 = P_3 + \Delta P_{23} \quad 3.52$$

Para qualquer outro ponto entre 2 e 3, como o ponto y' , é possível obter o valor da pressão através das mesmas relações, como por exemplo:

$$P_{y'} = P_3 + \frac{32 q (H' - H_1)}{D_h^2 A_c} \frac{\mu_v}{\rho_v h_{lv}} \quad 3.53$$

Do ponto 1 ao 2, há a presença de uma coluna de líquido e os valores para a pressão e temperatura podem ser obtidos através das seguintes relações:

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{H1} \quad 3.54$$

$$\Delta P_{H1} = \rho_l g H_1 \quad 3.55$$

$$T_1 = T_{sat}(@P_1) \quad 3.56$$

Assim como demonstrado para o ponto y' , as relações acima são válidas para qualquer ponto entre os pontos 1 e 2. Assim, a distribuição de pressão para o evaporador tem a forma mostrada na Figura 22.

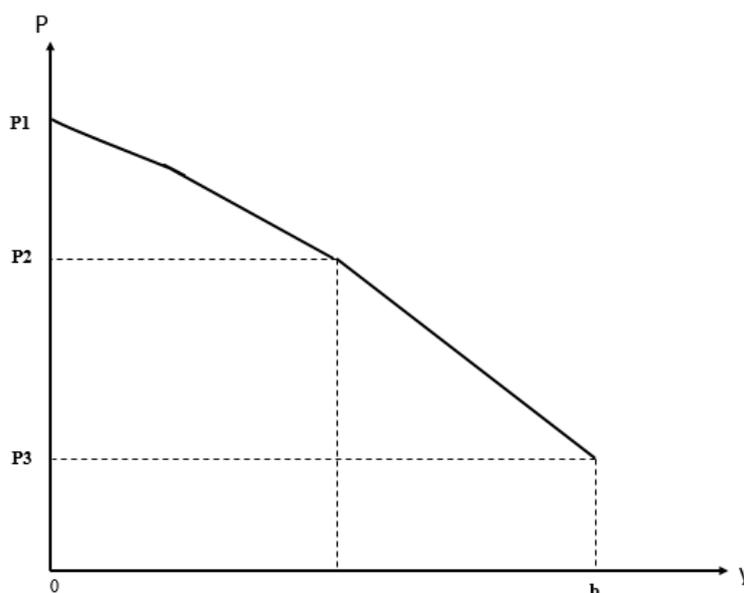


Figura 22: Digrama de pressão em função da altura para o fluido de trabalho no interior do evaporador.

Conhecidos os valores para temperatura e pressão para todos os pontos ao longo do eixo y para o evaporador, é possível obter também os valores dos coeficientes convectivos para todos os pontos. Do ponto 1 ao 2, são válidas as relações para o coeficiente de ebulição em piscina. E para os pontos entre 2 e 3, as relações para o coeficiente de evaporação em filme.

A distribuição do coeficiente convectivo ao longo do evaporador pode ser representado da forma mostrada na Figura 23.

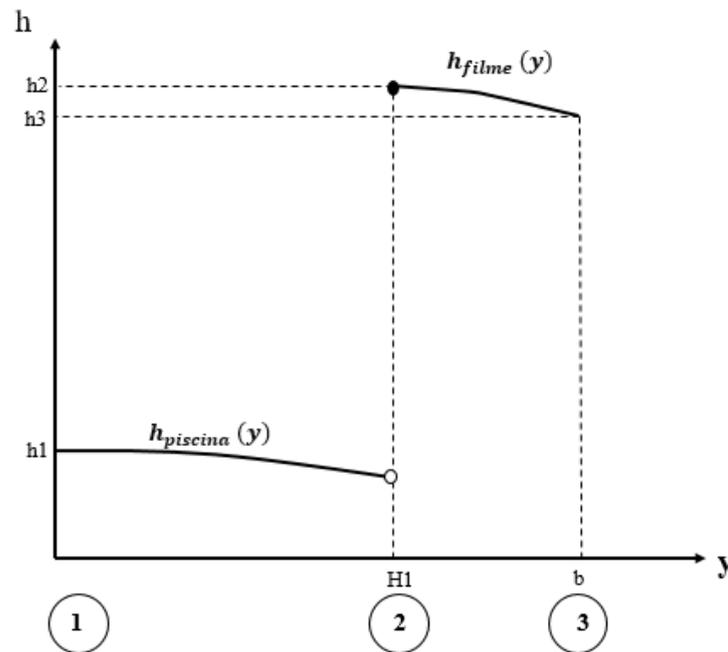


Figura 23: Diagrama do coeficiente convectivo(h) ao longo do comprimento do evaporador (y).

Por fim, para a obtenção do coeficiente convectivo médio utilizou-se a seguinte relação:

$$h_{m\u00e9dio} = \frac{\int_{y_1=0}^{y_2=H_1} h_{piscina}(y)dy + \int_{y_2=H_1}^{y_3=b} h_{filme}(y)dy}{b} \quad 3.57$$

3.2.2.3 Resist\u00eancia do escoamento do vapor

Termossif\u00f5es em circuito s\u00e3o caracterizados pela presen\u00e7a de linhas de fluido, uma que conduz vapor produzido no evaporador ao condensador, e outra que conduz o condensado de volta ao evaporador. Ao longo deste escoamento, quedas de press\u00e3o s\u00e3o impostas ao fluido, causadas pelo tipo de escoamento, rugosidade da superf\u00edcie, geometria da se\u00e7\u00e3o transversal e outros fatores (Khodabandeh, 2004).

A resist\u00eancia t\u00e9rmica associada \u00e0 queda de press\u00e3o do escoamento do vapor (R_{lv}) da sa\u00edda do evaporador \u00e0 entrada do condensador poder ser calculada atrav\u00e9s da express\u00e3o (Reay, et al., 2006):

$$R_{lv} = \frac{T_{sat} - T_c}{q} = \frac{\Delta T_{lv}}{q} \quad 3.58$$

Onde: T_c = temperatura do vapor na entrada do condensador [K];

ΔT_{lv} = variação de temperatura causada pelo escoamento do vapor na linha de vapor [K].

A variação de temperatura associada à variação de pressão de saturação (ΔP_{lv}) poder ser calculada pela relação de Clausius-Clapeyron:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{lv}}{(v_v - v_l)T_{sat}} \approx \frac{\Delta P_{lv}}{\Delta T_{lv}} \quad 3.59$$

na qual o volume de líquido (v_l) pode ser desconsiderado. Combinada com a equação do gás ideal, resulta em:

$$v_v = \frac{R_g T_{sat}}{P(T_{sat})} \quad 3.60$$

de onde obtém-se:

$$R_{lv} = \frac{\Delta P_{lv} R T_{sat}^2}{h_{lv} P_{T_{sat}} q} \quad 3.61$$

na qual:

$$\Delta P_{lv} = \frac{128 \dot{m}_v \mu_v L_{eq}}{\pi \rho_v D^4} \quad 3.62$$

onde: R_g = constante do gás ideal [J/mol.K];

D = diâmetro do duto de escoamento do vapor [m];

L_{eq} = comprimento equivalente do duto de escoamento do vapor [m];

\dot{m}_v = taxa mássica de vapor [kg/s];

v_v = volume específico do vapor saturado [m³/kg].

No protótipo em estudo, a linha de vapor é composta por tubos e alguns acessórios (cotovelos e conexão em Tê) em cobre, como pode ser visto na Figura 24.

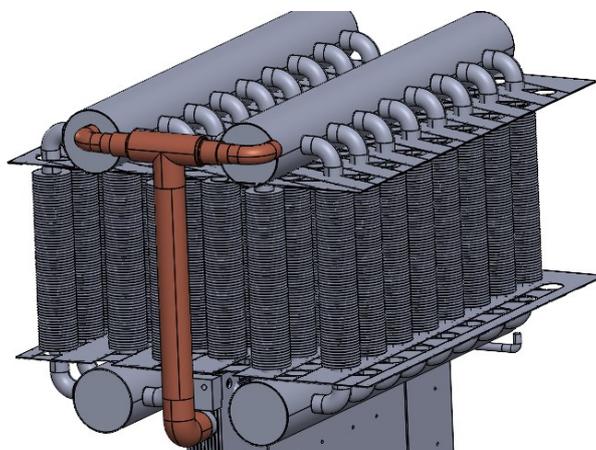


Figura 24: Representação 3D do condensador com destaque da linha de vapor.

A presença de acessórios no escoamento do vapor afeta o cálculo do comprimento equivalente necessário à determinação da queda de pressão no escoamento do vapor. O cálculo do comprimento equivalente dos acessórios foi realizado através da seguinte relação:

$$L_{eq} = k_{eq} D \quad 3.63$$

onde: k_{eq} = fator de equivalência;

D = diâmetro do duto de escoamento do vapor [m].

Para cotovelos de 90° e raio curto, o fator de equivalência é de 34, e para conexão do tipo Tê de saída bilateral, o fator vale 69.

3.2.2.4 Resistência do condensador

A resistência térmica para o condensador pode ser dividida em dois processos de troca térmica: convecção, pelo escoamento do vapor e sua condensação em película nas paredes dos dutos do condensador, e condução radial, através da espessura das paredes dos tubos do condensador. Então, para cada um dos tubos há a associação em série da resistência térmica advinda desses dois processos, e a resistência da associação pode ser obtida pela seguinte relação:

$$R_{cond} = R_{k_{cond}} + R_{h_{cond}} \quad 3.64$$

Segundo Incropera (2007), para condução unidimensional, a resistência de condução radial para uma parede cilíndrica (R_k) pode ser calculada pela seguinte relação:

$$R_{k_{cond}} = \frac{\log\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \pi L_c k_w} \quad 3.65$$

onde: d_e = diâmetro externo do tubo cilíndrico [m];

d_i = diâmetro interno do tubo cilíndrico [m];

L_c = comprimento do tubo cilíndrico [m].

E a resistência de convecção pode ser calculada pela relação:

$$R_{h_{cond}} = \frac{1}{2 \pi L_c h} \quad 3.66$$

O processo de condensação que ocorre no interior nos dutos circulares do condensador, pode ser modelado utilizando as correlações para o processo de condensação em película (ZHANG, 2017).

O coeficiente convectivo para condensação em película pode ser obtido através das propriedades físicas do fluido de trabalho, da taxa de calor trocada no processo de condensação e dos aspectos geométricos da superfície envolvida, utilizando a relação desenvolvida por Groll e Rosler (1992):

$$h_{gr} = (g d_i)^{\frac{1}{3}} \frac{\left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l}\right)^{\frac{1}{3}}}{0,235 q^{\frac{1}{3}} \pi} \quad 3.67$$

O diagrama esquemático de resistências para apenas um duto do condensador está exposto na Figura 25.

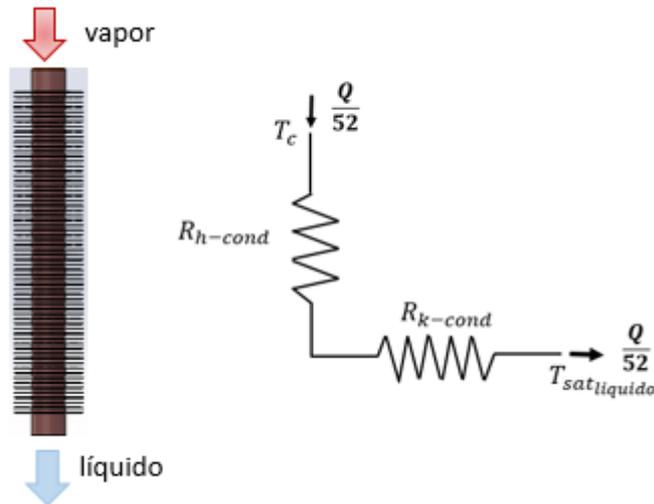


Figura 25: Diagrama de resistência de um duto do condensador.

Para o cálculo da resistência do condensador, em acordo com as hipóteses para a distribuição do vapor e tipo de escoamento já citadas anteriormente, considerou-se que os 52 dutos que compõem o condensador assumem arranjo paralelo no diagrama de resistências (Figura 26), e taxa de troca de calor para cada um dos dutos é o calor total transportado pelo vapor (Q) dividido pelo número de dutos (52).

Dessa forma, a resistência total associada ao condensador por ser obtida através da seguinte relação:

$$R_{cond} = \frac{R_{hcond} + R_{kcond}}{52} \quad 3.68$$

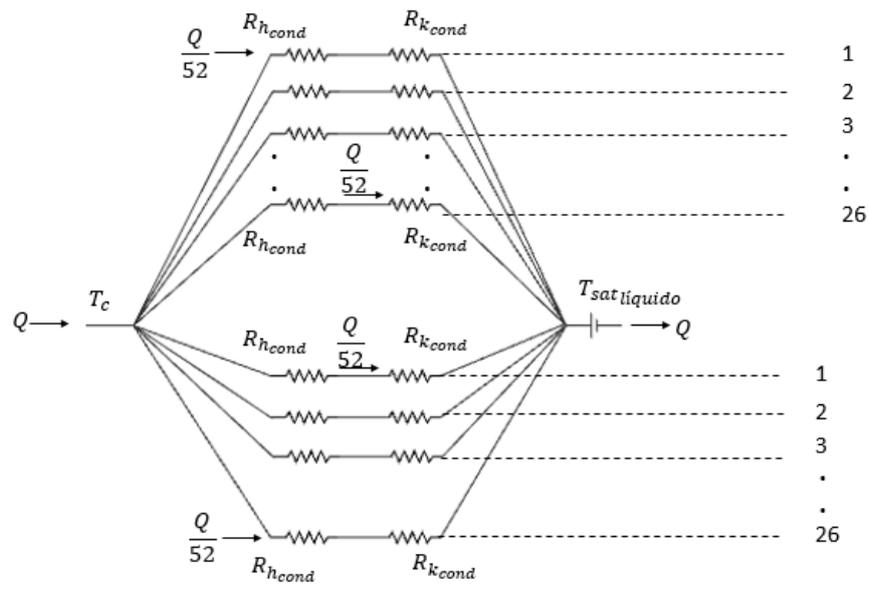


Figura 26: Arranjo em paralelo das resistências do condensador.

4 ESTUDO EXPERIMENTAL

O estudo experimental desenvolvido neste trabalho consiste no projeto, construção e teste de um protótipo do termosifão bifásico em circuito descrito no capítulo anterior, bem como da bancada experimental desenvolvida para o teste do dispositivo.

A fabricação do protótipo foi realizada nas dependências e pela equipe técnica do LABTUCAL, e pode ser dividida em 3 fases: fabricação do evaporador plano através dos processos de corte de chapas e união das mesmas por difusão, fabricação do condensador e a montagem final do protótipo

A fabricação do evaporador pode ser resumida nas seguintes etapas:

- Cortes das 17 chapas de cobre, na geometria definida em projeto, numa máquina de corte por jato de água (Figura 27).

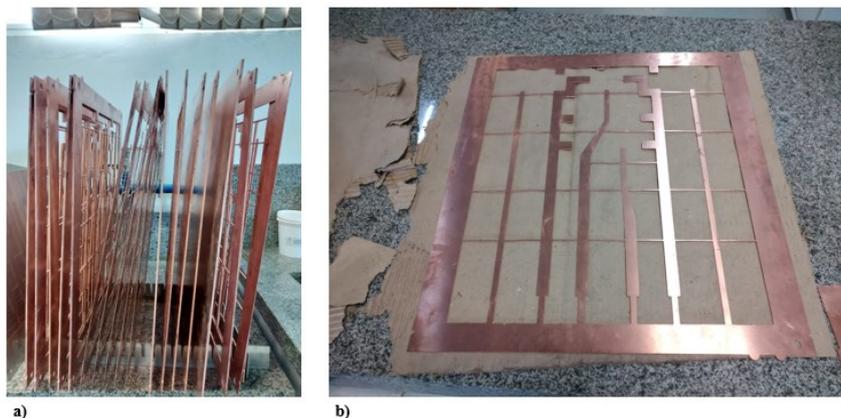


Figura 27: a) Chapas cortadas na geometria de projeto. b) Detalhe de uma das chapas.

- Corte no jato de água das 8 camadas de tela metálica (Figura 28).

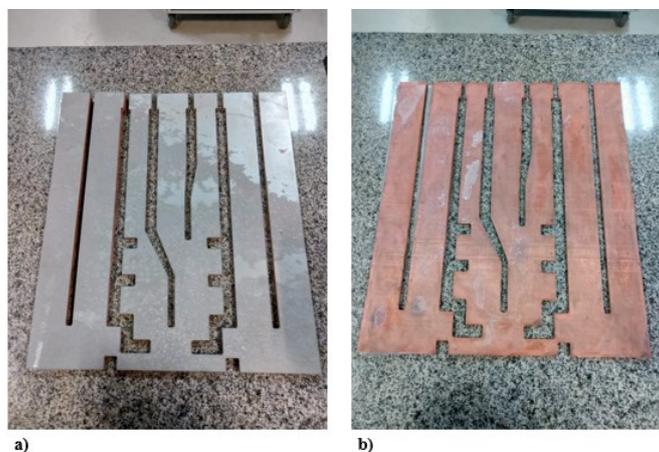


Figura 28: a) Chapa cortada junto das malhas para facilitar o corte. b) Malhas cortadas na geometria de projeto.

- Lixamento manual, com uma lixa de granulometria 120, das chapas cortadas para retirada de rebarbas e irregularidades, e limpeza com água e sabão (Figura 29).

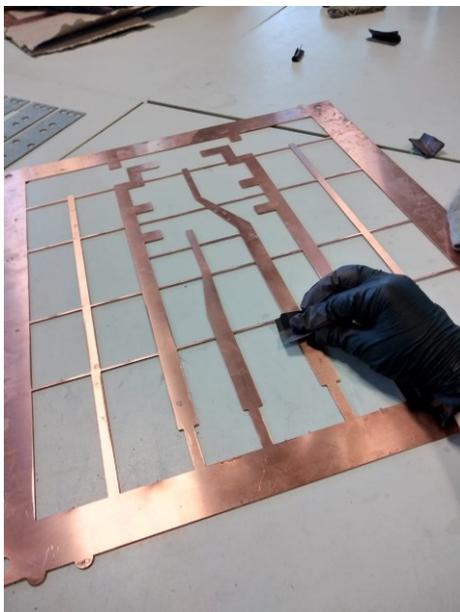


Figura 29: Lixamento das chapas cortadas.

- Corte do gabarito de fixação da malha metálica à chapa de fechamento do evaporador através da máquina de solda-ponto (Figura 30).

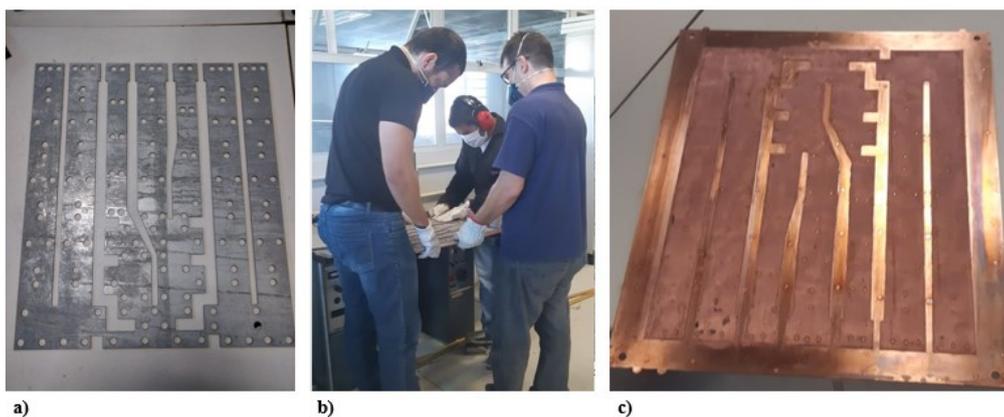


Figura 30: a) Gabarito de solda para fixação da malha. b) Realização da solda-ponto para fixação da malha. c) Chapa de fechamento do evaporador com as camadas de malha fixadas.

- União por difusão das chapas metálicas do evaporador (Figura 31).

Para a fabricação do evaporador de placas desenvolvido neste projeto, foi utilizado o método de união por difusão, que mostra ser uma boa alternativa para fabricações

que exigem controle rigoroso de dimensões e qualidade de união dos materiais. Esta técnica permite que sejam unidas áreas maiores e confere ao conjunto resultante grande resistência mecânica, permitindo operar com altas pressões de trabalho (Li, et al., 2011).

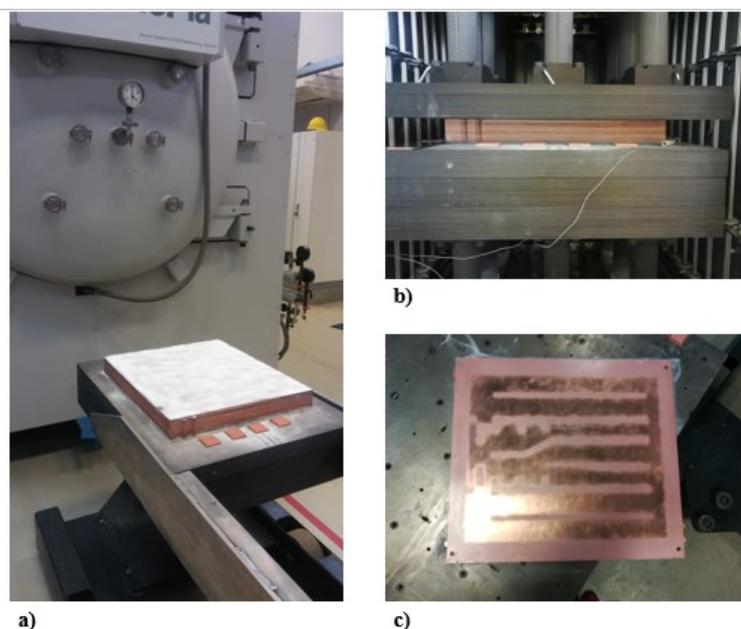


Figura 31: a) Chapas empilhas e prontas para entrar no forno de difusão. b) Evaporador montado na matriz do forno de difusão. c) Evaporador unido.

A soldagem em estado sólido exige altos níveis de temperatura e pressão aplicadas nas superfícies a serem unidas, de forma a promover a difusão atômica (Mantelli, 2002). Os parâmetros mais importantes são: pressão, temperatura e tempo. Além disso, é necessário um criterioso processo de preparação das peças a serem unidas, incluindo limpeza e lixamento, para que haja o contato necessário para dar início à difusão atômica.

Os estágios que ocorrem durante a união por difusão podem ser vistos na Figura 32. Inicialmente, mostrado na Figura 32a, as duas superfícies, mesmo que bem preparadas, possuem um contato irregular advindo da rugosidade do material. Em seguida, ocorre deformação plástica nos pontos de contato e a formação de um contorno interfacial, mostrado na Figura 32b. Há então a migração dos contornos de grão e o preenchimento dos vazios, mostrado na Figura 32c. Por fim, há a difusão em todo o volume e a eliminação dos vazios, como esquematizado na Figura 32d.

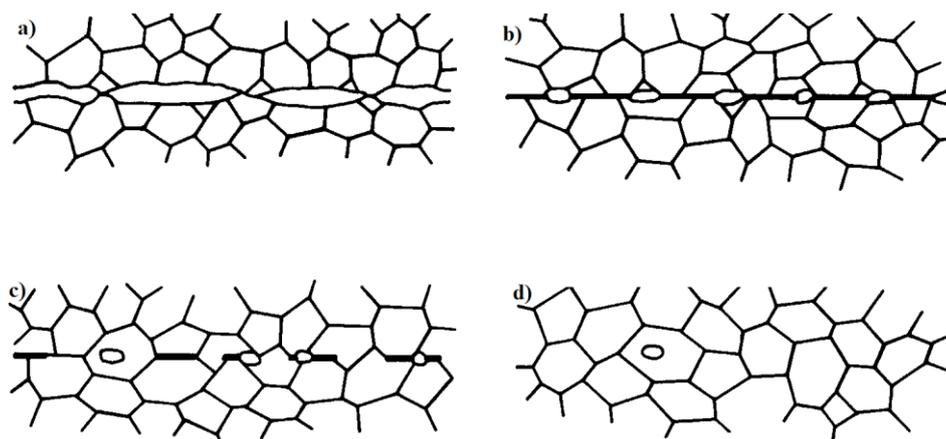


Figura 32: Esquema dos estágios da união por difusão.

- Realização dos furos para encaixe dos aquecedores, das linhas de líquido e vapor e acabamento superficial na fresa (Figura 33).

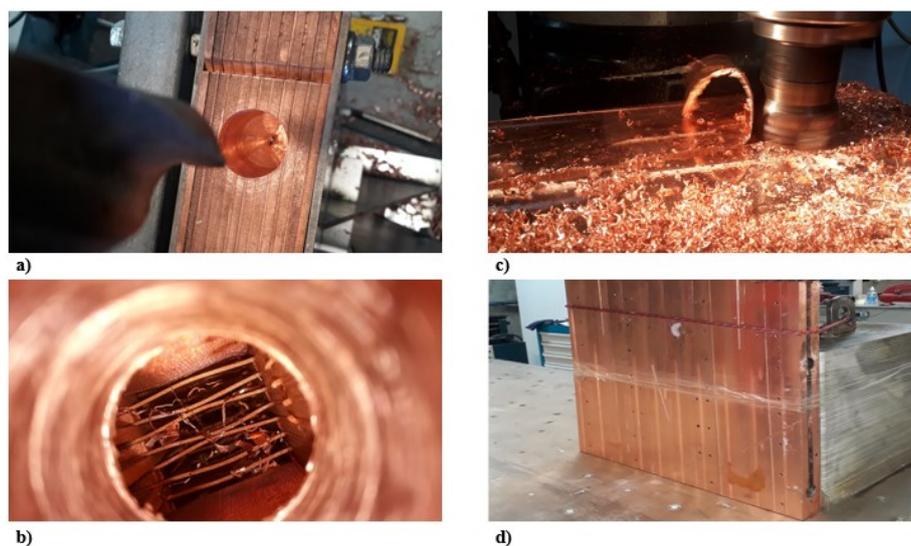


Figura 33: a) Perfuração do evaporador. b) Detalhe do furo para encaixe da linha de vapor. c) Acabamento superficial na fresa. d) Evaporador pronto.

A montagem do condensador também foi feita na oficina do LABTUCAL, onde a união dos tubos aletados e dos cotovelos foram feitas por brasagem. A Figura 32 mostra uma fotografia de uma etapa intermediária de montagem, e a Figura 33 mostra o condensador pronto.



Figura 34: Montagem do condensador.



Figura 35: Dutos distribuidores e coletores brasados aos tubos aletados.

E por fim, as duas partes do condensador foram unidas ao evaporador por meio das linhas de líquido e vapor, através de brasagem. Posteriormente, o conjunto foi testado quanto a vazamentos (Figura 36 e Figura 37).



Figura 36: União por brasagem das duas partes do condensador.



Figura 37: Protótipo pronto após montagem final.

4.1 BANCADA EXPERIMENTAL

Para a realização dos testes necessários à caracterização do protótipo, foi necessário adaptar um túnel de vento existente no LABTUCAL, de forma que a geometria da seção de testes fosse adequada e ainda assim mantivesse as características desejadas para o escoamento do fluxo de ar. As adaptações, estudos e instrumentações feitos serão apresentados nesta seção.

4.1.1 Túnel de vento

O presente projeto utilizou-se de túnel de vento subsônico, baixa velocidade, de circuito aberto do tipo *blower*, já existente, para a realização dos testes da capacidade dissipativa do condensador do protótipo. Foi necessária a fabricação de uma adaptação, neste caso um bocal, e de uma seção de testes compatível com o protótipo a ser testado. Sendo assim, nesta seção, será feita uma breve revisão sobre túneis de vento subsônicos e em especial sobre dimensionamento de bocais.

Túnel de vento é uma instalação utilizada para reproduzir um fluxo de ar com condições especificadas de temperatura, velocidade, umidade, dentre outros parâmetros, a fim de se estudar os efeitos do escoamento deste fluxo sobre corpos localizadas em uma determinada seção, denominada de seção de testes. Para testes de capacidade de dissipação de dispositivos térmicos, tem-se interesse nos resultados dos efeitos

termodinâmicos do fluxo sobre o dispositivo e, para tanto, é necessário que haja um gradiente de temperatura entre o corpo e o fluxo de ar.

Um túnel de vento de baixa velocidade é dito subsônico quando o número de Mach é inferior a 0,4, indicando que os efeitos da compressibilidade podem ser considerados desprezíveis (Benson, 2015). O número adimensional de Mach (Ma) estabelece a proporção entre a velocidade específica de um objeto (V) e a velocidade do som no meio em que o objeto se movimenta (V_s), ou seja:

$$Ma = \frac{V}{V_s} \quad 4.1$$

Segundo Benson (2015), a denominação de circuito aberto, advinda da classificação quanto a geometria do túnel, indica que as duas extremidades do túnel são abertas e que este extrai o ar do ambiente para a seção de testes, como pode ser visto na Figura 38. As vantagens do túnel de circuito aberto residem em seu menor tamanho e na sua facilidade de construção quando comparado a um túnel fechado com as mesmas condições, dimensões e velocidade na seção de teste (Barlow, *et al.*, 1999 apud Pabón, 2014).

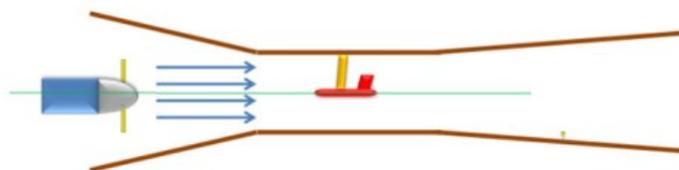


Figura 38: Adaptado de Pabón 2014.

Segundo Bradshaw e Mehta (2003), os túneis de circuito aberto podem ainda ser caracterizados pela posição do ventilador em relação à seção de teste. No caso em questão, o túnel é do tipo *blower*, estando o ventilador à montante da seção de testes, o que proporciona um fluxo mais uniforme sobre o corpo de prova.

O túnel de vento de Pabón (2014) é composto pelos seguintes elementos, (Figura 39):

1. Difusor de pequena angulação para encaixe do ventilador ao túnel.
2. Seção de aquecimento do ar, com resistências de aquecimento cilíndricas dispostas em uma matriz alternada.

3. Duto dissipador.
4. Difusor de grande angulação para adaptação à seção de teste.
5. 1º Câmara de retificação de fluxo.
6. 2º Câmara de retificação de fluxo.
7. Seção de testes original (seção removida durante a adaptação).
8. Extensão final (seção removida durante a adaptação).
9. Bocal de sucção.
10. Ventilador.

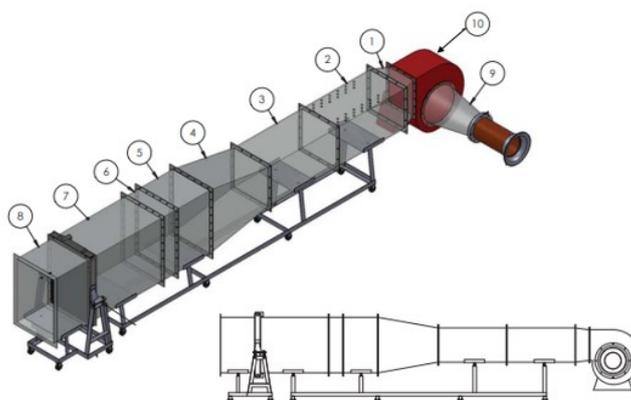


Figura 39: Montagem do túnel de vento. Fonte: Adaptado (Pabón, 2014).

A Figura 40 mostra uma fotografia do túnel de vento projetado e utilizado por Pabón (2014). As setas em vermelho indicam as seções que foram retiradas na adaptação para a bancada experimental do presente trabalho.

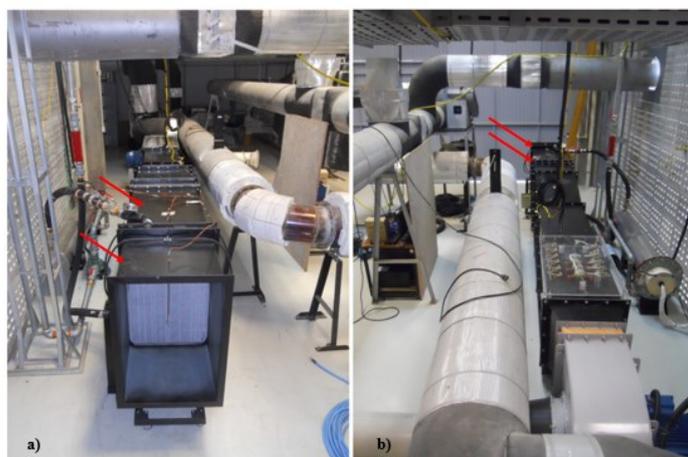


Figura 40: a) fotografia frontal do túnel de vento original. b) fotografia superior do túnel de vento original. Fonte: (Pabón, 2014).

4.1.2 Adaptações e estudos do túnel de vento

Como o túnel de vento já existente foi projetado para um radiador de caminhão com dimensões superiores às do condensador do termossifão, objeto de estudo deste trabalho, foi necessário projetar e fabricar uma contração (bocal) a fim de se adequar a área de escoamento às dimensões da nova seção de testes. Além disso, foi preciso garantir que o ventilador utilizado na bancada seria capaz de vencer as perdas de carga associadas ao túnel de vento, às novas adaptações e à seção de testes contendo o condensador.

Os estudos e adaptações feitos estão resumidos nos tópicos a seguir:

- Dimensionamento e fabricação da seção de testes.
- Dimensionamento e fabricação de um bocal para reduzir a área de escoamento do fluxo de ar.
- Projeto e fabricação de suporte para fixação do protótipo.
- Estudo da perda de carga associada ao escoamento do ar ao longo do túnel e do bocal projetado.
- Estudo da curva do ventilador existente para garantir que o mesmo venceria a perda de carga estimada e garantiria a vazão desejada na seção de testes.

A seção de testes deve ser totalmente personalizada de acordo com os requisitos exigidos pelo experimento e do corpo de teste. Na avaliação de modelos 3D, como é o caso do protótipo deste estudo, a seção de testes deve possuir dimensões adequadas ao protótipo, de modo a não interferir no escoamento sobre o corpo. Mehta (1977) recomenda ainda a instalação da seção de ensaio a uma distância de 0,5 diâmetros após a contração, para reduzir as não uniformidades do fluxo que sai da contração. Porém, em uma seção de teste com comprimento muito maior que o requerido, pode haver o crescimento excessivo da camada limite, o qual produz uma queda de pressão na direção axial, que pode influenciar os testes do modelo (Apud Pabón, 2014).

A seção de testes foi projetada para adequar o condensador do termossifão em estudo no seu interior (Figura 41). A principal preocupação desse projeto foi em estabelecer uma distância adequada entre o condensador e as paredes da seção de testes: se essa distância é muito grande, cria-se um caminho preferencial de escoamento e, se muito pequena, a condição de não escorregamento do fluido na parede reduz a velocidade do ar na lateral dos dutos aletados mais próximos da parede.

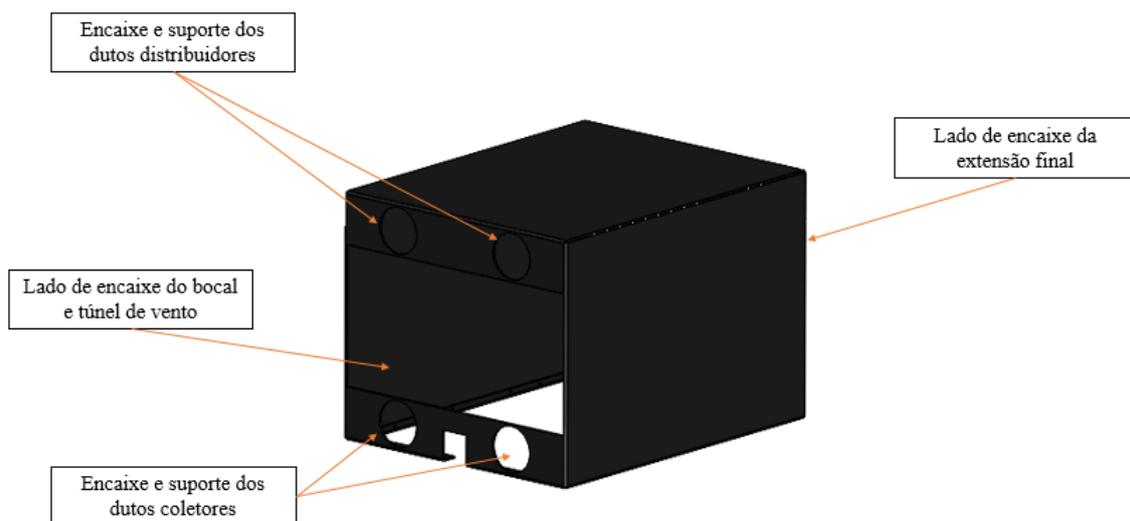


Figura 41: Desenho 3D da seção de testes.

Além disso, para garantir que o fluxo de ar trocava calor apenas com os dutos aletados, e não com os dutos distribuidores e coletores, foi dimensionado um isolamento térmico no formato de pente, que isolava os tubos aletados dos dutos inferiores e superiores.

A fabricação da seção de testes consistiu no corte por jato d'água de 5 chapas de aço 1020 de 2 mm de espessura e a montagem através de parafusos M5 presos à carenagem interna para suporte do condensador (Figura 42).

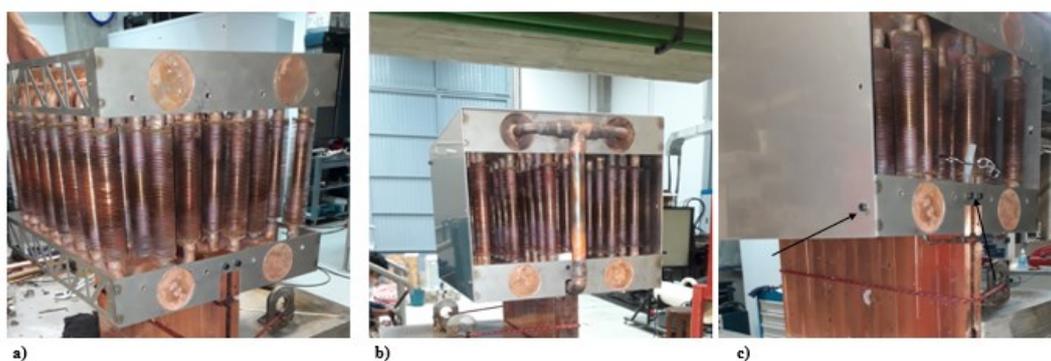


Figura 42: Montagem da seção de testes. a) carenagem de suporte. b) montagem completa. c) fixação por parafusos.

Após a instalação da seção de testes, do bocal e do termossifão ao túnel de vento, foi feito um ensaio com o anemômetro de fio quente, tomando valores em 15 pontos distribuídos ao longo da seção transversal por onde o ar escoava no túnel de vento,

conforme mostra a Figura 43. Esta técnica permite averiguar a distribuição de velocidade ao longo da área de escoamento para as duas principais vazões, como forma de garantir o bom projeto da seção de testes.

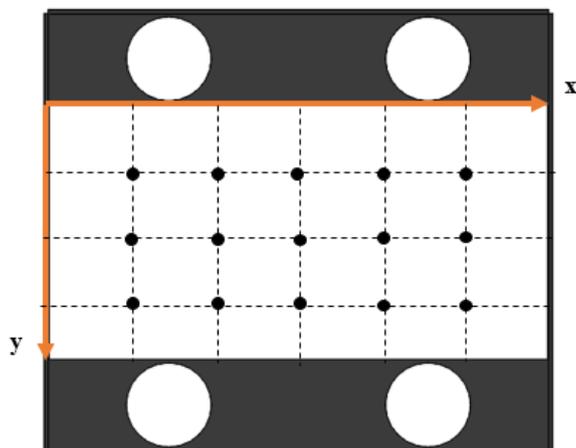


Figura 43: Pontos de medição de velocidade com anemômetro de fio quente.

Os resultados obtidos estão apresentados na Figura 44 e na Figura 45 e demonstram a boa distribuição do fluxo de ar através da seção de testes.

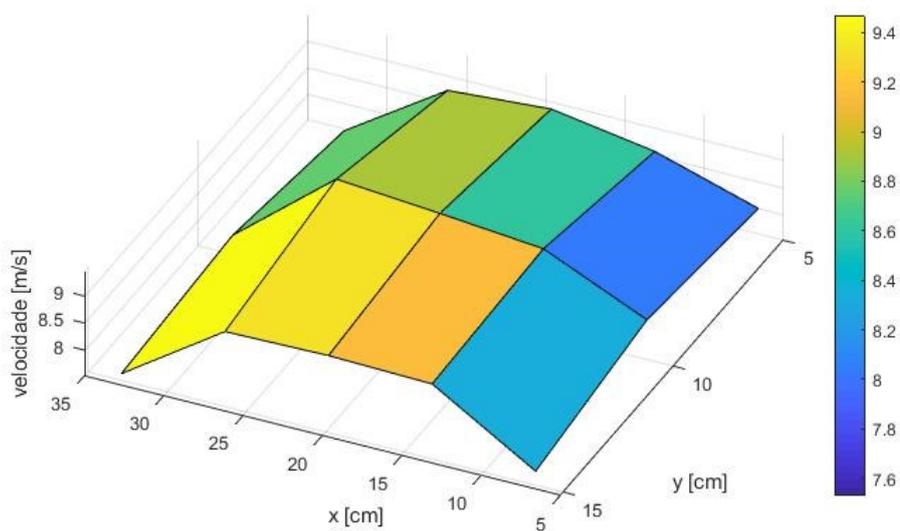


Figura 44: Distribuição de velocidade em 15 pontos a jusante da seção de testes (Vazão = 41,25 m³/min e T_{amb} = 25°C)

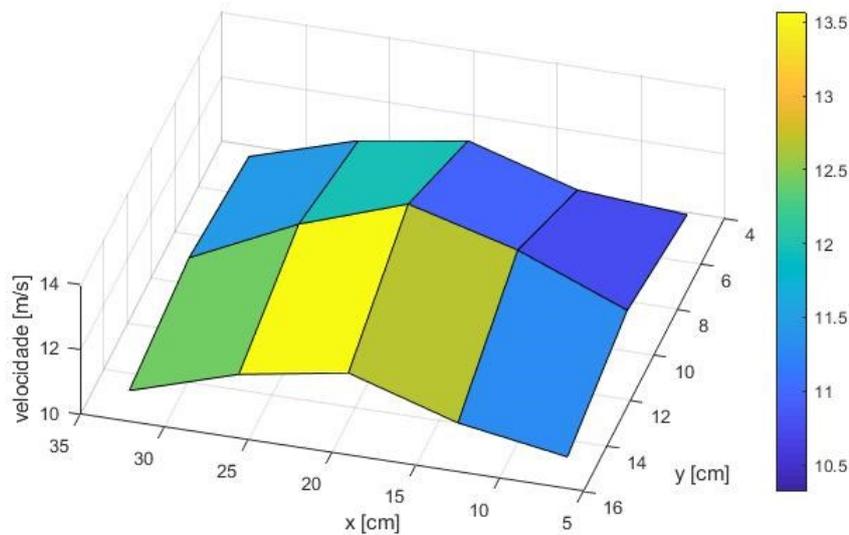


Figura 45: Distribuição de velocidade em 15 pontos a jusante da seção de testes (Vazão = 55 m³/min e Tamb = 25°C)

Para o encaixe da nova seção de testes ao túnel de vento já existente, foi necessário projetar e construir um bocal de contração do fluxo de ar. A contração tem uma grande importância na determinação da qualidade do fluxo na seção de teste. A contração acelera e alinha o fluxo na seção de testes. Seu comprimento deve ser suficientemente pequeno para minimizar o crescimento da camada limite (e o seu custo), porém comprido o suficiente para evitar grandes gradientes de pressão causados pela curvatura das paredes, o que pode levar à separação do fluxo (Almeida, et al., 2018).

Bell e Metha (1988) desenvolveram um modelo polinomial de 5^a ordem, como mostra a Figura 46, validado pela comparação com dados experimentais. Para este modelo, há separação do fluxo para valores de x abaixo de 0,667 e superior a 1,79, sendo o valor otimizado igual a 0,89. O polinômio de ajuste adotado é:

$$Y(x) = H_i - (H_i - H_e)[6x^5 - 15x^4 + 10x^3] \quad 4.2$$

onde:

$$x = \frac{L}{H_i} \quad 4.3$$

e: H_i = metade da altura de entrada do bocal [m];

H_e = metade da altura de saída do bocal [m];

L = comprimento do bocal [m];

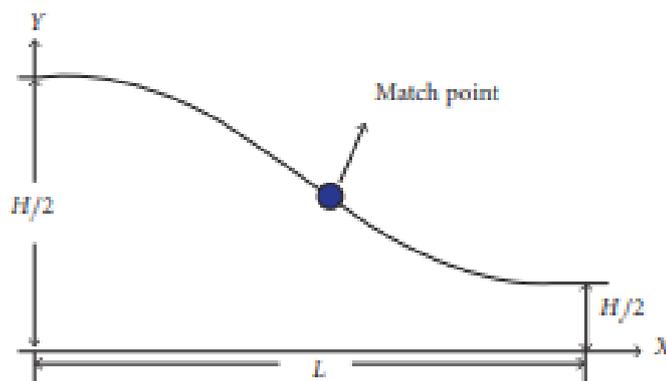


Figura 46: modelo polinomial de 5º ordem.

Conhecida a altura da entrada da seção de testes, pode-se determinar a altura de saída do bocal, sendo então possível dimensionar o bocal, cujo desenho 3D pode ser visto na Figura 47.

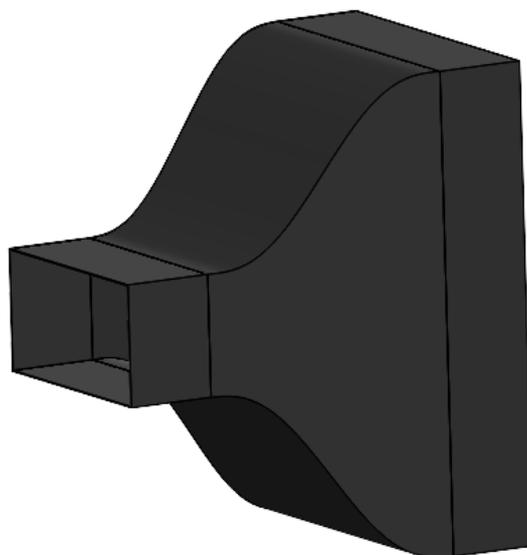


Figura 47: Desenho 3D do bocal.

A fabricação do bocal foi realizada na oficina do LABTUCAL. A primeira etapa do processo de fabricação consistiu no corte de chapas de aço 1020 de 2 mm de espessura na geometria obtida da modelagem matemática. Para o corte das chapas de aço carbono, foi usada a máquina do corte a jato de água. Em seguida, as chapas planas foram calandradas e unidas mediante soldagem de arco elétrico com eletrodo revestido (Figura 48).

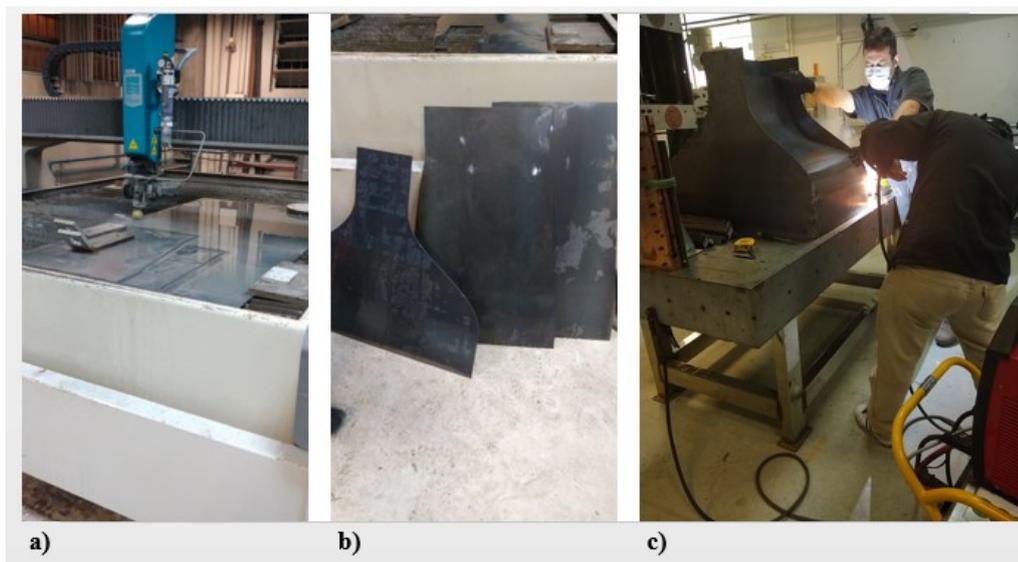


Figura 48: Fabricação do bocal. a) Corte das chapas na máquina de jato de água. b) chapas cortadas. c) placas calandradas sendo soldadas.

O bocal pronto e pré-fixado ao túnel de vento pode ser visto na Figura 49.



Figura 49: Bocal pronto e pré-fixado ao túnel de vento.

Para fixação do termossifão ao túnel de vento foi projetado e fabricado um carrinho de forma a garantir que o condensador ficasse na altura desejada, ou seja, que a seção de testes se encaixasse perfeitamente ao bocal (Figura 50).



Figura 50: Desenho 3D do carrinho de suporte do termossifão.

O carrinho de suporte foi feito de cantoneiras de aço 3/16" x 1 1/2" cortadas no tamanho adequado ao projeto e unidas por solda, além de 4 rodízios para facilitar a movimentação do protótipo (Figura 51).



Figura 51: Carrinho de suporte fabricado em cantoneiras de aço.

Para o estudo da perda de carga ao longo de todo o túnel vento, calculou-se a perda de carga para cada um dos elementos que o compõe, incluindo o bocal e a seção de testes contendo o condensador, para, em sequência, poder certificar-se que o ventilador disponível era adequado ao experimento.

Para os dutos retos, utilizou-se a seguinte relação para calcular a queda de pressão (Incropera, et al., 2007):

$$\Delta p = f \frac{L_{eq}}{D_h} \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \quad 5.4$$

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad 5.5$$

onde: Δp = queda de pressão [Pa];

f = coeficiente de atrito;

L_{eq} = comprimento equivalente [m];

D_h = diâmetro hidráulico [m];

\bar{V} = velocidade média [m/s];

ρ = densidade do fluido [kg/m³];

A = área de escoamento [m²];

P = perímetro [m];

Para o cálculo da queda de pressão nos acessórios empregou-se a expressão (Incropera, et al., 2007):

$$\Delta p = k \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \quad 5.6$$

onde: k = fração de perda de energia cinética (valores tabelados) [J];

Para o banco de resistências e para seção de testes, utilizou-se as seguintes relações para escoamento forçado sobre uma matriz tubular de arranjo alternado (Incropera, et al., 2007):

$$\Delta p = N_L x \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad 5.7$$

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad 5.8$$

onde: N_L = número de linhas da matriz tubular;

V = velocidade de entrada do fluido na matriz [m/s];

V_{max} = velocidade máxima alcançada no escoamento [m/s];

X = fator de correção de acordo com o arranjo da matriz (tabelado)

S_D = distância diagonal entre o centro de dois dutos de linhas consecuintes [m];

S_T = distância transversal entre o centro de dois dutos de linhas consecuintes [m];

D = diâmetro do tubo que compõe a matriz [m].

Para a máxima vazão utilizada nos testes (55 m³/min) a perda de carga total estimada foi 50 mmca. Para esta vazão, através do catálogo do ventilador (RLS 450), o ventilador suporta uma perda de carga de 60 mmca, comprovando assim, que o ventilador é adequado a este projeto.

4.1.3 Instrumentação do protótipo e da bancada experimental

Para a obtenção dos dados experimentais, o protótipo e a bancada foram devidamente instrumentados, cujo processo pode ser resumido como:

- Fabricação e montagem dos blocos aquecedores.
- Ligação elétrica da resistências tubulares dos blocos aquecedores.
- Ligação dos varivolts à caixa de controle de resistências.
- Aplicação da pasta térmica na face de contato dos blocos aquecedores e fixação dos blocos ao termossifão.
- Fixação dos termopares por todo o termossifão.
- Fixação dos transdutores de pressão do ar no bocal de entrada e na entrada e saída da seção de testes.
- Fixação do isolamento térmico do termossifão e dos termopares.
- Montagem do sistema de aquisição.

Para simular os componentes eletrônicos e as cargas dissipadas por eles, foram projetados e fabricados blocos de alumínio de espessura suficiente para que neles fossem

inseridas resistências cilíndricas responsáveis por simular a dissipação de calor a ser absorvida pelo protótipo (Figura 52).

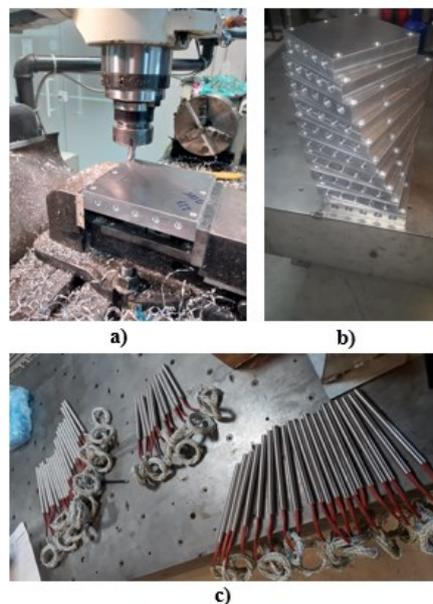


Figura 52: Fabricação dos blocos aquecedores do evaporador. a) blocos de alumínio na fresa. b) blocos com os furos para encaixe das resistências e fixação por parafusos. c) resistência de cartuchos.

A quantidade de resistências inseridas em cada bloco e suas respectivas especificações estão explicitadas na Tabela 1.

Tabela 1: Especificação das resistências utilizadas.

Blocos	Potência máxima / resistência	Nº de resistências / bloco	Capacidade/ bloco
S1, S4	600 W	5	3000W
S5	400 W	5	2000W
S2, S3	200 W	5	1000W

Resistências cilíndricas: diâmetro de ½" x 185 mm e 135 mm (blocos DG), 220 V, 60 Hz, monofásica

As resistências elétricas foram ligadas a quatro variavolts que permitem o controle das potências entregues a cada conjunto, simulando assim variados patamares de potências (Tabela 2).

Tabela 2: Conjunto de blocos por variavolt.

Variavolt	Blocos controlados	Potência máxima
------------------	---------------------------	------------------------

1	S1a, S2a, S4a	9 kW
2	S5a, S5b	4 kW
3	S2a, S2b, S3a, S3b	4 kW
4	S4b	3 kW

Os varivolts utilizados na bancada experimental estão expostos na Figura 53.

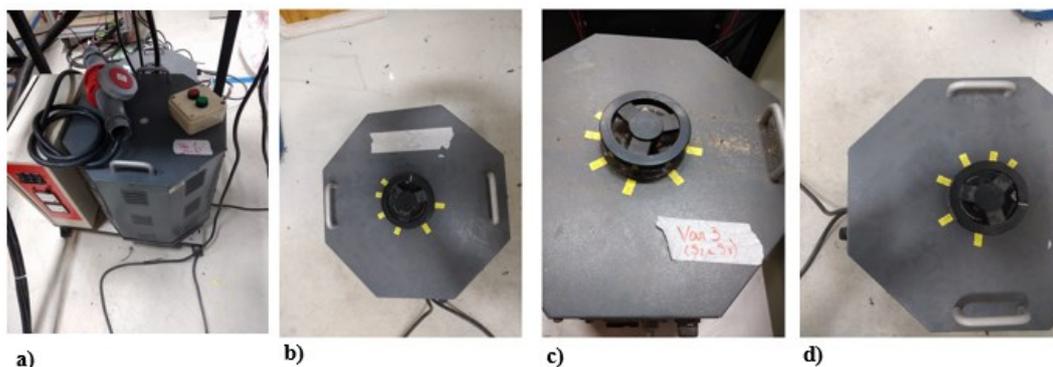


Figura 53: a) varivolt 1. b) varivolt 2. c) varivolt 3 d) varivolt 4.

Cada bloco, com seu respectivo conjunto de resistências, pôde ser acionado independentemente uns dos outros através de um conjunto de disjuntores, conforme a Figura 54. A identificação dos blocos foi feita pelo número que informa sua posição e uma indicação que indica a face do evaporador em que o bloco se encontra.



Figura 54: Quadro de disjuntores para as resistências elétricas nos blocos aquecedores.

Para a aferição da potência fornecida para cada conjunto de resistências, utilizou-se um wattímetro. Com essa leitura, os varivolts foram sistematicamente ajustados, de

modo a garantir que a potência fornecida no teste fosse compatível com a potência previamente calculada para o patamar em questão. Na Figura 55 são apresentadas as linhas de alimentação de tensão para as resistências elétricas e a medição com o wattímetro.

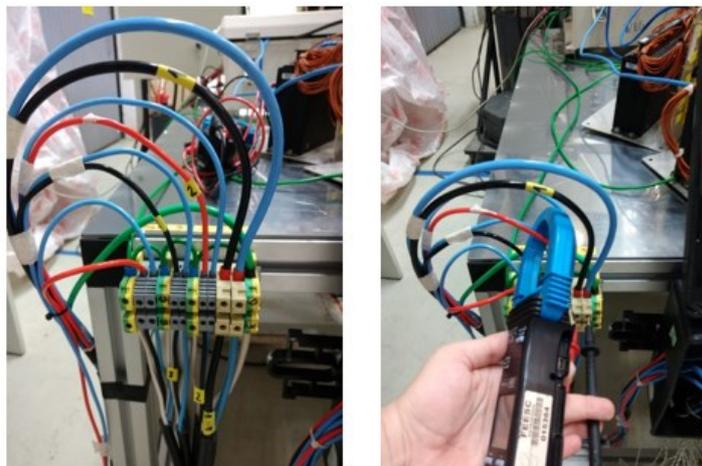


Figura 55: Ponto de medição da potência cedida pelos blocos

Os blocos de alumínio foram fixados ao evaporador por meio de parafusos, cuja geometria e localização eram similares aos componentes eletrônicos originais. Pasta térmica foi colocada na interface entre os blocos de alumínio e a face do evaporador, com o intuito de diminuir a resistência térmica de contato.

Na Figura 56, é apresentada em detalhes os dois blocos superiores parafusados ao evaporador e os inferiores com a pasta térmica nas suas faces em contato com o evaporador.



Figura 56: Blocos com pasta térmica.

Para a obtenção dos dados experimentais, foi necessário definir previamente a posição e a quantidade de termopares que seriam fixados por todo o protótipo, assim como

o tipo e a bitola do fio utilizados na confecção dos mesmos. Ao todo 77 termopares foram utilizados, sendo desses 28 do tipo T e 49 do tipo K.

Para o evaporador, utilizou-se termopares de bitola fina do tipo T, cuja posições estão indicadas na Figura 57.

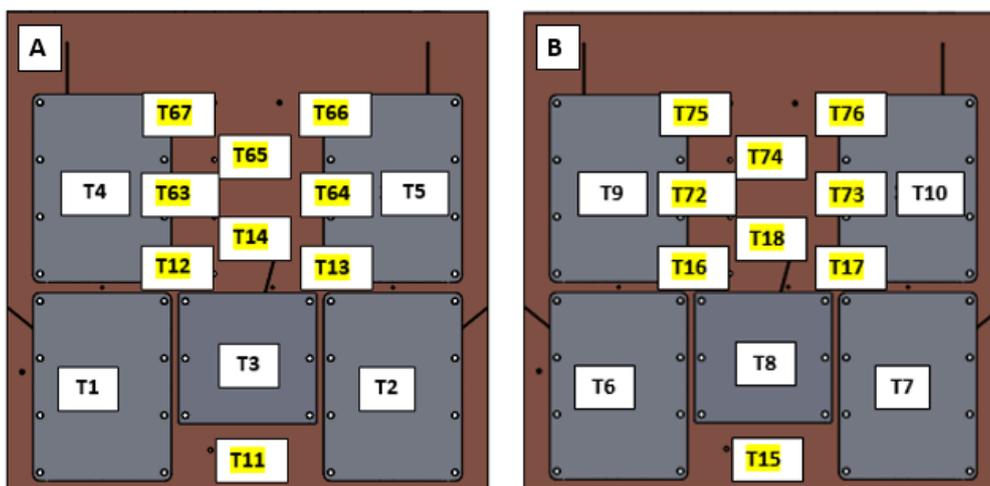


Figura 57: Localização dos termopares fixados nas superfícies do evaporador.

Para garantir a fixação dos termopares à face externa do evaporador, foram utilizados os furos já existentes juntamente com pequenas placas de aço e teflon, como pode ser visto na Figura 58.



Figura 58: Fixação dos termopares na face do evaporador.

Para o condensador e para o ar utilizou-se termopares de bitola mais grossa e do tipo K. A localização está indicada na Figura 62e fotografias da fixação dos termopares na Figura 60.

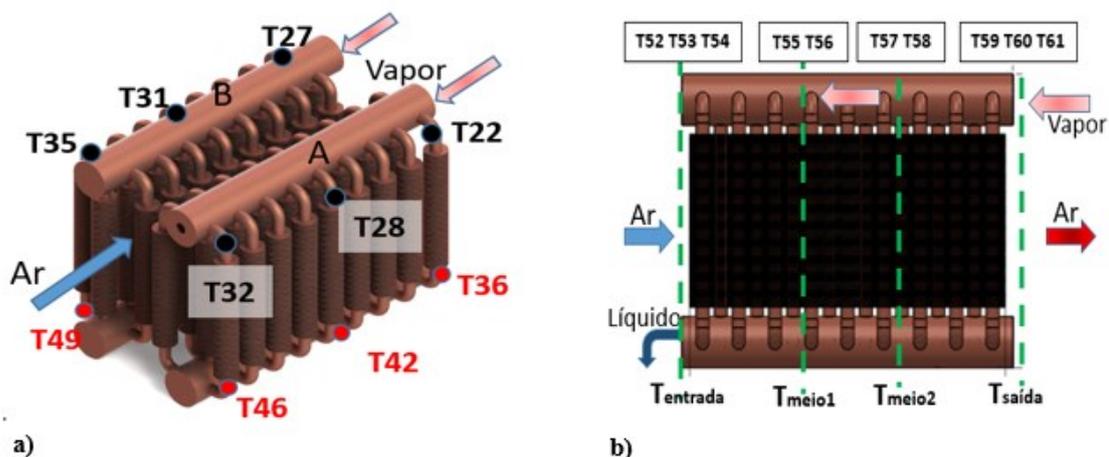


Figura 59: a) Localização dos termopares fixados no condensador. b) Localização dos termopares para o ar.

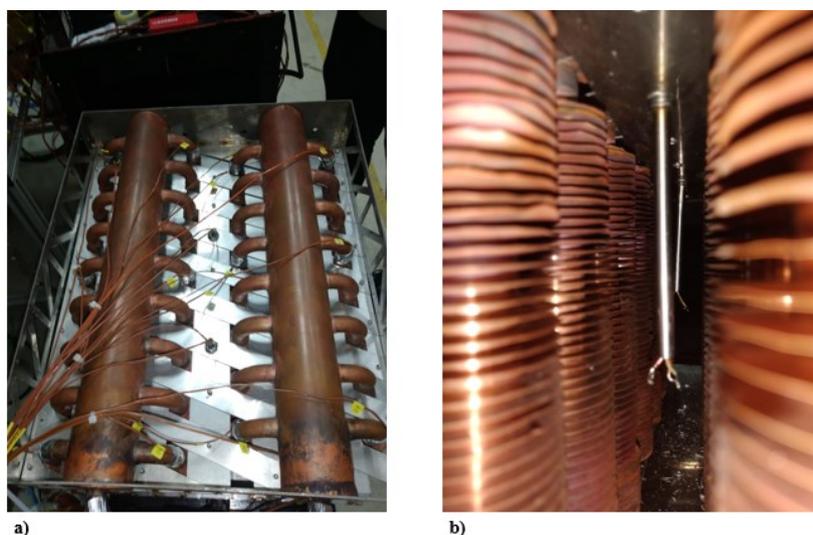


Figura 60: a) Termopares fixados no condensador. b) termopares para o ar.

Para a medição da vazão mássica do ar no túnel de vento foi usado um bocal, no qual mediu-se a diferença de pressão do fluido ao passar pelo mesmo, em relação a pressão atmosférica, na temperatura ambiente. Um transdutor diferencial de pressão, com tomadas instaladas na entrada do bocal e no duto a jusante, foi empregado para medir essa queda de pressão (Figura 61). Então, a vazão mássica pôde ser calculada de forma indireta, empregando-se as propriedades do ar e as características geométricas do bocal. A

vazão mássica desejada no teste é controlada pelo ajuste da rotação do ventilador até atingir um certo valor de diferença de pressão, estimado previamente, no transdutor instalado no bocal de sucção.



Figura 61: Tomadas de pressão no bocal de sucção.

Um segundo transdutor diferencial de pressão foi instalado para aferir a queda de pressão na passagem do ar pelo feixe de tubos aletados que compõem o condensador do termostato em circuito. Na Figura 62 é apresentada a localização dos pontos de medição de pressão numa fotografia dos mesmos.

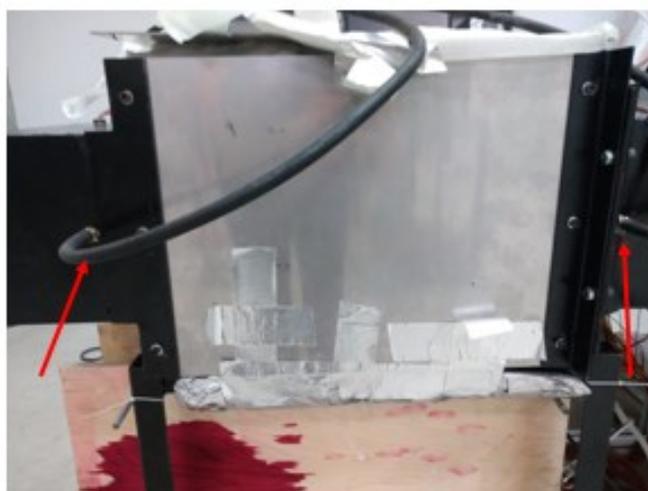


Figura 62: Tomadas de pressão instalado no condensador.

Na Figura 63, é possível ver os dois transdutores diferenciais utilizados para as medidas de pressão

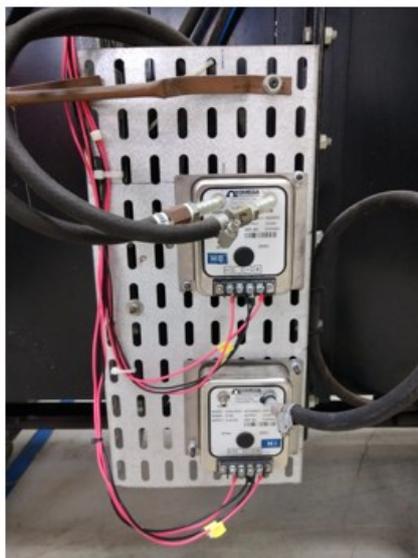


Figura 63: Transdutores de pressão diferencial: Detalhe da instalação na bancada dos transdutores de pressão no túnel de vento.

Para garantir que o calor dissipado pelos componentes eletrônicos seja transferido totalmente pelo termossifão, foi necessário isolar as faces externas dos blocos e as áreas não aquecidas do evaporador e acima e abaixo do condensador, afim de evitar a troca de calor por convecção natural. Além disso, para obter confiabilidade na leitura dos termopares fixados ao longo de todo o trocador, foi fixado um isolamento em cima da cada um dos termopares.



Figura 64: Isolamentos utilizados no termossifão

O sistema de aquisição utilizado para coletar as leituras dos termopares e transdutores instalados foi da fabricante *National Instruments*, composto por 5 módulos NI 9214 para acomodar os 76 termopares e 2 transdutores de pressão (ver Figura 65).

Uma interface de usuário empregando o software Labview foi projetada para a visualização dos dados em tempo real.

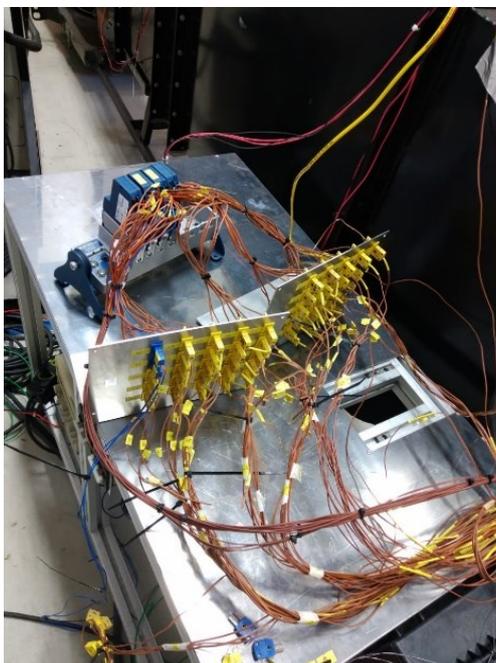


Figura 65: Sistema de aquisição de dados.

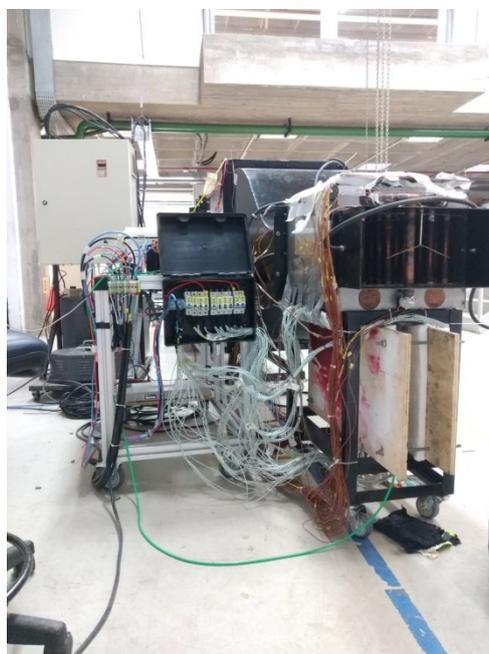


Figura 66: Visão geral do protótipo instrumentado e da caixa de disjuntores que controlam as resistências aquecedoras.

Na Figura 67, tem-se o túnel de vento já adaptado, com o protótipo fixado à seção de testes, instrumentado e devidamente isolado.



Figura 67: Bancada experimental montada e instrumentada.

5 METODOLOGIA DE TESTES

Nesta seção é detalhada a metodologia aplicada na realização dos testes. As variáveis experimentais de entrada e saída e o procedimento experimental utilizado serão apresentados e os testes realizados serão caracterizados.

Os testes foram divididos em três blocos de acordo com o objetivo de estudo. O primeiro (Bloco A) tem como objetivo definir a melhor razão de enchimento a ser utilizada nos demais testes, ou seja, a razão de enchimento que apresentar menor resistência térmica total experimental para médias e altas potências. Já o segundo bloco (Bloco B) foi modelado de acordo com o projeto fatorial a fim de estudar as influências dos parâmetros, controlados no túnel de vento, na distribuição de temperatura na superfície do evaporador. E por fim, o terceiro bloco (Bloco C) visa demonstrar a influência da posição do aquecedor no evaporador e da área aquecida na resistência do protótipo.

5.1 VARIÁVEIS EXPERIMENTAIS

A dinâmica do experimento envolve o controle das variáveis de entrada para que essas atendam aos requisitos pressupostos e a coleta das variáveis de saída que, após serem tratadas, indicarão os parâmetros de operação do protótipo em análise.

Conforme a Figura 68, as variáveis de entrada do experimento em questão são:

- **Fator de enchimento:** É a razão entre o volume de fluido inserido no termossifão e o volume total disponível no evaporador.
- **Temperatura de entrada do ar:** Temperatura do ar que escoar pelo condensador do termossifão, controlada por um banco de resistências presente no túnel de vento e medida por um conjunto de 3 termopares localizados na entrada da seção de testes.
- **Potência elétrica:** Envolve o controle da tensão aplicada ao conjunto de resistências que simulam os componentes eletrônicos, de forma a garantir com os blocos cedam ao evaporador o quantitativo estipulado em cada teste.
- **Vazão:** Envolve o controle da rotação do ventilador para garantia da vazão de ar desejada na seção do condensador.

Já as variáveis de saída dos experimentos são:

- **Queda de pressão:** medida no escoamento de ar pelo condensador através de um transdutor diferencial de pressão.
- **Temperatura de saída do ar:** medida por um conjunto de 3 termopares localizadas na saída da seção de testes.
- **Temperaturas do condensador e evaporador:** medida pelos mais de 60 termopares espalhados pelo protótipo nas posições já mostradas.

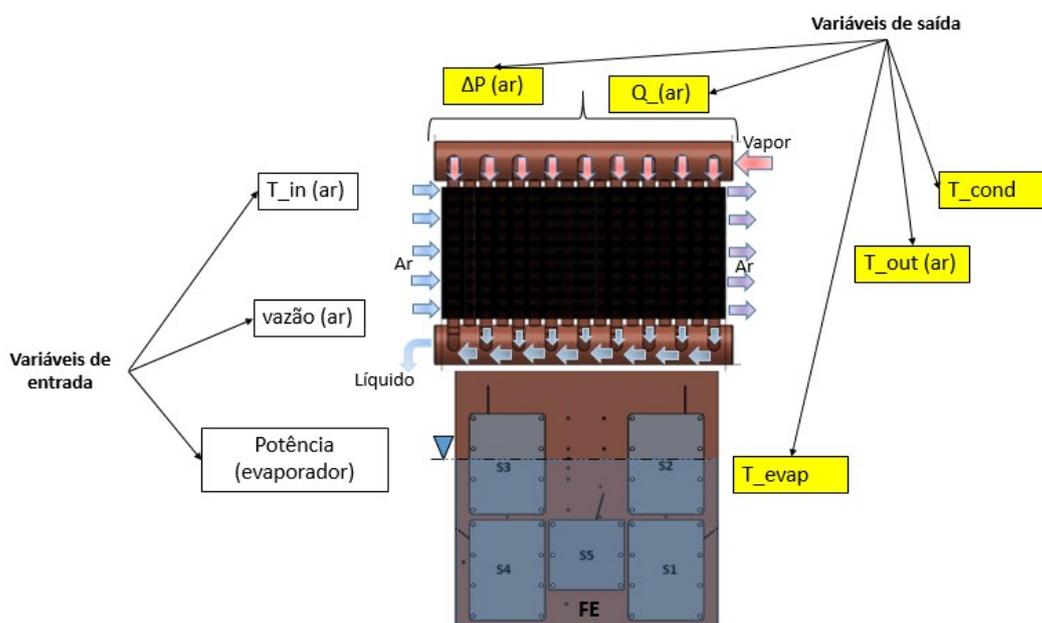


Figura 68: Variáveis experimentais.

5.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para garantia das condições experimentais desejadas nos diversos testes realizados, o seguinte procedimento foi adotado:

1. Garantir que o protótipo de termossifão bifásico encontra-se em vácuo antes do enchimento.
2. Definir fator de enchimento e realizar carregamento do fluido de trabalho do termossifão (água).
3. Fixar o termossifão carregado ao túnel de vento.
4. Fixar isolamentos ou não, de acordo com as características do teste.
5. Definir parâmetros de teste: vazão, temperatura do ar e potência.
6. Elaborar ficha de teste utilizada como guia para regular as potências.

7. Verificar que os disjuntores que controlam os blocos aquecedores estão desligados, de forma a garantir que o aquecimento só ocorrerá com todas as condições de teste setadas.
8. Ligar o ventilador.
9. Ligar o sistema de aquisição de dados.
10. Coletar os dados de temperatura referentes às condições ambiente.
11. Inserir os dados coletados em código escrito em *Matlab*® para controle de vazão.
12. Fazer a leitura do transdutor diferencial de pressão 1, instalado no bocal de sucção do túnel de vento, de acordo com a vazão desejada.
13. Ajustar a temperatura do ar no controle do banco de resistências do túnel de vento.
14. Conferir que as leituras para a temperatura do ar de entrada na seção de testes concordam com a temperatura ajustada.
15. Parar o armazenamento de dados do sistema de aquisição, descartando os dados obtidos até então.
16. Ligar e ajustar a tensão desejada em cada um dos 4 variáveis.
17. Ligar os disjuntores que comandam os blocos de aquecimento.
18. Iniciar o sistema de aquisição de dados.
19. Medir a cada 10 minutos a potência cedida a cada conjunto de blocos, por meio de um wattímetro.
20. Gravar os dados ao final do teste.

Este procedimento pode ser visualizado no fluxograma da Figura 69.

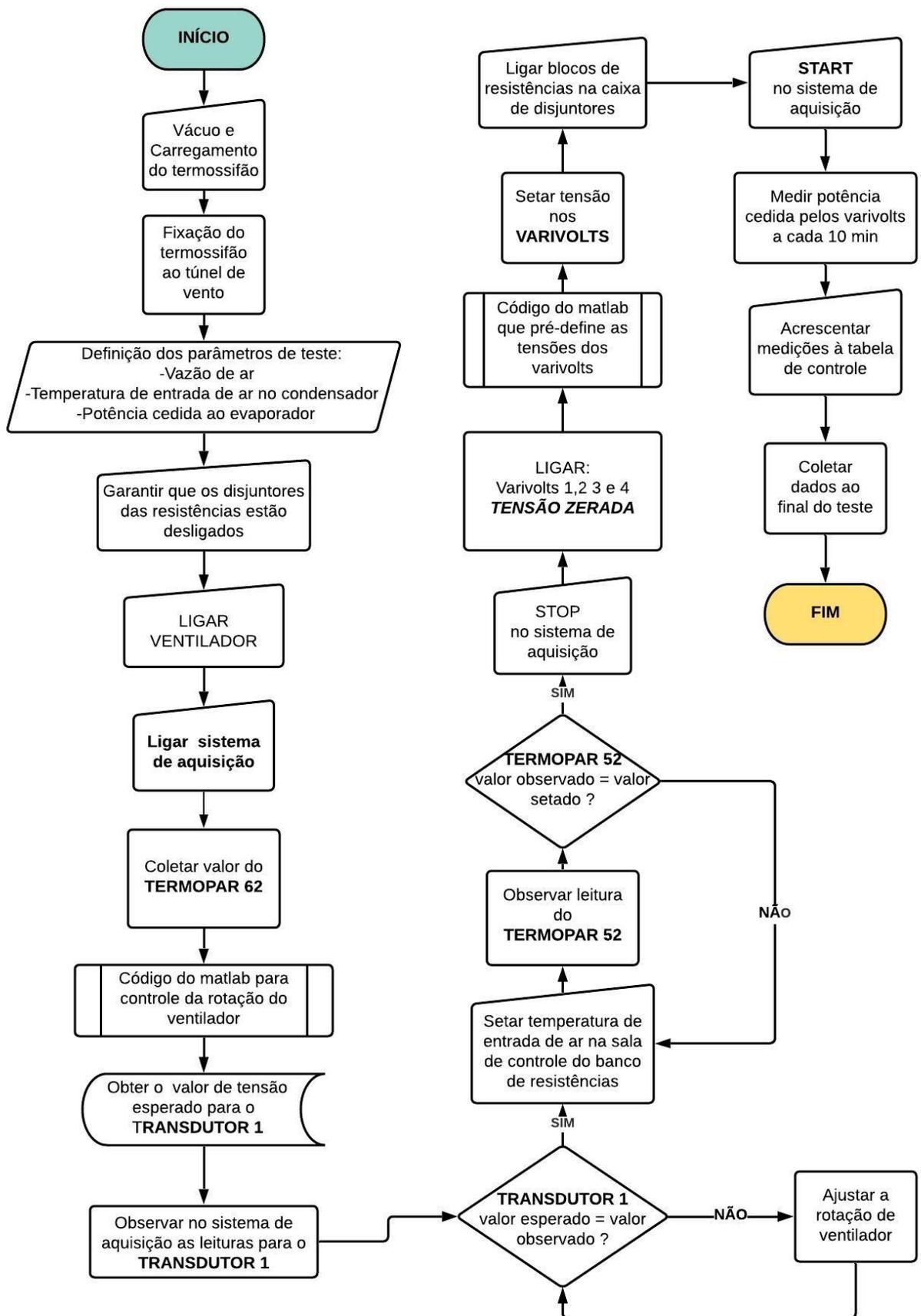


Figura 69: Fluxograma da rotina de testes.

5.2.1 Bloco de testes A

Os testes realizados neste bloco visaram definir o fator de enchimento ótimo que será mantido para os demais testes. Para tanto, avaliou-se a resistência térmica total do termossifão para cada um dos 3 (três) fatores de enchimento testados (Figura 70). O fluido de trabalho utilizado foi água destilada e desmineralizada.

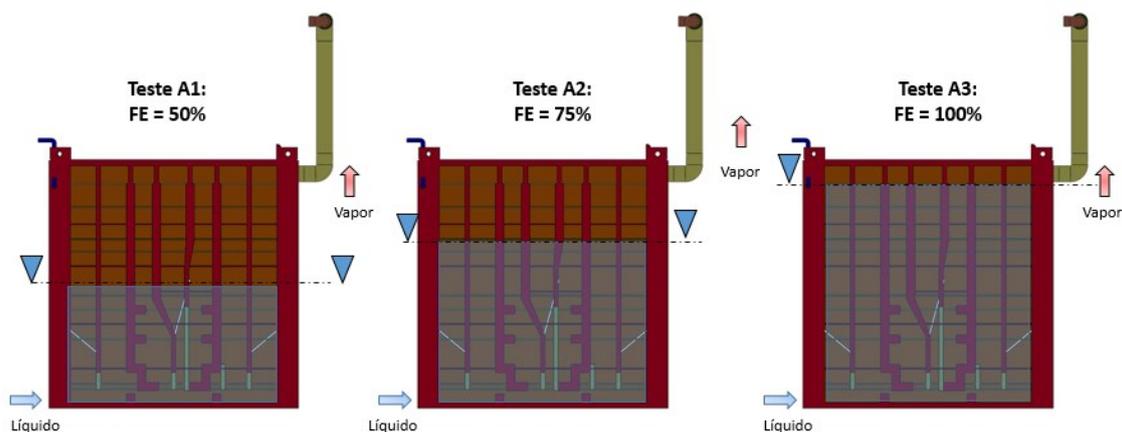


Figura 70: Fatores de enchimento testados no bloco de testes A.

As condições de teste para este bloco estão detalhadas na Tabela 3.

Tabela 3: Condições dos testes do bloco A.

Condições de teste – Bloco A	
$(T_{\text{entrada, ar}} = 22^{\circ}\text{C} ; \text{Vazão} = 47 \text{ m}^3/\text{min} ; \text{Potência em 6 patamares})$	
Teste	Fator de enchimento
A1	50%
A2	75%
A3	100%

Cada um dos testes foi realizado em 6 patamares de potência, sem resfriamento do termossifão entre os testes com diferentes patamares, conforme apresenta a Tabela 4.

Tabela 4: Patamares de potência realizados nos testes.

Patamares	Potência
1	1,66 kW
2	4,15 kW
3	8,3 kW
4	12,5 kW
5	16,6 kW
6	20 kW

5.2.2 Bloco de testes B

O planejamento experimental é uma técnica que se baseia em critérios científicos e estatísticos definidos com o objetivo de determinar a influência das variáveis nos resultados de um dado processo, permitindo identificar os parâmetros sensíveis. Alterando-se as variáveis de entrada, avalia-se a sua influência nas variáveis de saída (Reddy, 2011). Esta técnica basicamente consiste na execução de experimentos multivariáveis, intencionalmente delineados para fornecer dados e informações adequadas ao objetivo pretendido. Assim, os resultados gerados pelos experimentos planejados permitem a identificação dos parâmetros de projeto que afetam o desempenho do processo (Montgomery, et al., 2012).

A análise de sensibilidade é feita comparando-se os efeitos da variação de um parâmetro por vez em diferentes níveis em torno de um caso base, enquanto os demais parâmetros são mantidos constantes. Dentre as diversas técnicas de análise de sensibilidade, a única que permite o exame de todas as combinações possíveis das variáveis investigadas, permitindo compreender a estrutura das inter-relações entre um grande número de variáveis, é a análise fatorial (Hair, et al., 2005). Desta forma, pode-se afirmar que experimentos fatoriais são uma alternativa para descobrir interações entre variáveis (Montgomery, et al., 2012). O número de fatores observados irá depender do número de variáveis e dos níveis de experimentação. O tipo de análise mais simples é o fatorial 2^k , terminologia derivada do fato de que apenas dois níveis para cada fator k são assumidos, o baixo (-) e o alto (+) ou indicando a presença ou ausência de um fator. Cada combinação de nível de fator pode ser testado mais de uma vez com o intuito de minimizar o efeito de erros aleatórios, o que é denominado de réplica (Reddy, 2011).

Denomina-se efeito de um fator a variação na resposta resultante da alteração no nível deste fator. Quando o efeito se referir aos fatores primários é dito efeito principal. O efeito principal (γ) de um dado fator é a diferença entre a resposta média no nível alto (\bar{Y}_{A+}) e a resposta média no nível baixo (\bar{Y}_{A-}) de acordo com a seguinte equação 3.4 (Montgomery, et al., 2012):

$$\gamma = \bar{Y}_{A+} - \bar{Y}_{A-} \quad 5.9$$

Em alguns experimentos, pode ocorrer de a diferença na resposta entre os níveis de um fator não ser equivalente em todos os níveis dos outros fatores, ou seja, o nível do

fator em questão depende do nível escolhido para o outro fator. Neste caso, diz-se que há uma interação entre os fatores. Quando a interação é grande, os efeitos principais correspondentes possuem pouco significado prático, o que não significa que não há efeito do fator. O que ocorre é que o conhecimento da interação entre os fatores é mais útil do que o conhecimento do efeito principal. A interação que se refere à combinação de dois fatores é dita de segundo nível, a de três fatores, de terceiro nível, e assim por diante. Matematicamente, o efeito da interação entre dois fatores é a diferença das médias entre os efeitos de um fator nos níveis do outro fator (Montgomery, et al., 2012). Não há restrições no que se refere à quantidade de fatores e níveis que um projeto fatorial pode conter. A influência de cada variável no processo é delimitada por meio de alterações controladas no processo, e avaliação do impacto nos resultados obtidos nas interações. Para validar os resultados obtidos é utilizada a análise estatística de variância (ANOVA), verificando-se se as variações observadas são função das variações atribuídas ou devido a possíveis erros ocorridos durante os experimentos. A análise de variância permite avaliar o grau de confiança das medidas obtidas, ou seja, se os efeitos são significativamente diferentes de zero. Em particular, a ANOVA testa se várias populações têm a mesma média, comparando a dispersão das médias amostrais com a variação existente dentro das amostras (Montgomery, et al., 2012).

Para que a análise estatística ANOVA seja válida para o experimento fatorial é preciso assegurar que as variáveis possuam distribuição aproximadamente normal (Field, 2009). Hopfe e Hensen (2011) colocam que, caso a distribuição não seja normal, o pressuposto e, portanto, também as estimativas dos parâmetros e intervalos de confiança tornam-se não confiáveis.

O Bloco de testes B, foi planejado conforme um projeto fatorial 2^2 , ou seja, 2 fatores em 2 níveis, totalizando 4 testes, conforme a Tabela 5

Tabela 5: planejamento experimental do Bloco B.

Testes	Fator / Nível	
	Vazão de ar	Temperatura de ar
B1	+	+
B2	-	+
B3	+	-
B4	-	-

Os valores determinados para cada uma das variáveis em seus diferentes níveis estão expostos na Tabela 6.

Tabela 6: Valores dos fatores utilizados no teste do bloco B.

Fator	Nível	
Vazão	-	41,25 m ³ /min
	+	55 m ³ /min
Temperatura do ar	-	30°C
	+	40°C

Ao fim do bloco de testes, é feita uma análise da sensibilidade da variável resposta aos fatores em análise, que é, no presente caso, a temperatura média da superfície aquecida do evaporador,.

Como pode ser visto na Tabela 6, os valores entre os níveis alto e baixo foram diminuídos em 25%. Além disso, cada um dos testes foi realizado em 6 patamares diferentes, conforme mostra a Tabela 4.

5.2.3 Bloco de testes C

O bloco de testes C é composto por testes fora do escopo de projeto fatorial, para que seja possível avaliar a influência da localização do aquecedor e da área aquecida na distribuição de temperatura da superfície. Ao todo, foram feitos seis testes, dois deles com cinco patamares de potência e quatro com quatro patamares de potência. Essa diferença de número de patamares entre os testes se deu por conta da limitação da capacidade dissipativa do conjunto de resistências em cada um dos blocos. Além disso, as condições de teste em comum para cada um dos seis testes foram: fator de enchimento de 75%, vazão de ar de 55 m³/min e temperatura de entrada do ar igual a 40°C.

O evaporador plano que compõe o termossifão bifásico em questão é aquecido por dez blocos, sendo cinco em cada face do evaporador (faces A e B). Em cada teste, um conjunto de blocos diferente é aquecido, e em todos os testes a divisão da potência aplicada é igual entre os blocos atuantes no teste em questão, diferente do que foi feito nos blocos de testes A e B.

O conjunto de blocos aquecidos em cada um dos testes e suas posições estão apresentados na Tabela 7.

Tabela 7: Blocos aquecidos nos testes do bloco C

Testes	Posição	S1a	S1b	S4a	S4b	S5a	S5b	S2a	S2b	S3a	S3b	
C1	Todos	[Shaded area]										
C2	Canto 1	[Shaded area]										
C3	Canto 2				[Shaded area]							
C4	Linha inferior	[Shaded area]										
C5	Linha superior								[Shaded area]			
C6	Linha média						[Shaded area]					

Na Figura 71, é possível ver a localização dos aquecedores em uma das faces do evaporador. Os blocos da face oposta estão localizados na mesma posição. Além disso, pode-se notar, por exemplo, que os blocos S1 estão mais próximos da saída de vapor do evaporador, enquanto que os S4, próximos à linha de retorno do líquido. Com a análise dos resultados, é possível determinar se essas localizações influenciam na distribuição da temperatura da superfície do evaporador e na resistência térmica total do protótipo. Um outra observação importante que pode ser extraída da Figura 71 é que o nível superior dos blocos S2 e S3 não superiores ao nível da piscina de líquido, diferentemente do que ocorre como os demais blocos aquecedores.

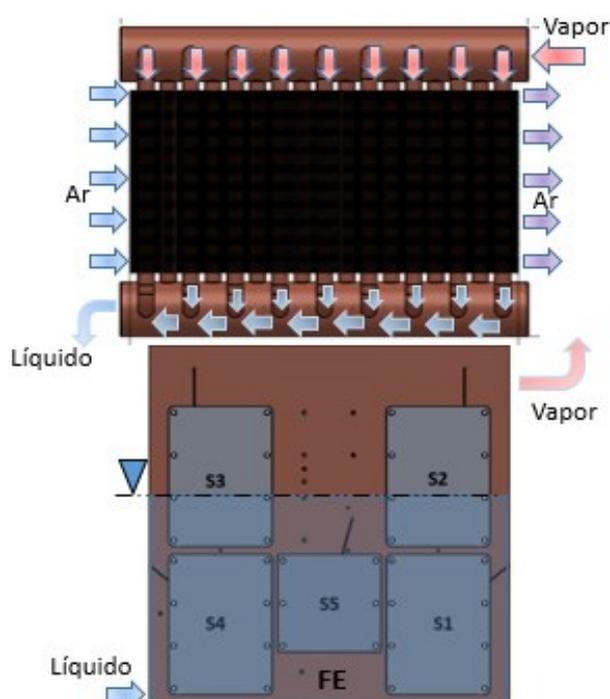


Figura 71: Posição dos blocos aquecedores em cada face do evaporador.

O evaporador plano do protótipo em questão possui duas faces livres para aquecimento com 0,23 m² de área cada. Os blocos S1, S2, S3 e S4, A e B possuem 0,026 m² de área, enquanto que os blocos S5, a e b, possuem 0,018 m² de área. Estas áreas foram escolhidas por representar melhor os componentes a serem resfriados em uma aplicação real.

Na Tabela 8 está indicada qual porcentagem dessa área foi aquecida em cada um dos testes do bloco C. No caso de maior área aquecida (Teste C1), no qual todos os blocos disponíveis são usados, a área de aquecimento não é toda a área disponível no evaporador. Dessa forma, em nenhum dos casos testados utilizou-se uma razão de área igual a 100%.

Tabela 8: Razão de área utilizada em cada teste do bloco C.

Testes	Patamares	Razão de área
C1	1-5	52,9%
C2	1-4	11,3%
C3	1-4	11,3%
C4	1-5	22,6%
C5	1-4	22,6%
C6	1-4	7,8%

Os patamares de potência nos quais os testes são realizados estão expostos na Tabela 9.

Tabela 9: Patamares de potência –testes do bloco C.

Patamares	Potência
1	1 kW
2	2 kW
3	3 kW
4	4 kW
5	10 kW

5.2.4 Redução de dados

O desempenho térmico do termossifão é avaliado em termos de sua resistência térmica total e da temperatura média da superfície aquecida (evaporador). Esses parâmetros são calculados, respectivamente, como:

$$R_{exp} = \frac{\bar{T}_{aquecida} - \bar{T}_{cond}}{Q} \quad 5.10$$

$$\bar{T}_{aquecida} = \frac{A_1(T_1 + T_2 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 + T_9 + T_{10}) + A_2(T_3 + T_8)}{8A_1 + 2A_2} \quad 5.11$$

$$\bar{T}_{cond} = \frac{\sum_{22}^{49} T_i}{28} \quad 5.12$$

Para efeitos comparativos com os valores previstos pelo modelo teórico desenvolvido, as leituras obtidas pelos 28 termopares fixos nas superfícies do evaporador (Figura 57) também foram utilizadas como variáveis de análise, e estão presentes nos gráficos e tabelas que serão explicitados no capítulo de resultados.

Além disso, para uma melhor visualização do resultado individual de cada teste, algumas variáveis foram utilizadas. São elas:

- Temperatura média do vapor: é a média dos valores obtidos pelos termopares fixados na região superior de alguns dutos do condensador, calculada como:

$$\bar{T}_{vapor} = \frac{\sum_{22}^{35} T_i}{14} \quad 5.13$$

- Temperatura média do líquido: é a média dos valores obtidos pelos termopares fixados na região inferior de alguns dutos do condensador, calculada como:

$$\bar{T}_{liquido} = \frac{\sum_{36}^{49} T_i}{14} \quad 5.14$$

- Temperatura média de saturação: é a média dos 3 termopares fixados na linha de vapor, calculada como:

$$\bar{T}_{sat} = \frac{\sum_{19}^{21} T_i}{3} \quad 5.15$$

- Vazão volumétrica de ar: calculada a partir dos valores obtidos pelo transdutor de pressão diferencial instalado no bocal de sucção do túnel de vento (Figura 61), que indica a perda de carga do ar, e dos valores de temperatura e pressão ambiente obtidos durante os testes. É calculada pela expressão:

$$\dot{V} = \frac{0.992 \dot{A}_2 \sqrt{2\rho_{amb}\Delta p}}{\rho_{ar}} \quad 5.16$$

- Perda de carga: obtido das leituras do transdutor de pressão diferencial instalado no condensador, conforme aFigura 62.
- Temperaturas do ar: obtidas pelas médias das leituras dos conjuntos de termopares fixados em diferentes pontos do condensador. São elas: temperatura de entrada do ar, temperatura do meio 1, temperatura do meio 2 e temperatura de saída do ar. Para uma melhor avaliação dos gráficos, utilizou-se as variáveis: ΔT_{ar_1} , ΔT_{ar_2} e ΔT_{ar_3} , onde:

$$\Delta T_{ar_1} = \bar{T}_{meio_1} - \bar{T}_{entrada_{ar}} \quad 5.17$$

$$\Delta T_{ar_2} = \bar{T}_{meio_2} - \bar{T}_{meio_1} \quad 5.18$$

$$\Delta T_{ar_3} = \bar{T}_{saida_{ar}} - \bar{T}_{meio_2} \quad 5.19$$

5.2.5 Incertezas experimentais

Antes do início dos experimentos, todos os termopares foram calibrados. A calibração consistiu na imersão das juntas dos termopares em um banho termostático com água, juntamente com um termômetro de bulbo de referência com subdivisões de 0,1°C. A faixa de temperatura de calibração foi de 20 a 90°C.

A maior incerteza entre os termopares foi do tipo B, ou seja, associada ao instrumento, de 0,9 °C. Ainda, para a determinação da incerteza associada às leituras obtidas em cada um dos termopares, é necessário o cálculo da incerteza do tipo A (u_{Ai}), que representa a influência do erro aleatório presente na aquisição de dados. Esse cálculo foi feito através da equação:

$$u_{Ai} = \frac{\sigma_i}{\sqrt{N_i}} \quad 5.20$$

onde: σ_i = desvio padrão amostral para o i ésimo termopar [K];

N_i = número de medições obtidas pelo i ésimo termopar;

De posse das incertezas dos tipos A e B, encontra-se a incerteza combinada para cada um dos termopares através da equação:

$$u_{Ti} = \sqrt{(u_{Ai})^2 + (u_{Bi})^2} \quad 5.21$$

A resistência térmica é calculada através da seguinte equação:

$$R_{exp} = \frac{\bar{T}_{aquecida} - \bar{T}_{cond}}{Q} \quad 5.22$$

na qual:

$$\bar{T}_{aquecida} = \frac{A_1(T_1 + T_2 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 + T_9 + T_{10}) + A_2(T_3 + T_8)}{8A_1 + 2A_2} \quad 5.23$$

$$\bar{T}_{cond} = \frac{\sum_{22}^{49} T_i}{28} \quad 5.24$$

O cálculo da incerteza da resistência é feito a partir do método da propagação das incertezas, de acordo com a seguinte equação:

$$u_{R_{exp}} = \sqrt{\left(\frac{\partial R_{exp}}{\partial \bar{T}_{aquecida}} u_{\bar{T}_{aquecida}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_{exp}}{\partial \bar{T}_{cond}} u_{\bar{T}_{cond}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_{exp}}{\partial Q} u_Q\right)^2} \quad 5.25$$

As incertezas para cada uma das variáveis também são obtidas pelo mesmo método a partir das seguintes equações:

$$u_{\bar{T}_{aquecida}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{T}_{aquecida}}{\partial T_1} u_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}_{aquecida}}{\partial T_2} u_{T_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial \bar{T}_{aquecida}}{\partial T_{10}} u_{T_{10}}\right)^2} \quad 5.26$$

$$u_{\bar{T}_{cond}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{T}_{aquecida}}{\partial T_1} u_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}_{aquecida}}{\partial T_2} u_{T_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial \bar{T}_{aquecida}}{\partial T_{10}} u_{T_{10}}\right)^2} \quad 5.27$$

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo é dedicado à apresentação dos dados experimentais, comparação com o modelo teórico proposto e discussão dos resultados obtidos. A análise será iniciada pelos resultados dos testes que compõem o primeiro bloco (Bloco A), feitos com o objetivo de definir a razão de enchimento a ser utilizada para os demais blocos de testes. Em sequência, são feitas análises sobre como a vazão e a temperatura do ar no condensador (testes do Bloco B) afetam a distribuição de temperatura na superfície do evaporador. Por fim, serão avaliadas como a posição do aquecedor e a razão de área de aquecimento (testes do Bloco C) influenciam na resistência térmica total do protótipo, para diversos patamares de potência. Estes testes são comparados com os resultados do modelo teórico desenvolvido, a fim de validá-lo.

6.1 RESULTADOS DO BLOCO DE TESTES A

Como já mencionado, o bloco de testes A foi planejado com o intuito de decidir o fator de enchimento que seria utilizado para os demais testes. Apesar do teste ter sido realizado em 6 patamares distintos, o fator de enchimento ótimo foi escolhido como sendo aquele que apresenta menor resistência térmica total para os maiores patamares de potência, uma vez que o objetivo principal pelo qual o protótipo em estudo foi projetado é a regulação da temperatura de componentes eletrônicos que dissipam média e alta e potência.

Analisando a Figura 72, percebe-se que os valores da resistência térmica para os três testes é maior no primeiro patamar e depois reduz à medida que o fluxo de calor imposto à superfície aquecida é aumentado. Essa tendência se explica pela relação entre o fluxo de calor de entrada e os coeficientes de transferência de calor dos fenômenos de evaporação e de condensação: o aumento do fluxo de calor (W/cm^2) provoca um aumento desses coeficientes, fazendo com que a resistência térmica total do dispositivo decresça.

Ainda da Figura 72, vê-se que não foram obtidos resultados para os patamares de potência 5 e 6 no teste A3. Isso ocorre porque que a pressão exercida pela coluna d'água no interior do evaporador retarda o início da operação do termossifão e, por conseguinte, eleva a temperatura de operação do termossifão e superaquece os blocos. No teste A3, já no patamar 4, a temperatura medida logo abaixo dos blocos aquecedores já se aproximava

de 130°C, podendo comprometer a integridade das resistências elétricas utilizadas. Sendo assim, o teste A3 foi interrompido e o fator de enchimento de 100% foi descartado.

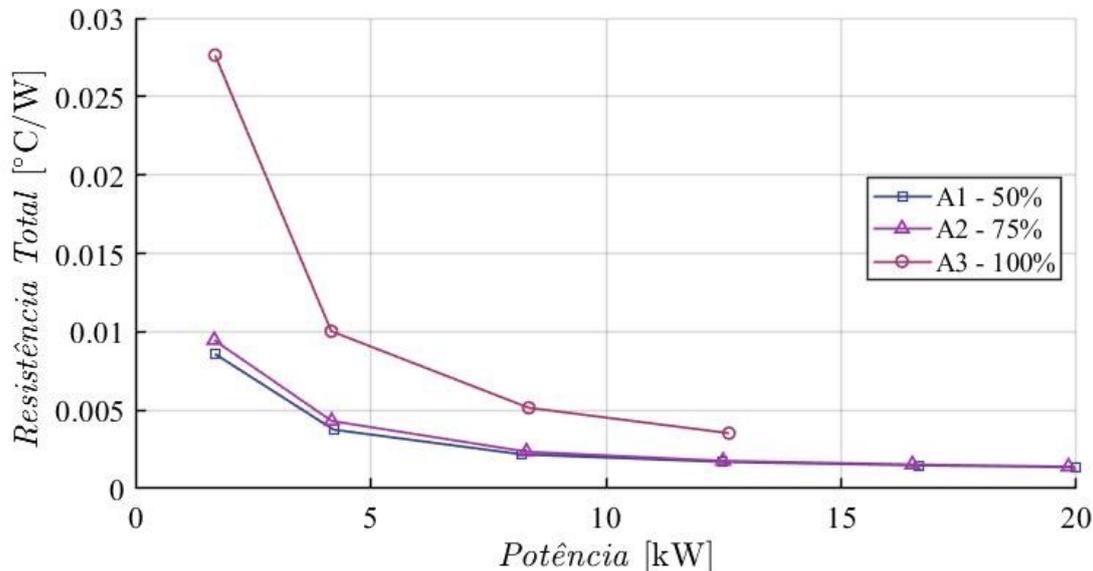


Figura 72: Resistência total do termossifão nos testes do bloco A.

As resistências térmicas obtidas para os testes A1 e A2 foram semelhantes ao longo de todos os patamares e muito próximas nos patamares de maior potência, sendo assim a escolha pelo fator de enchimento igual a 75% se deu por esse oferecer uma maior segurança de que não haveria secagem em nenhum ponto da superfície interna do evaporador.

6.2 RESULTADOS DO BLOCO DE TESTES B

O bloco de testes B, onde foi feita análise fatorial, é composto por 4 testes, cada um com 6 patamares, e foi planejado seguindo um projeto fatorial de 2 (dois) fatores e 2 (dois) níveis, conforme citado anteriormente. Nesta seção, os resultados de cada um dos 4 (quatro) testes serão apresentados e analisado e, por fim, será feita uma avaliação conjunta dos 4 testes.

6.2.1 Teste B1

A evolução da temperatura do termossifão com o tempo para o teste B1 pode ser vista na Figura 73, as condições de teste foram: fator de enchimento igual a 75%, vazão de 55 m³/min, temperatura de entrada do ar de 40°C e 6 patamares de potência.

Das curvas da Figura 73, nota-se que a temperatura média de vapor e líquido no condensador encontram-se próximas, com uma diferença média de apenas $0,5^{\circ}\text{C}$, inferior à incerteza do termopar, o que indica uma distribuição homogênea das temperaturas do condensador.

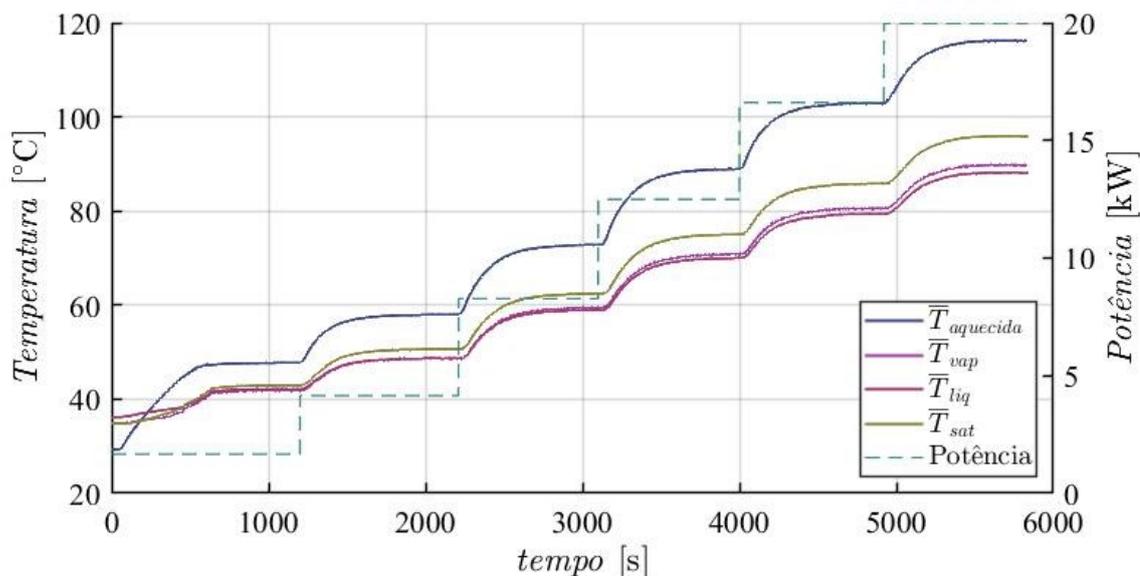


Figura 73: Temperaturas médias com o tempo no teste B1.

Observando o curva da temperatura média da superfície aquecida ($\bar{T}_{aquecida}$), vê-se que não há picos de temperatura, apontando que a superfície manteve-se molhada durante todos os patamares, e que a malha metálica instalada nas paredes do evaporador garantiu uma boa distribuição de líquido. A maior temperatura alcançada pela região aquecida ($\bar{T}_{aquecida}$) foi de $116,1^{\circ}\text{C}$, quando a temperatura de saturação (T_{sat}) era de $95,8^{\circ}\text{C}$, para uma potência de $19,9\text{kW}$.

A Figura 74 exibe algumas das temperaturas da superfície do evaporador para o teste B1 no patamar de potência 6. Nota-se que as maiores leituras obtidas são dos 5 termopares localizados nas ranhuras abaixo dos 5 aquecedores dispostos na superfície do aquecedor e entres os mesmos. As leituras são maiores para os aquecedores da base, que são os de maiores potências.

A evolução das temperaturas do ar com o tempo para o teste B1 pode ser observada na Figura 75. Nota-se que a variação de temperatura entre os pontos de medição são substancialmente diferentes. Por exemplo, para o patamar de potência 6, o valor de ΔT_{ar_1} é de $3,1^{\circ}\text{C}$, o de ΔT_{ar_2} é de $10,7^{\circ}\text{C}$ e o de ΔT_{ar_3} é de $7,6^{\circ}\text{C}$. Ou seja,

pode-se inferir a partir desses resultados que a troca de calor no condensador é mais eficiente no seu 2º terço, em seguida no seu 3º terço e por último no 1º terço.

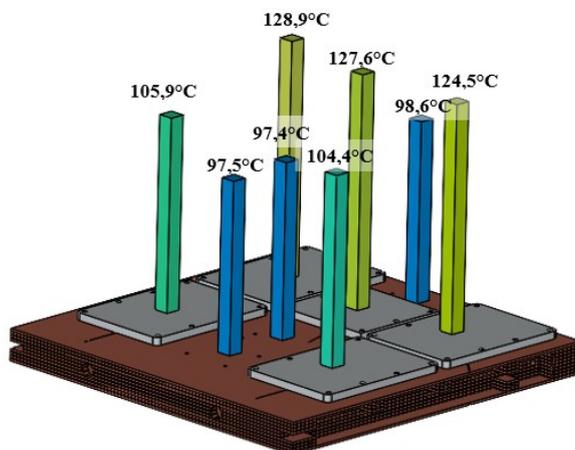


Figura 74: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B1 patamar de potência 6.

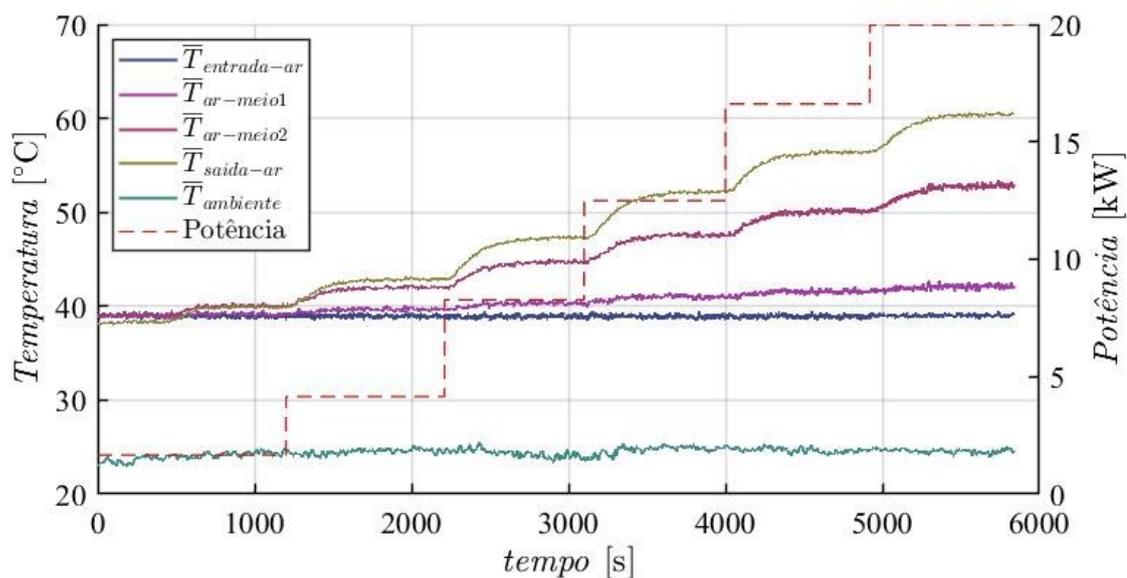


Figura 75: Evolução com o tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador - teste B1.

Na Figura 76 é possível ver que a vazão foi mantida constante durante todo o teste, em torno de 55 m³/min, conforme o planejamento, e a queda de pressão associada a essa vazão, na passagem do ar pelo condensador, manteve-se próxima a 240 Pa.

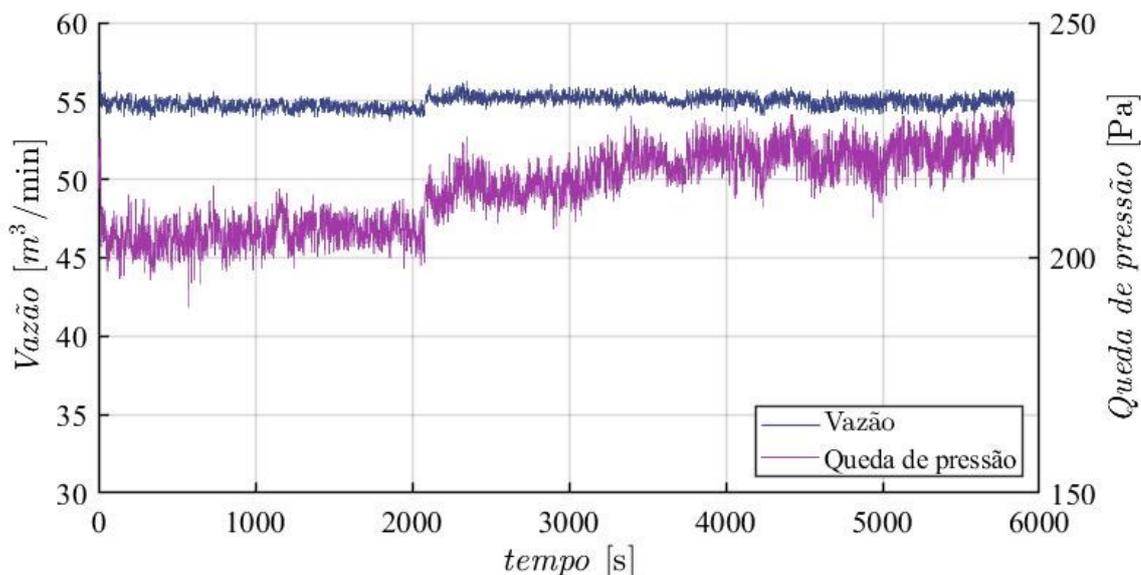


Figura 76: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B1.

6.2.2 Teste B2

No geral, o comportamento do teste B2 é muito similar ao do teste B1. Essa similaridade é explicada na seção 6.2.5. A resposta das principais variáveis de análise no tempo pode ser vista na Figura 77.

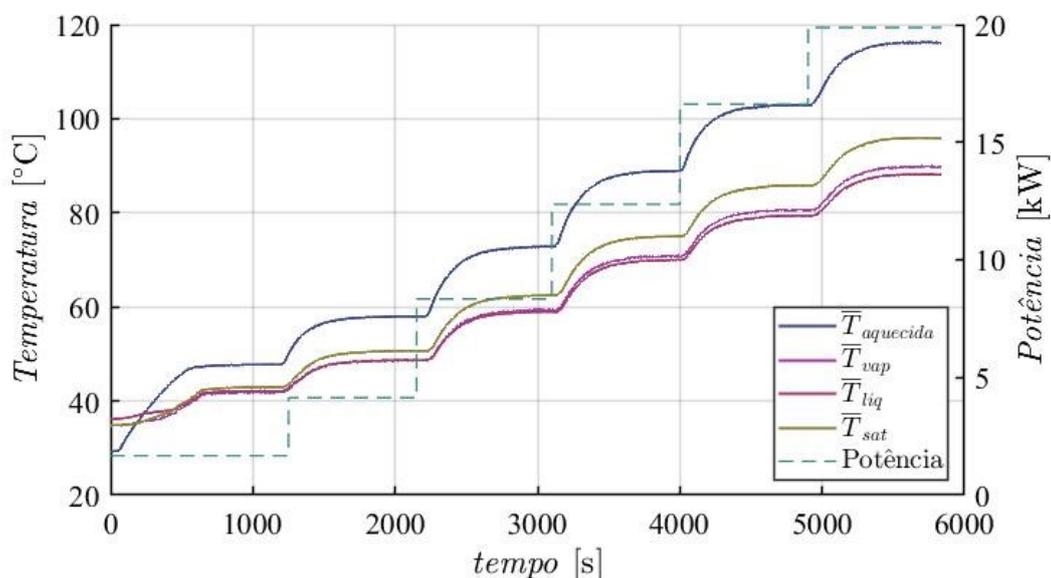


Figura 77: Temperaturas médias com o tempo teste B2.

As condições de teste foram: fator de enchimento igual a 75%, vazão de 41,25 m³/min, temperatura de entrada do ar de 40°C e 6 patamares de potência.

Durante todo o teste B2, assim como aconteceu no B1, a curva de $\bar{T}_{aquecida}$ se apresenta suave, sem picos de temperatura. A maior temperatura alcançada pela região

aquecida ($\bar{T}_{aquecida}$) foi de $115,8^{\circ}\text{C}$, quando a temperatura de saturação (T_{sat}) era de $95,6^{\circ}\text{C}$, para uma potência de $19,9\text{kW}$.

Na Figura 78 vê-se que a maior temperatura alcançada no evaporador foi de $128,4^{\circ}\text{C}$ pelo termopar T2, localizado na ranhura logo abaixo do bloco aquecedor S1, que para o patamar 6, de $19,9\text{kW}$ no total, é responsável pela dissipação de $2,98\text{kW}$.

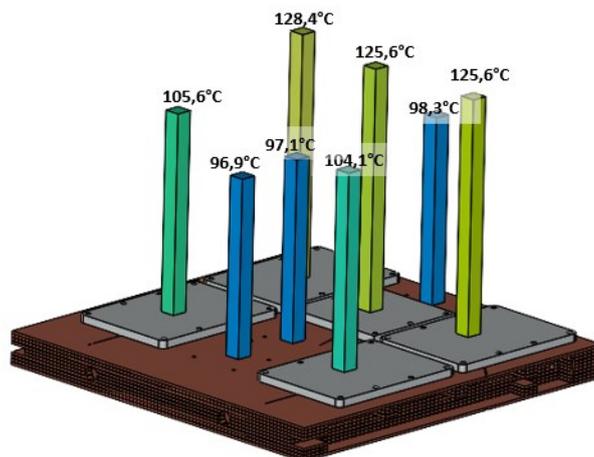


Figura 78: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B2-patamar de potência 6.

Para as leituras do ar (Figura 79), o teste B2 também teve um comportamento similar ao teste B1 e as variações são de: $2,9^{\circ}\text{C}$, $10,6^{\circ}\text{C}$ e $7,5^{\circ}\text{C}$, para o ΔT_{ar_1} , ΔT_{ar_2} e ΔT_{ar_3} , respectivamente, no patamar de potência 6.

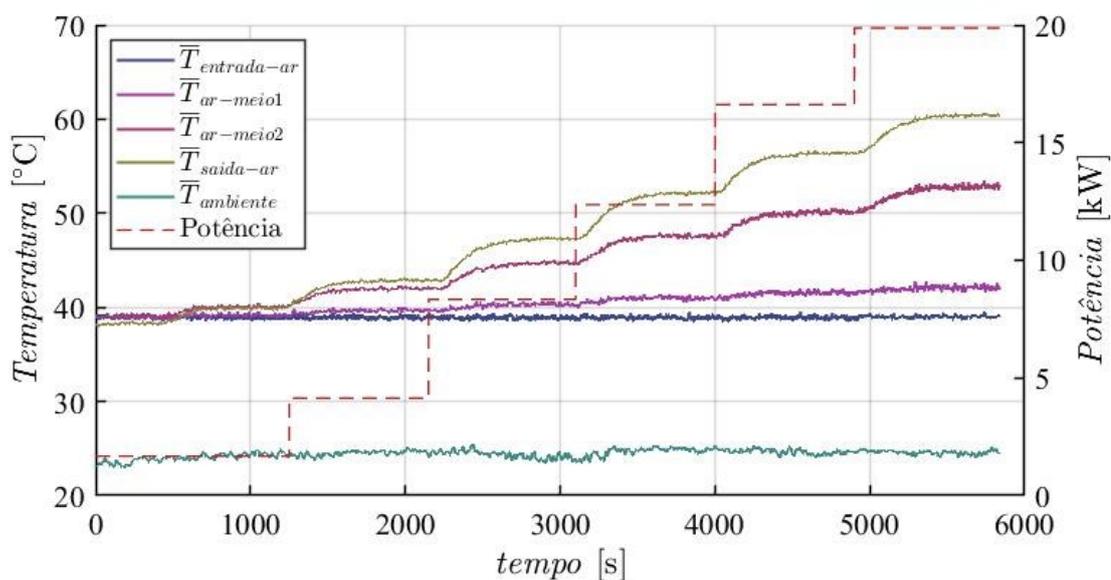


Figura 79: Evolução com o tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador - Teste B2.

Na Figura 80 é possível ver que a vazão foi mantida constante durante todo o teste, em torno de $41,25 \text{ m}^3/\text{min}$, conforme o planejamento, e a perda de carga associada a essa vazão, na passagem do ar pelo condensador, manteve-se próxima a 110 Pa .

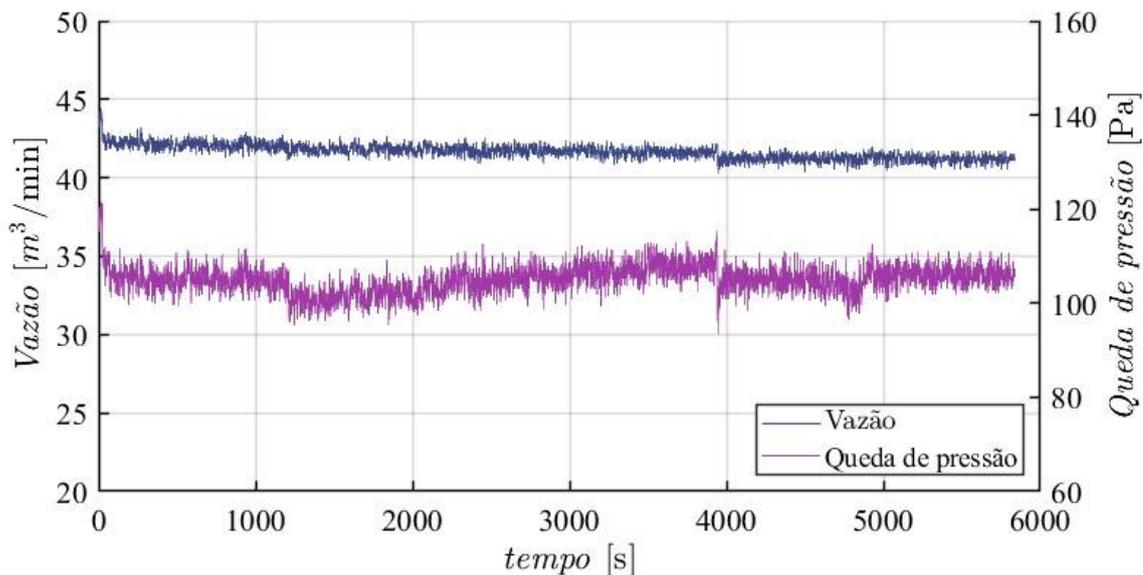


Figura 80: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B2.

6.2.3 Teste B3

A variação das temperaturas com o tempo no teste B3 pode ser vista na Figura 81. As condições de teste foram: fator de enchimento igual a 75%, vazão de ar de $55 \text{ m}^3/\text{min}$, temperatura de entrada do ar de 30°C e 6 patamares de potência. Essa é a configuração mais favorável dos 4 testes do bloco B, no sentido de reduzir a temperatura média da superfície aquecida. Isso pode ser visto no valor para $\bar{T}_{aquecida}$, que foi de $105,6^\circ\text{C}$ para uma potência de $19,9\text{kW}$, cerca de 10°C mais baixo que para os testes B1 e B2.

Novamente, não há sinais de secagem da parede do evaporador, evidenciada pela suavidade da curva da $\bar{T}_{aquecida}$. Isso já era esperado, uma vez que por ter a configuração de testes mais favorável, no sentido de manter uma menor temperatura da superfície aquecida.

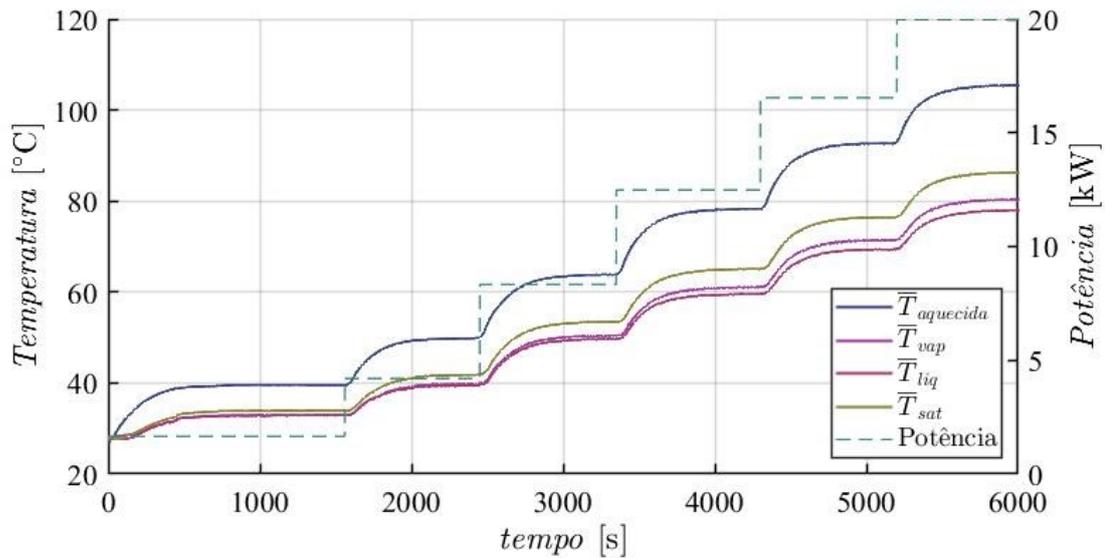


Figura 81: Temperaturas médias com o tempo teste B3

Assim como nos demais testes deste bloco, os termopares T1, T2 e T3, apresentam as maiores leituras por se tratarem dos aquecedores responsáveis pela maior parte da potência cedida ao evaporador. Nesse caso, os valores obtidos são inferiores a 120°C , cerca de 8°C abaixo dos resultados encontrados nos outros dois testes (Figura 82).

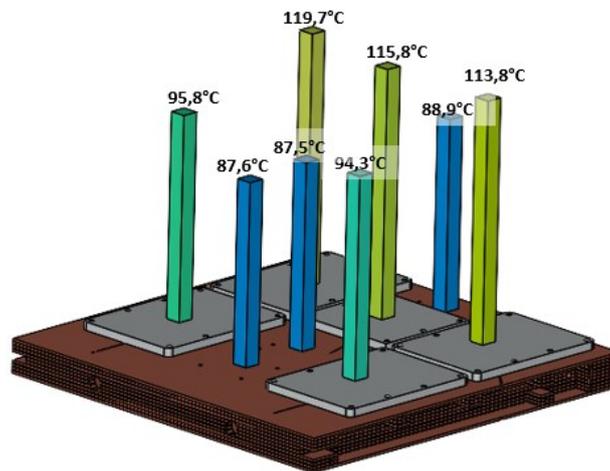


Figura 82: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B3—patamar de potência 6.

Para as leituras do ar (Figura 83), o teste B3 possui o mesmo comportamento que os demais e as variações são de $3,2^{\circ}\text{C}$, $10,1^{\circ}\text{C}$ e $7,7^{\circ}\text{C}$, para o ΔT_{ar_1} , ΔT_{ar_2} e ΔT_{ar_3} , respectivamente, no patamar de potência 6.

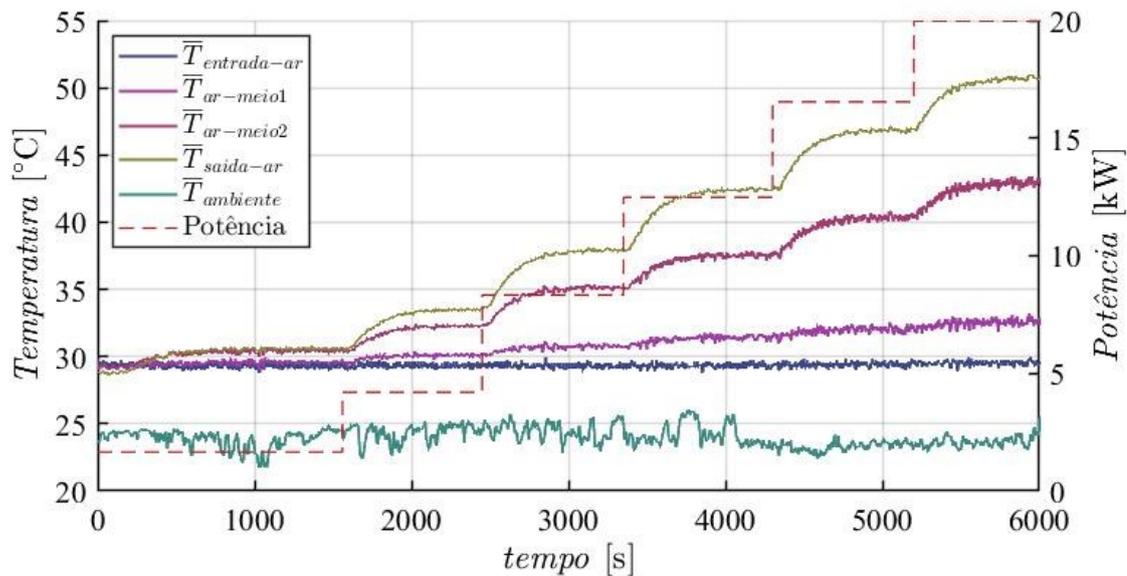


Figura 83: Evolução com o tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador – teste B3.

Na Figura 84, é possível ver que a vazão foi mantida constante durante todo o teste, em torno de $55 \text{ m}^3/\text{min}$, conforme o planejamento, e a perda de carga associada a essa vazão, na passagem do ar pelo condensador, manteve-se próxima a 240 Pa .

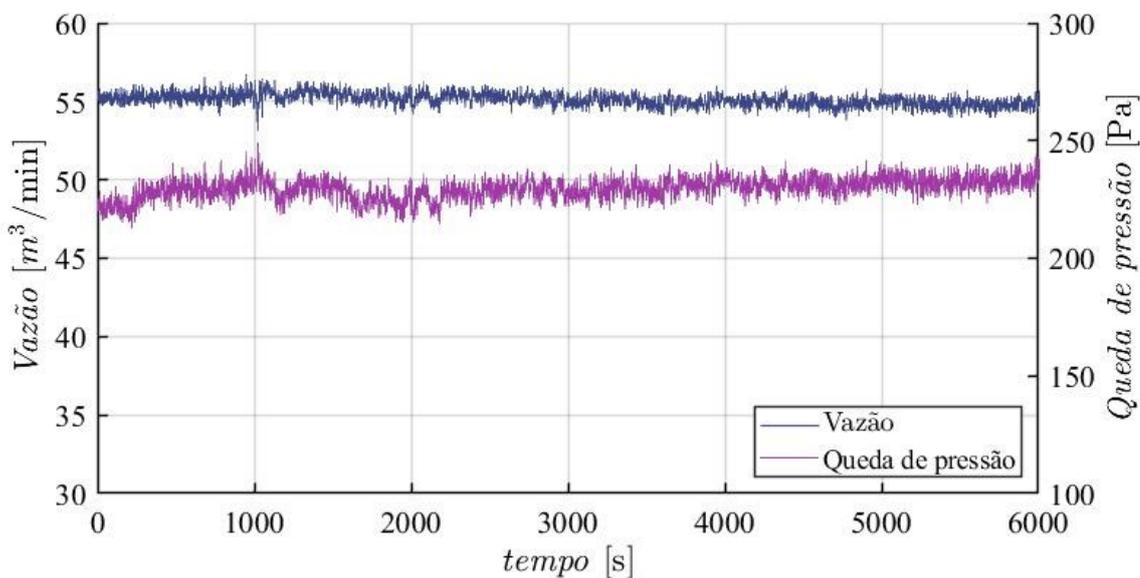


Figura 84: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B3.

6.2.4 Teste B4

A variação das temperaturas com tempo no teste B4 pode ser vista na Figura 85. As condições de teste foram: fator de enchimento igual a 75%, vazão de 41,25 m³/min, temperatura de entrada do ar de 30°C e 6 patamares de potência.

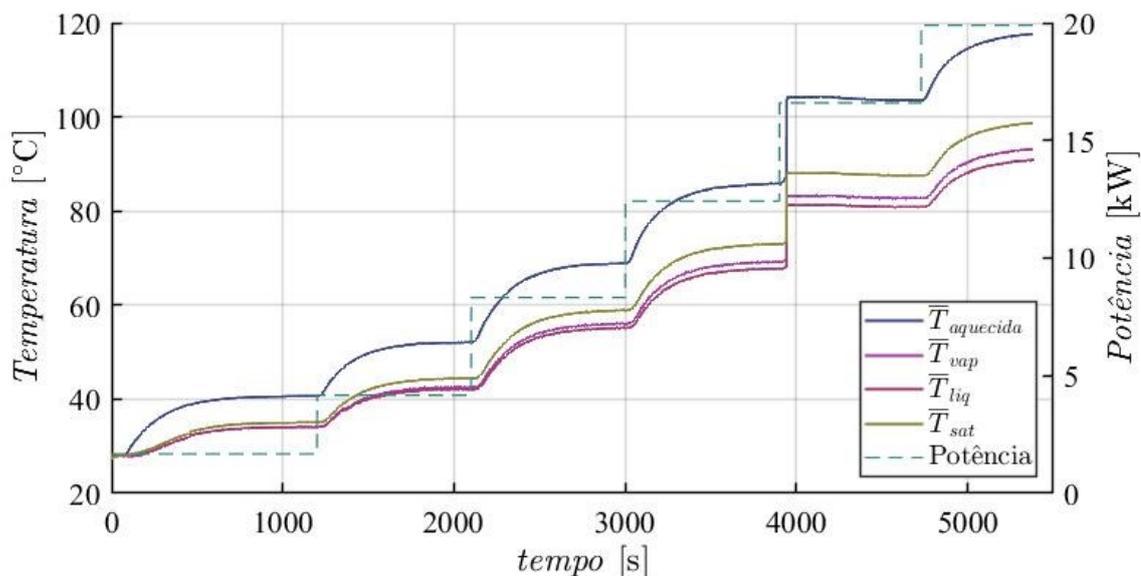


Figura 85: Temperaturas médias com o tempo no teste B4.

A Figura 86 apresenta as leituras obtidas para alguns dos termopares fixados na superfície aquecida para o regime permanente do patamar de potência 6. A ruptura das leituras vista na mudança abrupta do patamar 4 para o patamar 5 ocorreu por conta de um mal contato de um dos termopares fixados à face externa do evaporador, que foi consertado durante os testes e o trecho no qual esse termopar não estava funcionando foi descartado posteriormente na fase de tratamento de dados. Essa mesma ruptura pode ser vista nos demais gráficos do teste B3 referente ao patamar 5.

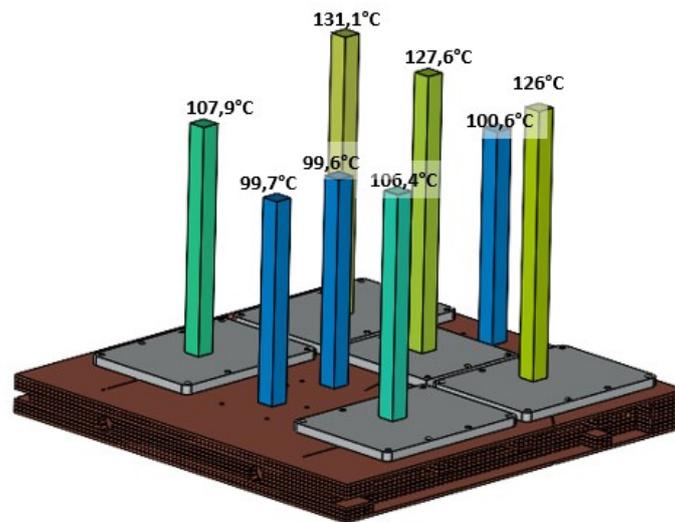


Figura 86: Temperaturas da superfície do evaporador - Teste B4 –patamar de potência 6.

Dos 4 testes realizados neste bloco, essa é a configuração menos favorável, pois resulta em maiores temperaturas médias da superfície aquecida. Isso pode ser visto no valor para $\bar{T}_{aquecida}$, que foi de 117,1 °C para uma potência de 19,9kW, o maior valor dentre os 4 testes. Isso ocorre por uma combinação da temperatura de entrada do ar no nível alto e a vazão de ar no nível baixo. Consequentemente, foram obtidos valores mais altos para cada um dos aquecedores: 131,1°C para o termopar T2 e 127,6 °C para o termopar T3, o que é cerca de 10°C maior que os valores encontrados no teste B3 (Figura 86).

As leituras obtidas para as temperaturas do ar durante o teste B4 estão expostas na Figura 87, e as variações são de: 3,7°C, 15°C e 9,7°C, para o ΔT_{ar_1} , ΔT_{ar_2} e ΔT_{ar_3} , respectivamente, no patamar de potência 6.

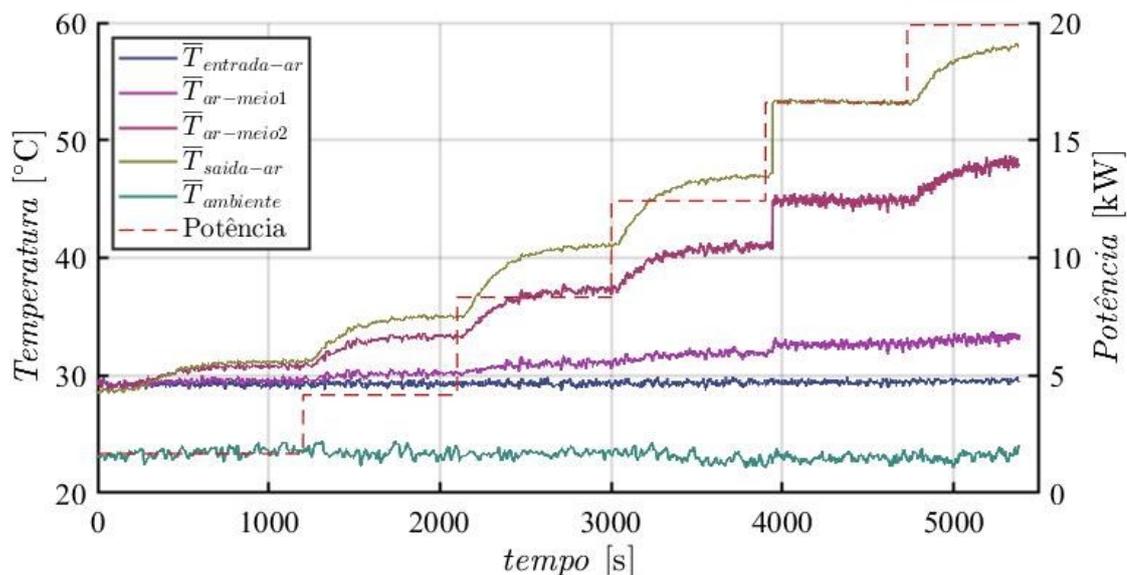


Figura 87: Evolução no tempo das temperaturas do ar ao longo da sua passagem pelo condensador – teste B4.

A vazão durante todo o teste foi mantida em torno de $41,25 \text{ m}^3/\text{min}$ e a perda de carga obtida foi em torno de 110 Pa (Figura 88).

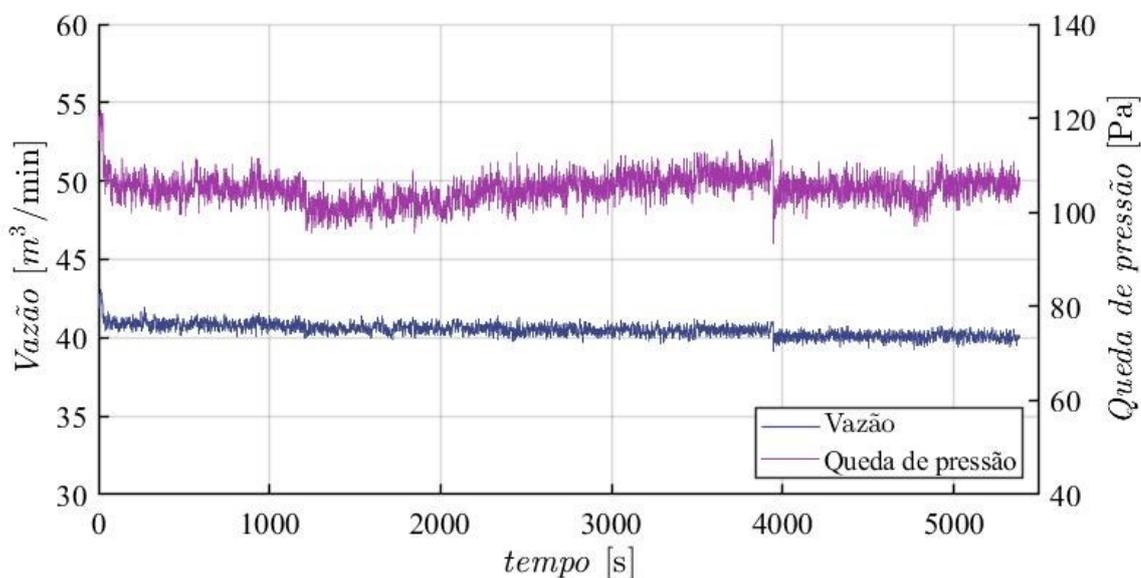


Figura 88: Vazão e queda de pressão da passagem do ar pelo condensador - teste B4.

6.2.5 Análise da influência da vazão e temperatura do ar na distribuição de temperatura da superfície do evaporador

A princípio, objetivava-se uma análise da sensibilidade buscando quantificar o efeito dos fatores vazão de ar e temperatura do ar na entrada do condensador na variável

de resposta, ou seja, a média da temperatura da superfície aquecida do evaporador. No entanto, como explicitado no capítulo de metodologia, para que tal análise faça sentido, o conjunto de dados utilizados deve possuir uma distribuição normal, em torno da média, com confiabilidade de 5%.

A fim de se atestar a normalidade, utilizaram-se métodos de análise, através de funções disponíveis no *matlab*. O primeiro deles foi o teste de normalidade chi-quadrado. Para uma melhor visualização, plotou-se, para cada um dos conjuntos de dados, um gráfico comparativo entre uma curva dos dados experimentais e um curva de um hipotético conjunto de dados normais de mesma média e desvio padrão que os dados experimentais.

O teste de hipótese aplicado a cada um dos conjuntos de dados, utilizando o método chi- quadrado, foi o seguinte:

Tabela 10: Hipóteses analisadas no teste de normalidade chi-quadrado.

H0	Hipótese nula: O conjunto de dados possui distribuição normal com confiabilidade de 5%.
H1	Hipótese 1: o conjunto de dados não possui distribuição normal com 5% de confiabilidade, rejeita h0.

Obteve-se como resultado de cada teste a hipótese 1, rejeitando a hipótese de que os dados possuem uma distribuição normal com 5% de confiabilidade e corroborando com a análise visual apresentada nas Figuras 87 e 88. De forma representativa, estão expostas nessa figura as análises visuais de normalidade dos testes B1, B2, B3 e B4 para o patamar de potência 5, uma vez que nos outros 5 patamares testados o comportamento é o mesmo.

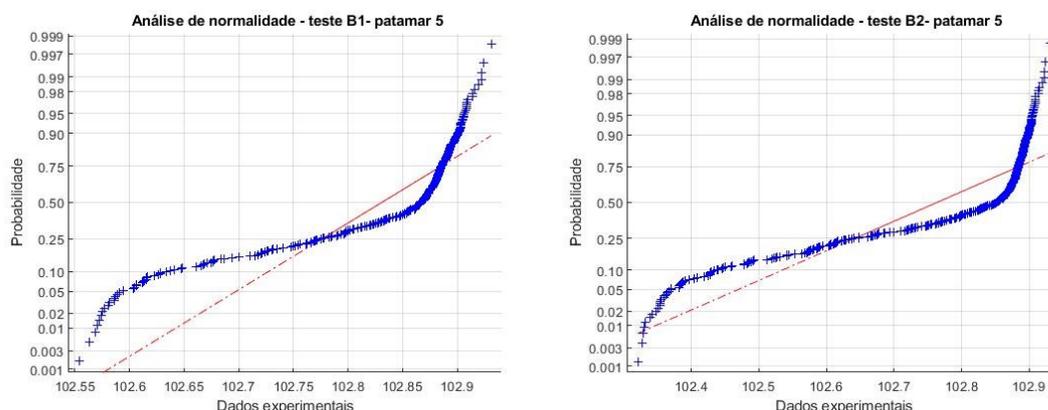


Figura 89:Análise visual de normalidade – Testes B1-5 e B2-5.

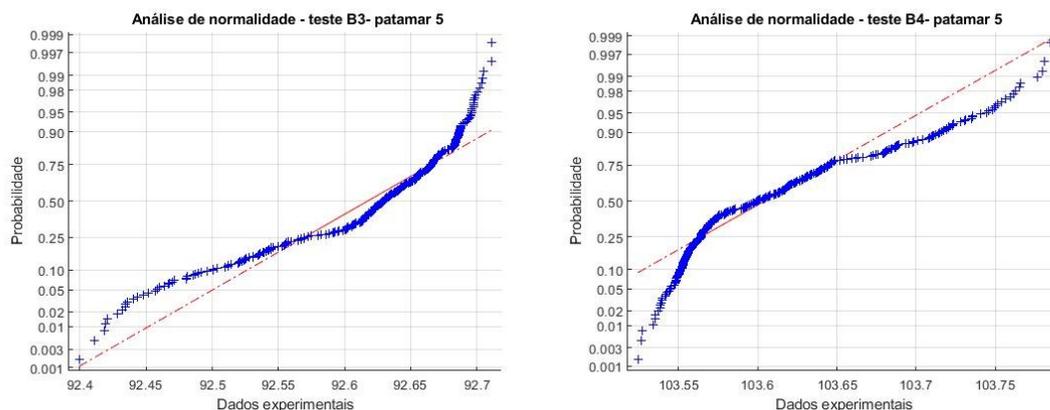


Figura 90: Análise visual de normalidade – Testes B3-5 e B4-5.

A linha vermelha presente nos gráficos da análise visual representa uma distribuição normal para dados com as mesmas características que os dados experimentais, média e desvio padrão amostral, e os pontos marcadas em azul são o conjunto de dados experimentais em análise. Diz-se que um conjunto possui distribuição normal quando ambas as curvas, vermelha e azul, se aproximam graficamente, ou seja, quando os dados experimentais (curva em azul) possuem uma característica linear em torno da curva esperada (curva em vermelho). Como pode ser visto na Figura 89 e na Figura 90, não há essa conformidade entre as curvas, corroborando com a hipótese de não normalidade dos dados.

Uma vez comprovada a não normalidade, perde-se o sentido a análise do efeito dos fatores na variável de resposta, pois seu cálculo é uma média entre as variáveis de saída obtidas para os fatores positivos e para os fatores negativos. Uma vez que a distribuição não é normal, as médias deixam de ser representativas, tornando-se corrompidas e tendendo às variáveis de maior força. Em razão do exposto, os efeitos foram descartados para a avaliação da influência das variáveis. Sendo assim, não é possível utilizar a sensibilidade de cada fator como uma resposta estatística, restando apenas uma avaliação qualitativa da influência de cada uma desses fatores na variável de resposta.

Os 4 testes realizados no bloco B serão, então, comparados mantendo-se o nível de um fator e avaliando a variação do outro fator para diferentes níveis. Tal avaliação é possível pois os fatores, vazão e temperatura do ar, não interagem entre si, e são ajustados e controlados separadamente na bancada experimental.

Como pode-se ver na Figura 91, ao manter o fator vazão em nível alto e mudar o fator temperatura do nível baixo para o alto, a temperatura superfície aquecida também

é aumentada. Nesse caso houve um aumento de 10°C na temperatura de entrada do ar aumentou em torno de 10°C a temperatura média da superfície aquecida, em todos os patamares de potência. Fisicamente, isso ocorre pois, para que o processo de troca de calor no termossifão possa iniciar, é necessário que a temperatura da superfície do condensador, ou seja, a temperatura de saturação do fluido no interior do termossifão, seja maior que a temperatura do ar que passa pelo condensador. Uma vez que a temperatura do ar que transpassa o condensador é aumentada, a parede do evaporador sofre um maior superaquecimento até que então o processo de ebulição e condensação ocorram em conjunto e essa temperatura da superfície possa ser regulada.

Já em relação ao fator vazão, essa influência não é tão lógica pois, apesar de uma maior vazão, ou seja, uma maior velocidade do ar, favorecer o processo de convecção forçada e melhorar a troca de calor, existem alguns fatores que interferem nessa relação. Quando a corrente de ar com certa velocidade cruza um feixe de tubos aletados e alternados, que é a estrutura do condensador em questão, as primeiras fileiras experimentam uma maior turbulência e o processo de troca de calor é melhorado. Porém as fileiras seguintes continuam com uma troca de calor relativamente menor.

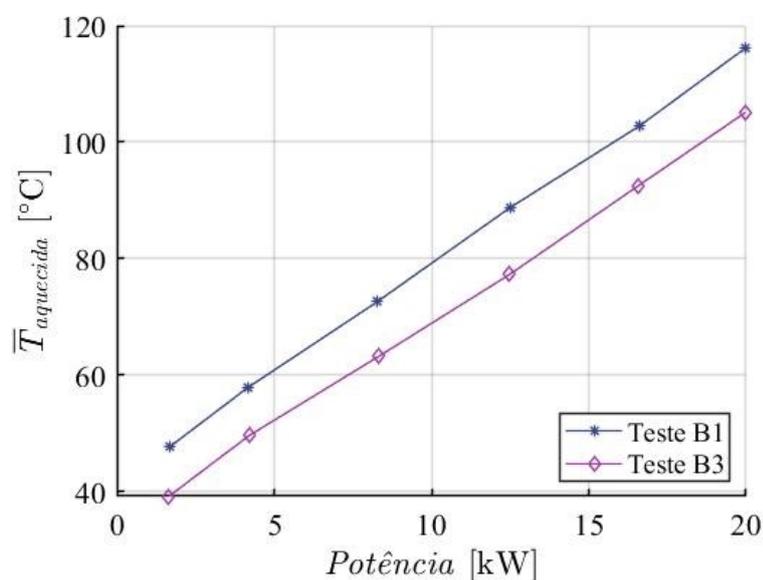


Figura 91: Temperatura da superfície aquecida em função da potência para testes com diferentes temperaturas de entrada do ar no condensador.

Além disso, muito da eficiência da troca de calor depende da estrutura interna do evaporador. É essa estrutura que viabiliza o início da ebulição, permitindo maiores ou menores superaquecimento de parede. Ou seja, a estrutura do evaporador influencia a diferença entre a temperatura da face aquecida e a temperatura de saturação do fluido.

Uma vez que a vazão de ar no condensador não interfere nesse início de processo, apenas depois, quando o termostato em circuito está funcionando plenamente, é plausível então que a influência desse fator sobre a distribuição de temperatura na superfície aquecida do evaporador seja menor que o fator temperatura do ar.

Para verificar essa influência do nível da vazão de ar na temperatura da superfície do evaporador, comparou-se os testes B1 e B2 e, posteriormente, os testes B3 e B4. Dessa forma, manteve-se o nível para o fator temperatura e avaliou-se apenas a influência do fator vazão.

Na Figura 92, é possível notar que a variável de resposta, ou seja, da temperatura média da superfície aquecida, é minimamente influenciada com a mudança do nível do fator vazão. Entre os testes B1 e B2, há um aumento de 25% na vazão volumétrica de ar no condensador e em contrapartida, a variável de resposta é alterada em ínfimos 0,34%.

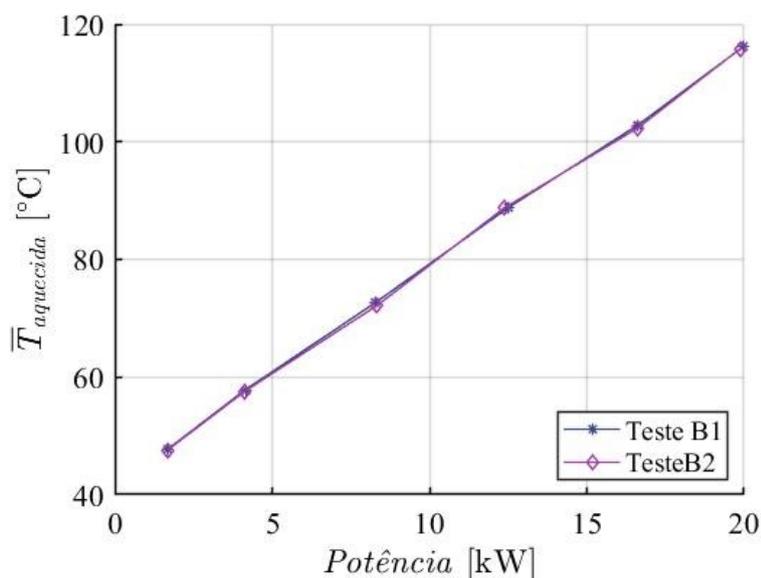


Figura 92: Comparativo da variável de resposta para o fator vazão em dois níveis, e o fator temperatura em nível alto.

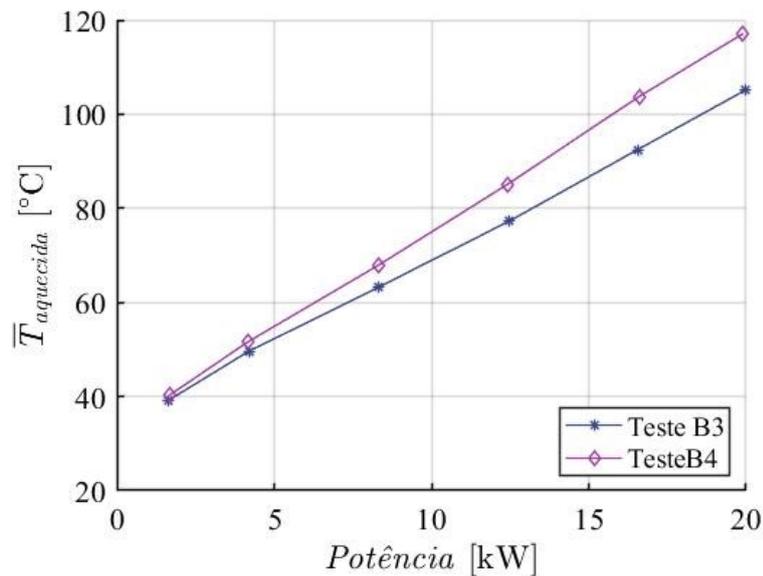


Figura 93: Comparativo da variável de resposta para o fator vazão em dois níveis, e o fator temperatura em nível baixo.

Com o fator temperatura em seu nível mais baixo (teste B4), a redução do fator vazão para o nível baixo gera um aumento na variável de resposta, se comparada ao teste B3, no qual o fator vazão está em seu nível mais alto. Dessa forma, avaliando conjuntamente a Figura 92 e a 93, é possível inferir que o fator temperatura possui maior influência pois, quando em seu nível mais alto, a influência do fator vazão é oculta. Esse resultado é encontrado, justamente pela não normalidade dos dados experimentais, o que faz com que a variável de resposta tenda para o fator de maior força, neste caso, o fator temperatura.

No entanto, com o fator temperatura em nível baixo, a influência do aumento de nível do fator vazão na redução do aquecimento superficial é revelada. Assim, pode-se concluir que o fator vazão tem influência na temperatura da superfície aquecida, ainda que não tão expressiva.

6.2.6 Comparação com o modelo teórico

Para cada um dos testes, foi feito o gráfico da resistência térmica total experimental e suas respectivas incertezas, para cada um dos patamares, juntamente às resistências totais teóricas, calculadas através do modelo teórico desenvolvido, para 4 correlações de ebulição em piscina. São elas as correlações de: Cooper, Rosehow, Stephan-Abdesalen e Kutateladze. As diferentes correlações foram testadas com o intuito de encontrar aquela que faz o modelo proposto se aproximar mais dos resultados obtidos

experimentalmente. Os resultados encontrados estão expostos na Figura 94, na Figura 95, na Figura 96 e na Figura 97.

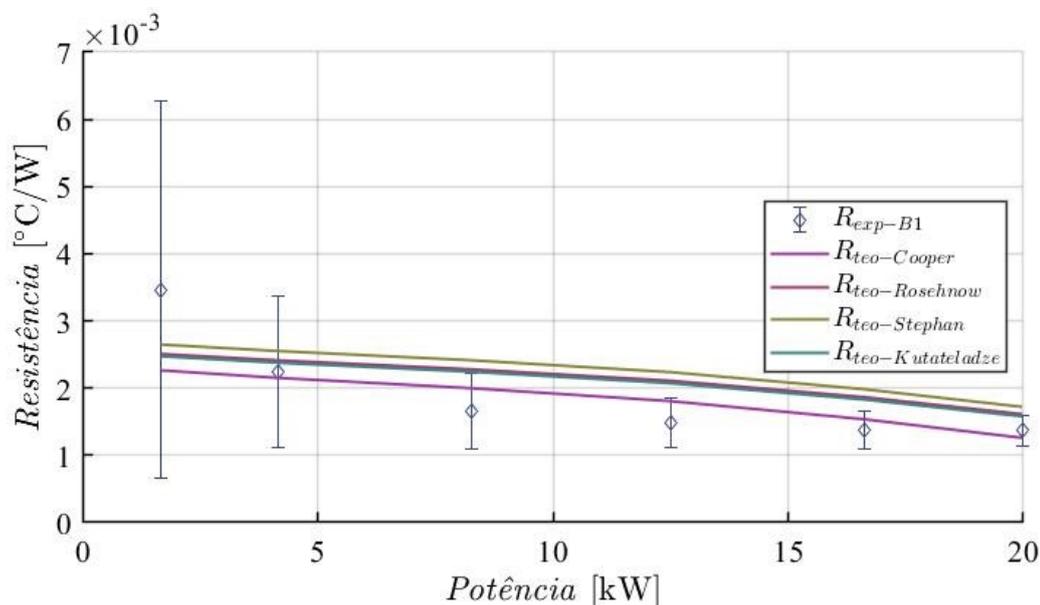


Figura 94:Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B1.

Os testes do bloco B apresentam um comportamento unânime quando comparados ao modelo teórico: a relação de Cooper para o coeficiente convectivo para ebulição em piscina, foi a que rendeu resultados mais próximos aos experimentais, inclusive dentro da faixa de incerteza experimental. Um outro ponto é o valor relativamente alto para a incerteza experimental no patamar de potência 1. Tal fato deve-se à menor geração de vapor com apenas 1,6kW de potência, que ocasiona uma distribuição de vapor não muito uniforme no condensador, elevando o desvio padrão entre as leituras para a temperatura média do condensador.

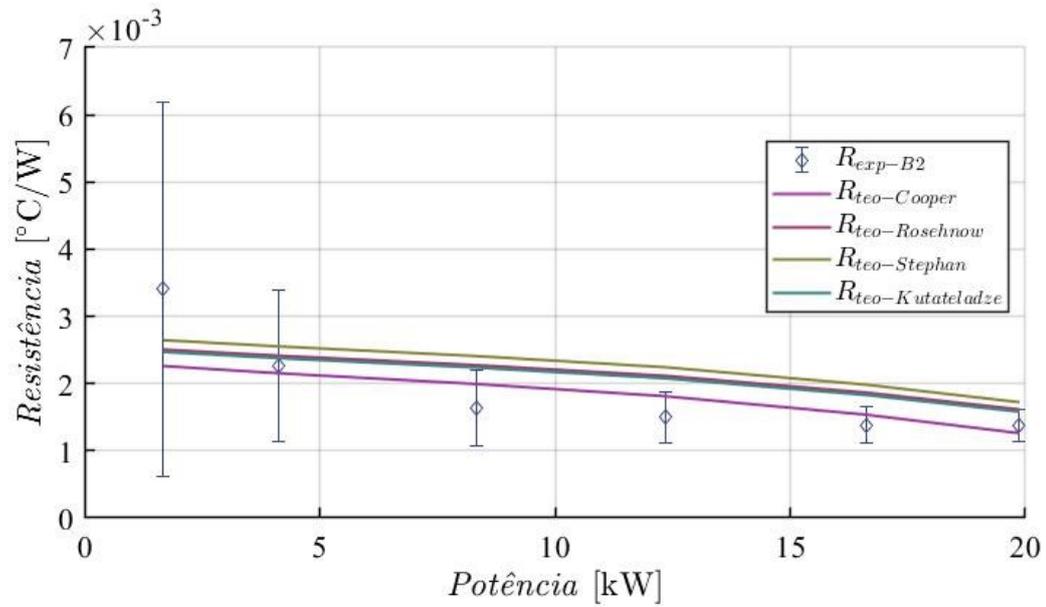


Figura 95: Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B2.

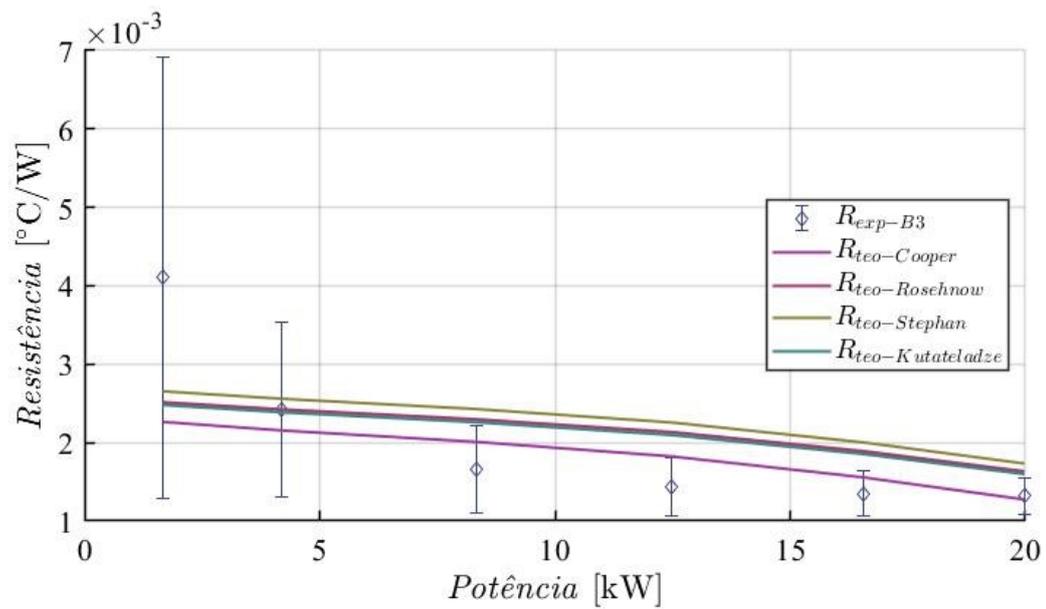


Figura 96: Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B3.

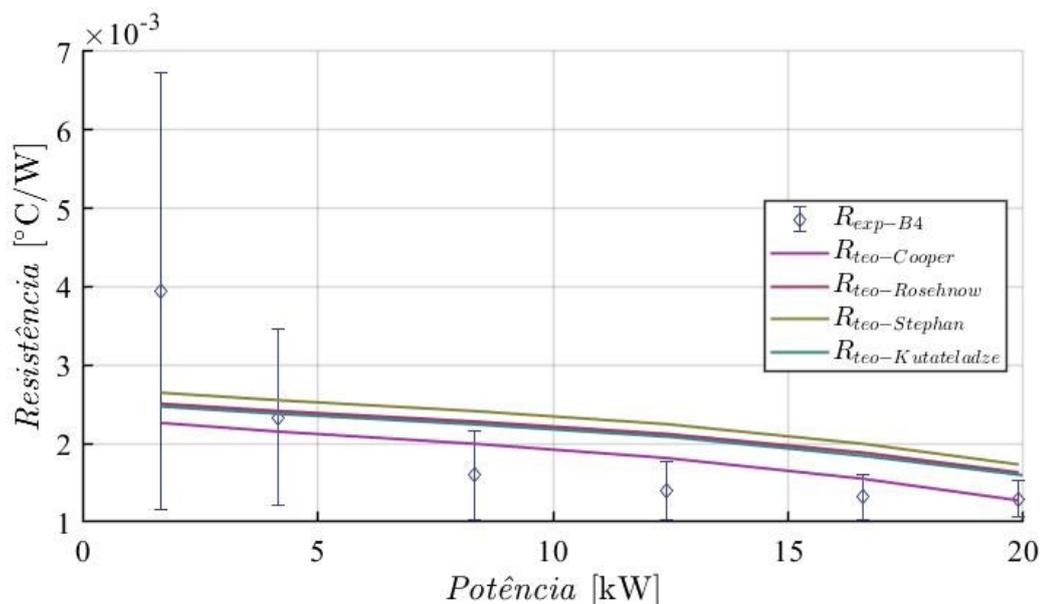


Figura 97: Comparativo entre a resistência térmica teórica calculada pelo modelo proposto e os dados experimentais– Teste B4.

Nota-se que nenhuma das 4 correlações adaptam o comportamento da resistência térmica teórica com os dados experimentais para o patamar de potência 1, como mostra o erro médio quadrático (EQM) para cada um dos testes, calculado dos patamares 2 a 6 e apresentado na Tabela 11.

Tabela 11: Erros médio quadráticos entre o modelo com as diferentes correlações da literatura e os dados experimentais .

Teste	Modelo	EQM
B1	<i>Cooper</i>	13,30%
	<i>Rohsenow</i>	23,70%
	<i>Stephan</i>	28,36%
	<i>Kutateladze</i>	22,27%
B2	<i>Cooper</i>	13,39%
	<i>Rohsenow</i>	23,70%
	<i>Stephan</i>	28,34%
	<i>Kutateladze</i>	22,28%
B3	<i>Cooper</i>	14,90%
	<i>Rohsenow</i>	26,14%
	<i>Stephan</i>	30,25%
	<i>Kutateladze</i>	24,75%
B4	<i>Cooper</i>	15,73%
	<i>Rohsenow</i>	27,83%
	<i>Stephan</i>	32,01%
	<i>Kutateladze</i>	36,47%

Para o modelo que utiliza a correlação de Cooper para a ebulição em piscina, a média dos erros médios quadráticos é de 14,33% para os testes do bloco B, que pode ser considerado um bom resultado.

Em todos os casos, a resistência experimental atingiu um máximo de $0,0035^{\circ}\text{C}/\text{W}$ no patamar 1, quando o modelo com a correlação de Cooper resultou em $0,0023^{\circ}\text{C}/\text{W}$, o que implica em uma diferença relativamente alta, de 52%. Em contrapartida, para esse mesmo patamar, a incerteza experimental apresentada também foi alta, corroborando com a ideia de que essa diferença não é tão relevante nas análises.

Os valores das resistências experimentais e teóricas, obtidas utilizando a correlação de Cooper, e suas respectivas diferenças percentuais para o teste B1 estão expostos na Tabela 12. Como pode ser visto, a resistência experimental varia entre valores de $0,0035^{\circ}\text{C}/\text{W}$ e $0,0013^{\circ}\text{C}/\text{W}$. Apesar de serem valores bem baixos, as resistências mais altas para os patamares 1 e 2 indicam que a dissipação de calor do protótipo não é tão eficiente para baixas potências. No entanto, do patamar 3 ao 6, há uma estabilização em valores mais baixos da resistência, indicando uma alta capacidade dissipativa do protótipo para médias e altas potências. É conveniente lembrar que o dispositivo está sendo desenvolvido justamente para potências médias e altas.

Tabela 12: Resistências teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B1.

Teste B1			
Patamar	R_{experimental} [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]	R_{teórica-Cooper} [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]	diferença
1	0,0035	0,0023	34,28%
2	0,0023	0,0022	4,53%
3	0,0016	0,0020	17,49%
4	0,0015	0,0018	17,67%
5	0,0014	0,0015	9,94%
6	0,0014	0,0013	8,57%

Os demais testes do bloco B apresentam resultados muito semelhantes aos do teste B1 e podem ser vistos na Tabela 13, na Tabela 14 e na Tabela 15.

Tabela 13: Resistência teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B2.

Teste B2			
Patamar	R_{experimental} [°C/W]	R_{teórica-Cooper} [°C/W]	diferença
1	0,0034	0,0023	34,28%
2	0,0023	0,0022	4,34%
3	0,0016	0,0020	25,00%
4	0,0015	0,0018	20,00%
5	0,0014	0,0015	7,14%
6	0,0014	0,0013	7,14%

Tabela 14: Resistência teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B3.

Teste B3			
Patamar	R_{experimental} [°C/W]	R_{teórica-Cooper} [°C/W]	diferença
1	0,0041	0,0023	43,9%
2	0,0024	0,0022	8,33%
3	0,0017	0,0020	17,64%
4	0,0014	0,0018	28,6%
5	0,0014	0,0016	14,28%
6	0,0013	0,0013	0,00%

Tabela 15: Resistência teórica e experimental e diferenças percentuais para o Teste B4.

Teste B4			
Patamar	R_{experimental} [°C/W]	R_{teórica-Cooper} [°C/W]	diferença
1	0,0039	0,0023	41,02%
2	0,0023	0,0022	4,35%
3	0,0016	0,0020	25,00%
4	0,0014	0,0018	28,57%
5	0,0013	0,0016	23,07%
6	0,0013	0,0013	0,00%

6.3 RESULTADOS BLOCO DE TESTES C

O bloco de testes C foi planejado com objetivo de analisar a influência da posição e da área do aquecedor no evaporador sobre a distribuição de temperatura na superfície do evaporador e na resistência térmica total do dispositivo. Nesta seção, os resultados de cada um dos 6 testes serão apresentados e analisados unitária e conjuntamente.

Os testes do bloco C foram realizados nas seguintes condições: fator de enchimento de 75%, conforme definido no bloco A, temperatura de entrada do ar igual a 40°C e vazão de ar de 55 m³/min, conforme explicitado na seção 5.2.

6.3.1 Testes C2 e C3

Os testes C2 e C3 foram realizados com a mesma razão de área de aquecimento (ver Tabela 8), mudando apenas a posição do bloco aquecido (ver Tabela 7). No teste C2, os blocos S1 são aquecidos e, como pode ser visto na Figura 71, esses se localizam mais próximos da linha saída de vapor e mais distantes da linha de retorno de líquido, enquanto que no teste C3, com os blocos S4 sendo aquecidos, ocorre o oposto. A evolução das temperaturas no tempo em ambos os testes pode ser vista na Figura 98 e na Figura 99.

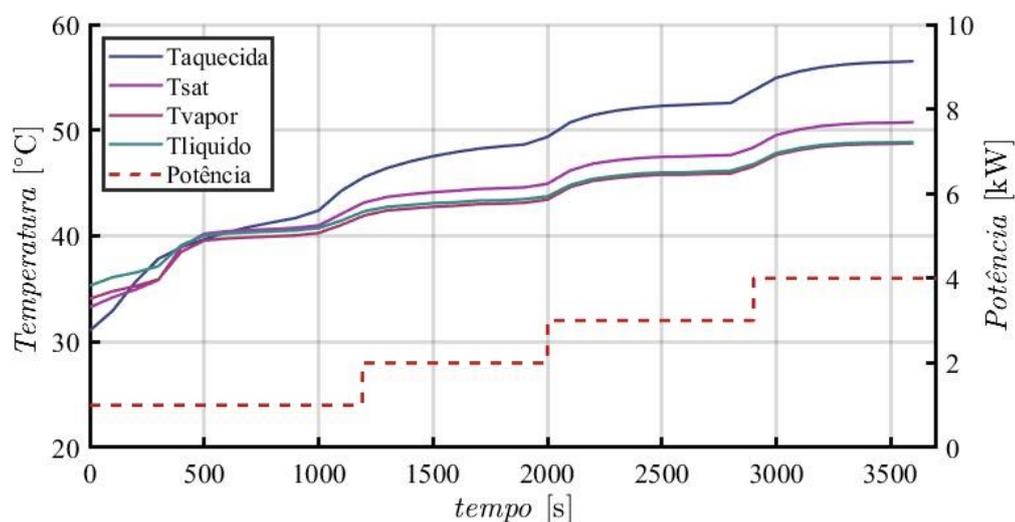


Figura 98: Variação das temperaturas com o tempo no teste C2.

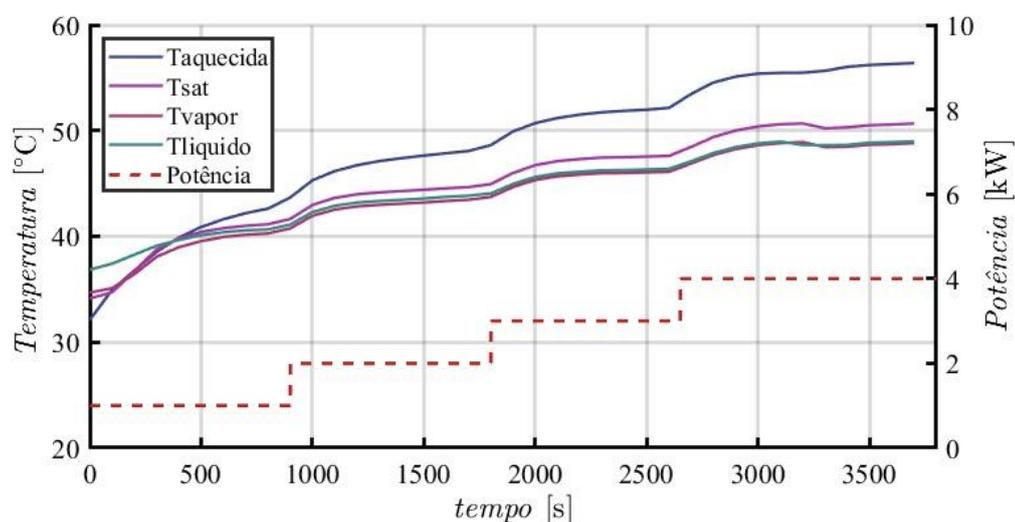


Figura 99: Variação das temperaturas com o tempo no teste C3.

De uma maneira geral, as variações das temperaturas com o tempo nos testes C2 e C3 são muito semelhantes. Avaliando o patamar 4, por exemplo, a temperatura de saturação média (\bar{T}_{sat}) para o teste C2 foi de 50,5C, enquanto que para o teste C1 foi de 50,7°C, ou seja, uma diferença muito pequena. Essa mesma diferença foi encontrada para as demais temperaturas controladas nos testes, ou seja, \bar{T}_{vapor} , $\bar{T}_{liquido}$ e $\bar{T}_{aquecida}$. O teste C3 apresentou 0,3°C a mais em cada uma das temperaturas analisadas, quando comparado ao teste C2, ambos no patamar de potência 4.

Apesar da diferença entre as temperaturas ser pequena quando avaliadas isoladamente, por se tratar esse de um protótipo que apresenta uma resistência térmica total baixa, as diferenças tornam-se mais evidentes quando as resistências obtidas em cada teste são comparadas. Isso pode ser feito a partir da Figura 98.

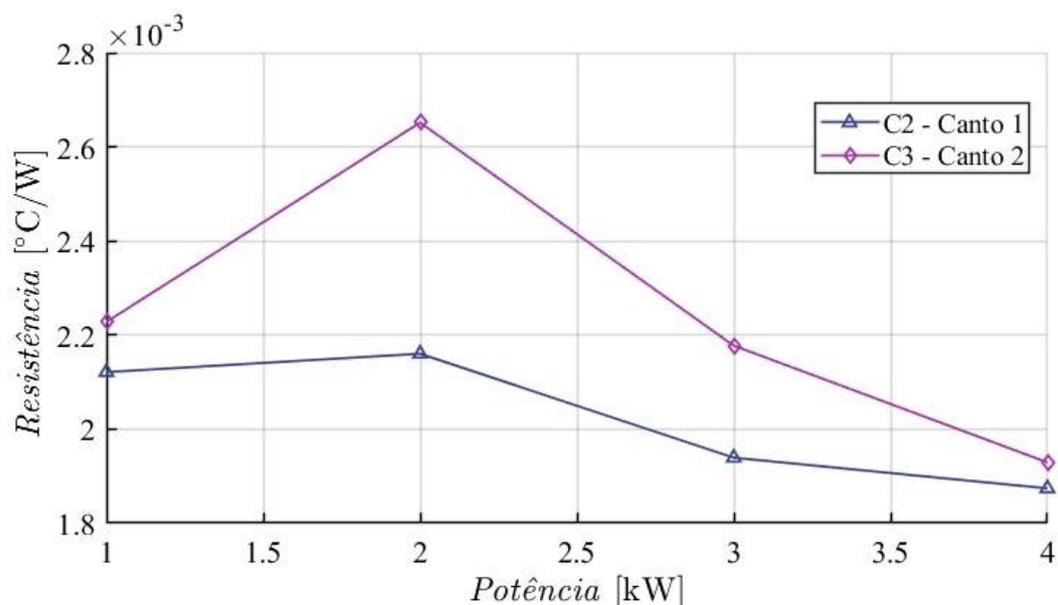


Figura 100: Resistência térmica versus potência para os testes C2 (aquecimento concentrado nos aquecedores S1A e S1B) e os testes C3 (aquecimento concentrado nos aquecedores S4A e S4B).

Analisando a Figura 100, nota-se que, para todos os patamares, os valores de resistência obtidos para o teste C2 são inferiores aos obtidos no teste C3. Esse resultado pode ser atribuído à proximidade do aquecedor com a linha de saída de vapor no teste C2, que facilita o início do ciclo bifásico. Essa facilidade pode ser vista na Figura 101, na qual as setas indicam que a chegada do vapor da linha de vapor e, conseqüentemente no condensador, ocorre em $t = 200$ s para o teste C2 e em $t = 400$ s para o teste C3. Ou seja, o início do ciclo bifásico demora o dobro do tempo para iniciar no teste C3 quando

comparado ao C2 e a temperatura média da superfície aquecida é aumentada até que o processo de troca de calor estabilize-a.

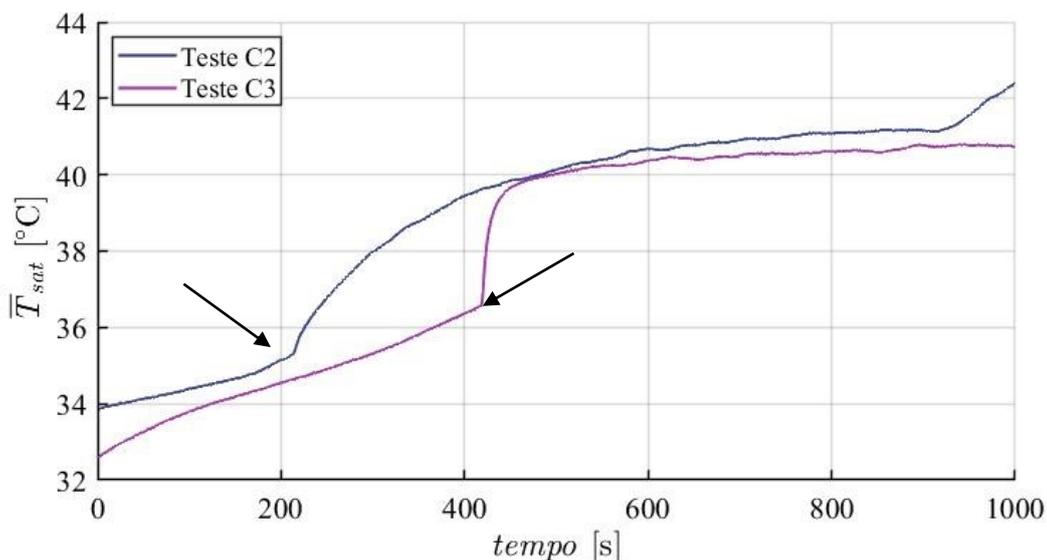


Figura 101: Temperatura de saturação no patamar 1 para os testes C2 e C3

Como as resistências e as temperaturas avaliadas até aqui são calculadas a partir de médias, algumas diferenças na distribuição de temperatura da superfície aquecida entre os testes podem acabar ocultas, sendo válida uma comparação ponto a ponto entre as temperaturas medidas na superfície do evaporador. Como no patamar 4 as diferenças entre os testes com os dois meios de avaliação utilizados foram pequenas, a avaliação ponto a ponto será feita neste patamar (ver Figura 102).

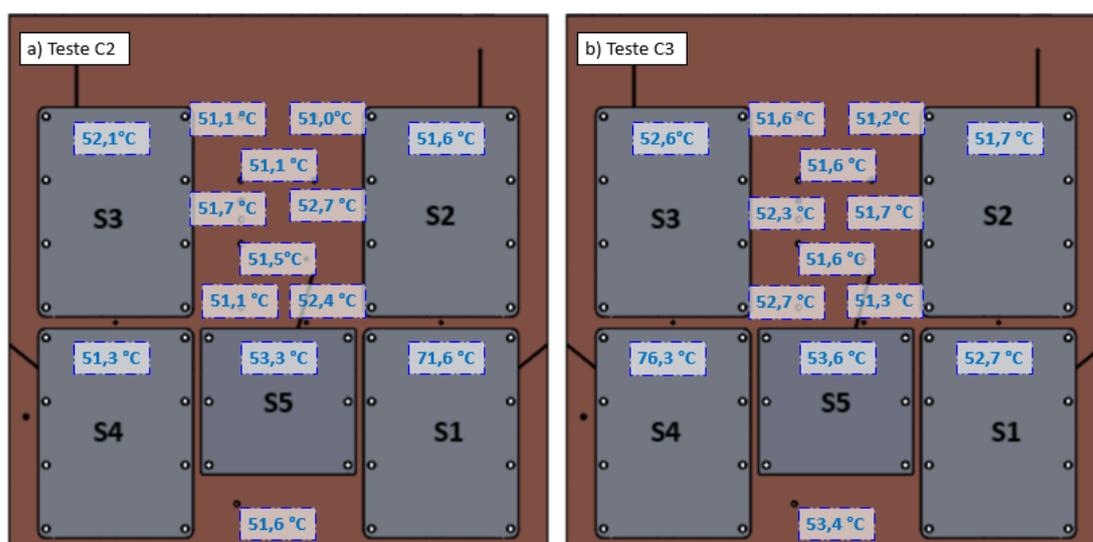


Figura 102: a) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C2 – patamar de potência 4. b) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C3 – patamar de potência 4.

Na Figura 102, observa-se que a temperatura logo abaixo do bloco S4 no teste C3 é superior em 5°C à temperatura do bloco S1 no teste C2. Tal diferença é mascarada pela média quando avalia-se apenas os resultados expostos na Figura 98 e na Figura 99, que revela temperaturas médias da superfície aquecida muito próximas e acaba ocultando o pico de temperatura no bloco utilizado no aquecimento. Dessa forma, fica mais claro perceber que a condição de aquecimento utilizada no teste C3 é mais desfavorável que a do teste C2, uma vez que o componente eletrônico que ocuparia a posição do aquecedor S4 no teste C3 experimentaria um sobreaquecimento de 5°C em relação ao componente na posição S1 no teste C2 .

6.3.2 Testes C4 e C5

Os testes C4 e C5 foram realizados com a mesma razão de área de aquecimento (ver Tabela 8), mudando apenas a posição do bloco aquecido (ver Tabela 7).

No teste C4, os blocos S1 e S4 são aquecidos e, como pode ser visto na Figura 71, a piscina de líquido tem nível superior a estes blocos (aqui referenciado como recobertos pela piscina de líquido), enquanto que no teste C5, com os blocos S2 e S3 sendo aquecidos, metade de cada aquecedor se encontra fora da piscina de líquido. A evolução das temperaturas de ambos os testes no tempo pode ser vista na Figura 103 e na Figura 104.

Nota-se que a curva da $\bar{T}_{aquecida}$ apresenta valores superiores para o teste C4 quando comparada ao do teste C5. Avaliando o patamar de potência 4, por exemplo, o valor de $\bar{T}_{aquecida}$ para o teste C4 (Figura 103) é 57,2°C, enquanto que para o teste C5 é de 55,9°C. Essa diferença de temperatura é também observada quando as curvas das resistências experimentais são comparadas (Figura 105).

Além disso, a curva da temperatura média aquecida apresenta-se suave nos dois testes e em todos os patamares de potência, ou seja, mesmo no caso em que parte do aquecimento ocorre fora da piscina de líquido (Teste C4), não há secagem da parede do evaporador, de modo que não há picos de temperaturas.

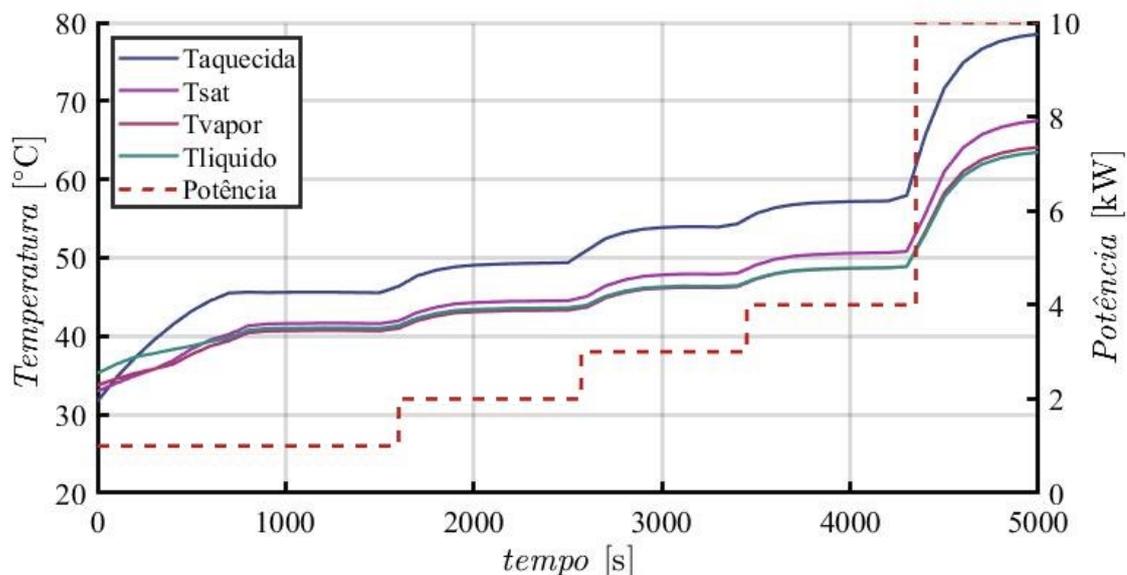


Figura 103: Variação das temperaturas com o tempo no teste C4.

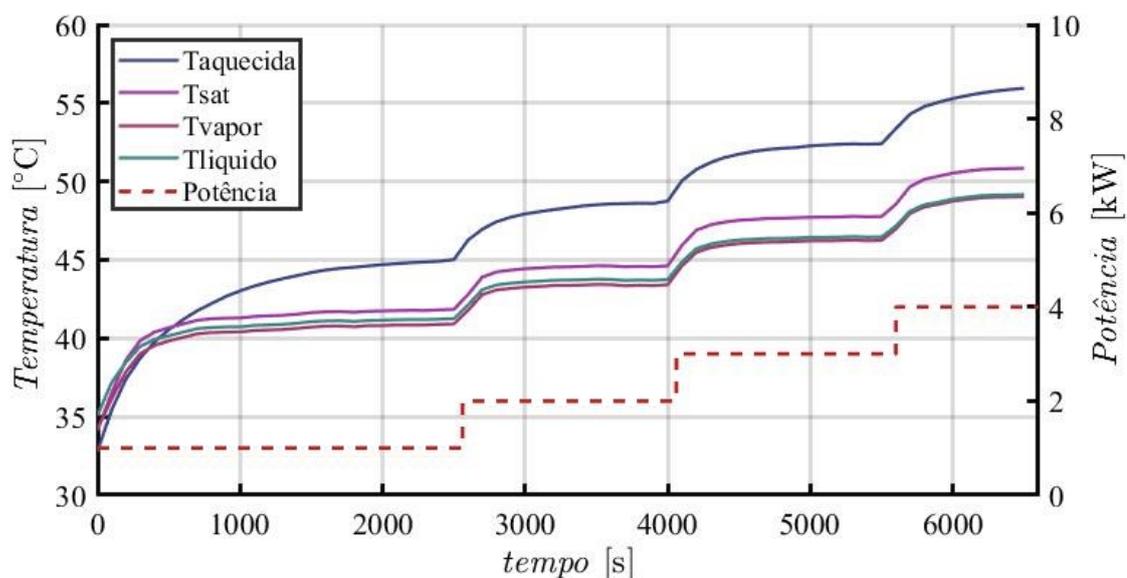


Figura 104: Visão geral do teste C5 no tempo.

Como pode ser visto na Figura 105, a resistência experimental do teste C4 é superior à do teste C5 em todos os patamares em cerca de 20%. Essa menor resistência encontrada quando o aquecimento é na linha superior (Teste C5) é explicada pela maior eficiência do processo de troca de calor, que é composto por ebulição em piscina, na área em que o aquecedor está em contato com a piscina, e por ebulição em película, na área em que o aquecedor se encontra fora da piscina de líquido. A ebulição em película é um processo mais eficiente que em piscina.

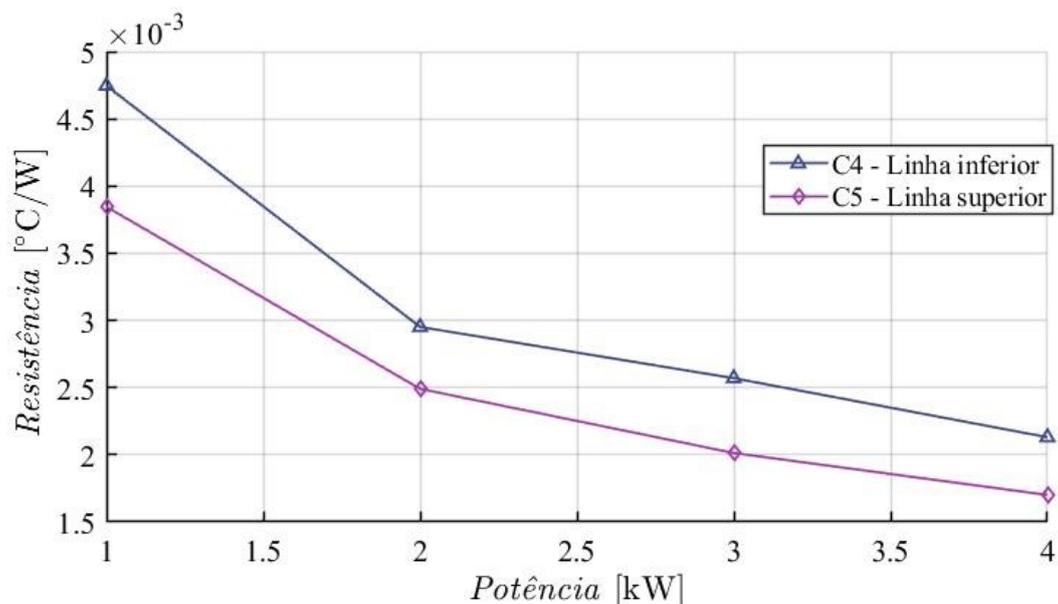


Figura 105: Resistência térmica versus potência para os testes C4 (aquecimento distribuído entre os aquecedores S2A, S2B, S3A e S3B) e os testes C5 (aquecimento distribuído entre os aquecedores S4A, S4B, S1A e S1B).

Além disso, como os aquecedores encontram-se em posições mais elevadas no teste C5 do que no teste C4, a piscina de líquido é também menor em altura para o teste C5. Isso leva a uma menor pressão de líquido, o que facilita a formação de bolhas, melhorando o processo de ebulição e resultando em menores resistências experimentais para o teste C5 (Figura 106). Na Figura 107 é possível observar que a temperatura média da superfície aquecida para o teste C4 mantém-se sempre superior à do teste C5.

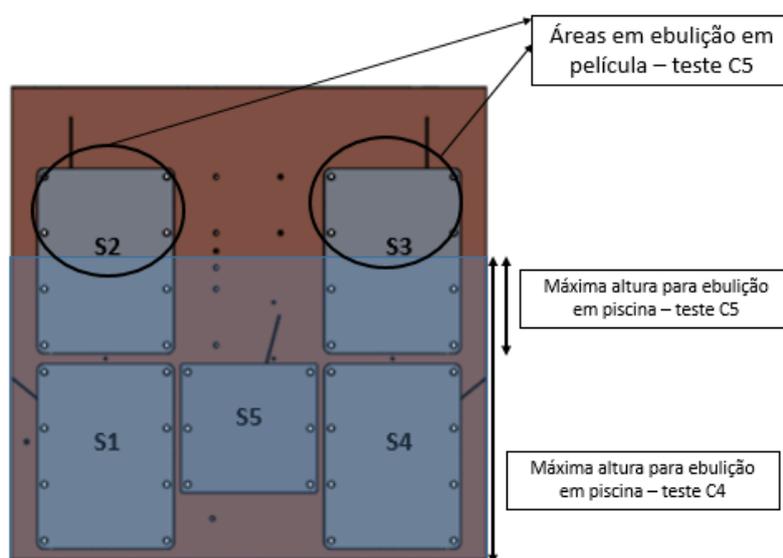


Figura 106: Alturas das piscinas de líquido para os testes C4 e C5.

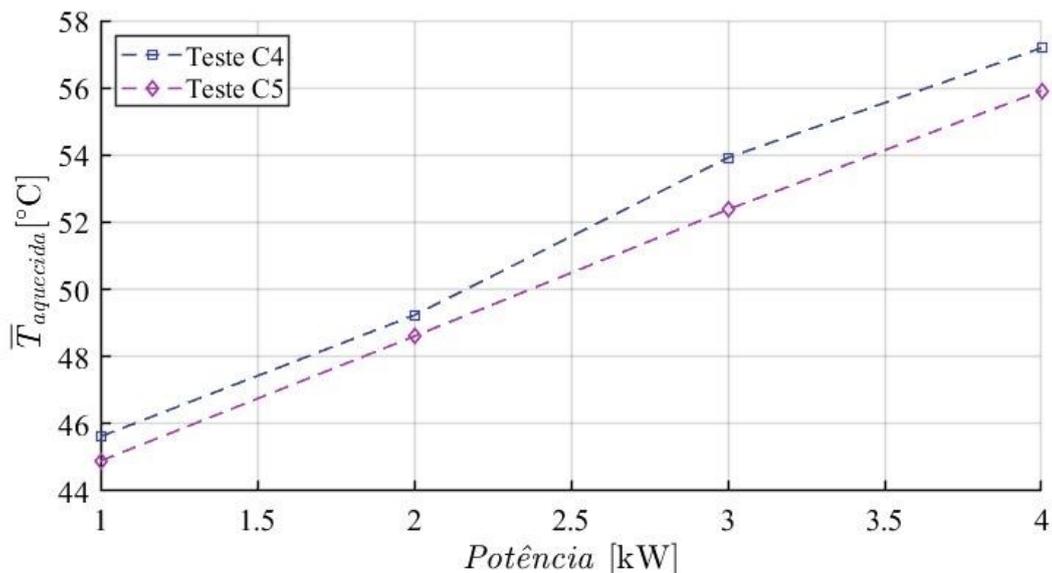


Figura 107: Temperatura média da superfície aquecida para os testes C4 e C5.

6.3.3 Testes C1 e C6

Os testes C1 e C6 não possuem nem a mesma razão de área de aquecimento nem a mesma posição. O teste C1 é o que possui a maior razão de área testada, de 52% e o teste C6, a menor com 7,8% (Tabela 8).

No teste C1, todos os blocos disponíveis na superfície do evaporador são aquecidos, tendo a potência dividida igualmente entre eles. Já no teste C6, o aquecimento é concentrado apenas nos blocos S5, A e B (Tabela 7). A variação da temperatura de ambos os testes no tempo pode ser vista na Figura 108 e na Figura 109.

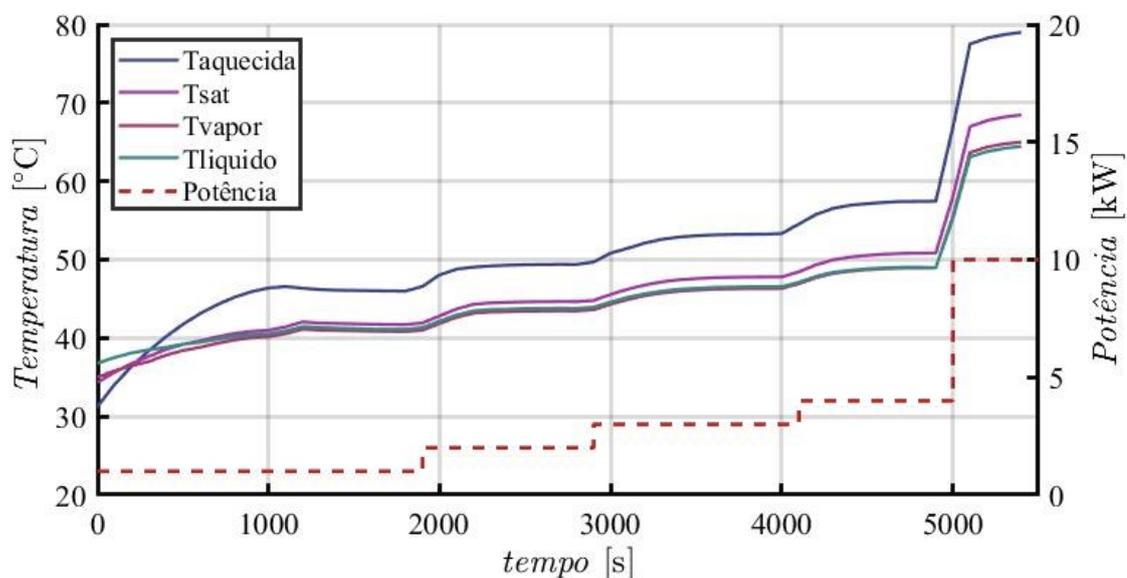


Figura 108: Variação das temperaturas com o tempo no teste C1.

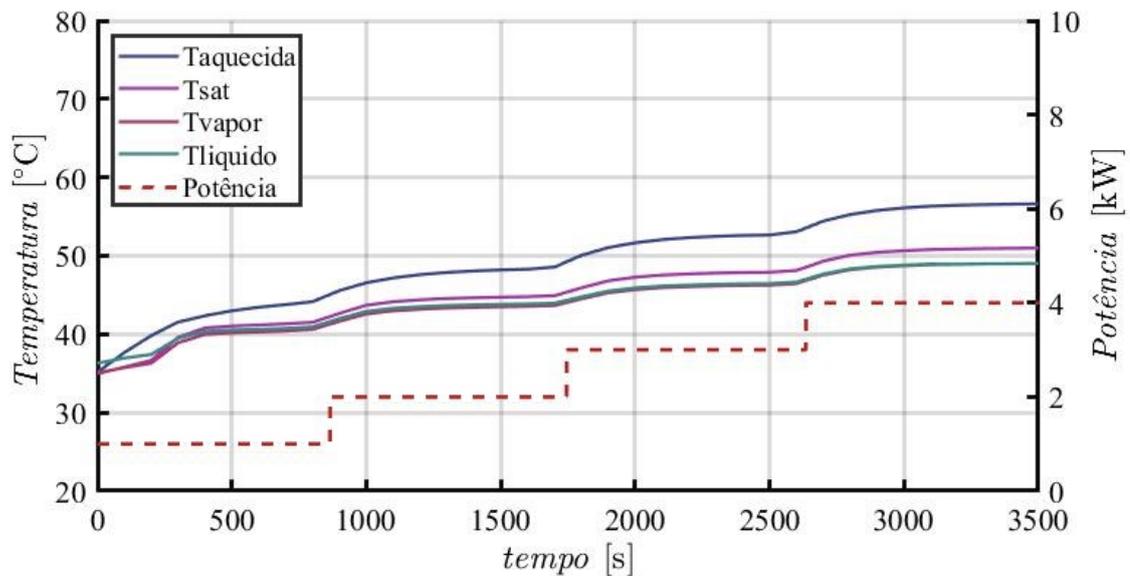


Figura 109: Variação das temperaturas com o tempo no teste C6.

Na Figura 107, nota-se que a curva de $\bar{T}_{aquecida}$ apresenta valores superiores para o teste C1 quando comparada à do teste C6. No entanto, essa diferença vai diminuindo ao longo dos patamares de maior potência. No patamar 1, $\bar{T}_{aquecida}$ vale 46,0°C para o teste C1 e de 43,9°C. Já para o patamar 4, por exemplo, já a $\bar{T}_{aquecida}$ para o teste C1 é igual 57,0°C enquanto que para o teste C6 é de 56,6°C.

Analisando a Figura 110, observa-se que no patamar 1, com uma potência de 1kW aplicada nos blocos aquecedores, a resistência térmica total do teste C1 é igual 0,0049°C/W enquanto que para o teste C6 esse valor é de 0,0033°C/W, revelando que uma menor área de aquecimento, ou seja, uma dissipação de calor de forma concentrada, resulta em menores resistências térmicas.

A Figura 109 apresenta as leituras obtidas através do termopar localizado abaixo do aquecedor na posição S5, uma vez que este é o único aquecedor em funcionamento no teste C6 e também está presente no aquecimento distribuído realizado no teste C1. Assim, é possível observar também que um aquecimento concentrado facilita o início do ciclo bifásico. As setas da Figura 111 indicam um pico de temperatura seguido de uma queda, característico do processo de desprendimento das primeiras bolhas, iniciando assim o ciclo bifásico. Isso ocorre em $t = 331$ s para o teste C1 e em $t = 1175$ s para o teste C6. Ou seja, o início do ciclo bifásico demora aproximadamente 3,5 vezes o tempo para iniciar no teste C6 que no teste C1. A temperatura média da superfície aquecida aumenta até no pico, quando cai abruptamente até que o processo de troca de calor estabilize-a.

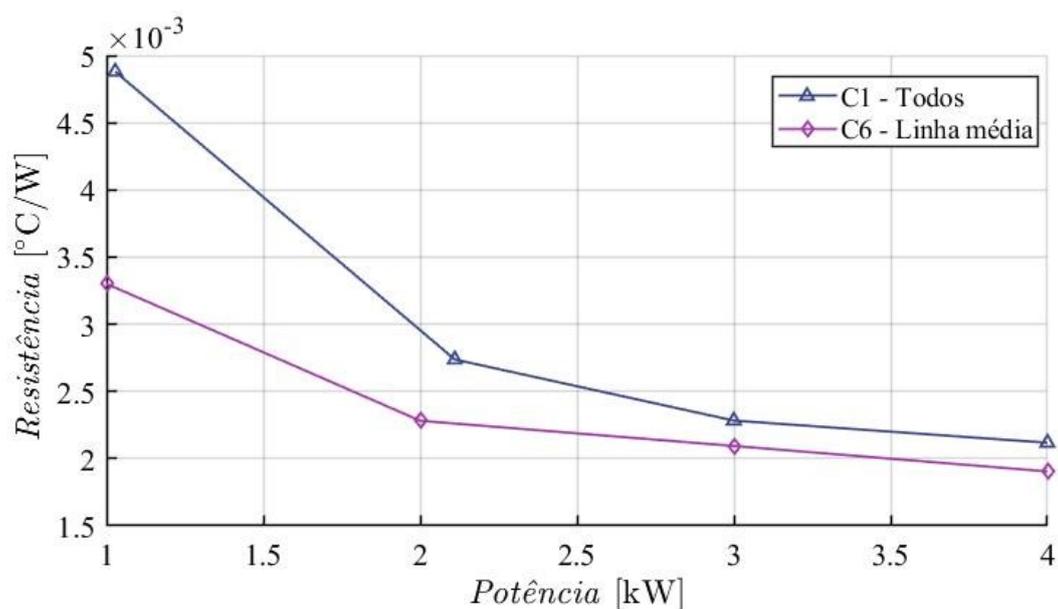


Figura 110: Resistência térmica versus potência para os testes C1 (aquecimento distribuído entre todos os blocos) e os testes C6 (aquecimento concentrado nos aquecedores S5, a e b).

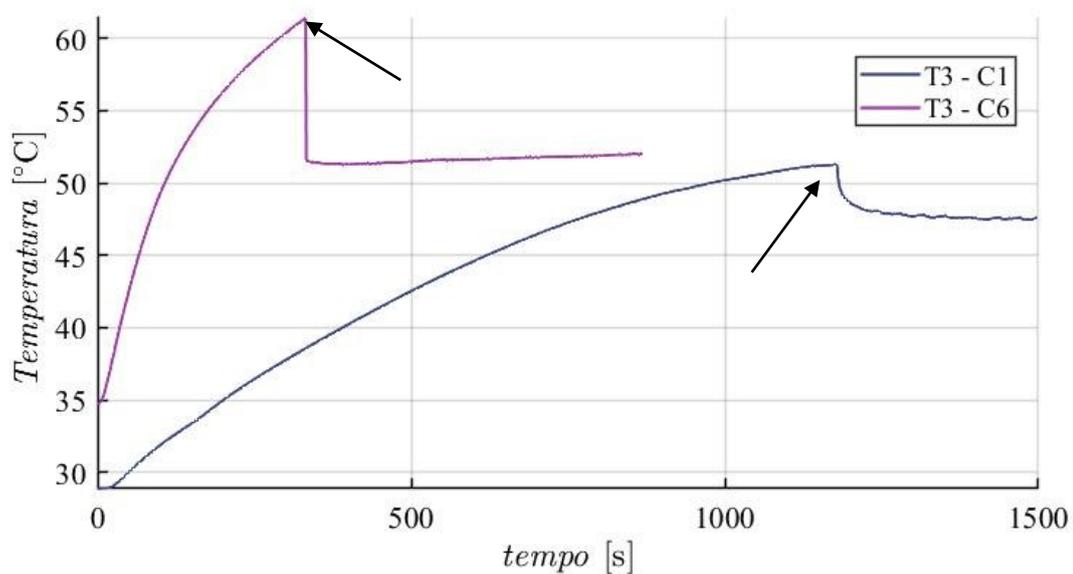


Figura 111: Leituras do termopar T3, localizado abaixo do aquecedor S5, para os testes C1-1 e C6-1.

Ainda na Figura 111, pode-se observar que o teste C6, apesar de dar início ao processo bifásico mais rapidamente, apresenta um pico de temperatura em torno de 10°C mais alto que o pico visto no teste C1, que é em torno de $3,5^{\circ}\text{C}$. Essa observação é importante pois quando se trata do controle térmico de equipamentos elétricos ou eletrônicos. Nessas aplicações, picos de temperatura como os observados no teste C6

devem ser evitados a fim de garantir uma maior durabilidade do equipamento. Dessa forma, apesar de apresentar resistências térmicas totais mais altas, a depender da aplicação do protótipo, a condição apresentada no teste C1 é preferível à apresentada no teste C6.

Na Figura 112 é possível observar que, além de não possuir picos de temperaturas como os já comentados, o teste C1 apresenta uma distribuição de temperaturas na superfície do evaporador mais homogênea que a obtida no teste C6.

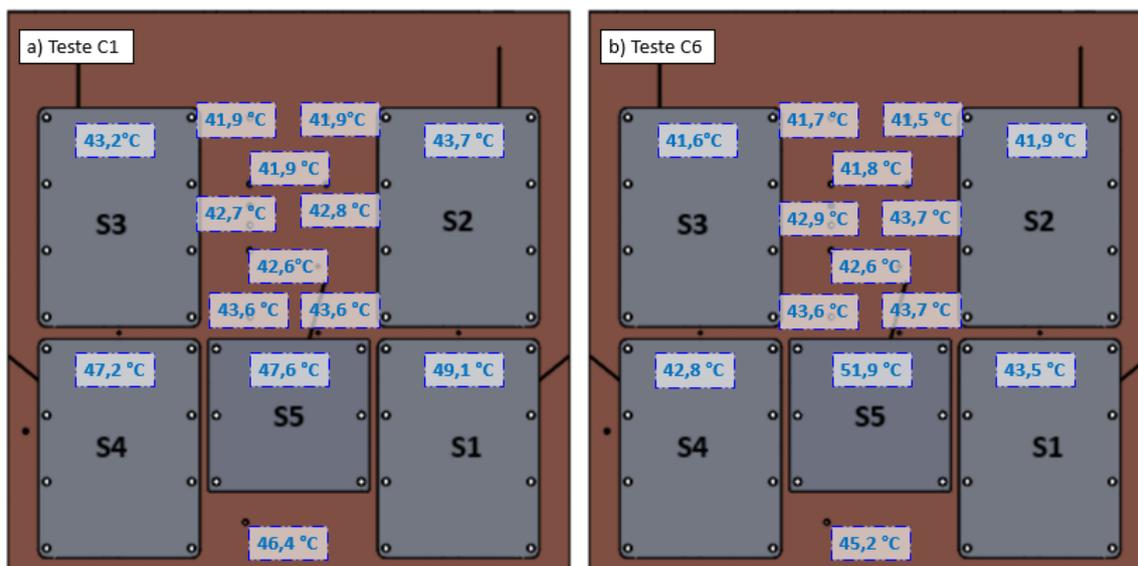


Figura 112: a) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C1- patamar de potência 1.

b) Distribuição de temperaturas na superfície do evaporador para o teste C6- patamar de potência 1.

6.3.4 Comparativo entre todos os testes do bloco C

A Figura 113 mostra um comparativo entre resistências experimentais obtidas em todos os testes do bloco C. É possível observar que, para o patamar de potência 1, o teste C1 apresenta a maior resistência experimental ($0,0047 \text{ } ^\circ\text{C/W}$) dentre todos os testes do bloco C, apesar de um melhor uniformidade da distribuição de temperatura na superfície do evaporador, como já mencionado anteriormente. Ainda para o patamar de potência 1, o teste C2 apresenta a menor resistência térmica experimental ($0,0021 \text{ } ^\circ\text{C/W}$), cerca de 2 vezes menor que a do teste C1. Já para o patamar 4, todas os testes do bloco C apresentam resistências experimentais muito próximas, sendo a do teste C4 foi a maior e a do teste C5 a menor.

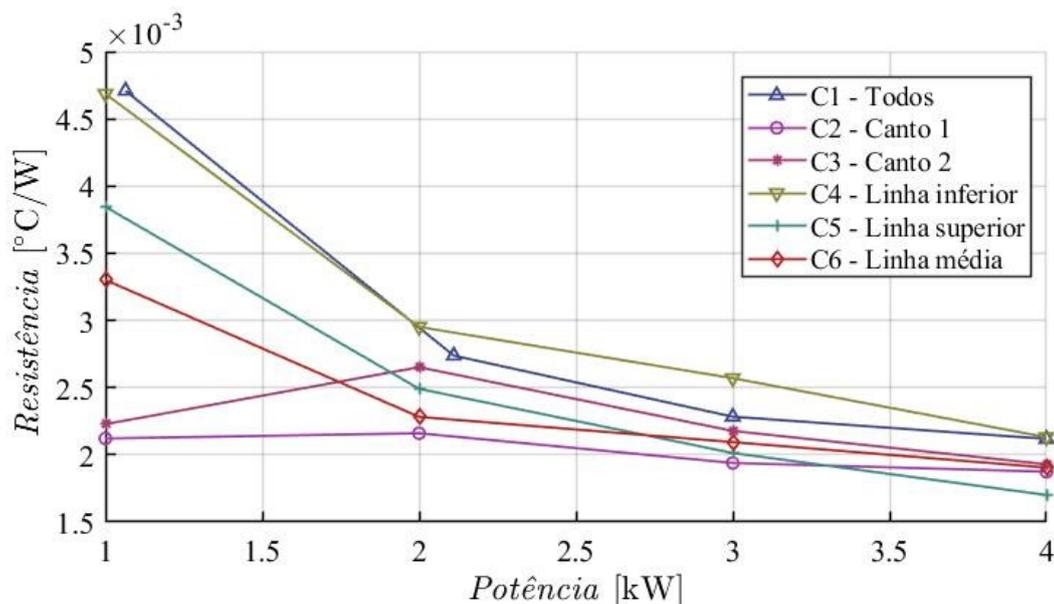


Figura 113: Resistência térmica experimental para todos os testes do bloco C.

6.3.5 Comparação com o modelo teórico

Assim como observado nos testes do bloco B, o modelo teórico utilizando a correlação de Cooper para o coeficiente convectivo para ebulição em piscina, foi o que obteve resultados mais próximos aos resultados experimentais obtidos no bloco de testes C. As previsões teóricas permaneceram dentro da faixa de incerteza das medidas experimentais. Sendo assim, nos gráficos comparativos entre as resistências experimentais e teóricas, foi empregada a correlação de Cooper para cada um dos testes do bloco C.

Além disso, nesta seção serão apresentados gráficos comparativos para as temperaturas da superfície do evaporador obtidas tanto experimental quanto teoricamente.

6.3.5.1 Teste C1

Na Figura 114 é mostrado um gráfico das resistências experimentais obtidas para o teste C1, juntamente com a curva teórica prevista pelo modelo desenvolvido para o caso de um aquecimento igualmente distribuído entre todos os blocos aquecedores disponíveis na superfície do evaporador. Para o patamar 1, com uma potência de 1 kW, a resistência térmica experimental foi de $0,0047^{\circ}\text{C}/\text{W}$, enquanto que a teórica foi de $0,0024^{\circ}\text{C}/\text{W}$, ou seja, uma diferença de aproximadamente 49% entre elas.

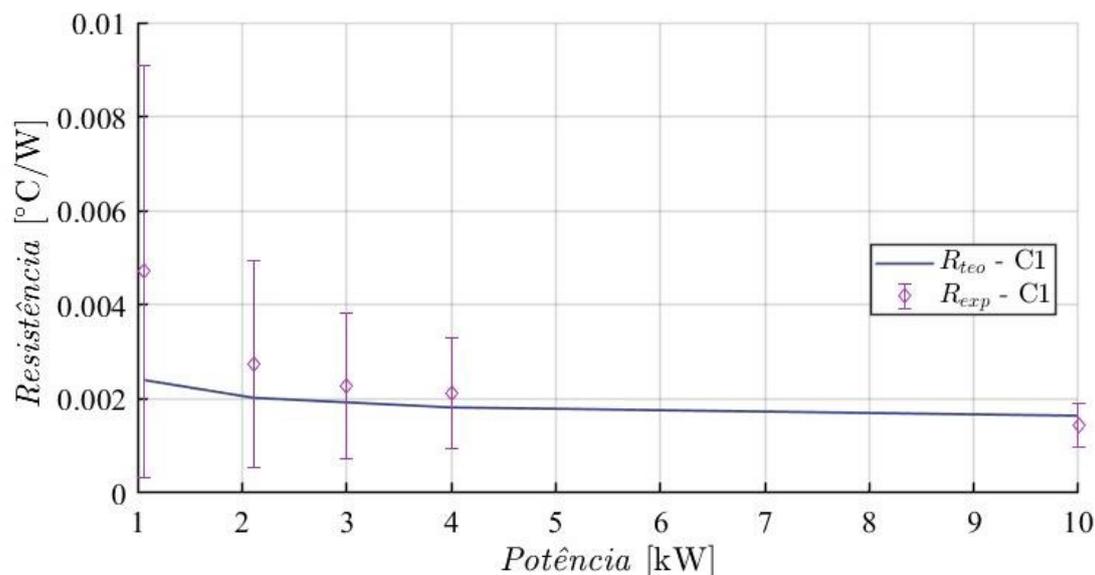


Figura 114: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C1.

É possível observar também que o modelo teórico desenvolvido não prevê bem os valores para a resistência térmica total em baixos patamares de potência. Porém, para médias e baixas potências, se trata dos patamares para os quais o protótipo foi criado, e diferença encontra-se em torno de 14%, que pode ser considerado um resultado muito bom (ver Tabela 16). Assim, a diferença (experimental – teórico) é substancialmente maior para os patamares de menor potência, pois o modelo teórico desenvolvido baseia-se em um valor médio para coeficiente de convecção por ebulição e o aplica igualmente para todos os pontos da face do evaporador. Ocorre queda da altura da piscina de líquido, e ainda a presença ou a ausência dela, interfere no processo de troca de calor, criando um gradiente de temperatura ao longo do evaporador, da base à superfície da piscina. Já o modelo teórico uniformiza as temperaturas e não aponta um gradiente de temperatura tão expressivo quanto o observado nos resultados experimentais. Esse gradiente é mais expressivo para baixas potências.

Tabela 16: Diferenças percentuais entre teoria e experimentos e o erro médio quadrático para o teste C1.

Teste	Patamar	$R_{experimental}$ [°C/W]	$R_{teórica-Cooper}$ [°C/W]	diferença	EQM
C1	1	0,0047	0,0024	49,02%	30,56%
	2	0,0027	0,0020	26,08%	
	3	0,0023	0,0019	15,63%	
	4	0,0021	0,0018	14,12%	
	5	0,0014	0,0016	14,48%	

Na Figura 115 são apresentadas as leituras dos termopares fixados na face A do evaporador (dados em azul), cujas posições podem ser observadas na Figura 57, e os valores previstos para os mesmos pelo modelo teórico desenvolvido (dados em vermelho) para o teste C1 no patamar 1, de potência igual 1 kW dividida igualmente entre todos os blocos aquecedores disponíveis. Nota-se o gradiente mencionado anteriormente, onde os termopares T1, T2, T3 e T11, localizados na parte inferior do evaporador, conforme indicado na Figura 57, apresentam valores superiores aos previstos pelo modelo para as mesmas posições. Já nos demais termopares avaliados, os valores experimentais e teóricos são compatíveis.

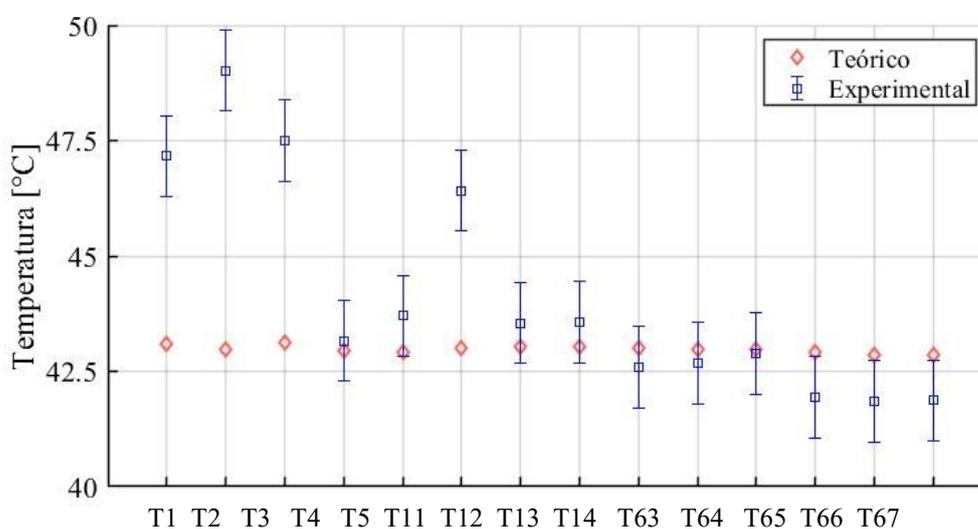


Figura 115: Comparação entre as medidas experimentais e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C1 – patamar de potência 1.

A Tabela 18 apresenta os valores para as temperaturas obtidas pelos termopares localizados na superfície aquecida e os valores previstos para as mesmas posições pelo modelo teórico desenvolvido. Nesta tabela percebe-se que, em geral, as diferenças são pequenas, em torno de 1,5%, com erros maiores para as leituras dos termopares T1, T2, T3 e T11, como já citado anteriormente. No entanto, a diferença média é de 9,4%, entre essas 4 leituras, que é bem menor que os 49% encontrados ao comparar as resistências teóricas e experimentais nesse mesmo patamar. Tal fato revela a maior sensibilidade da resistência às variações das leituras obtidas, tendo em vista que seus valores são muito baixos, na ordem de grandeza de 10^{-3} .

Essa análise comparativa entre as temperaturas experimentais e teóricas para a superfície do evaporador indicam a boa previsibilidade do modelo teórico desenvolvido.

Tabela 17: Comparação entre medidas experimentais e previsões teóricas e diferenças percentuais - teste C1 - patamar de potência 1.

Termopar	Experimental [°C]	Teórica [°C]	diferença
<i>T1</i>	47,1	43,1	8,65%
<i>T2</i>	49,0	42,9	12,33%
<i>T3</i>	47,5	43,1	9,24%
<i>T4</i>	43,1	42,9	0,49%
<i>T5</i>	43,7	42,8	1,83%
<i>T11</i>	46,4	42,9	7,38%
<i>T12</i>	43,5	43,0	1,19%
<i>T13</i>	43,6	43,0	1,23%
<i>T14</i>	42,6	43,0	0,99%
<i>T63</i>	42,7	42,9	0,68%
<i>T64</i>	42,9	42,9	0,20%
<i>T65</i>	41,9	42,9	2,35%
<i>T66</i>	41,8	42,8	2,42%
<i>T67</i>	41,9	42,8	2,37%

Como pode ser visto na Figura 116, o gradiente citado anteriormente também é previsto pelo modelo teórico. No entanto, ele é de apenas 0,4°C, diferente dos resultados da Figura 115 e da Tabela 17.

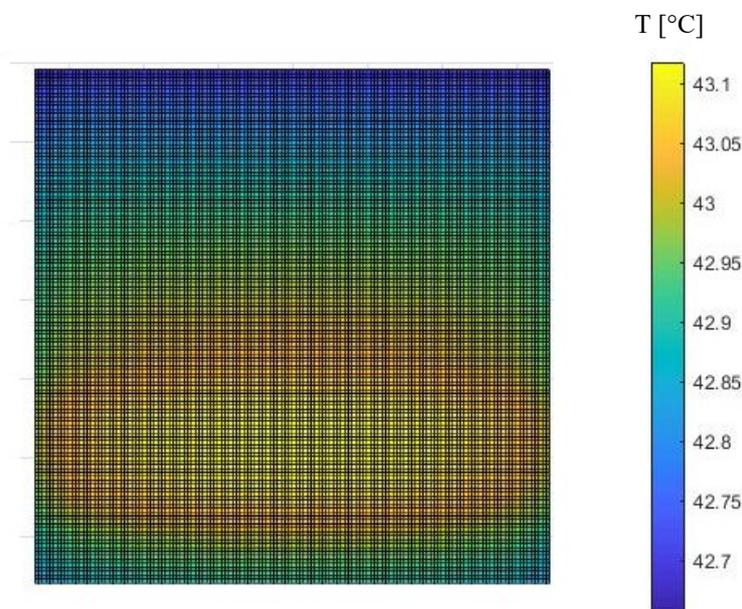


Figura 116: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico, para o teste C1 - patamar de potência 1.

6.3.5.2 Teste C2

Na Figura 117 é mostrado um gráfico das resistências experimentais obtidas para o teste C2 juntamente com as resistências teóricas previstas pelo modelo desenvolvido para o caso de um aquecimento concentrado nos dois blocos S1.

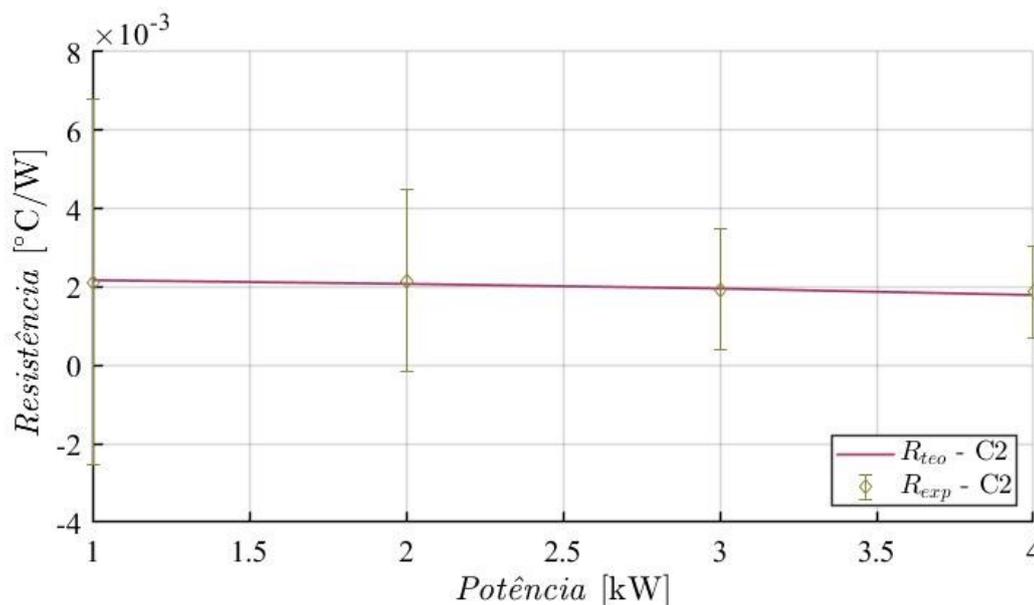


Figura 117: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C2.

Como pode ser visto também na Tabela 18, o modelo teórico apresenta uma boa previsibilidade para esse caso e, assim como nos demais testes, apresenta resistências experimentais baixas, na ordem de 10^{-3} , sendo seu valor máximo igual $0,0022$ °C/W no patamar 2. A máxima diferença foi de apenas 4,1% e o erro médio quadrático de 3,57%.

Tabela 18: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C2.

Teste	Patamar	$R_{experimental}$ [°C/W]	$R_{teórico-Cooper}$ [°C/W]	diferença	EQM
C2	1	0,0021	0,0022	2,57%	3,57%
	2	0,0022	0,0021	3,66%	
	3	0,0019	0,0020	1,19%	
	4	0,0019	0,0018	4,10%	

Na Figura 118 são mostradas as leituras dos termopares fixados na face A do evaporador (pontos em azul), cujas posições podem ser observadas na Figura 57, e os valores previstos pelo modelo teórico (dados em vermelho) para o teste C2 no patamar 1, de potência igual a 1 kW. É possível observar que tanto os resultados experimentais quanto

os resultados teóricos exibem um pico de temperatura no termopar T2, que está localizado abaixo do bloco S1, que é o único dissipador de potência utilizado neste teste. A diferença é que esse pico é maior nos resultados obtidos experimentalmente do que nos valores previstos pelo modelo. Isso ocorre pela homogeneização do coeficiente convectivo, conforme citado anteriormente.

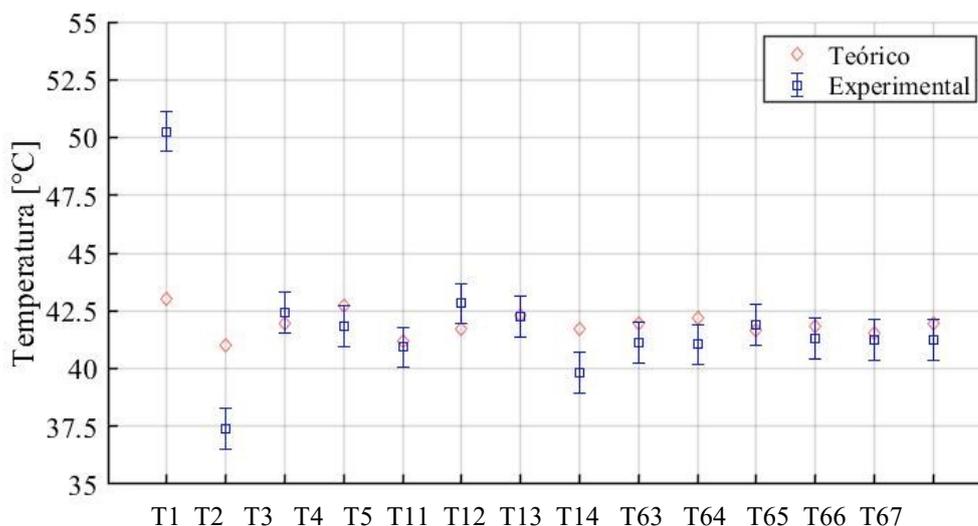


Figura 118: Comparação entre as leituras experimentais e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C2 – patamar de potência 1

Ao analisar a Tabela 19, percebe-se que no geral as diferenças são pequenas, em torno de 2%, sendo as maiores para as leituras dos termopares T1, T2 e T4. Para a leitura T1, o valor experimental foi menor que o previsto pelo modelo, assim como para T4, e oposto ao T2, em que o resultado experimental é superior ao valor teórico. Isso faz com que esses valores se equilibrem quando utilizados para o cálculo da temperatura média da superfície aquecida, que se aproxima ao valor médio previsto pelo modelo. Dessa forma, as resistências experimentais e teóricas tornam-se próximas, com um EQM de apenas 2,57%

A Figura 117 apresenta a distribuição das temperaturas da superfície aquecida prevista pelo modelo teórico desenvolvido. Como pode ser visto nesta figura, a presença da ponta quente citada anteriormente também é prevista pelo modelo teórico, porém em menor escala, com apenas 3°C, diferentemente dos resultados expostos na Figura 115 e na Tabela 19.

Tabela 19: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas e diferenças percentuais - teste C2 - patamar de potência 1

Termopar	Experimental [°C]	Teórico [°C]	diferença
<i>T1</i>	37,78	41,77	9,49%
<i>T2</i>	54,80	44,20	19,36%
<i>T3</i>	42,71	42,04	1,58%
<i>T4</i>	38,30	41,50	8,36%
<i>T5</i>	42,12	43,63	3,58%
<i>T11</i>	40,74	41,77	2,54%
<i>T12</i>	40,21	41,81	3,97%
<i>T13</i>	42,40	42,39	0,02%
<i>T14</i>	40,86	42,06	2,93%
<i>T63</i>	41,82	41,78	0,10%
<i>T64</i>	40,47	42,30	4,50%
<i>T65</i>	41,28	41,95	1,55%
<i>T66</i>	41,45	42,06	1,49%
<i>T67</i>	41,10	41,61	1,25%

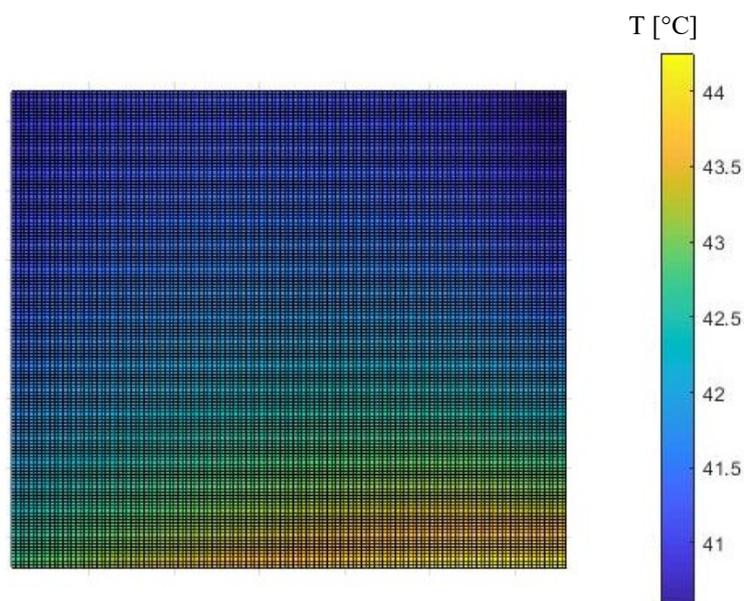


Figura 119: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C2 - patamar de potência 1.

6.3.5.3 Teste C3

Na Figura 120 tem-se a comparação entre os resultados para resistência térmica total do protótipo obtida experimentalmente e a resistência prevista pelo modelo teórico desenvolvido para o caso do aquecimento concentrado nos blocos S4.

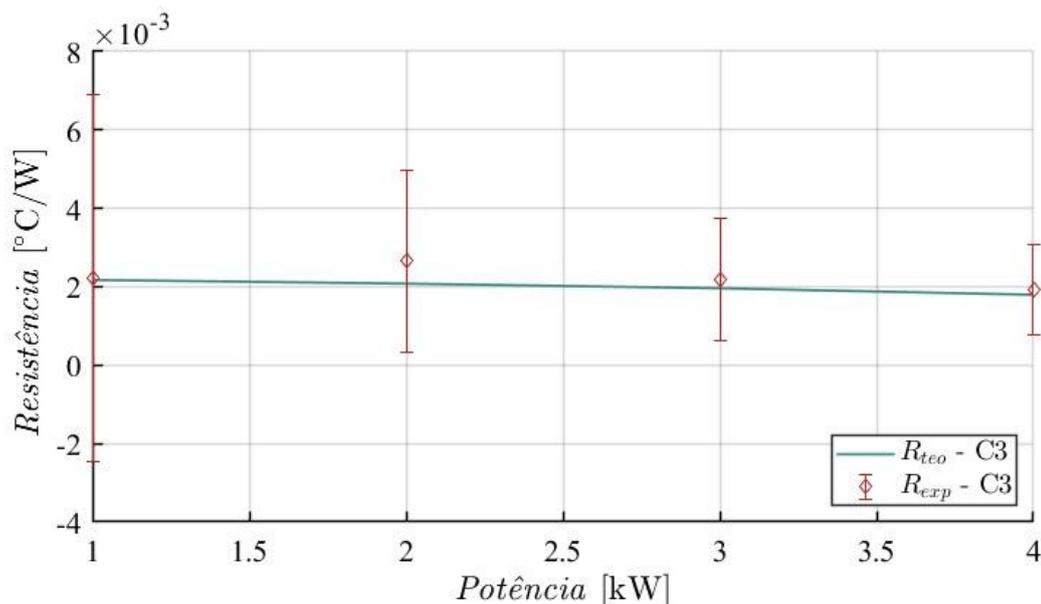


Figura 120: Resistências experimentais e teóricas para o teste C3.

Avaliando conjuntamente a Figura 120 e a Tabela 20, nota-se uma boa comparação entre os valores das resistências experimentais e as teóricas para o teste C3. No entanto, para o patamar de potência 2 (de 2 kW) a diferença é de 21,52%, o que demonstra mais uma vez a sensibilidade da resistência a pequenas variações nos resultados que, como citado anteriormente, ocorre por conta do seu baixo valor, da ordem de 10^{-3} . Apesar disso, o erro médio quadrático para o teste C3 é de 14,30%, que pode ser considerado um bom resultado.

Tabela 20: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C3.

Teste	Patamar	$R_{experimental}$ [°C/W]	$R_{teórico-Cooper}$ [°C/W]	diferença	EQM
C3	1	0,0022	0,0022	2,35%	14,30%
	2	0,0027	0,0021	21,52%	
	3	0,0022	0,0020	9,88%	
	4	0,0019	0,0018	6,86%	

Na Figura 121, assim como feito para os testes anteriores, estão expostas as leituras do termopares fixados na face A do evaporador (pontos em azul) e os valores previstos para os mesmos pelo modelo teórico desenvolvido (pontos em vermelho) para o teste C3 no patamar 1, de potência igual 1 kW. Nota-se que o comportamento dos resultados do teste C3 é muito semelhante ao do teste C2 (Figura 118). A mudança

é apenas na posição do pico de temperatura, que neste caso é próximo ao bloco S4 por seisesse o bloco aquecido nesse teste.

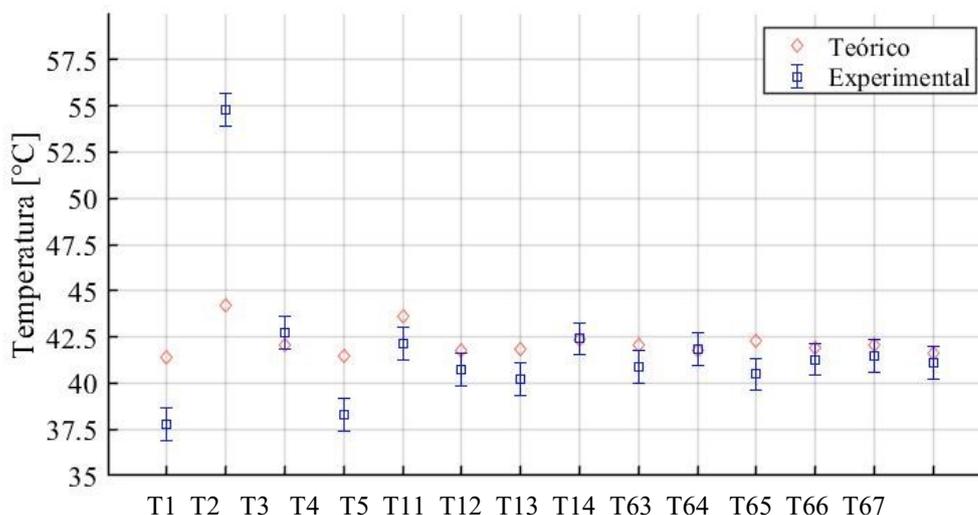


Figura 121: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C3 –1

Na Tabela 21, vê-se que a maior diferença é para a leitura do termopar T1, de 14,46%. Para o termopar T2 a diferença é de 9,71%, e para as demais leituras, em torno de 2%.

Tabela 21: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais – teste C3 - 1.

Termopar	Experimental [°C]	Teórico [°C]	diferença
<i>T1</i>	50,26	43,00	14,46%
<i>T2</i>	37,38	41,02	9,71%
<i>T3</i>	42,45	41,96	1,14%
<i>T4</i>	41,84	42,72	2,10%
<i>T5</i>	40,92	41,21	0,69%
<i>T11</i>	42,81	41,70	2,61%
<i>T12</i>	42,23	42,30	0,15%
<i>T13</i>	39,81	41,73	4,81%
<i>T14</i>	41,12	41,95	2,02%
<i>T63</i>	41,04	42,18	2,78%
<i>T64</i>	41,88	41,67	0,48%
<i>T65</i>	41,30	41,83	1,29%
<i>T66</i>	41,23	41,52	0,71%
<i>T67</i>	41,24	41,96	1,76%

A Figura 122 apresenta a distribuição de temperatura da superfície externa do evaporador prevista pelo modelo teórico para o caso de um aquecimento concentrado de 1kW nos blocos S4. Pode-se ver que o modelo teórico prevê um pico de temperatura no cano inferior esquerdo, posição na qual se encontra o aquecedor S4 e uma distribuição homogênea no restante de superfície. Esse pico também pôde ser observado experimentalmente, através da leitura para o termopar T1 (ver Figura 121 e Tabela 21), porém mais expressiva que o obtido teoricamente.

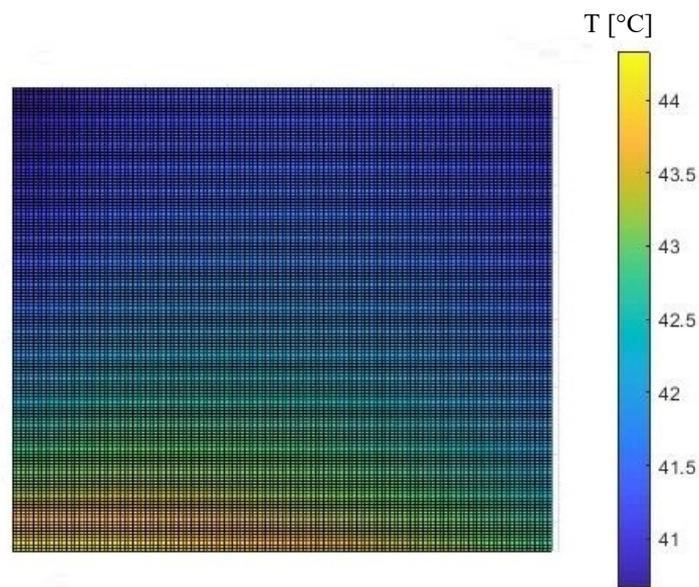


Figura 122: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C3 – patamar de potência 1.

6.3.5.4 Teste C4

A Figura 123 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e teóricos para a resistência térmica total para o teste C4, no qual a potência aplicada é distribuída entre os blocos S1 e S4.

Na Tabela 22 estão expostos os resultados do modelo e dos experimentos, bem como as diferenças entre ambos para cada um dos patamares do teste C4. A maior diferença foi para o patamar 1, com 45,64%, e a menor para o patamar 4, de 7,90%. Para os 5 patamares testados, o erro médio quadrático foi de 30,23%.

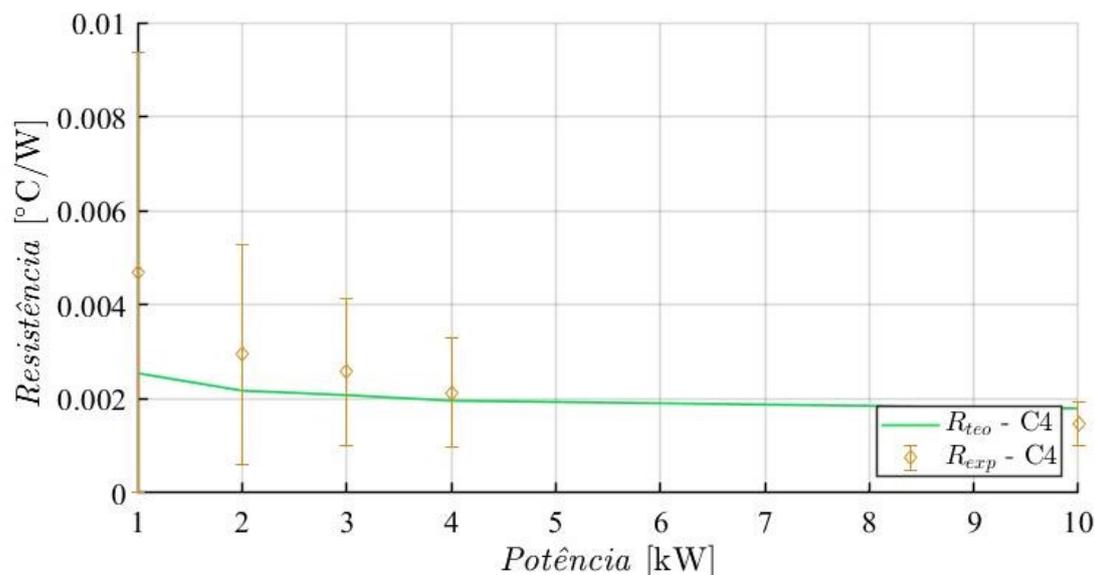


Figura 123: Resistências experimentais e teóricas para o teste C4.

Tabela 22: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C4.

Teste	Patamar	$R_{experimental}$ [°C/W]	$R_{teórico-Cooper}$ [°C/W]	diferença	EQM
C4	1	0,0047	0,0025	45,64%	30,23%
	2	0,0030	0,0022	26,28%	
	3	0,0026	0,0021	19,05%	
	4	0,0021	0,0020	7,90%	
	5	0,0015	0,0018	21,39%	

O valor alto obtido para a diferença relativa do patamar 1 pode ser explicada, novamente, pela utilização do valor constante para o coeficiente convectivo de ebulição para toda extensão do evaporador. Por exemplo, para as áreas que não estão cobertas pela piscina de líquido, apenas por um filme de fluido criado pela malha metálica utilizada. Em teoria, a troca de calor é mais efetiva que nas áreas de piscina. Ao fixar um coeficiente de transferência médio para toda a área aquecida do evaporador, as áreas em piscina têm sua resistência subestimada e, nas áreas com película, superestimada. No caso do teste C4, o aquecimento se dá inteiramente em áreas recobertas pela piscina de líquido. Ou seja, o modelo, ao utilizar um coeficiente médio, maior do que o de fato é nessa área, prevê uma temperatura média para esses locais menor do que a encontrada experimentalmente, e por consequência, uma resistência teórica também menor. Quanto menor a potência, mais evidente esse efeito, o que pode ser visualizado na Figura 124, na

qual os dados experimentais (em azul) e os dados teóricos (em vermelho) são comparados.

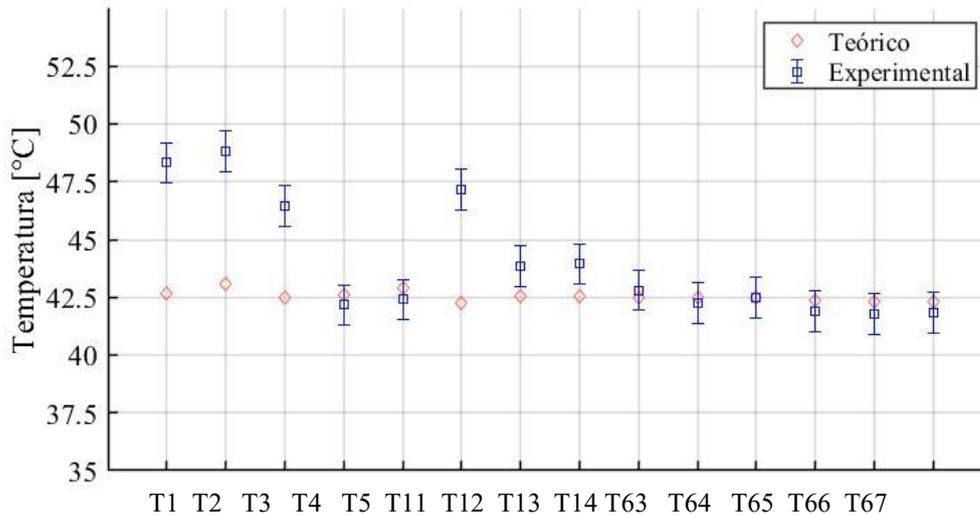


Figura 124: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C4 – patamar de potência 1

Um outro ponto que vale ressaltar é que as diferenças entre teoria e experimentos para a resistência térmica são altas também por conta dos baixos valores absolutos, na ordem de 10^{-3} . Assim, a diferença é sensível a pequenas variações. Dessa forma, é mais válido avaliar a diferença relativa para os valores de temperaturas, uma vez que o principal objetivo do protótipo é a regulação térmica dos equipamentos eletrônicos que serão fixados nas posições em que os aquecedores estão localizados. A Tabela 23 apresenta os valores teóricos e experimentais para os termopares localizados na face A do evaporador e suas diferenças percentuais para o patamar de potência 1. Diferentemente dos 45,64% encontrados para a diferença máxima entre as resistências térmicas, a máxima encontrada para as temperaturas foi de 11,72%.

A Figura 125 apresenta a distribuição de temperatura da superfície externa do evaporador prevista pelo modelo teórico para o caso de um aquecimento de 1kW distribuído nos blocos S4 e S1. Nota-se a presença de dois picos concentrados de temperatura, nas laterais da superfície, justamente onde se localizam os aquecedores S4 e S1. Tais picos também foram vistos experimentalmente através das leituras dos termopares T1 e T2 localizados abaixo dos aquecedores S4 e S1, respectivamente.

Tabela 23: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais - teste C4 - 1.

Termopar	Experimental [°C]	Teórico [°C]	diferença
<i>T1</i>	48,32	42,67	11,69%
<i>T2</i>	48,81	43,09	11,72%
<i>T3</i>	46,46	42,49	8,56%
<i>T4</i>	42,16	42,60	1,03%
<i>T5</i>	42,40	42,90	1,20%
<i>T11</i>	47,14	42,22	10,44%
<i>T12</i>	43,85	42,54	2,98%
<i>T13</i>	43,94	42,54	3,16%
<i>T14</i>	42,80	42,55	0,73%
<i>T63</i>	42,23	42,49	0,57%
<i>T64</i>	42,51	42,47	0,08%
<i>T65</i>	41,88	42,37	1,16%
<i>T66</i>	41,77	42,28	1,22%
<i>T67</i>	41,82	42,28	1,09%

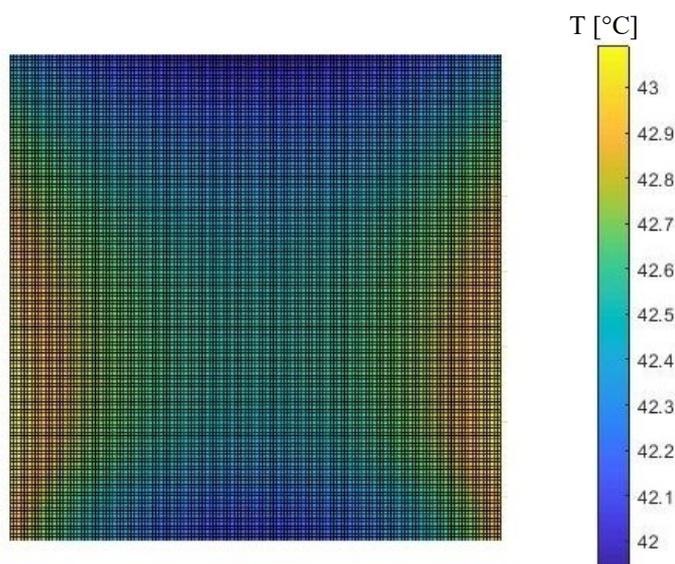


Figura 125: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C4 - patamar 1.

6.3.5.5 Teste C5

A Figura 126 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e teóricos para a resistência térmica total para o teste C5, no qual a potência aplicada é distribuída entre os blocos S2 e S3 (linha superior). É possível notar que, com exceção do patamar 1, os valores experimentais e teóricos encontram-se muito próximos e, em todos

os patamares, a resistência teórica encontra-se na faixa de incerteza das medições experimentais.

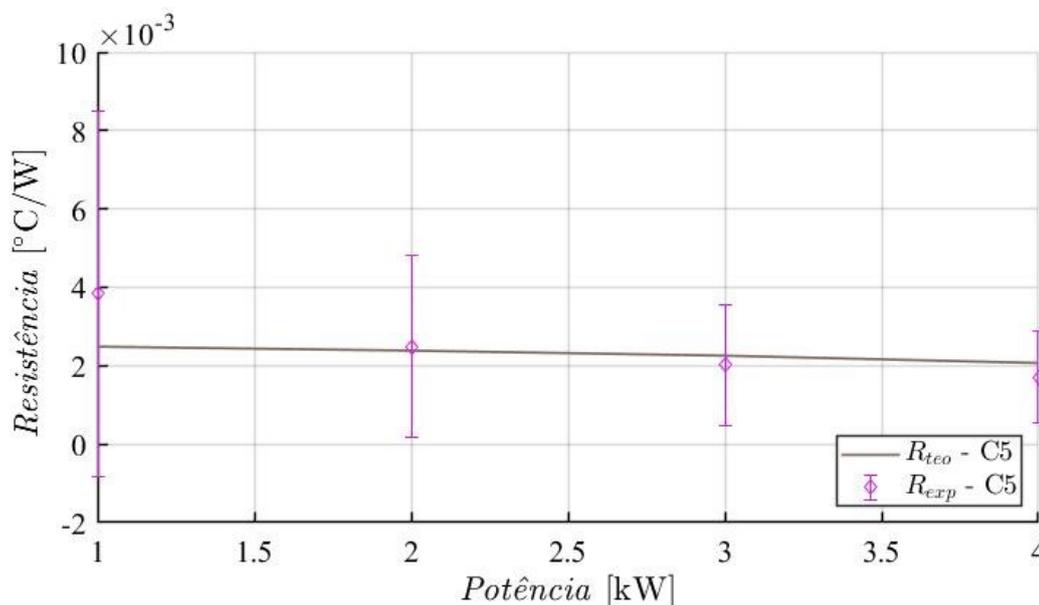


Figura 126: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C5.

A Tabela 24 apresenta os resultados experimentais e teóricos para a resistência térmica em cada um dos patamares, assim como as diferenças percentuais. O valor máximo foi de 35,32% para o patamar 1, e o erro médio quadrático para os 4 patamares que foi de 25,04%, o que indica uma razoável previsibilidade.

Tabela 24: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C5.

Teste	Patamar	$R_{experimental}$ [°C/W]	$R_{teórico-Cooper}$ [°C/W]	diferença	EQM
C5	1	0,0038	0,0025	35,32%	25,04%
	2	0,0025	0,0024	4,20%	
	3	0,0020	0,0023	12,12%	
	4	0,0017	0,0021	21,66%	

Ainda sobre o patamar de potência 1, é interessante analisar os resultados para as temperaturas na superfície do evaporador, uma vez que a grande diferença entre as resistências pode ocultar a boa previsibilidade do modelo para essas leituras. Sendo assim, na Figura 127, estão expostos os resultados experimentais (em azul) e os resultados teóricos (em vermelho), para cada um dos termopares fixados ao evaporador.

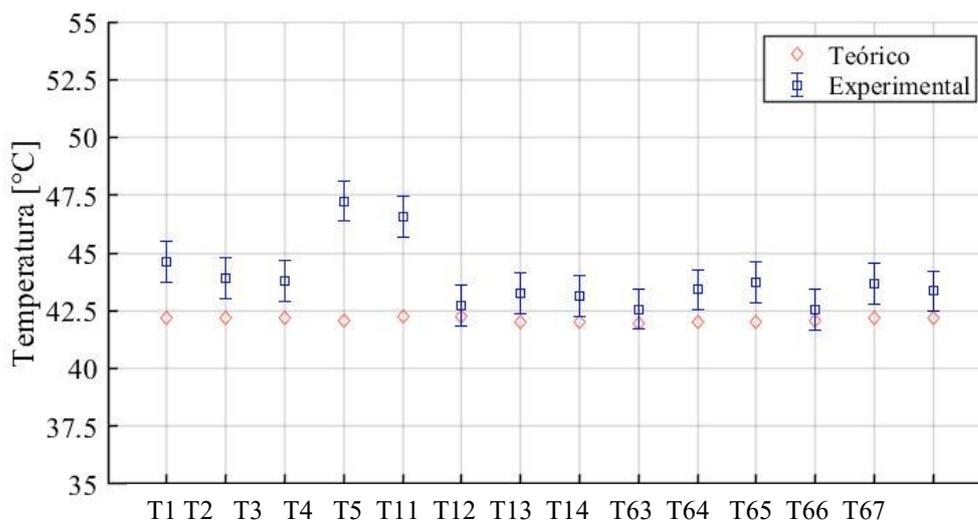


Figura 127: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador – teste C5 – patamar de potência 1

A Tabela 25 resume os valores teóricos e experimentais para os termopares localizados na face A do evaporador e suas diferenças percentuais para o patamar 1. Diferentemente dos 35,32% encontrados para a resistência térmica, a máxima diferença encontrada para as temperaturas foi de 10,94%.

Tabela 25: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais – teste C5 – patamar 1.

Termopar	Experimental [°C]	Teórico [°C]	diferença
<i>T1</i>	44,63	42,20	5,43%
<i>T2</i>	43,92	42,17	4,00%
<i>T3</i>	43,77	42,18	3,65%
<i>T4</i>	47,24	42,08	10,94%
<i>T5</i>	46,55	42,27	9,19%
<i>T11</i>	42,73	42,24	1,14%
<i>T12</i>	43,27	41,98	2,97%
<i>T13</i>	43,13	41,98	2,67%
<i>T14</i>	42,57	41,97	1,42%
<i>T63</i>	43,40	42,00	3,23%
<i>T64</i>	43,72	42,00	3,92%
<i>T65</i>	42,56	42,05	1,19%
<i>T66</i>	43,65	42,17	3,39%
<i>T67</i>	43,34	42,17	2,71%

A Figura 128 apresenta a distribuição de temperatura da superfície externa do evaporador prevista pelo modelo teórico para o teste C5. Percebe-se um

gradiente decrescente de temperatura de cima para baixo, porém de apenas $0,8^{\circ}\text{C}$, contra os quase 5°C encontrados experimentalmente.

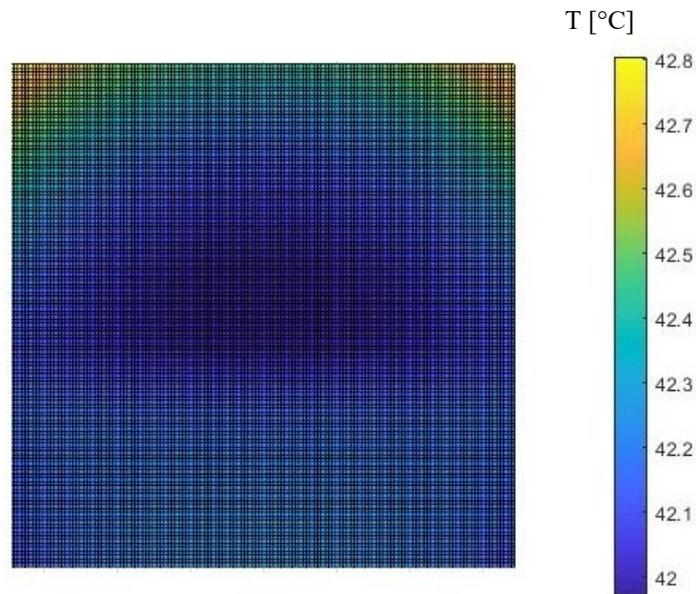


Figura 128: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C5 - patamar 1.

6.3.5.6 Teste C6

Na Figura 129 são apresentadas as resistências experimentais obtidas para o teste C2 juntamente com as resistências teóricas previstas pelo modelo desenvolvido para o caso de um aquecimento concentrado nos dois blocos S5 (linha média).

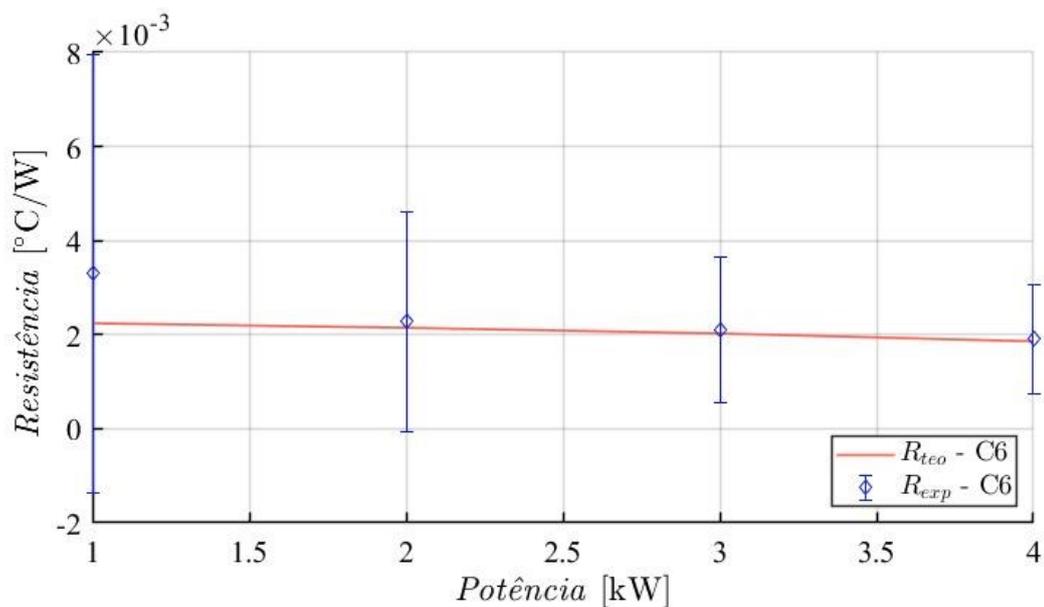


Figura 129: Resistências térmicas experimentais e teóricas para o teste C6.

A Tabela 26 apresenta os resultados experimentais e teóricos para a resistência térmica em cada um dos patamares, assim como as diferenças percentuais. O valor máximo foi de 32,06% para o patamar 1, e o erro médio quadrático para os 4 patamares que foi de 18,98%, o que indica uma boa previsibilidade.

Tabela 26: Diferenças entre o modelo teórico e os dados experimentais, e o erro médio quadrático para o teste C6.

Teste	Patamar	$R_{\text{experimental}}$ [°C/W]	$R_{\text{teórico-Cooper}}$ [°C/W]	diferença	EQM
C6	1	0,0033	0,0022	32,06%	18,98%
	2	0,0023	0,0021	5,94%	
	3	0,0021	0,0020	3,26%	
	4	0,0019	0,0019	2,52%	

Na Figura 130 observa-se que, com exceção do termopar T3 localizado logo abaixo do aquecedor S5, os valores experimentais para as demais medições foram inferiores aos valores previstos pelo modelo teórico, diferentemente dos resultados nos testes já mostrados anteriormente.

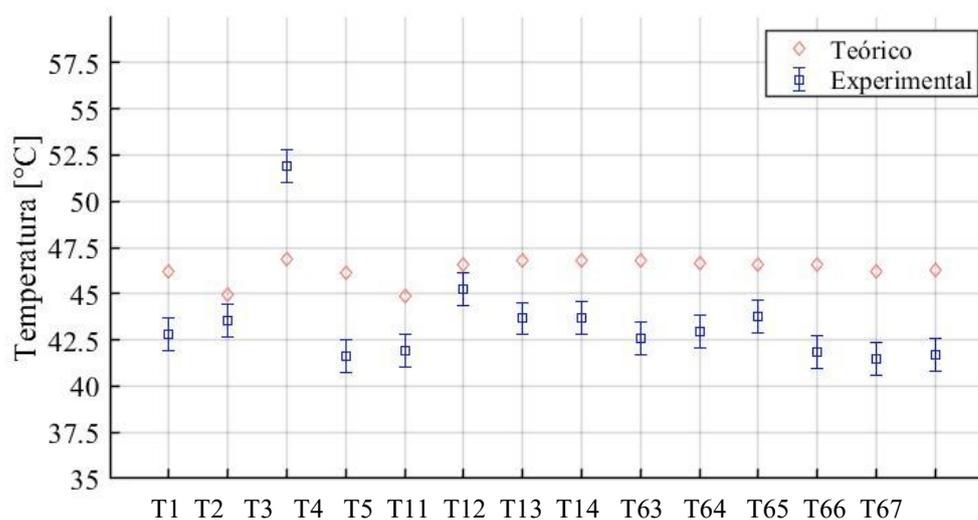


Figura 130: Comparação entre as leituras e a previsão teórica para os termopares localizados na face externa do evaporador - teste C6 - patamar de potência 1

A Tabela 27 apresenta os valores teóricos e experimentais para os termopares localizados na face A do evaporador e seus respectivos erros relativos para o patamar 1, na qual a diferença máxima encontrada foi de 11,41% para o termopar T66.

Tabela 27: Comparação entre as medidas experimentais e as previsões teóricas, e diferenças percentuais - teste C6 - patamar 1.

Termopar	Experimental [°C]	Teórico [°C]	diferença
<i>T1</i>	42,79	46,24	8,06%
<i>T2</i>	43,55	44,94	3,19%
<i>T3</i>	51,88	46,84	9,72%
<i>T4</i>	41,63	46,16	10,88%
<i>T5</i>	41,92	44,89	7,09%
<i>T11</i>	45,23	46,61	3,05%
<i>T12</i>	43,65	46,77	7,13%
<i>T13</i>	43,70	46,76	6,99%
<i>T14</i>	42,56	46,80	9,96%
<i>T63</i>	42,94	46,63	8,59%
<i>T64</i>	43,74	46,61	6,56%
<i>T65</i>	41,84	46,55	11,24%
<i>T66</i>	41,49	46,23	11,41%
<i>T67</i>	41,69	46,24	10,90%

A Figura 131 apresenta a distribuição de temperaturas para a face externa do evaporador prevista pelo modelo teórico. Nota-se que há um gradiente de apenas 2°C, com maiores temperaturas no centro da face.

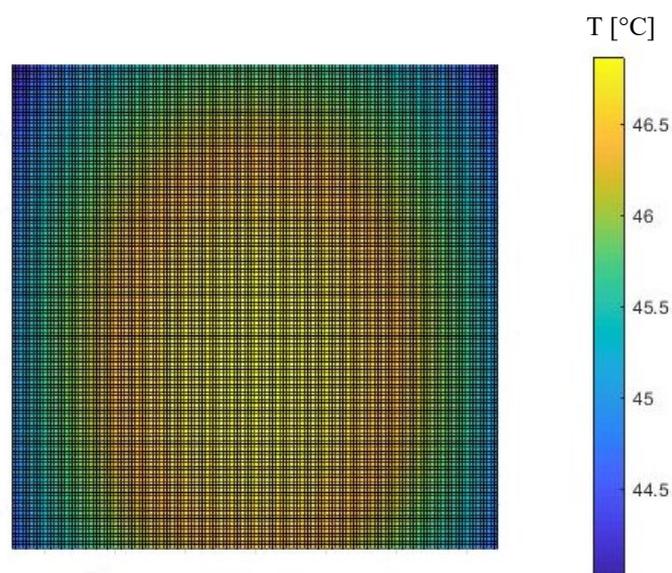


Figura 131: Distribuição de temperatura na superfície do evaporador segundo modelo teórico para o teste C6 - patamar de potência 1

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 CONCLUSÕES

Com o intuito de regular termicamente componentes elétricos com capacidade de dissipação de até 20 kW, um dispositivo de arrefecimento passivo foi desenvolvido sob a forma de um termossifão bifásico em circuito. Ele é composto por: um evaporador plano, constituído de 17 placas de cobre com diferentes geometrias de corte e unidas por meio de um processo de união por difusão; um condensador composto por 52 tubos de cobre aletados dispostos em uma matriz de feixe alternada, unidos a tubos de distribuição maiores por meio de brasagem; uma linha de vapor, em cobre, composta por tubos, cotovelos e tê de saída bilateral e uma linha de líquido de composição semelhante, porém de diâmetro menor.

Após o projeto e a fabricação do protótipo, uma bancada experimental disponível no LABTUCAL/EMC/UFSC foi adaptada e o conjunto protótipo/bancada foi instrumentado com termopares. Uma metodologia experimental foi definida e os experimentos foram planejados em 3 blocos de testes. O primeiro deles, bloco A, foi realizado com o objetivo de definir a razão de enchimento que seria utilizada nos demais testes: 3 razões de enchimento foram testadas e a que obteve a menor resistência térmica foi a escolhida. O segundo bloco de testes (B) foi planejado sob a forma de um projeto fatorial de 2^2 (dois fatores em dois níveis distintos), a fim de se avaliar a influência dos fatores: vazão de ar no condensador e temperatura do ar de entrada no condensador na distribuição de temperatura na superfície do evaporador. O terceiro e último bloco de testes, bloco C, formado por 6 testes, tinha o objetivo de avaliar a influência da posição do aquecedor e da razão de área de aquecimento na distribuição de temperatura da superfície do evaporador. Ainda para os blocos B e C, os resultados experimentais foram comparados aos resultados obtidos através do modelo teórico desenvolvido neste trabalho, a fim de validá-lo.

Os principais resultados obtidos ao longo desse estudo foram:

- Os testes realizados para a escolha da melhor razão de enchimento apontaram para 75% como o valor ótimo, que foi mantido para os demais testes. O teste realizado com a temperatura do ar de entrada de 22°C, vazão de ar de 47m³/min apresentou uma resistência total de apenas

0,0014°C/W para uma potência imposta de 20kW, comprovando a alta eficiência do protótipo.

- O bloco de testes B revelou que o fator temperatura de entrada do ar é mais influente que o fator vazão de ar na distribuição de temperaturas na superfície do evaporador. Durante a análise dos 4 testes que compõem esse bloco, notou-se que o fator temperatura do ar, em seu nível alto, oculta a influência do fator vazão de ar, porém em uma análise com o fator temperatura em nível baixo e o fator vazão em nível alto revela que este segundo têm influência na variável de resposta, mesmo que pouco expressiva.
- As comparações entre resultados experimentais e teóricos para os testes do bloco B apresentaram um comportamento comum: o modelo teórico aqui proposto utilizando a correlação de Cooper para o coeficiente convectivo para ebulição em piscina foi o que rendeu resultados teóricos mais próximos aos experimentais, inclusive dentro da faixa de incerteza experimental. Um outro ponto interessante é o valor relativamente alto para a incerteza experimental no patamar 1. Tal fato foi associado a uma menor geração de vapor que ocorre com apenas 1,6kW de potência imposta, ocasionando uma distribuição de vapor não muito uniforme no condensador, elevando o desvio padrão entre as leituras para a temperatura média do condensador. O erro médio quadrático encontrado para as comparações dos dados medidos com o modelo proposto associado à correlação de Cooper foi em torno de 15%, o que pode ser considerado um bom resultado.
- Os testes C2 e C3 revelaram que, com mesma razão de área de aquecimento, quando dois aquecedores localizados totalmente cobertos pela piscina de líquido, aquele que se localiza mais próximo da linha de vapor apresenta menor resistência térmica no primeiro patamar de potência, revelando que a proximidade com a linha de saída de vapor

facilita o início do processo de troca de calor bifásica. Para o teste com aquecedor mais próximo à linha de vapor, o início do ciclo bifásico se dá na metade do tempo do teste com o aquecedor mais distante.

- Os resultados obtidos nos testes C4 e C5, cuja razão de área de aquecimento é igual, apontam que, quando os blocos aquecedores estão parcialmente recobertos pela piscina de líquido e parcialmente pelo filme de líquido, o processo de troca de calor é mais eficiente e as resistências térmicas obtidas são menores em cerca de 20%. O mesmo resultado foi obtido através do modelo teórico, onde os valores de resistências calculados para o teste C4 são superiores em todos os patamares aos obtidos para o teste C5.
- Avaliando os resultados obtidos nos testes C1 e C6, sendo o teste C1 o que possui a maior razão de área testada, 52% e o teste C6, a menor, 7,8%, observou-se que, para o teste C1, que apresenta um aquecimento concentrado, o início do ciclo bifásico se dá mais rápido, porém com a presença de um pico de temperatura de cerca de 10°C maior que o pico observado no teste C6, que é de 3,5°C, com um aquecimento distribuído. Esses resultados indicam que, ao inicializar o sistema em patamares potência mais elevados, um aquecimento concentrado pode pôr em risco a integridade de sistemas eletrônicos que são regulados termicamente por este dispositivo.
- Ao comparar os resultados obtidos para a resistência térmica nos testes do bloco C com os valores calculados através do modelo teórico, o erro médio quadrático varia de 3,57% a 30,56%, o que indica que a previsibilidade do modelo varia entre muito boa e razoável dependendo das condições de teste.

7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho cobre a fabricação, metodologia experimental e modelagem teórica de um protótipo de termossifão bifásico totalmente em cobre composto por um evaporador plano e um condensador de feixe de tubos aletados.

Do ponto de vista da fabricação alguns pontos podem ser testados e/ou melhorados em trabalhos futuros, tais como:

- Fabricação em outro material como alternativa ao cobre que, apesar da excelente condutividade, é um material relativamente caro. Uma opção é o alumínio, que é bom condutor e consideravelmente mais barato.
- Em relação ao condensador de feixe de tubos aletados, uma alternativa é investir na compactação, para que ocupe um menor volume mas mantendo uma boa eficiência.

Em relação ao modelo teórico, pode-se considerar a influência da estrutura interna do evaporador no coeficiente de ebulição, de modo a se obter valores mais precisos do coeficiente convectivo ao longo da superfície aquecida.

REFERÊNCIAS

A performance evaluation index for two-phase thermosyphon loop used in HVAC systems. **Zhang P., Wang B. , Zhang G. 2017.** Pequim : s.n., outubro 2017, Applied Thermal Engineering.

Almeida, Odenir de, et al. 2018. *Low Subsonic Wind Tunnel - Design and Construction.* 2018.

Alvarenga, Tiago. 2016. *Interface para a transferência de calor entre trocador de calor passivo e termossifão em circuito para aplicação em aeronaves.* Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis : s.n., 2016. p. 105.

Barlow, J. B., Rae, H.W. and Pope, A. 1999. *Low-speed Wind Tunnel.* 1999.

Bell, James H. and Metha, Rabindra D. 1988. *Contraction design for small low-speed wind tunnels.* s.l. : Stamford University, 1988.

Benson, T. 2015. Types of Wind Tunnels. [Online] NASA - National Aeronautics and, maio 05, 2015. [Cited: março 25, 2020.] <<http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/tuntype.html>>.

Bradshaw, P. and Mehta, R. 2003. Stanford University. [Online] setembro 8, 2003. <http://navier.stanford.edu/bradshaw/tunnel/index.html>.

Carey, V. P. 1992. *Liquid-vapor phase-change phenomena.* Bristol : s.n., 1992.

Cehade, A. A., et al. 2014. Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance. *Energy Conversion Management.* 2014, Vol. 84.

Dongsu Kim, Sam J. Cox, Heejin Cho, Piljae Im. 2017. Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV). *Energy reports.* maio 2, 2017, p. 9.

Durval, Sanches. 2015. *Confiabilidade Eletrônica.* 2015.

Field, A. 2009. *Descobrimo a Estatística Usando SPSS.* Porto Alegre : Artmed, 2009.

Groll, M. and Rosler, S. 1992. Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons. *Journal Non-Equilibrium Thermodynamics.* 1992, Vol. 17.

Hair, J. F., et al. 2005. Análise Multivariada de Dados. *Bookman.* 2005.

Hart, John E. 1984. A new analysis the closed loop thermosyphon. *Int. Journal Heat Mass transfer.* 1984, Vol. 27.

Heat transfer limit due to pressure drop of a two-phase loop thermosyphon.

Milanez F. H., Mantelli B.H. 2010. 2010, Heat pipe science and technology an international journal.

Hopfe, C. J. and Hensen, J. L. M. 2011. Uncertainty analysis in building performance simulation for design support. *Energy and Buildings*. 2011, Vol. 43.

Incropera, F. P., et al. 2007. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. s.l. : LTC, 2007.

Jengsookawat, S., Rittidech, S. and Booddachan, K. 2014. Loop Thermosyphon with Vapour Chamber:: A Thermodynamic Study. *Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering*. 2014.

Junior, Antonio A.M. and Mantelli, Marcia B.H. 2019. Thermal performance of a novel flat thermosyphon for avionics thermal management. *Energy Conversion and Management*. 2019.

Khodabandeh, R. 2004. Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosyphon loop. 2004.

Li, Y., et al. 2011. *Quality evaluation of diffusion bonded joints by electrical resistance measuring and microscopic fatigue testing*. xangai : s.n., 2011.

Mantelli, M. B. H. 2002. *Diffusion welding of wire micro heat pipe arrays*. Moscow - Russia : 12 International Heat Pipe Conference, 2002.

Mantelli, Marcia Barbosa Henriques. 2012. *Tubos de calor e termossifões*. Florianopolis : s.n., 2012.

Mathematical simulation and experimental study on heat transfer of separated-type heat pipe condensing section. **Zou L., XO Y. 1997.** 1997.

Mc Donald, T. W., Hwang, K. S. and Diccio, R. 1977. Thermosyphon Loop Performance Characteristics: Part 1, Experimental Study. *Ashrae Transactions*,. 1977, Vol. 83.

Montgomery, D.C, Runger, G. C. and Hubele, N. F. 2012. *Estatística Aplicada à Engenharia*. Rio de Janeiro : Livros Técnicos e Científicos Editora, 2012.

Mukherjee, Sawaraj and Mudawar, Issam. 2003. Pumpless Loop for Narrow Channel and Micro-Channel Boiling. *Journal of Electronic Packaging*. 2003, Vol. 125.

Muzychka, Y. S., Culham, J.R. and Yovanovich, M.M. 2003. *Thermal Spreading Resistance of Eccentric Heat Sources on Rectangular Flux Channels*. Ontario : journal of Electronic Packaging, 2003. Vol. 125.

Nam, Sang-Sing, et al. 1998. Transient Characteristics of a Two-Phase Thermosyphon Loop for Multichip Module. *ETRI Journal*. 3, 1998, Vol. 20.

Nisgoski, A. R. 2002. *Análise de um circuito de termossifão bifásico*. Florianópolis : Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

Pabón, Nelson. 2014. *Projeto de fabricação de um túnel de vento e caracterização térmica de um radiador automotivo*. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis : s.n., 2014. p. 306.

Pal, Aniruddha, et al. 2002. Design and Performance Evaluation of a Compact Thermosyphon. *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES*. 2002, Vol. 25, 4.

Pinto, R. D. O. 2003. Avaliação Pós-Ocupação do Desempenho Térmico em Edifícios de Escritórios. *Dissertação (Mestrado em Tecnologia) - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais*. 2003.

Reay, David and Kew, Peter. 2006. *Heat Pipes> Theory, Design and Applications*. Oxford : Elsevier, 2006.

Reddy, T.A. 2011. Applied Data Analysis and Modeling for Energy Engineers and Scientists. *Springer Science & Business Media*. 2011.

Rosehow, W. M. 1962. *A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids*. s.l. : Trans. ASME, 1962. Vol. 84.

Simas, Gabriela. 2017. *Evaporador para termossifão bifásico em circuito fabricado por difusão, visando aplicações veiculares*. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis : s.n., 2017. p. 173.

The effect of temperature on the reliability of electronic components.

Lakshminarayanan, V. and Sriraam, N. 2013. 2013. IEEE International Conference on Electronics, Computing and Communication Technologies (CONECCT).

Vincent, Charles C. J. and Kok, Jim B. W. 1991. Investigation of the overall transient performance of the industrial two-phase closed thermosyphon. *International Journal Heat Mass Transfer*. 1991, Vol. 35.

Zhang, Jinsong, et al. 2004. Parametric Study of a Thermosyphon Loop Pressure Drop Model. *Asme International Mechanical Congress and Exposition*. 2004.

APÊNDICE A – CÓDIGO DA PERDA DE CARGA

```

%Perdas de carga ao longo do túnel

clc;
clear;

vazao = ; %kg/s
T_amb = ;
T_2 = ;%temperatura após o banco de resistências

%Perdas no bocal de entrada pela forma de entrada

d_bocal=0.2434;
rho_1 = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('D', 'T', T_amb, 'P',
101325, 'air');
area_bocal = (pi*d_bocal^2)/4;
v_1= 1/rho_1;
v_bocal=vazao*v_1/area_bocal;
k_bocal = 0.04;

delta_p_entrada_bocal =( k_bocal*v_bocal^2)/(2*v_1);

%Perdas no bocal

delta_p_bocal = (v_bocal^2)/(2*v_1);

%Perdas na tubulação do bocal

mu_1 = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T_amb, 'P',
101325, 'air');
R_bocal=v_bocal*d_bocal/(v_1*mu_1);
L_tubo_bocal = 1;
epsilon_pvc = 0.0000015;
a_1=(0.53*(epsilon_pvc/d_bocal))+(0.094*((epsilon_pvc/d_bocal)^
0.225))
b_1 = (88*(epsilon_pvc/d_bocal))^0.44;
c_1 = 1.62*(epsilon_pvc/d_bocal)^0.134;
f_1 = a_1+b_1*(R_bocal^(-1*c_1));

delta_p_tubo_bocal =
f_1*(L_tubo_bocal/d_bocal)*((v_bocal^2)/(2*v_1));

%perdas na tubulação quadrada 0.5x0.5
rho_2 = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('D', 'T', T_2 , 'P', 101325,
'air');
v_2 = 1/rho_2;
area_aquecedor = 0.5*0.5;
v_duto_quadrado = vazao*v_2/area_aquecedor;
epsilon = 0.00015;
L_tubulacao_quadrada = 2;
comprimento_tubulacao_quadrada = 0.5;
dh_1 = area_aquecedor/comprimento_tubulacao_quadrada;
R_tubulacao_quadrada = (v_duto_quadrado*dh_1)/(v_1*mu_1);
a_2 = (0.53*(epsilon/dh_1))+(0.094*((epsilon/dh_1)^0.225));
b_2 = (88*(epsilon/dh_1))^0.44;
c_2 = 1.62*(epsilon/dh_1)^0.134;

```

```

f_2 = a_2+b_2*(R_tubulacao_quadrada^(-1*c_2));

delta_p_tubulacao_quadrada=f_2*(L_tubulacao_quadrada/dh_1)*((v_
duto_quadrado^2)/(2*v_1));

%perdas no banco de resistências
N_l = 18;
S_t = 0.12;
S_l = 0.026;
S_d = 0.0654;
d_resis = 0.0112;

P_l = S_l/d_resis;
P_t = S_t/d_resis;
rel_P_resis = P_t/P_l;
x_resis = 1.3;

v_max_resis = (S_t/((2*S_d)-d_resis))*v_duto_quadrado;
R_max_resis = v_max_resis*d_resis/(v_1*mu_1);
f_resis = 0.1;

delta_p_banco_resis =
N_l*x_resis*(v_max_resis^2)*f_resis/(2*v_1);

%perdas no difusor grande angular
area_entrada_difusor = area_aquecedor;
area_saida_difusor = 0.81*0.54;
rel_areas_difusor = area_saida_difusor/area_entrada_difusor;
comprimento_difusor = ((0.81-0.5)/2)/tan(20/2);
k_difusor = 0.1;

delta_p_difusor = (k_difusor*v_duto_quadrado^2)/(2*v_2);

%perdas na camara de retificação e seção de saida
k_tela = 1.5;
velocidade_rad = vazao*v_2/(0.54*0.81);

delta_p_telas_retificador = 2*k_tela*(velocidade_rad^2)/(2*v_2);

%perdas na colmeia
k_colmeia = 0.5;

delta_p_colmeia = k_colmeia*(velocidade_rad^2)/(2*v_2);

%perdas no condensador
delta_p_condensador = 240;

%perda total
delta_p_total =
1.3*(delta_p_condensador+delta_p_telas_retificador+delta_p_difusor+del
ta_p_banco_resis+delta_p_tubulacao_quadrada+delta_p_tubo_bocal+delta_p
_bocal+delta_p_entrada_bocal);

```

APÊNDICE B – CÓDIGO DO MODELO TEÓRICO

- Código principal

```
function [R_teo,T_medio_aquecida,T_sups]
=model(Q,T_sat_exp,T_entrada_ar_exp,T_saida_ar_exp,vazao_ar_exp,pat,x_
s,y_s)

%DADOS DE ENTRADA
%Fator de enchimento

FE = 0.75;

%patamares de potência %depende do tipo de distribuição do experimento

Qt = func(Q) %calor total cedido no experimento em W, vetor com
as potências rodadas em cada patamar, aplica a forma como o calor é
distribuído entre os blocos

%Temperatura do vapor - medido na linha de vapor isolada

T_sat = T_sat_exp+273; %T_sat para cada potência imposta, medido
no experimento.

%Dados referentes a vazão de ar

T_entrada_ar = T_entrada_ar_exp +273; %setada no experimento
T_saida_ar = T_saida_ar_exp+273; %T_saida do ar para cada
potência imposta, obtida experimentalmente
vazao_ar = vazao_ar_exp/60; %vazão utilizada no teste em m³/s

%Distribuição de temperaturas no evaporador - considerando a
resistência de espalhamento

%características da placa de cobre - camada 1

a = 0.48;% dimensão da placa no eixo x
b = 0.48;%dimensão da placa no eixo y
t1 = 0.04;%espessura da placa
k1 = 390;%coeficiente de condução da placa de cobre

T_z=zeros(1,pat); %pat é o número de patamares de potência
rodados no teste

%características da malha

N = 100; %mesh da malha
d_w = 0.1/1000; %diâmetro do fio
t2 = 2.5*d_w;%espessura da camada da malha
porosidade = 1 - pi*(N*d_w/4);
k_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
k_w = k1;
```

```

k2 = (k_1*((k_1+k_w)-(1-porosidade)*(k_1+k_w)))/((k_1+k_w)+(1-
porosidade)*(k_1+k_w));

T_sups = zeros(1,length(x_s), pat);

for j=1:pat
%características dos aquecedores
%calor imposto por cada aquecedor

Qi = [(2488*Qt(j)/8300) (748*Qt(j)/8300) (748*Qt(j)/8300)
(2488*Qt(j)/8300) (1822*Qt(j)/8300)];%caso em que todos os
aquecedores são aquecidos e a distribuição é nominal

%coordenadas do centro dos aquecedores

Xi = [0.385 0.385 0.095 0.095 0.240];
Yi = [0.1051 0.3036 0.3036 0.1051 0.13361];
Ci = [0.138 0.138 0.138 0.138 0.138];
Di = [0.188 0.188 0.188 0.188 0.13099];

%configurações para áreas aquecidas

x_min=[0 0 0 0 0];
x_max=[0 0 0 0 0];
y_min=[0 0 0 0 0];
y_max=[0 0 0 0 0];
for s=1:5
x_min(s)=Xi(s)-(Ci(s)/2);
x_max(s)=Xi(s)+(Ci(s)/2);
y_min(s)=Yi(s)-(Di(s)/2);
y_max(s)=Yi(s)+(Di(s)/2);
end

At = 0;

for w=1:5 %Cálculo da temperatura média
[x,y]=meshgrid(x_min(w):0.001:x_max(w),y_min(w):0.001:y_max(w));

%constantes de separação
lambda = @(m) m*pi / a;
delta = @(n) n*pi / b;
beta = @(m,n) sqrt(lambda(m)^2 + delta(n)^2);

%Coeficiente de convecção
%Coeficiente de convecção médio calculado na função h_med

h_eff(j) = h_med(T_sat(j), Qt(j));

alfa = (1-(k2/k1))/(1+(k2/k1));

phi = @(S) ((alfa*(exp(4*S*t1))-
(exp(2*S*t1)))+(S+(h_eff(j)/k2))/(S-
(h_eff(j)/k2)))*(exp(2*S*(2*t1+t2)))-
(alfa*(exp(2*S*(t1+t2)))))/((alfa*(exp(4*S*t1))+exp(2*S*t1))+((S+(h_
eff(j)/k2))/(S-
(h_eff(j)/k2)))*(exp(2*S*(2*t1+t2)))+(alfa*(exp(2*S*(t1+t2))))));

```

```

theta = 0;

for i=1:5 % iésimo o número de aquecedores

    Am = @(m) 2 * Qi(i) * (sin((2 * Xi(i) +
Ci(i))*lambda(m)/2) - (sin((2 * Xi(i) - Ci(i))*lambda(m)/2))) /...
    (a*b*Ci(i)*k1 * lambda(m)^2 * phi(lambda(m)));

    An = @(n) 2 * Qi(i) * (sin((2 * Yi(i) + Di(i))*delta(n)/2)
- (sin((2 * Yi(i) - Di(i))*delta(n)/2))) /...
    (a*b*Di(i)*k1 * delta(n)^2 * phi(delta(n)));

    Amn = @(m,n) (16*Qi(i) * cos(lambda(m)*Xi(i)) *
sin(lambda(m) * Ci(i)/2) * cos(delta(n) * Yi(i)) * sin(delta(n) *
Di(i))) / ...
    (a*b*Ci(i)*Di(i)*k1*beta(m,n) * lambda(m) * delta(n) *
phi(beta(m,n))));

    A0 = (Qi(i)/(a*b)) * (t2/k2) + (t1 / k1) + (1 / h_eff(j));

    soma_1 = 0;
for m=1:50
    soma_1 = soma_1 + Am(m)*cos(lambda(m) * x);
end
    soma_2 = 0;
for n=1:50
    soma_2 = soma_2 + An(n) * cos(delta(n) * y);
end
    soma_3 = 0;
for m=1:50
for n=1:50
soma_3 = soma_3 + Amn(m,n) .* cos(lambda(m) * x) .* cos(delta(n) * y);
end
end
    theta = theta+ A0+ soma_1 + soma_2 + soma_3;
end%termina o i

    T_1= theta + T_sat(j); %prevê a temperatura em cada ponto da
superfície do evaporador, aquecido ou não = T(x,y)

T(w) = mean(mean(T_1));
A(w) = Ci(w)*Di(w);%área do aquecedor
At= At + A(w);
    T_z(j)= T_z(j)+T(w)*A(w);

end

    T_medio_aquecida(j) = (T_z(j)/At);%Temperatura média aquecida

%MODELO DE RESISTÊNCIAS

%EVAPORADOR
%Resistência do evaporador

    R_evap(j) = (T_medio_aquecida(j) -T_sat(j))/Qt(j); %C/W

```

```

%LINHA DE VAPOR
%Resistência quanto a queda de pressão no escoamento do vapor
%características do duto de escoamento do vapor

D_tubo=30.1/1000;
L_tubo=(217.75+38.1+22)/1000;
L_cotovelo=34*D_tubo;
L_t_conexao=69*D_tubo;
L_equivalente =L_tubo+L_cotovelo+L_t_conexao;

%propriedades do vapor
R_u = 8.314;
P_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P', 'T', T_sat(j), 'Q', 1,
'Water');
M_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('molarmass', 'T', T_sat(j),
'Q', 1, 'Water');
h_lv = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat(j), 'Q', 1,
'Water') - py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat(j), 'Q', 0,
'Water');
rho_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat(j), 'Q', 1,
'Water');
mu_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T_sat(j),
'Q', 1, 'Water');

%perda de carga para escoamento laminar
massa_vapor=(2*Qt(j))/h_lv;
delta_p_vapor =
(128*massa_vapor*mu_v*L_equivalente)/(pi*rho_v*(D_tubo^4));

%Clausius-clapeyron + equação do gás ideal
delta_T_escoamento_v(j)=(delta_p_vapor*(T_sat(j)^2)*(R_u/M_v))/(h_lv*P
_v);
T_entrada_condensador(j)=T_sat(j)-delta_T_escoamento_v(j);

R_lv(j)=(T_sat(j)-T_entrada_condensador(j))/(2*Qt(j));

%CONDENSADOR %modelo interno por duto,
%convecção interna
%Resistência de convecção interna do condensador

d_c_i = (8.74*2)/1000;
L_c = 205.75/1000;
A_int_c =d_c_i*pi*L_c;

h_conv_i = coefconv_groll(T_entrada_condensador(j),
Qt(j)/26);%hipotese de que cada duto troca a mesma taxa de calor

R_conv_i_c(j) = 1/(h_conv_i*A_int_c); % para 1 duto

%Resistência de condução nas paredes do condensador
%características dos dutos do condensador

d_c_e =(9.53*2)/1000;%diâmetro externo
R_cond = (log(d_c_e/d_c_i))/(2*pi*L_c*k_w); %para 1 duto

%RESISTÊNCIA TOTAL

```

```

Rt_condensador(j) = ((R_conv_i_c(j)+R_cond)/52);
Rt_evaporador(j)=R_evap(j)/2;
R_total(j)=Rt_evaporador(j)+R_lv(j)+Rt_condensador(j);
R_teo(j) = R_total(j)

%Código para retorno das temperaturas em cada ponto da superfície
utilizando como dado de entrada a posição cartográfica x_s, que
informa as coordenadas (x,y) do ponto desejado

T_sup = zeros(1,length(x_s));
for z = 1:length(x_s)

%posição do ponto na matriz de temperaturas

    coluna = ((x_s(z)/a)*138)+1; %quantidade de divisões do eixo
    x = n_colunas-1, pra achar a posição, número de espaços mais 1
    linha = ((y_s(z)/b)*130)+1;

%arredondamentos

    coluna_1= floor(coluna);
    coluna_2 = ceil(coluna);
    linha_1 = floor(linha);
    linha_2 = ceil(linha);

if coluna_2==coluna_1
    T1= T_1(linha_1,coluna_1);
    T2 = T_1(linha_2, coluna_1);
else
    T1 = (((coluna_2-coluna)/(coluna_2-
coluna_1))*T_1(linha_1,coluna_1))+(((coluna-coluna_1)/(coluna_2-
coluna_1))*T_1(linha_1,coluna_2));
    T2 = (((coluna_2-coluna)/(coluna_2-
coluna_1))*T_1(linha_2,coluna_1))+(((coluna-coluna_1)/(coluna_2-
coluna_1))*T_1(linha_2,coluna_2));
if linha_1==linha_2
    T_sup(z) = T1;
end
end
    T_sup(z) = (((linha_2-linha)/(linha_2-linha_1))*T1)+(((linha-
linha_1)/(linha_2-linha_1))*T2))-273;
%T_sups(:,z) =
end
    T_sups(:,z) = T_sup;
end
end

```

- Código para obtenção do coeficiente convectivo médio

```

function h_medio = h_med(T_sat,Q)

%modelo para coeficiente de convecção médio
%dado de entrada experimental - Tsat e calor Q)
%propriedades baseadas em Tsat experimental

```

```

P_sat = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
rho_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 1,
'Water');
rho_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
mu_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T_sat, 'Q', 1,
'Water');
mu_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
h_lv = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat, 'Q', 1, 'Water')
- py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');
k_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');

%dimensões da placa
a = 0.48; %dimensão no eixo x
b = 0.48; %dimensão no eixo y
c = 0.1; %dimensão no eixo z%espessura
A = a^2;
%propriedades para o cálculo da perda de pressão no escoamento
Ac = a*c;
perimetro = 2*a+2*c;
Dh = 4*Ac/perimetro;
q = Q/A;

g = 9.81;
b=0:0.01:0.12;

for i=1:length(b)
delta_pv(i) = 32*(b(i)/(Dh^2*Ac))*(mu_v/(rho_v*h_lv))*q;
P2(i)= P_sat+delta_pv(i);
T2(i) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P', P2(i), 'Q', 1,
'Water');

rho_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T2(i), 'Q', 1,
'Water');
rho_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T2(i), 'Q', 0,
'Water');
mu_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T2(i), 'Q', 1,
'Water');
mu_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T2(i), 'Q', 0,
'Water');
h_lv = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T2(i), 'Q', 1, 'Water')
- py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T2(i), 'Q', 0, 'Water');
k_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L', 'T', T2(i), 'Q', 0, 'Water');
Re = ((Q/(0.48*0.12))*Dh)/(h_lv*Ac*mu_v);
h_f(i) = ((0.925*(Re^(1/3))*k_l)/((g*(rho_l-
rho_v))/(mu_l*rho_l))^(1/3))*1000; %livro da marcia pg 132
end

%parcela em piscina

area= 0.36*0.48; % area da placa que está em piscina
h = 0:0.01:0.36;
for j=1:length(h)
P3(j) = P_sat +rho_l*g*h(j);
T3(j) = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P', P3(j), 'Q', 1,
'Water');

```

```

h_b(j) = coefconv_cooper(T3(j), Q,area);%aqui pode chamar qualquer uma
das funções para os modelos de convecção em piscina
end

%intervalos para plotagem
int1 = 0.48:-0.01:0.36;
int2 = 0.36:-0.01:0;

% figure
% plot(int2,h_b,int1,h_f)
% % valores do coeficiente de ebulição ao longo do eixo y

%cálculo do h médio
int = trapz(fliplr(int2), fliplr(h_b)) + trapz(fliplr(int1),
fliplr(h_f));
h_medio = int/a;
end

```

- Coeficiente convectivo de Cooper

```

function h = coefconv_cooper(T_sat, Q,area)
b=0.12;

M = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('molarmass', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
P_cri = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P_CRITICAL', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
P = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');

P_red = P/P_cri;

h = 55*(P_red^b)*((-log10(P_red))^(-0.55))*(M^(-0.5))*((Q/area)^0.67);
end

```

- Coeficiente convectivo de Kutateladze

```

function h = coefconv_kutateladze(T_sat, Q)

g = 9.81;
area = 0.23;

k = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');

mu_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
h_lv = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat, 'Q', 1, 'Water')
- py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');
rho_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
rho_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 1,
'Water');
sigma = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('SURFACE_TENSION',
'T',T_sat,'Q',0, 'Water');
pr_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL','T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
P_sat = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');

```

```

q=Q/area;

h = 0.0007*((sigma/(g*(rho_l-
rho_v)))^(0.2))*k*(pr_l^0.35)*(((q*rho_l)/(rho_v*h_lv*mu_l))^(0.7))*((
P_sat/sigma)^0.7);

end

```

- Coeficiente convectivo de Rosehnow

```

function h = coefconv_rohsenow(T_sat, Q)
csf = 0.013;
n = 2/3;
s = 1;
g = 9.81;
area = 0.23;
mu_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
h_lv = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat, 'Q', 1, 'Water')
- py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');
rho_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
rho_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 1,
'Water');
sigma = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('SURFACE_TENSION',
'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');
pr_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
cp_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('CPOMASS', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');

C = (mu_l*h_lv*((sigma/(g*(rho_l-rho_v)))^(-
(1/2))))*((cp_l/(csf*h_lv*(pr_l^s)))^3)^(1/3);
h = C*((Q/area)^n);

end

```

- Coeficiente convectivo de Stephan

```

function h = coefconv_stephan(T_sat, Q, area)

g = 9.81;

R = 1.27/1000;%mm
theta = 45; %ângulo utilizado para a água
k = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L', 'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');
rho_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');
rho_v = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_sat, 'Q', 1,
'Water');
sigma = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('SURFACE_TENSION',
'T', T_sat, 'Q', 0, 'Water');
pr_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('PRANDTL', 'T', T_sat, 'Q', 0,
'Water');

d_b = 0.0149*theta*(((2*sigma)/(g*(rho_l-rho_v)))^0.5);
q = Q/area;

```

```

h =
207*(k/d_b)*(((q*d_b)/(k*T_sat))^0.745)*((rho_v/rho_l)^0.581)*(pr_l^0.
553)*(R^0.0133);
end

```

- Coeficiente convectivo de condensação de Groll

```

function h = coefconv_groll(T_entrada_condensador, Q)
%modelo para condensação bifásica
g = 9.81;
d_c = (8.74*2)/1000;
h_lv = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', T_entrada_condensador,
'Q', 1, 'Water') - py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T',
T_entrada_condensador, 'Q', 0, 'Water');
k_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('L', 'T', T_entrada_condensador,
'Q', 0, 'Water');
mu_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('VISCOSITY', 'T',
T_entrada_condensador, 'Q', 0, 'Water');
rho_l = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D', 'T', T_entrada_condensador,
'Q', 0, 'Water');

h =
(((g*d_c)^(1/3))*((h_lv*(k_l^3)*(rho_l^2))^(1/3)))/(0.235*(Q^(1/3))*pi
);

end

```

ANEXO

RLS 450

