



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SABRINA COSTA CHICHINELLI

**GERENCIAMENTO TÉRMICO DE BATERIAS CILÍNDRICAS PARA VEÍCULOS
ELÉTRICOS UTILIZANDO TUBOS DE CALOR**

FLORIANÓPOLIS

2025

Sabrina Costa Chichinelli

**GERENCIAMENTO TÉRMICO DE BATERIAS CILÍNDRICAS PARA VEÍCULOS
ELÉTRICOS UTILIZANDO TUBOS DE CALOR**

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

Orientadora: Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli,
Ph.D.

Coorientadora: Larissa Krambeck, Dra.

Florianópolis

2025

Chichinelli, Sabrina Costa
Gerenciamento térmico de baterias cilíndricas para
veículos elétricos utilizando tubos de calor / Sabrina
Costa Chichinelli ; orientadora, Marcia Barbosa Henriques
Mantelli, coorientador, Larissa Krambeck, 2025.
150 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2025.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Tubo de calor. 3. Bateria de
lítio-íon. 4. Gerenciamento térmico. 5. Experimental. I.
Mantelli, Marcia Barbosa Henriques. II. Krambeck, Larissa.
III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Sabrina Costa Chichinelli

Gerenciamento térmico de baterias cilíndricas para veículos elétricos utilizando tubos de calor

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

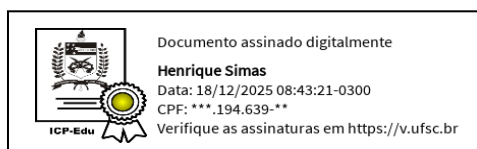
Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Juan Pablo Florez Mera, Dr.
Universidade Industrial de Santander

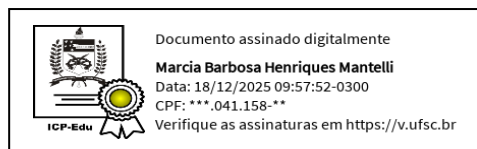
Prof. Thiago Antonini Alves, Dr.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Felipe de Castro, Dr.
Universidade de Maryland

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



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



Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Dra.
Orientadora

Florianópolis, 05 de dezembro de 2025.

Dedico esta dissertação à minha mãe, fonte inesgotável de amor, força e sabedoria, cuja dedicação e apoio incondicional foram essenciais para minha jornada.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de dedicar este trabalho, com imensa gratidão, à minha família, em especial minha mãe Eli Costa e minha irmã Sofia Costa, que sempre foram minha maior fonte de amor, apoio e força. Cada palavra de incentivo, cada gesto de carinho foi essencial para que eu pudesse continuar. Vocês são minha base, minha inspiração e tudo o que sou devo a vocês.

Aos meus amigos, Tainara Pedrosa, Flávia Amin, Larissa Gramacho, Luiza Fortes, Henrique Fagundes, Marcelo Outi, Jamile Lopes, Juan Torres, Rafael de Cerqueira, Antony Curioni, Clarice Alexandra, Gabriel Lese, Yogan Sganzerla, Willian Benoski, Débora Ravison e Guilherme Ferreira, que tornaram esta jornada mais leve e cheia de significado, com risos, cumplicidade e apoio incondicional. Cada momento ao lado de vocês fez com que eu acreditasse ainda mais na importância de ter pessoas tão especiais em minha vida.

Aos amigos que o laboratório me proporcionou, Andreza, Fernando, Nelson, Ricardo, Alessandro, Rafael, Ana Luiza, Felipe, Kelvin, Larissa, Guilherme e Leandro, minha sincera gratidão. Vocês foram fundamentais para a continuidade deste projeto. Um agradecimento especial ao Leandro, nosso técnico querido, que esteve ao meu lado em todos os momentos difíceis, sempre me incentivando a seguir em frente, sem jamais permitir que eu desistisse ou falhasse. Obrigada, Leandro, sem o seu apoio, este trabalho não teria sido possível.

À minha orientadora, Marcia Barbosa Henriques Mantelli, agradeço profundamente pela sua paciência, dedicação e por me guiar com tanto cuidado e sabedoria. Seu apoio e seus ensinamentos foram fundamentais para a conclusão deste trabalho e a maneira como me conduziu ao longo dessa trajetória fez toda a diferença na minha formação.

À minha coorientadora, Larissa Krambeck, sou imensamente grata pela orientação e pela disponibilidade. Suas contribuições foram de grande valia e sempre me fizeram sentir apoiada e motivada. Agradeço por sua visão crítica, por compartilhar seu conhecimento e por acreditar em mim e no meu potencial.

Agradeço à banca examinadora, composta pelo Prof. Dr. Juan Pablo Florez Mera, Prof. Dr. Thiago Antonini Alves e Dr. Felipe de Castro, pela disponibilidade em avaliar este trabalho. Sua atenção e consideração serão de grande importância para o aprimoramento desta pesquisa.

Este trabalho é uma verdadeira conquista e expresso minha mais profunda gratidão a todos vocês. Eu não teria chegado até aqui sem o apoio e a presença de cada um.

Só se pode alcançar um grande objetivo quando se consegue ver a beleza do caminho. (Clarice Lispector)

RESUMO

A busca por soluções de descarbonização e o uso de energia limpa para reduzir o aquecimento global e as mudanças climáticas têm se tornado uma prioridade mundial. O veículo elétrico desempenha um papel importante nesse contexto, pois é capaz de reduzir as emissões de gases que causam a poluição do ar e o efeito estufa, sendo seu sistema de armazenamento de energia um dos componentes fundamentais para sua operação. A bateria de lítio-íon destaca-se como uma alternativa de sistema de armazenamento sustentável, mas apesar dos diversos aspectos positivos, o superaquecimento das células durante sua operação em elevadas correntes é inevitável, sendo um desafio a ser solucionado. A temperatura durante sua operação não deve ultrapassar 50°C, garantindo um desempenho apropriado, uma vida útil longa e condições operacionais seguras. O tubo de calor é uma solução promissora para o controle térmico de baterias, pois utiliza a mudança de fase de um fluido de trabalho para transportar o calor, sem utilizar uma fonte externa de energia. Neste contexto, um inovador sistema de gerenciamento térmico para baterias cilíndricas é proposto, utilizando um tubo de calor para retirar calor entre as células, sem modificar o arranjo original. O tubo de calor proposto possui seção transversal formada por três superfícies curvas e convexas, foi fabricado a partir de chapas de cobre, a fim de se alojar no espaço disponível entre três células cilíndricas adjacentes. Nesta configuração, ranhuras pontiagudas são formadas nos vértices entre as superfícies curvas do tubo de calor, resultando em uma estrutura capilar simples e eficiente. O tubo de calor foi testado com etanol e água destilada como fluidos de trabalho, considerando diferentes razões de preenchimento, a fim de selecionar a combinação mais adequada entre o fluido de trabalho e seu volume para a aplicação proposta. Além disso, duas posições foram avaliadas para investigar o comportamento térmico nas duas configurações da aplicação real. Um aparato experimental foi projetado e desenvolvido para simular as condições reais de operação da bateria de lítio-íon, conforme caracterização do seu comportamento térmico em condições de carregamento e descarregamento, previamente realizada. Os resultados demonstraram que o tubo de calor é altamente eficiente no gerenciamento térmico da bateria, sendo capaz de dissipar até 25 W. Para uma potência aplicada de 15 W, representativa da condição real da bateria, foram observadas reduções de temperatura de 21,4 °C e 26,5 °C, com resistências térmicas de 0,49 K/W e 0,38 K/W, para o etanol e a água destilada, respectivamente, na posição mais desfavorável. Quando aplicado às baterias reais, o sistema proporcionou reduções de temperatura entre 6 °C e 9,67 °C para ambos os fluidos de trabalho, atendendo aos limites térmicos operacionais e demonstrando sua eficácia como sistema de gerenciamento térmico.

Palavras-chave: tubo de calor; três superfícies convexas formando ranhuras nos vértices; bateria de lítio-íon; gerenciamento térmico; experimental.

ABSTRACT

The search for decarbonization solutions and the use of clean energy to reduce global warming and climate change has become a global priority. The electric vehicle plays an important role in this context, as it is capable of reducing emissions of gases that cause air pollution and the greenhouse effect, in which its energy storage system being one of the key components for its operation. The lithium-ion battery stands out as an alternative storage system alternative, but despite their various positive aspects, overheating of the cells during operation at high currents is inevitable, posing a challenge to be solved. The operating temperature should not exceed 50°C, ensuring proper performance, a long lifespan, and safe operating conditions. The heat pipe is a promising solution for thermal management of the battery, as it utilizes the phase change of a working fluid to transport heat, without using an external energy source. In this context, an innovative thermal management system for cylindrical batteries is proposed, using the heat pipe with an emphasis on removing heat between the cells without modifying the original arrangement. For this purpose, a heat pipe with a cross-section formed by three curved and convex surfaces was manufactured from copper flat plates to fit the available space between three adjacent cylindrical cells. In this configuration, sharp grooves are formed at the vertices between the curved surfaces of the heat pipe, resulting in a simple and efficient capillary structure. The heat pipe was tested with ethanol and distilled water as working fluids, considering different filling ratios to select the most suitable combination of working fluid and its volume for the proposed application. Additionally, two positions were evaluated to investigate thermal behavior in the two configurations of the real application. An experimental apparatus was designed and developed to simulate the real operating conditions of the lithium-ion battery, as characterized by its thermal behavior during charging and discharging, previously conducted. The results demonstrated that the heat pipe is highly efficient in managing battery heat, being able to dissipate up to 25 W. For an applied power of 15 W, representative of the real battery condition, temperature reductions of 21.4 °C and 26.5 °C were observed, with thermal resistances of 0.49 K/W and 0.38 K/W, for ethanol and distilled water, respectively, in the most unfavorable position. When applied to real batteries, the system provided temperature reductions between 6 °C and 9.67 °C for both working fluids, meeting the operational thermal limits and demonstrating its effectiveness as a thermal management system.

Keywords: Heat pipe; three convex surfaces forming grooves at the vertices; lithium-ion battery; thermal management; experimental.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de funcionamento de um tubo de calor.	25
Figura 2 - Estruturas capilares mais comuns.	26
Figura 3 - Esquema de um tubo de calor em circuito.	27
Figura 4 - Esquema do tubo de calor pulsante.	28
Figura 5 - Módulo da bateria e sistemas de refrigeração proposto por Tran et al. (2014).	33
Figura 6 - Configurações do PHP e vistas relativas (a) vertical, (b) horizontal, (c) aresta proposto por Manno et al. (2015).	34
Figura 7 - Esquema do tubo de calor em circuito ultrafino proposto por Hong et al. (2015). .	35
Figura 8 - Esquema do projeto conceitual do HPTMS para um conjunto de baterias proposto por Ye et al. (2016).	36
Figura 9 - Conjunto do sistema de gerenciamento térmico da bateria baseado em tubo de calor proposto por Smith et al. (2018).	37
Figura 10 - Quatro mini canais ondulados com diferentes layouts estruturais proposto por Cao et al. (2019).	38
Figura 11 – Representação do sistema de refrigeração proposto por Deng et al. (2019).	39
Figura 12 - Representação do tubo de calor oscilante com <i>plug-in</i> proposto por Wei et al (2019).	40
Figura 13 - Diagrama do sistema experimental proposto por Chen e Li (2021).	41
Figura 14 - Tubo de calor em circuito com as células e folhas de grafite na região do evaporador proposto por Bernagozzi et al. (2021).	42
Figura 15 - Representação do módulo de bateria e coluna térmica proposto por Zhang et al. (2025).	43
Figura 16 - Representação esquemática do sistema proposto por Ma e Peterson (1995).	47
Figura 17 - Geometria da ranhura triangular proposta por Peterson e Ma (1995).	48
Figura 18 - Representação do microtubo de calor proposto por Sugumar e Tio (2003).	49
Figura 19 - Seção transversal do microtubo de calor: (a) retangular curvo e (b) triangular curvo proposto por Moon et al. (2004).	50
Figura 20 - Representação esquemática dos tubos de calor triangulares e retangulares estudados por Suman e Kumar (2005).	51
Figura 21 – Representação esquemática: (a) operação do microtubo de calor; (b) seção transversal do microtubo de calor proposto por Qu et al. (2008).	52

Figura 22 - Geometria das seções transversais de microtubos de calor: (i) ranhura em estrela quadrada, (ii) ranhura em estrela hexagonal, (iii) ranhura em estrela octogonal e (iv) triângulo equilátero proposto por Hung et al. (2011).....	53
Figura 23 - Representação esquemática do microtubo de calor plano com ranhuras triangulares proposto por Liu e Chen (2013).	54
Figura 24 - Bateria de íon-lítio.	55
Figura 25 - Bancada experimental para caracterização do comportamento térmico das células de íon de lítio.	56
Figura 26 - Esquema 2D das células de íons de lítio, com o respectivo espaço disponível para acoplamento do tubo de calor.	60
Figura 27 - Número de mérito em função da temperatura.	61
Figura 28 - Design do tubo de calor proposto.	63
Figura 29 - Processo de fabricação do tubo de calor.	63
Figura 30 - Aparato experimental para testes do tubo de calor.	64
Figura 31 - Pilhas fictícias de íons de lítio no tubo de calor.	65
Figura 32 - Arranjo de três células conectadas em série no tubo de calor.	66
Figura 33 - Túnel de vento com seção de teste e singularidades.....	67
Figura 34 - Método Log-Tchebychev.....	68
Figura 35 - Perfil de velocidade.	69
Figura 36 - Dimensões finais do tubo de calor e distribuição dos termopares.....	71
Figura 37 - Configuração experimental da bateria de íons de lítio fictícia acoplada ao tubo de calor.....	73
Figura 38 - Procedimento de preenchimento do tubo de calor.....	74
Figura 39 - Configuração do tubo de calor dentro da bateria.....	76
Figura 40 - Vista frontal da montagem experimental, mostrando área projetada no condensador.	79
Figura 41 – Coeficiente de Transferência de Calor.	79
Figura 42 - Perfil de temperatura de uma célula com diferentes taxas de carga.	84
Figura 43 - Perfil de temperatura de seis células conectadas em paralelo durante o processo de carga 0,4C (6A por célula).	86
Figura 44 - Perfil de temperatura de seis células conectadas em série durante o processo de descarga.....	87
Figura 45 - Perfil de temperatura de seis células conectadas por três células em paralelo e três em série durante o processo de carga a 0,4C (6A).	89

Figura 46 - Perfil de temperatura de seis células conectadas em série durante o processo de descarga a 2C (30A).....	90
Figura 47 - Células expandidas após ultrapassar limite de temperatura.....	90
Figura 48 - Teste de condução do tubo de calor com baterias fictícias.....	93
Figura 49 - Potência térmica dissipada pelas baterias fictícias em função da temperatura média do evaporador em regime permanente.	93
Figura 50 - Estimativa da potência dissipada durante a carga das células, com temperatura representada no eixo esquerdo (T_{M_evap}) e potência no eixo direito (Equação 12).94	
Figura 51 - Estimativa da potência dissipada durante a descarga das células, com temperatura representada no eixo esquerdo (T_{M_evap}) e potência no eixo direito (Equação 12).95	
Figura 52 - Dissipação de potência de uma célula, um módulo e um pack de bateria de íons de lítio.	97
Figura 53 - Distribuição de temperaturas ao longo do tubo de calor sem fluido de trabalho, operando exclusivamente por condução térmica.	99
Figura 54 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 5% de etanol na configuração A.....	101
Figura 55 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 10% de etanol na configuração A.....	102
Figura 56 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de etanol na configuração A.....	103
Figura 57 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de etanol na configuração A.....	104
Figura 58 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de etanol na configuração A.	106
Figura 59 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 10% de água destilada na configuração A.	107
Figura 60 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de água destilada na configuração A.....	108
Figura 61 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de água destilada na configuração A.....	109
Figura 62 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 25% de água destilada na configuração A.....	110
Figura 63 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 30% de água destilada na configuração A.....	111

Figura 64 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de água destilada na configuração A.	113
Figura 65 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 5% de etanol na configuração B.	115
Figura 66 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 10% de etanol na configuração B.	115
Figura 67 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de etanol na configuração B.	116
Figura 68 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de etanol na configuração B.	117
Figura 69 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 25% de etanol na configuração B.	118
Figura 70 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 30% de etanol na configuração B.	119
Figura 71 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de etanol na configuração B.	121
Figura 72 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de água na configuração B.	123
Figura 73 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de água etanol na configuração B.	124
Figura 74 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 25% de água na configuração B.	125
Figura 75 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 30% de água na configuração B.	126
Figura 76 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 35% de água na configuração B.	127
Figura 77 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de água destilada na configuração B.	129
Figura 78 - Distribuição de temperaturas teste D-pilhas com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A).	132
Figura 79 – Distribuição de temperaturas teste C-TC-Condução com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor.	133
Figura 80 - Distribuição de temperaturas A-TC-Etanol com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 15%.	135

Figura 81 - Distribuição de temperaturas A-TC-Água com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 25%.136

Figura 82 - Distribuição de temperaturas B-TC-Etanol com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 25%.137

Figura 83 – Distribuição de temperaturas B-TC-Água das 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 25%.138

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo do estado da arte sobre sistemas de gerenciamento térmico de baterias. ...	45
Tabela 2 - Arranjo das células para testes de caracterização térmica e distribuição dos termopares.	57
Tabela 3 - Parâmetros dos testes de caracterização térmica das baterias.	59
Tabela 4 - Parâmetros de testes no túnel de vento com tubo de Pitot.	68
Tabela 5 - Testes para determinar a potência dissipada pelas baterias de íon-lítio.	72
Tabela 6 - Configurações dos testes da razão de preenchimento do tubo de calor.	75
Tabela 7 - Melhores razões de preenchimento do tubo de calor para os testes com as células reais de íons de lítio.	77
Tabela 8 - Temperaturas máximas durante procedimento de carga.	83
Tabela 9 - Temperaturas máximas durante procedimento de descarga.	86
Tabela 10 - Temperaturas médias do evaporador em cada patamar de potência aplicada.	92
Tabela 11 - Dissipação térmica durante o procedimento de carga.	95
Tabela 12 - Dissipação térmica durante o procedimento de descarga.	96
Tabela 13 - Temperatura média do evaporador em cada patamar de potência aplicada.	98
Tabela 14 - Redução da temperatura do evaporador do tubo de calor com etanol como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração A (A-TC-Etanol).	105
Tabela 15 - Redução da temperatura do evaporador do tubo de calor com água, como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração A (A-TC-Água).	111
Tabela 16 - Comparação das resistências térmicas obtidas na configuração A para uma potência dissipada de 25 W.	113
Tabela 17 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração A para uma potência dissipada de 15 W.	114
Tabela 18 - Redução da temperatura do evaporador do tubo de calor com etanol, como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração B (B-TC-Etanol).	120
Tabela 19 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração A e B para uma potência dissipada de 15 W - etanol.	121
Tabela 20 - Redução da temperatura média do evaporador do tubo de calor com água, como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração B (B-TC-Água). .	127
Tabela 21 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração A e B para uma potência dissipada de 15 W - água destilada.	130

Tabela 22 - Comparação das resistências térmicas obtidas na configuração B para uma potência dissipada de 25 W.....	130
Tabela 23 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração B para uma potência dissipada de 15 W.	130
Tabela 24 - Diferença de temperatura entre as células isoladas e nas configurações testadas.	139

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-Condicionado (<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>)
BEVs	Veículos Elétricos com Bateria (<i>Battery Electric Vehicles</i>)
EVs	Veículos Elétricos (<i>Electric Vehicles</i>)
GEE	Gases de Efeito Estufa (<i>Greenhouse Gases</i>)
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
LHP	Tubo de calor em circuito (<i>Loop Heat Pipe</i>)
MHP	Micro Tubo de Calor (<i>Micro Heat Pipe</i>)
HPTMS	Sistema de Gerenciamento Térmico com Tubos de Calor (<i>Heat Pipe Thermal Management System</i>)
OHP	Tubo de calor oscilante (<i>Oscillating Heat Pipe</i>)
PCM	Material de Mudança de Fase (<i>Phase Change Materials</i>)
TPL	Tubo de Pitot tipo L (<i>L Type Pitot</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

N_l	Número de mérito	
K	Coeficiente do tubo de Pitot	
P_0	Pressão atmosférica	[Pa]
v	Velocidade	[m/s]
ΔP	Pressão real	[Pa]
Re	Número de Reynolds	
L	Comprimento característico	[m]
C	C-rate	
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/kg]
R	Resistência térmica	[K/W]
$\bar{T}_{evap}$	Temperatura média do evaporador	[°C]
$\bar{T}_{cond}$	Temperatura média do condensador	[°C]
q	Potência	[W]
U	Tensão	[V]
I	Corrente	[A]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m²K]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[°C]
H	Altura	[m]
L	Largura	[m]
A	Área	[m²]

Alfabeto grego

μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Densidade do fluido	[kg/m³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
θ	Temperatura ambiente	[°C]
μ'	Incerteza de medição	
∂	Derivada parcial	

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	OBJETIVO GERAL	22
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	TUBOS DE CALOR	24
2.2	BATERIAS DE ÍON-LÍTIO	28
2.3	TÚNEL DE VENTO	29
2.3.1	Escoamento laminar e turbulento	31
2.4	ESTADO DA ARTE	31
2.4.1	Sistemas de resfriamento para baterias com tubos de calor	32
2.4.2	Tubos de calor com ranhuras triangulares	46
3	METODOLOGIA.....	55
3.1	CARACTERIZAÇÃO DA BATERIA DE ÍON-LÍTIO	55
3.2	REQUISITOS DO TUBO DE CALOR	59
3.3	PROJETO E FABRICAÇÃO DO TUBO DE CALOR	62
3.4	BANCADA DE TESTES TÉRMICOS DO TUBO DE CALOR	64
3.4.1	Fonte de calor.....	65
3.4.2	Sumidouro de calor	66
3.4.3	Aquisição de dados	70
3.5	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	71
3.5.1	Determinação da potência dissipada.....	72
3.5.2	Testes térmicos do tubo de calor	73
3.6	AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO	77
3.7	DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO DOS TESTES	78
3.8	INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	80
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	82
4.1	CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DA BATERIA DE ÍON-LÍTIO	82
4.1.1	Comportamento térmico da bateria durante procedimento de carga.....	82
4.1.2	Comportamento térmico da bateria durante procedimento de descarga	86
4.1.3	Influência do fim da vida útil no comportamento térmico da bateria.....	88
4.2	ESTIMATIVA DA POTÊNCIA DISSIPADA PELAS CÉLULAS ÍON-LÍTIO A PARTIR DA RESPOSTA TÉRMICA	91

4.2.1	Avaliação da resposta térmica com células fictícias	91
4.2.2	Estimativa da potência dissipada nas células reais por análise comparativa ...	94
4.3	CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DO TUBO DE CALOR PROPOSTO.....	98
4.3.1	Tubo de calor operando somente por condução	98
4.3.2	Configuração A - Fluido de Trabalho: Etanol.....	100
4.3.3	Configuração A - Fluido de Trabalho: Água destilada.....	106
4.3.4	Configuração B - Fluido de Trabalho: Etanol	114
4.3.5	Configuração B - Fluido de Trabalho: Água destilada	121
4.4	INTEGRAÇÃO DO TUBO DE CALOR A CÉLULAS REAIS DE UMA BATERIA.....	131
5	CONCLUSÃO.....	141
	REFERÊNCIAS.....	147

1 INTRODUÇÃO

No que diz respeito às emissões globais do ano de 2020, o Brasil está classificado como o sétimo país com maiores emissões de gases de efeito estufa. Quando se trata exclusivamente das emissões de dióxido de carbono (CO₂), o Brasil está na nona posição em um ranking liderado pelos Estados Unidos, Coréia do Sul e Japão (CLIMATEWATCH, 2023). Entre as fontes dessas emissões prejudiciais ao meio ambiente, o setor de transportes é um dos principais contribuintes. Em 2020, o setor de transportes do Brasil foi responsável por 13% das emissões nacionais de gases de efeito estufa (GEE), ocupando o terceiro lugar no ranking das maiores fontes de emissões, atrás da agricultura, que representou 35%, e da mudança no uso da terra, como por exemplo, a conversão de áreas florestais em pastagens para atividades pecuárias, com 27% (World Resources Institute, 2023). Notavelmente, o transporte rodoviário desempenhou um papel significativo, sendo responsável por 94% do consumo total de energia no setor de transportes (Mera et al., 2023).

De acordo com Mera et al. (2023), os veículos elétricos (EVs) desempenham um papel fundamental na revolução industrial atual, uma vez que significativos esforços e recursos vêm sendo dedicados para reduzir as emissões de CO₂. Essa mudança é impulsionada pelo anseio de combater o aquecimento global e preservar o planeta. Os EVs representam uma alternativa sustentável aos veículos de combustão interna, movidos a combustíveis fósseis, uma vez que produzem zero emissões de CO₂, contribuindo assim para a redução da poluição do ar e das emissões de GEE. A transição para os EVs está alinhada com os objetivos de mitigação das mudanças climáticas, estabelecidos em acordos internacionais, como no Acordo de Paris em 2015. Além disso, as emissões de GEE ao longo do ciclo de vida dos Veículos Elétricos com Bateria (BEVs) são consideravelmente menores do que as de qualquer outra opção de propulsão e combustível disponível, graças à notável eficiência energética dos veículos elétricos e à matriz elétrica de baixa emissão de carbono no Brasil. Dos veículos que foram comercializados em 2023 no Brasil, os BEVs apresentam reduções de 65 a 67% nas emissões de GEE em comparação com os veículos de combustão interna com motor a gasolina ou flex, ou seja, que podem utilizar gasolina C (uma mistura de gasolina com 27% de etanol anidro) ou etanol.

Embora a tecnologia dos carros elétricos tenha grande potencial de reduzir nossa dependência de combustíveis fósseis e promover sustentabilidade energética, ainda existem dificuldades a serem enfrentadas para que veículos elétricos possam ser globalmente adotados, como por exemplo o alto preço ao consumidor, resultante do elevado valor

agregado aos veículos elétricos, a limitação da autonomia e o longo tempo de recarga das baterias.

Um dos grandes desafios a serem superados nos EVs é o gerenciamento térmico da unidade de armazenamento de energia do veículo, ou seja, a bateria. De fato, a temperatura de operação desempenha um papel significativo no comportamento das células de íons de lítio - tipo de bateria mais comum no mercado mundial - afetando aspectos que vão desde a eficiência na geração de energia até a vida útil delas. Portanto, um sistema de controle térmico bem projetado e adaptado à bateria do veículo elétrico deve ser capaz de manter a temperatura das células em uma faixa específica de operação, idealmente entre 25 e 40 °C, para otimizar seu desempenho e prolongar sua vida útil, e abaixo de 50 °C, para manter um desempenho aceitável, porém sem ultrapassar 60 °C em condições de operação normais, por motivos de segurança (Bernagozzi et al., 2021).

Nesse contexto, os tubos de calor surgem como potenciais soluções para controlar a temperatura das células das baterias, uma vez que são dispositivos passivos de transferência de calor de elevada eficiência, que fazem uso da mudança de fase de um fluido de trabalho para transportar o calor, sem depender de uma fonte externa de energia (Chen et al., 2016).

Portanto, nesta dissertação, o foco é o desenvolvimento e fabricação de um tubo de calor para o gerenciamento térmico de baterias cilíndricas de veículos elétricos, que seja capaz de manter a temperatura de uma bateria dentro da faixa de operação ideal, entre 25°C e 50°C, não podendo ultrapassar 60 °C.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver um tubo de calor inovador em cobre para o gerenciamento térmico de baterias cilíndricas de carros elétricos.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Realizar revisão bibliográfica abrangente sobre a tecnologia de tubos de calor, com ênfase em sua aplicação em sistemas de gerenciamento térmico de baterias de veículos elétricos;

- Caracterizar o comportamento térmico de células cilíndricas de íons de lítio, por meio de testes experimentais, visando compreender os limites operacionais e a distribuição de calor durante ciclos de carga e descarga;
- Definir os requisitos de projeto do tubo de calor, considerando a geometria compatível com o espaço entre células, as condições térmicas de operação (faixa de temperatura) e a potência térmica a ser dissipada;
- Fabricar um tubo de calor com ranhuras pontiagudas;
- Construir uma bancada experimental para simular as condições reais de operação térmica das células de uma bateria, permitindo a avaliação controlada do desempenho do dispositivo;
- Realizar os testes térmicos com diferentes fluidos de trabalho (como água destilada e etanol), a fim de analisar a eficiência térmica do tubo de calor sob diversas condições operacionais;
- Analisar os resultados experimentais;
- Integrar o tubo de calor a um conjunto real de células cilíndricas, com o objetivo de verificar o desempenho do dispositivo em um ambiente representativo da aplicação final;
- Verificar a conformidade dos resultados quanto às especificações propostas e sugestão de modificações necessárias no futuro.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, são apresentados os principais conceitos relacionados a este trabalho, abordando temas como tubos de calor, baterias de íon-lítio e túneis de vento – necessários para criar condições homogêneas e controladas durante os testes. Além disso, são discutidos os principais estudos da literatura que investigam a aplicação de tubos de calor na melhoria da eficiência térmica de baterias utilizadas em veículos elétricos.

2.1 TUBOS DE CALOR

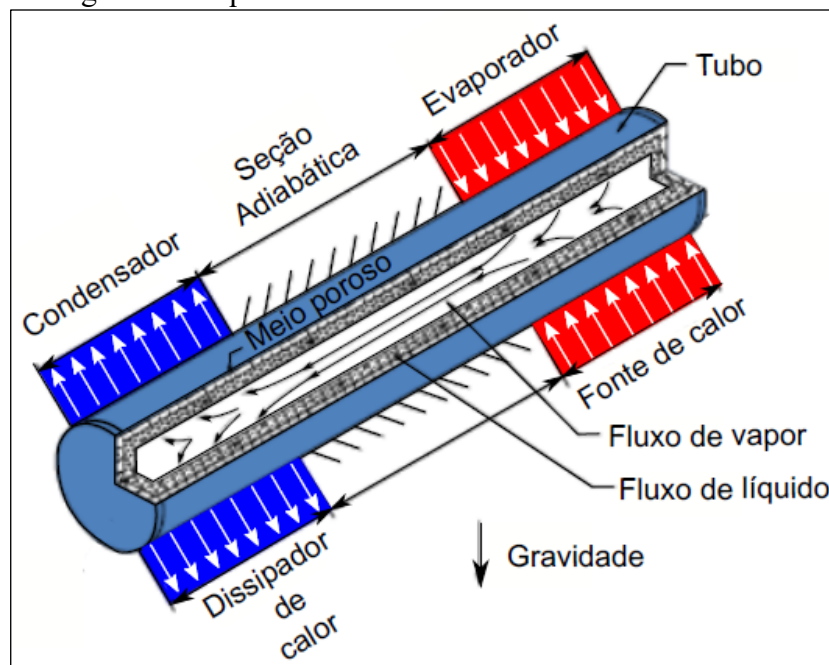
Tubos de calor são dispositivos altamente eficientes na transferência de calor, também chamados de "supercondutores de calor". Podem operar em variadas faixas de temperatura e níveis de carga térmica, podendo apresentar diferentes configurações e geometrias. O funcionamento desses dispositivos é baseado no ciclo bifásico de um fluido, conhecido como fluido de trabalho, o qual é inserido em um invólucro evacuado e selado (Mantelli, 2021).

Os tubos de calor normalmente são divididos em três regiões principais: evaporador, condensador e seção adiabática - que pode ser opcional, dependendo da aplicação. A Figura 1 apresenta um esquema simplificado do funcionamento de um tubo de calor, onde é possível observar suas diferentes seções e principais funções durante a operação. Na seção do evaporador, é fornecido calor ao fluido de trabalho, o qual está inserido no interior do tubo de calor. Esse calor provoca a mudança de fase de líquido para vapor (evaporação). O vapor gerado se desloca em direção ao condensador, atravessando pela região adiabática. Em contato com o condensador, há um sumidouro de calor que retira calor do dispositivo, provocando a condensação do fluido de trabalho. O líquido resultante retorna ao evaporador devido à capilaridade de uma estrutura porosa presente internamente no tubo de calor, iniciando o ciclo bifásico novamente.

Desta forma, a capilaridade é essencial para funcionamento adequado de um tubo de calor, sendo definida como o fenômeno físico onde um fluido (normalmente confinado) é bombeado através um meio (normalmente poroso) como resultado da tensão superficial e das forças de adesão entre o líquido e o material desse meio. O bombeamento capilar se torna

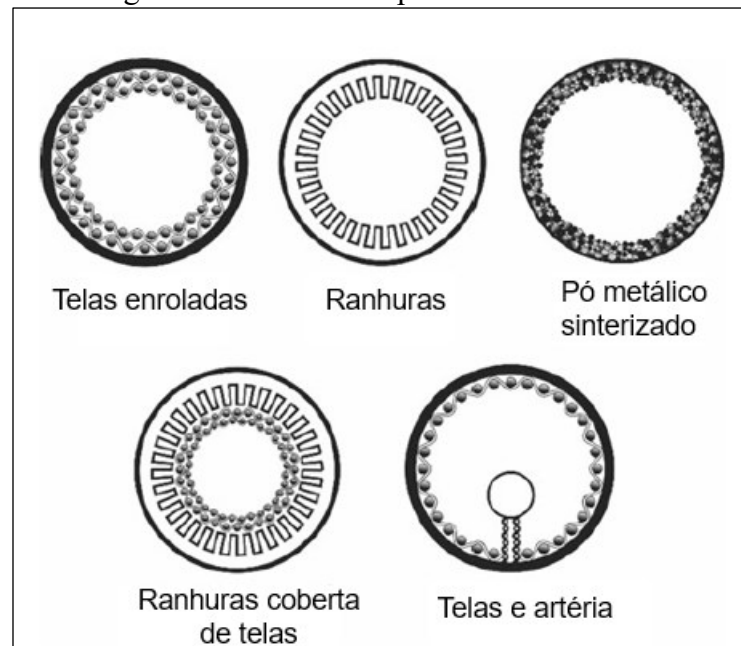
importante em disposições onde o fluido não é capaz de retornar ao evaporador por meio da gravidade. De acordo com Mantelli (2021), as estruturas porosas devem ser projetadas de forma a combinar uma alta capacidade de bombeamento capilar, resultante da pequena dimensão dos poros, com uma baixa queda de pressão no líquido, proveniente da alta permeabilidade da estrutura capilar. Normalmente essas características parecem ser antagônicas, desafiando o engenheiro térmico. Exemplos de meios porosos convencionais são: telas metálicas, ranhuras, pó metálico sinterizado, ranhuras cobertas de telas e a combinação entre telas e artérias, como mostrado na Figura 2.

Figura 1 - Esquema de funcionamento de um tubo de calor.



Fonte: Adaptado de Sharma (2017).

Figura 2 - Estruturas capilares mais comuns.



Fonte: Adaptado de Mantelli (2021).

No presente estudo se propõe o uso de uma estrutura capilar do tipo ranhura. A literatura mostra que tais estruturas podem ter diferentes geometrias, com seções transversais retangulares, trapezoidais, triangulares ou circulares, dentre outras. As ranhuras são geralmente dispostas na direção axial do tubo e são fabricadas por processos como a extrusão interna de tubos metálicos. No entanto, também podem ser adotadas ranhuras radiais, cuja função é garantir a molhagem eficiente da parede do tubo em toda a sua circunferência, promovendo assim uma distribuição mais uniforme do fluido de trabalho (Mantelli, 2021).

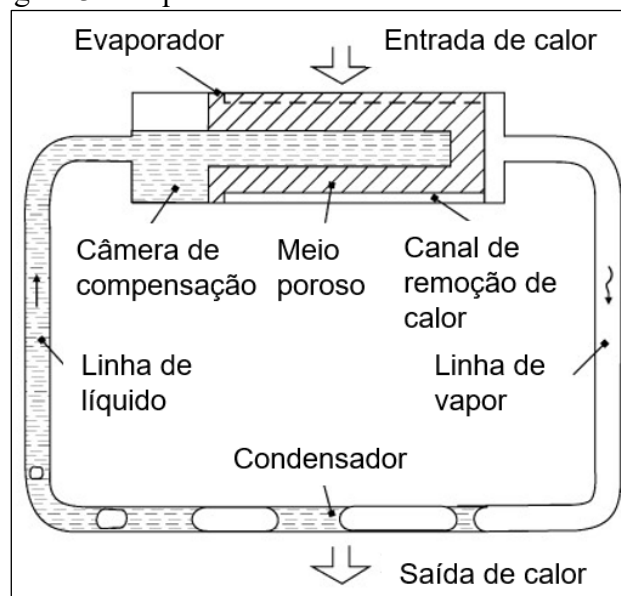
Segundo a International Heat Pipe Conferences & Symposia (2025), os tubos de calor podem ser classificados em diversas categorias, como: tubos de calor convencionais, termossifões, tubos de calor pulsantes, tubos de calor em circuito, termossifões em circuito e câmaras de vapor. Além dessas classificações principais, há também variações específicas, como os micro tubos de calor (MHPs - Micro Heat Pipes), os tubos de calor de alta temperatura e os tubos de calor criogênicos (Ma, 2015). De acordo com Bernagozzi et al. (2023), em aplicações visando o controle térmico de baterias, os tipos mais utilizados para são os tubos de calor convencionais, principalmente o que utilizam pó metálico sinterizado como estrutura porosa, os tubos de calor em circuito e os tubos de calor pulsantes.

Como mencionado anteriormente, os tubos de calor convencionais apresentam uma estrutura capilar que se estende ao longo de todo o comprimento do tubo (Figura 1), obtida a

partir de pó metálico sinterizado, telas metálicas superpostas ou ranhuras (Bernagozzi et al., 2022).

Já o tubo de calor em circuito, desenvolvido pelo pesquisador Yuri Maydanik na década de 70, é caracterizado por possuir o meio poroso apenas no evaporador e por separar a fase líquida da fase vapor, que escoam em tubulações dedicadas. O fato de não haver fluxos contracorrente entre vapor e líquido permite que calor seja transferido por longas distâncias. A Figura 3 mostra os cinco componentes principais do tubo de calor em circuito: um evaporador, onde o meio poroso está localizado, o qual proporciona o gradiente de pressão necessário para que o fluido de trabalho seja bombeado ao longo de todo o dispositivo; linhas de vapor e líquido, encarregadas de transportar o fluido de trabalho em seus dois estados; um condensador, que pode ter várias formas e geometrias e garante que o calor absorvido pelo evaporador seja liberado; e uma câmara de compensação, que desempenha duas funções principais: fornecer fluido de trabalho ao evaporador quando esse tende a apresentar *dry-out* (secagem) e equilibrar as diferenças de pressão no dispositivo em operação (Bernagozzi et al., 2022).

Figura 3 - Esquema de um tubo de calor em circuito.

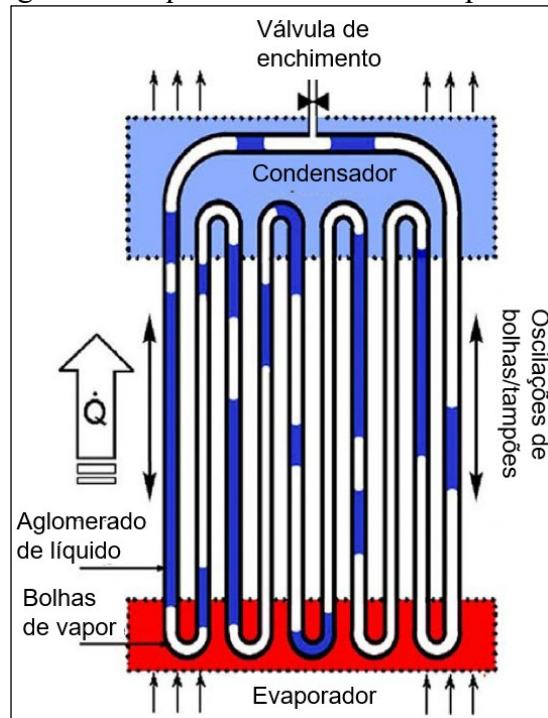


Fonte: Adaptado de Maydanik (2005).

Os tubos de calor pulsantes são tipicamente compostos por um tubo capilar moldado em um circuito fechado no formato de serpentina, como mostrado na Figura 4. No tubo de calor pulsante, as fases de líquido e vapor coexistem na forma de tampões de líquido e bolhas de vapor, frequentemente organizados em um padrão de trem de bolhas de Taylor. Quando

recebe calor, a camada líquida que envolve as bolhas de vapor evapora, a qual se expande e empurra o trem de bolhas de Taylor em direção à região do condensador, onde o calor é rejeitado para uma fonte fria (Mameli et al., 2014).

Figura 4 - Esquema do tubo de calor pulsante.



Fonte: Adaptado de Bernagozzi et al. (2022).

2.2 BATERIAS DE ÍON-LÍTIO

As baterias mais empregadas atualmente em veículos elétricos são as de íon-lítio, que são formadas por dois eletrodos: o ânodo - também conhecido como o polo negativo, que geralmente é composto de grafite - e o cátodo - o polo positivo, que comumente é constituído por um composto contendo lítio, como óxido de cobalto de lítio ou óxido de manganês de lítio. Entre os dois eletrodos encontra-se o eletrólito, uma solução orgânica que contém um sal de lítio, permitindo a migração dos íons de lítio de um eletrodo para o outro. Para evitar curtos-circuitos, há uma película muito fina de plástico micro perfurado, chamada de separador, que separa fisicamente os dois eletrodos. Os coletores de corrente, colocados na borda dos eletrodos, são geralmente de cobre para o ânodo e de alumínio para o cátodo (Bernagozzi et al., 2021).

O princípio de funcionamento das baterias consiste em duas operações, carga e descarga. Durante a descarga, o ânodo, que tem uma carga negativa, libera íons de lítio que

migram através do eletrólito em direção ao cátodo. Isso cria um desequilíbrio elétrico à medida que o ânodo adquire uma carga positiva. Os elétrons fluem em direção ao cátodo através de um circuito externo conectado à carga, gerando a corrente necessária. Por outro lado, durante o processo de recarga, a alimentação de corrente externa faz com que os íons de lítio retornem ao ânodo, seguidos pelos elétrons de compensação, em um processo semelhante à descarga. Esse processo completamente reversível, no qual os íons de lítio entram e saem da estrutura cristalina do metal, é conhecido como intercalação. É desta forma que também operam as células, que podem assumir formas diferentes, como a cilíndrica e a plana, as quais geram diferentes taxas de calor durante a operação.

Um sistema de armazenamento de energia típico de um veículo elétrico é composto por um conjunto de baterias, composto por vários módulos, os quais, por sua vez, são constituídos por um grupo de células (Bernagozzi et al., 2021). Dentro desse contexto, é utilizado a nomenclatura C-rate, onde o valor de 1C significa que a bateria está sendo descarregada ou carregada a uma taxa que esvazia ou enche completamente a capacidade nominal da bateria em uma hora. Portanto, se uma bateria de carro elétrico tem uma capacidade de 60 amperes-hora (Ah) e esta está sendo descarregada a 1C, isso significa que está sendo retirado 60 A de corrente elétrica da bateria (Chen e Li, 2021). Já para 2C, isso significaria uma corrente de descarga de 120 A. De acordo com Bernagozzi et al. (2021), durante a carga rápida a taxas de 1C, 2C e 3C, uma célula isolada pode apresentar uma taxa média de geração de calor de aproximadamente 3 W, 12 W e 27 W, respectivamente. Quando essas células são organizadas em um módulo com três unidades, a geração de calor total do conjunto pode alcançar 9 W, 36 W e 81 W, respectivamente. Esses valores demonstram como o aumento da corrente de carga (C-rate) impacta significativamente a geração térmica, tanto em células individuais quanto em módulos, evidenciando a necessidade de um gerenciamento térmico eficiente em sistemas de baterias submetidos a cargas rápidas.

2.3 TÚNEL DE VENTO

O objetivo principal de usar um túnel de vento em experimentos é obter parâmetros de teste controlados como velocidade e vazão, de forma a se avaliar o desempenho de equipamentos e/ou dispositivos, como tubos de calor, sob condições conhecidas em laboratório. Desta forma, nessa revisão bibliográfica, serão abordados aspectos fundamentais a respeito do funcionamento de um túnel de vento, necessários para o projeto e construção do túnel que foram utilizados nesta pesquisa. É importante destacar que, devido à natureza

específica dos testes propostos, o túnel de vento desenvolvido não apresenta a complexidade observada e nem todos os componentes normalmente empregados em túneis de vento convencionais.

Túneis de vento são instalações projetadas para simular e estudar os efeitos do fluxo de ar sobre objetos ou corpos sólidos. Durante os testes, os objetos permanecem fixos na seção de teste enquanto o ar flui ao seu redor, permitindo a análise detalhada dos efeitos aerodinâmicos e termodinâmicos, resultantes da interação entre o fluxo de ar e o corpo de prova (Pabón, 2014).

De acordo com Mehta e Bradshaw (1979), existem dois tipos principais de túneis de vento: abertos e fechados. Nos túneis de vento abertos, o ar é retirado diretamente do ambiente, sem utilizar recirculação. O fluxo de ar é dissipado ao ambiente antes de retornar à entrada. Já nos túneis de vento fechados, o ar circula de forma contínua dentro do sistema, sendo recirculado após passar pelo ventilador e pelos difusores. Esses túneis são mais adequados para fornecer um fluxo de ar mais controlado e constante em ambientes que exigem alto desempenho, sendo particularmente eficazes em termos de controle de fluxo.

A circulação de ar dentro dos túneis pode ser realizada por dois tipos principais de ventiladores: axiais e centrífugos. Os ventiladores axiais utilizam lâminas que geram um fluxo de ar paralelo ao eixo do ventilador, sendo mais eficientes para aplicações de alta vazão e baixo aumento de pressão. Eles podem ser usados tanto em túneis abertos quanto fechados. Por outro lado, nos ventiladores centrífugos, o fluxo de ar é desviado no sentido radial ao eixo de rotação do ventilador devido à força centrífuga. Esses ventiladores são mais comuns em túneis de vento de circuito fechado, pois oferecem maior estabilidade e eficiência em uma ampla gama de condições de fluxo. A principal vantagem dos ventiladores centrífugos é a uniformidade do fluxo, com menor variação nas condições operacionais e redução significativa na geração de ruído (Mehta e Bradshaw, 1979).

Segundo Mehta e Bradshaw (1979), a seção de teste é a área onde o corpo de prova é posicionado para avaliação durante os testes. O design dessa seção depende dos requisitos específicos do experimento e das características do fluxo que se deseja alcançar. Fatores como o tipo de ventilador utilizado (axial ou centrífugo), a presença de telas ou grades para reduzir a turbulência e a necessidade de uniformidade no fluxo influenciam diretamente a configuração da seção de teste. Para garantir um fluxo uniforme, é essencial que haja uma distância adequada após a contração, permitindo que as não uniformidades se dissipem corretamente. Além disso, a utilização de dispositivos na entrada da seção pode ajudar a

aumentar a velocidade do fluxo e reduzir as variações de velocidade, aprimorando a qualidade do teste.

Dentro de um túnel de vento, o fluxo de ar frequentemente apresenta comportamento turbulento. O objetivo das telas e outros dispositivos é homogeneizar e retificar esse fluxo, reduzindo as variações e garantindo condições de escoamento uniformes e controladas. Isso permite que o fluxo atinja níveis adequados de estabilidade e consistência, essenciais para a realização de testes precisos na seção de teste do túnel, de modo a simular as condições desejadas de escoamento de forma eficaz.

2.3.1 Escoamento laminar e turbulento

O movimento dos fluidos pode se dar de maneira ordenada ou desordenada. Quando o fluido se desloca em camadas suaves e paralelas, sem mistura entre elas, esse tipo de escoamento é chamado de laminar. Já quando o fluxo apresenta desordem e variações imprevisíveis na velocidade, é caracterizado como turbulento. Existe ainda uma condição intermediária entre esses dois comportamentos, conhecida como escoamento de transição (Çengel e Cimbala, 2015).

De acordo com Fox et al. (2014), no escoamento laminar unidimensional, a velocidade do fluido é representada apenas pela componente u . No caso do escoamento turbulento, além da velocidade média $\bar{u}$, surgem outras três componentes u' , v' e w' , que refletem as oscilações aleatórias da velocidade nas diferentes direções.

Segundo White (2011), para determinar o tipo de escoamento, utiliza-se com frequência o número de Reynolds, uma grandeza adimensional. Este número, batizado em homenagem a Osborne Reynolds, é essencial para prever o regime do escoamento. Em condutos circulares, como tubulações, valores de Reynolds abaixo de aproximadamente 2300 indicam escoamento laminar; valores superiores a 4200 indicam escoamento turbulento; enquanto valores intermediários correspondem à zona de transição.

2.4 ESTADO DA ARTE

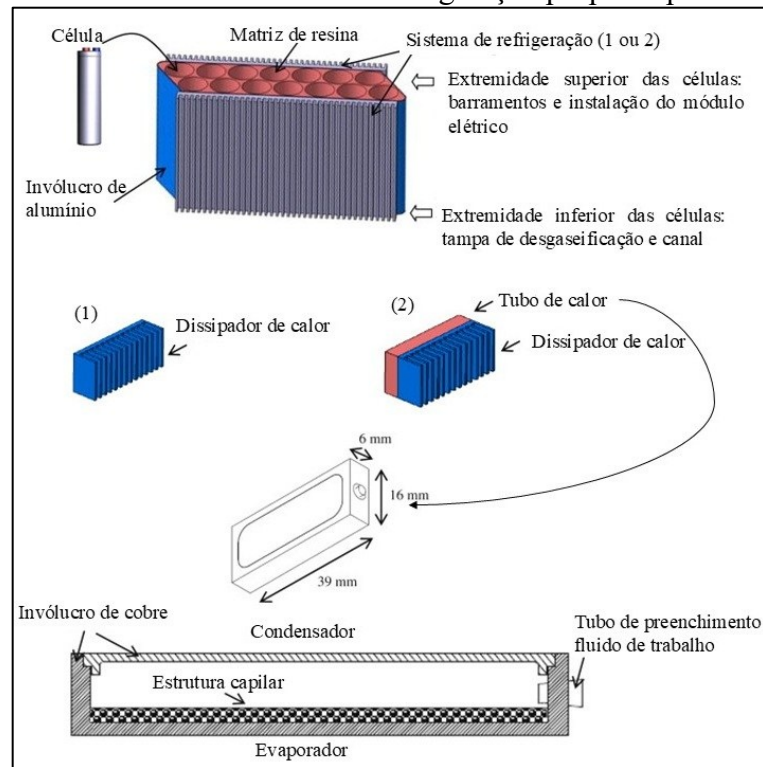
Nesta seção é apresentada uma revisão bibliográfica dos trabalhos disponíveis na literatura sobre tubos de calor empregados em sistemas de gerenciamento térmico de baterias, a fim de assegurar que a temperatura das baterias permaneça dentro da faixa apropriada

durante a operação de carros elétricos. Além disso, apresenta-se uma discussão dos tubos de calor com geometrias semelhantes à proposta no presente trabalho.

2.4.1 Sistemas de resfriamento para baterias com tubos de calor

Tran et al. (2014) desenvolveram um sistema de resfriamento utilizando tubos de calor para um módulo de bateria constituído por 14 células cilíndricas de 7Ah, 38 mm de diâmetro e 142 mm de altura, conforme mostra a Figura 5. Cada módulo de resfriamento foi composto por sete tubos de calor de cobre com uma estrutura capilar de 50 ranhuras helicoidais. O condensador de cada tubo foi dobrado em um ângulo de 121° , com aletas, e o evaporador inserido em um bloco de alumínio. Os autores testaram dois sistemas de resfriamento, o primeiro apenas com um dissipador de calor de cobre simples, formado de aletas, com 39 mm de comprimento e 16 mm de largura, enquanto o segundo, além do dissipador aletado, foi anexado um tubo de calor plano com uma estrutura capilar de pó de cobre sinterizado com auxílio de pasta térmica. O tubo de calor utilizou água como fluido de trabalho. Eles testaram o sistema com convecção de ar forçada e em diversas inclinações, para simular diferentes condições de entrada. A partir dos testes, concluíram que convecção natural (ar quente sobe por efeitos de empuxo e o ar frio desce, criando uma corrente de ar vertical) não foi suficiente para manter a bateria dentro da faixa de temperatura adequada. Embora o primeiro sistema tenha se mostrado promissor em termos de resfriamento, ele ainda requer um sistema de ventilação na região do condensador, pois seu desempenho térmico não foi suficiente para manter as células abaixo de 50°C . Esse controle de temperatura foi alcançado com o uso do tubo de calor plano, cuja adição reduziu a resistência térmica e apresentou melhor desempenho diante da variação do fluxo de calor, minimizando as flutuações de temperatura.

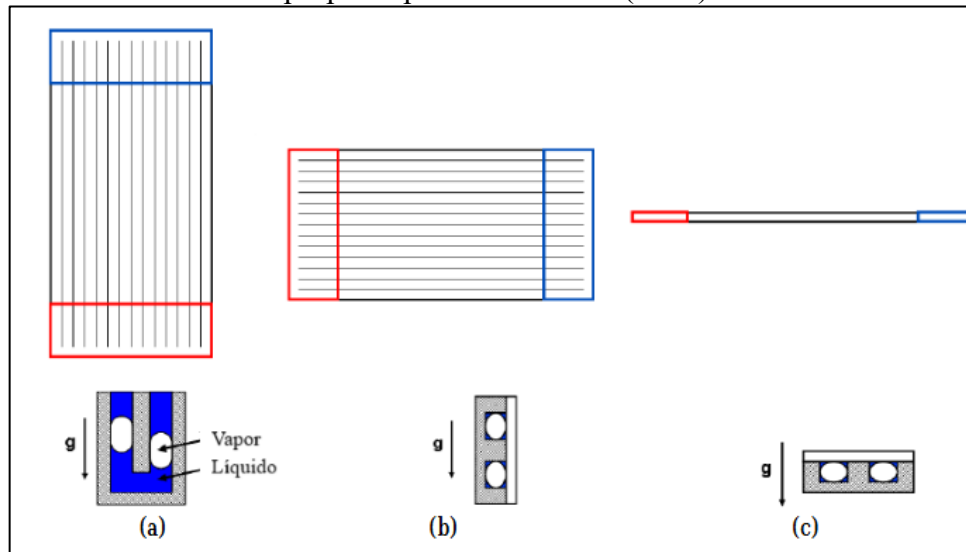
Figura 5 - Módulo da bateria e sistemas de refrigeração proposto por Tran et al. (2014).



Fonte: Adaptado de Tran et al. (2014).

Manno et al. (2015) investigaram o desempenho termo hidráulico de tubo de calor pulsante plano para baterias de veículos elétricos e híbridos. O tubo de calor pulsante utilizou etanol como fluido de trabalho em testes nas orientações vertical e horizontal, Figura 6. Neste caso, uma placa plana aquecedora simulou o calor gerado pelas baterias. O tubo foi levado ao limite de operação em todas as condições testadas. A partir desse estudo, foi possível avaliar que o tubo de calor pulsante não é o mais adequado para aplicações automotivas devido as características necessárias para seu início de operação do tubo de calor pulsante, visto que se obteve um impacto adverso em dois tipos de testes realizados para validar a aplicação real: teste de inclinação do veículo (*pitch tests*, onde o teste é realizado na inclinação longitudinal, como em subidas e descidas com o carro) e de rolagem (*roll tests*, onde o teste é realizado em inclinação lateral do carro, como em curvas).

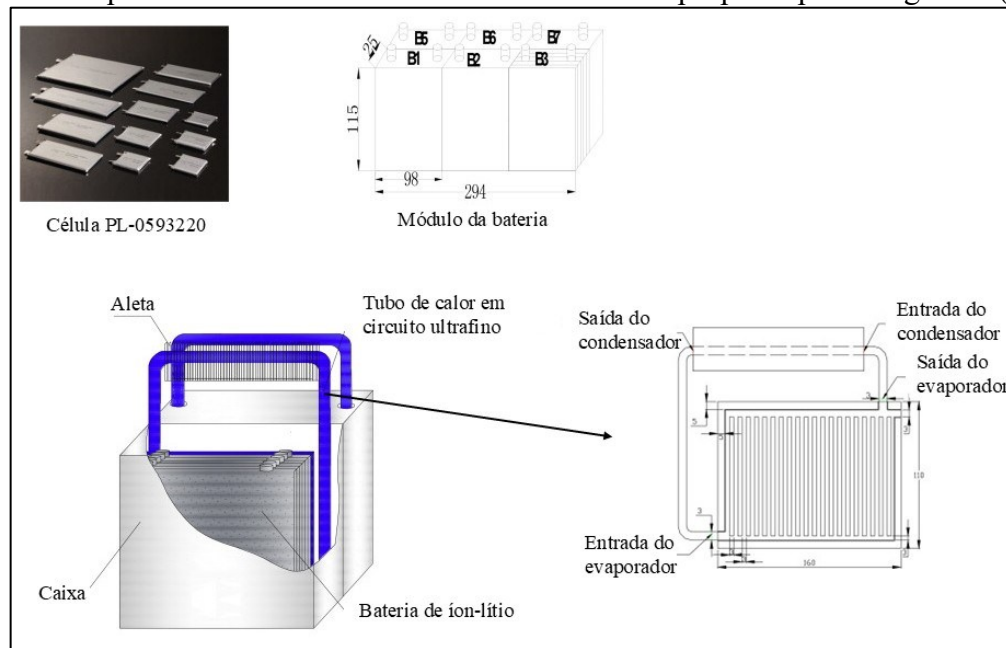
Figura 6 - Configurações do PHP e vistas relativas (a) vertical, (b) horizontal, (c) aresta proposto por Manno et al. (2015).



Fonte: Adaptado de Manno et al. (2015).

Hong et al. (2015) desenvolveram um tubo de calor em circuito ultrafino, com apenas 1,5 mm de espessura, sem o uso de estrutura capilar. O retorno do fluido de trabalho é garantido por microcanais localizados na região do evaporador, com diâmetro hidráulico de 1 mm. O condensador do sistema é resfriado por ar forçado (ver Figura 7). Para validar o desempenho térmico, os autores projetaram um módulo experimental composto por seis baterias retangulares, cada uma formada por cinco células de íon-lítio, simulando condições reais de operação. A performance térmica do tubo de calor foi avaliada em termos de condensação e dissipação de calor, alcançando uma resistência térmica de 0,097 K/W, sob potências aplicadas entre 20 e 120 W, com temperatura inicial de 47 °C e correntes de carga e descarga de 2,5C. Os resultados demonstraram que o sistema é altamente eficaz para o gerenciamento térmico de baterias, especialmente em aplicações de alta densidade de potência.

Figura 7 - Esquema do tubo de calor em circuito ultrafino proposto por Hong et al. (2015).

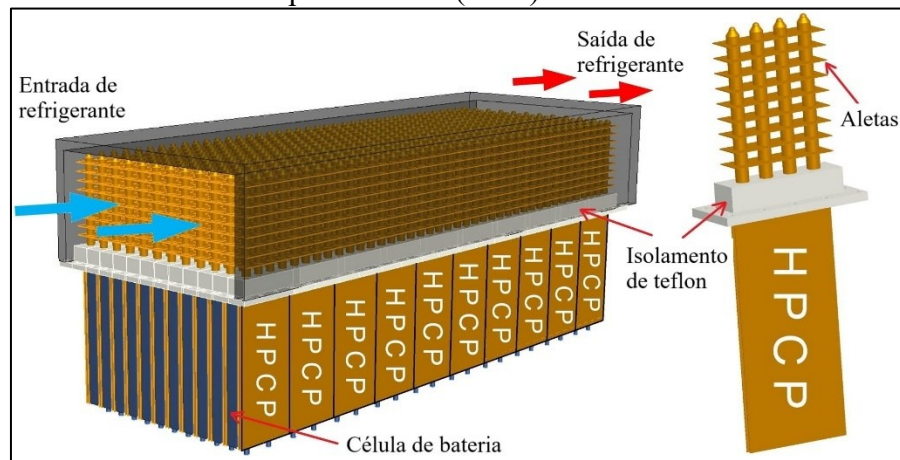


Fonte: Adaptado de Hong et al. (2015).

Ye et al. (2016) estudaram a otimização do desempenho térmico de um Sistema de Gerenciamento Térmico com Tubo de Calor (HPTMS) (ver Figura 8) para baterias prismáticas de íons de lítio, com dimensões de $140 \times 65 \times 15$ mm e capacidade de 10 Ah, sob diferentes taxas de carregamento rápido (3C, 5C e 8C que correspondem a 10,5 W, 25,4 W e 54,4 W). Os tubos de calor utilizados apresentam uma seção de evaporador plana, enquanto a região do condensador é composta por quatro tubos com aletas integradas ao longo de toda a sua extensão, proporcionando maior área de troca térmica. Os principais focos do sistema proposto foram a redução da geração excessiva de calor e a prevenção da formação de depósitos de lítio, que foram estudados de forma experimental e por meio de simulação numérica. Foram realizados estudos paramétricos variando a vazão do fluido de arrefecimento, a temperatura de entrada, a orientação do tubo de calor, o número de tubos de calor e a aplicação de aletas de resfriamento. Os fluidos de trabalho utilizados foram água e metanol, enquanto o etanol foi descartado devido à secagem prematura. Eles realizaram um experimento sob condições de estado estacionário, para avaliar a distribuição de temperatura sob diferentes potências de aquecimento (25 W, 50 W, 75 W, 100 W e 125 W), provenientes dos aquecedores das placas utilizadas para simular as baterias. O condensador foi resfriado com água a 25°C através de um banho termostático com uma vazão de 2 l/min. Com base nos testes realizados, verificou-se que o tubo de calor com ambos os fluidos de trabalho analisados é adequado para a aplicação proposta. No entanto, a água demonstrou desempenho

ligeiramente superior, especialmente no que diz respeito à temperatura máxima atingida e à diferença de temperatura entre os evaporadores (visto que o sistema foi testado com 3, 4 e 5 tubos de calor). Entre as configurações operacionais avaliadas, a orientação de -90° , correspondente à disposição do condensador na parte superior e do evaporador na parte inferior, apresentou o melhor desempenho, sendo considerada a mais eficiente para a operação ideal do sistema. Os resultados também evidenciaram que a adição de aletas de cobre no condensador foi a solução mais eficaz em comparação ao sistema tradicional, que utiliza apenas o circuito de refrigeração em banho-maria. Essa modificação proporcionou um aumento significativo na capacidade de resfriamento, além de reduzir tanto a temperatura máxima quanto a variação térmica no evaporador. Por fim, os testes com baterias reais demonstraram que o sistema foi capaz de suportar até o dobro da carga térmica originalmente gerada, mantendo a temperatura das células abaixo de 38°C mesmo sob uma taxa de carregamento de 8C .

Figura 8 - Esquema do projeto conceitual do HPTMS para um conjunto de baterias proposto por Ye et al. (2016).

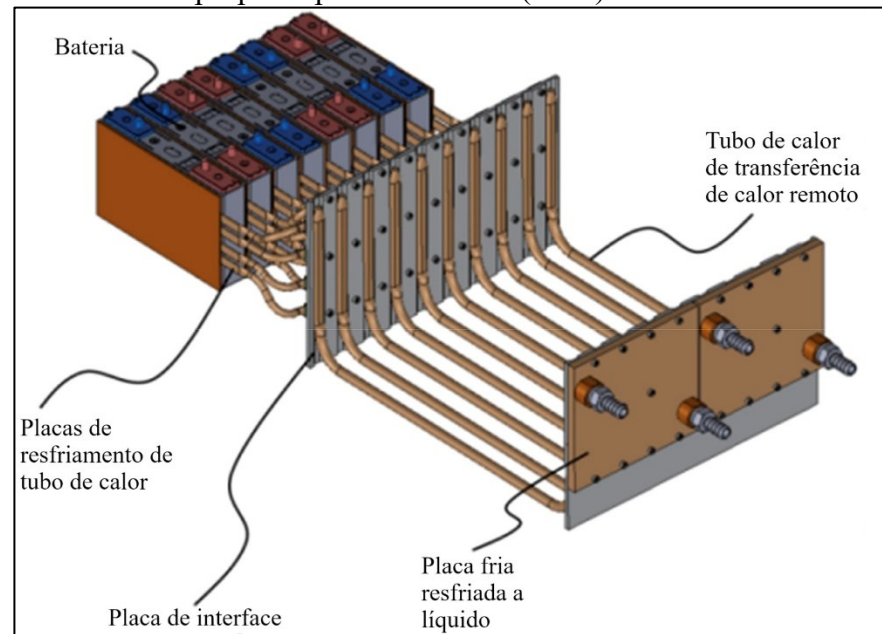


Fonte: Adaptado de Ye et al. (2016).

Smith et al. (2018) propuseram um sistema de gerenciamento térmico para baterias de alta potência, de até 400 W , com oito células prismáticas de 25 Ah , com uma tensão máxima de $4,2\text{ V}$, Figura 9. O sistema de arrefecimento foi composto por dois conjuntos de tubos de calor. O primeiro removia o calor das baterias até uma placa intermediária, a qual era termicamente conectada a um segundo conjunto de tubos de calor, que transporta o calor para uma placa fria, resfriada por líquido a qual estava a uma distância de 300 mm da placa intermediária. O material do invólucro de todos os tubos de calor era o cobre, conforme mostra a Figura 10. Os pesquisadores utilizaram um módulo de bateria fictício para os testes

experimentais e concluíram que o sistema foi capaz de dissipar uma carga de calor de 50 W para cada célula e manter a temperatura abaixo do limite de 55 °C, considerando a água de refrigeração na placa fria a 25 °C. Observaram também que a variação de temperatura em todo o módulo foi de ± 5 °C e a resistência térmica geral do sistema foi de 0,075 K/W.

Figura 9 - Conjunto do sistema de gerenciamento térmico da bateria baseado em tubo de calor proposto por Smith et al. (2018).

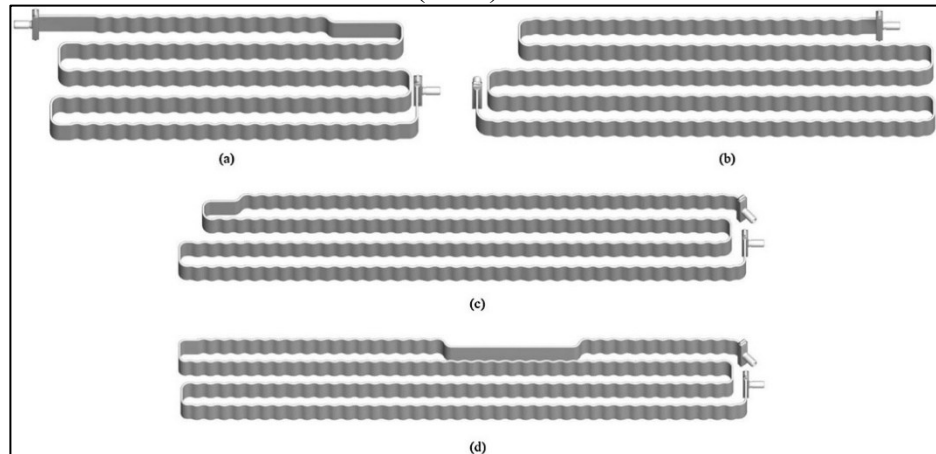


Fonte: Adaptado de Smith et al. (2018).

Cao et al. (2019) desenvolveram um modelo térmico para um conjunto de baterias de íons de lítio cilíndricas do tipo 18650, composto por 5664 células, organizadas em uma configuração elétrica de 96S59P, sendo resfriada por convecção forçada de líquido. Nesta configuração, o pacote de baterias é composto por 96 blocos conectados em série e cada um desses blocos contém 59 células conectadas em paralelo. No total, o pacote é dividido em 22 módulos independentes, resfriados por um fluxo de líquido canalizado de água. Cada módulo de bateria é coberto por um mini canal ondulado perfeitamente encaixado, como mostra a Figura 10. A análise examinou o comportamento térmico sob diferentes taxas de carga/descarga (0,5C, 1C e 2C) e vazões do fluido refrigerante. O modelo foi validado experimentalmente, mostrando boa concordância com os dados reais. Uma estratégia foi proposta para melhorar a distribuição de fluxo térmico entre os módulos, resultando em redução da não uniformidade térmica, embora alguns módulos ainda apresentassem desempenhos insatisfatórios. O aumento das taxas de carga e descarga eleva a temperatura e

diminui a uniformidade térmica, mas uma vazão de refrigerante de 36 l/min a 2C conseguiu manter a temperatura máxima abaixo de 312 K e a diferença térmica abaixo de 11 K. Os autores recomendaram a operação desse sistema com taxas de 1C para descarga e 0,5C para carga, ajustando a vazão do fluido refrigerante conforme necessário.

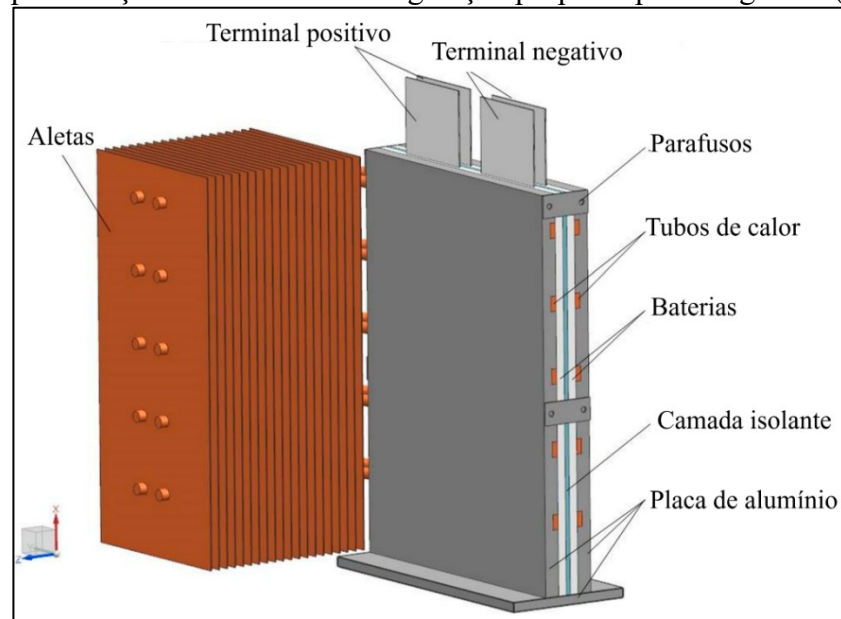
Figura 10 - Quatro mini canais ondulados com diferentes layouts estruturais proposto por Cao et al. (2019).



Fonte: Cao et al. (2019).

Deng et al. (2019) realizaram um experimento com um sistema de gerenciamento térmico baseado em convecção natural em uma bateria de íon-lítio com capacidade de 8 Ah e tensão de 3,3 V, composto por cinco tubos de calor de placa plana em formato de L, aplicados horizontalmente a um módulo de baterias de duas células. Entre as células foi instalada uma camada isolante e por fora, uma placa de alumínio, cuja função era aumentar a uniformidade na temperatura da superfície da bateria (ver Figura 11). A superfície externa dos evaporadores foram planas para garantir um bom acoplamento com a superfície da célula enquanto os condensadores foram cilíndricos com aletas. Seus resultados mostraram que, com a aplicação de uma corrente de 100 A, a temperatura da bateria com o tubo de calor com aletas aumentou 4,8 °C a menos do que para convecção natural sem os tubos de calor, sendo a maior diferença de temperatura entre as superfícies da bateria de 1,7 °C e 6 °C.

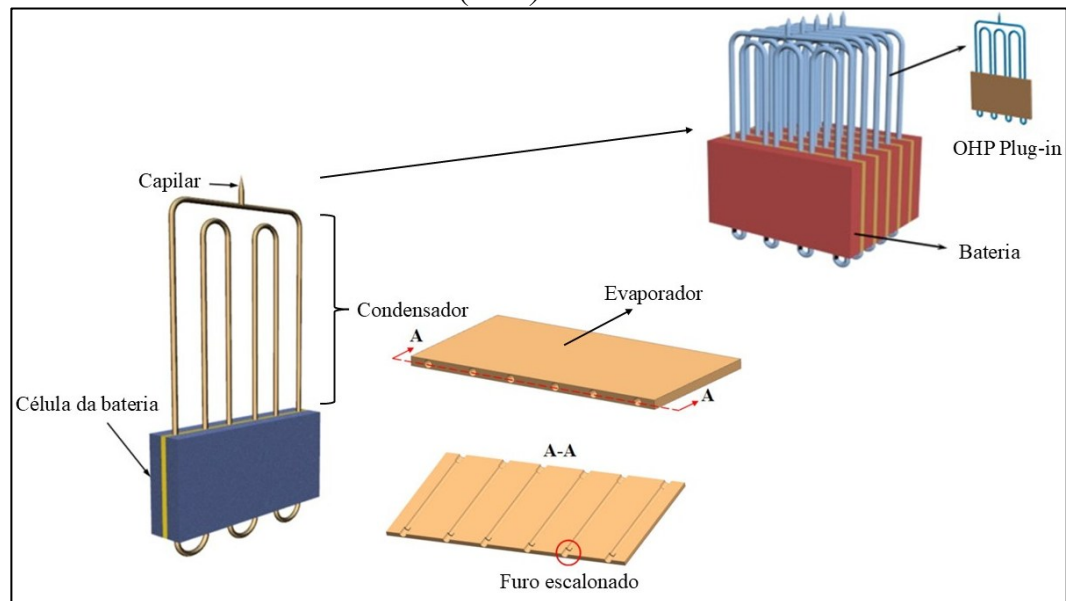
Figura 11 – Representação do sistema de refrigeração proposto por Deng et al. (2019).



Fonte: Adaptado de Deng et al. (2019).

Wei et al. (2019) utilizaram um tubo de calor oscilante (OHP) com *plug-in*, como mostrado na Figura 12, que consiste em uma placa plana de cobre adicionada ao evaporador, para resfriar uma bateria retangular de íons de lítio com 118 mm de comprimento e 63 mm de largura. O OHP foi fabricado com 6 canais circulares e paralelos, de diâmetros internos e externo de 2,5 e 3,5 mm, respectivamente. Testes foram realizados com os fluidos de trabalho: etanol, água e uma mistura binária de etanol e água, com razões de preenchimento de 0%, 30%, 40% e 50%. A água apresentou baixo desempenho, possivelmente devido ao seu alto ponto de ebulição, sendo o fluxo de calor aplicado insuficiente para ativar adequadamente o movimento oscilante característico de um tubo de calor pulsante. Já o etanol iniciou sua operação apenas em níveis de potência média e alta, com taxas de preenchimento de 30% e 40%. A mistura binária, por sua vez, demonstrou melhor desempenho tanto no início da operação quanto na transferência de calor, conseguindo manter a temperatura média da bateria abaixo de 46,5 °C para uma potência de 56 W.

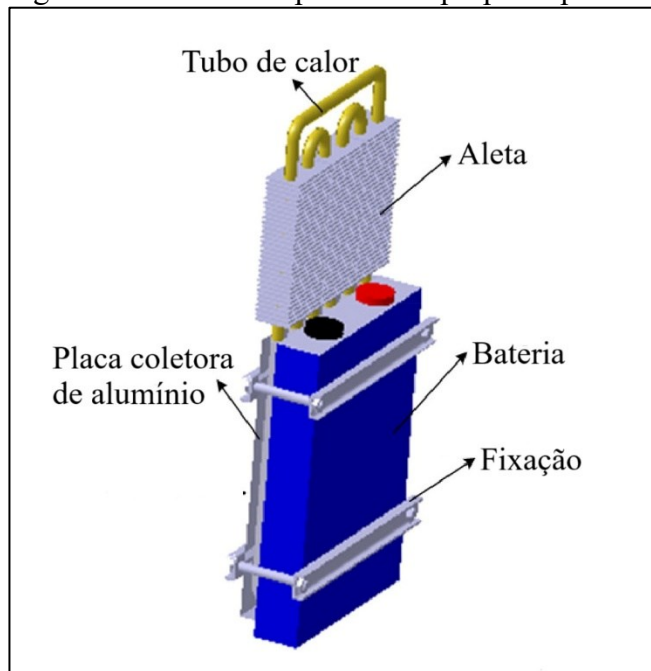
Figura 12 - Representação do tudo de calor oscilante com *plug-in* proposto por Wei et al (2019).



Fonte: Adaptado de Wei et al. (2019).

Chen e Li (2021) investigaram o desempenho de um sistema de gerenciamento térmico composto de um tubo de calor pulsante de cobre em circuito fechado (ver Figura 13), com nanofluido contendo dióxido de carbono como fluido de trabalho, aplicado a baterias de íon-lítio de 135,5 mm de largura e 180,5 mm de comprimento. Aletas retangulares foram adicionadas às extremidades do condensador para aumentar a área de dissipação de calor. A placa coletora foi instalada para integrar a face plana da bateria ao tubo de calor. O PHP foi preenchido com uma razão de preenchimento de 50%. Foram testadas diversas condições de operação (potências térmicas e temperaturas ambientes), sob a mesma taxa de descarga, 1C, da bateria. Após os testes, foi possível visualizar que as máximas temperatura e a variação de temperatura na bateria foram mantidas em 35,86 °C e 1,15 °C. Ainda, o tubo de calor pulsante foi capaz de compensar aumentos de temperatura do ambiente, fazendo com que a bateria não excedesse 42,22 °C.

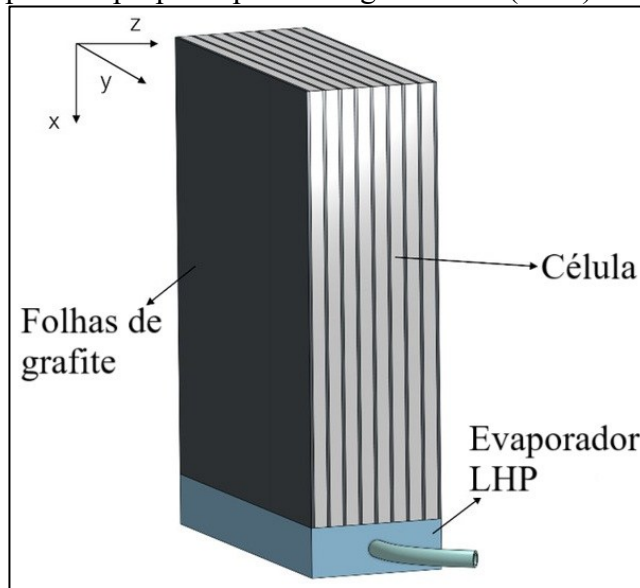
Figura 13 - Diagrama do sistema experimental proposto por Chen e Li (2021).



Fonte: Adaptado de Chen e Li (2021).

Bernagozzi et al. (2021) apresentaram um sistema de gerenciamento térmico para um módulo de bateria com três células fictícias, feitas de placas de alumínio 5083-O, como apresentado na Figura 14. O sistema proposto contou com um tubo de calor em circuito, sendo seu evaporador de plano, que utiliza um trocador de calor de tubos concêntricos como condensador e, ainda, folhas de grafite intercaladas entre as células. As folhas de grafite foram inseridas para transferir calor na direção vertical, evitando trocas de calor na direção transversal. Etanol foi utilizado como fluido de trabalho. O LHP foi colocado na parte inferior do módulo de baterias, sendo capaz de transferir até 150 W do módulo da bateria ao sistema de resfriamento, ligado ao sistema de ar-condicionado do veículo. A temperatura da bateria ficou abaixo de 40 °C, atingindo uma temperatura de pico de 31,5 °C e uma diferença de 2 °C entre as células, sob um ciclo de condução de carga rápida de 4C. A partir do mesmo princípio, Bernagozzi et al. (2021) testaram o mesmo sistema, porém com um fluido de trabalho inovador, o Novec™ 649, que é inerte, não inflamável e não tóxico, e apresenta um baixo ponto de congelamento e um potencial de aquecimento global quase nulo (tecnologia que têm impacto mínimo na mudança climática). O tubo de calor em circuito com esse fluido foi capaz de manter a temperatura máxima da célula em torno de 48 °C, para uma carga rápida de 3C, e a temperatura mínima de 28,4 °C, para uma carga rápida de 1C.

Figura 14 - Tubo de calor em circuito com as células e folhas de grafite na região do evaporador proposto por Bernagozzi et al. (2021).

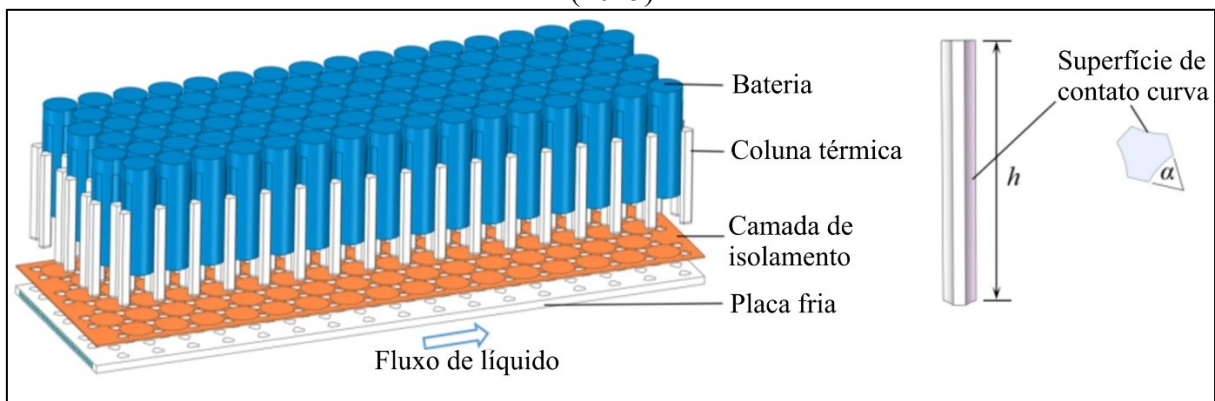


Fonte: Adaptado de Bernagozzi et al. (2021).

Zhang et al. (2025), em um estudo numérico, propuseram um novo modelo de resfriamento para sistemas de gerenciamento térmico de baterias (BTMS) de veículos elétricos, composto por uma placa fria localizada na posição inferior, acoplada às colunas térmicas feitas de alumínio maciço, dispostas ao redor das células cilíndricas das baterias, visando melhorar a dissipação de calor das baterias (ver Figura 15). O conjunto de baterias foi formado por células de íons de lítio do tipo 21700, organizadas em uma configuração de 6 unidades na largura e 16 unidades no comprimento, totalizando 96 células. Essas baterias foram dispostas em arranjo quincôncio, com um passo de 23 mm entre elas. Cada coluna térmica estava localizada no meio de três baterias, preenchendo o pequeno espaçamento entre estas, melhorando a transferência de calor. Assim, cada célula de bateria era cercada por seis colunas térmicas, de alturas (h) variáveis, dispostas com um ângulo de passo (α) de 60° , sendo suas laterais no formato de uma calha com raio igual ao da bateria. A placa fria também foi feita de alumínio, onde uma mistura de água e etilenoglicol com uma proporção de 1:1 com uma temperatura inicial de 20°C , fluiu através dos canais. Tal projeto reduziu significativamente a temperatura máxima e a diferença de temperatura entre as baterias, especialmente em altas taxas de descarga. A temperatura máxima foi reduzida em 16,6% a 1C e 32,0% a 2C , em relação ao modelo convencional. O aumento da altura das colunas térmicas melhora a transferência de calor até 60 mm, mas além disso, não há ganhos substanciais, lembrando que a massa de alumínio compromete a densidade do módulo. A vazão volumétrica do líquido refrigerante também foi analisada, mostrando que o aumento da vazão

reduz a temperatura máxima e as diferenças de temperaturas entre as células, mas após certo ponto, não há benefícios significativos. O modelo de placa de resfriamento inferior acoplada a uma coluna térmica radial, se mostrou mais eficiente ao manter temperaturas seguras com uma menor vazão de refrigerante, permitindo melhor controle da temperatura, facilitando tanto a detecção quanto o gerenciamento das zonas críticas.

Figura 15 - Representação do módulo de bateria e coluna térmica proposto por Zhang et al. (2025).



Fonte: Adaptado de Zhang et al. (2025).

Dentre os estudos analisados neste trabalho que empregam tubos de calor no gerenciamento térmico de baterias, resumo apresentado na Tabela 1, a maioria se concentrou em células retangulares, onde o acoplamento de tubos de calor é mais simples, com superfícies planas. Dentre esses estudos, apenas Tran et al. (2014), Cao et al. (2019) e Zhang et al. (2025) investigaram o gerenciamento térmico de células cilíndricas. De forma geral, a aplicação de tubos de calor resultou em uma significativa redução da temperatura de operação das baterias, se mostrando uma solução com elevado potencial para esse fim. Tubos de calor pulsantes apresentam limitações de operação quando submetidos as inclinações, uma condição comum em aplicações veiculares, não sendo a melhor tecnologia para esta aplicação. Os tubos de calor em circuito se mostraram uma alternativa promissora, mas, até o momento, não foi reportada nenhuma aplicação em condições reais, como por exemplo em testes “in loco” em baterias de veículos elétricos em operação, somente foram mostrados resultados com simuladores de calor. Além disso, nenhum dos estudos anteriores teve a iniciativa de extrair o calor diretamente do interior das células, como é proposto neste trabalho. Como uma tentativa de simular essa abordagem, Bernagozzi et al. (2021) utilizaram folhas de grafite para melhorar a condução térmica entre a bateria e o tubo de calor, aumentando assim a eficiência na transferência de calor. No entanto, essa estratégia ainda se

limita à extração de calor superficial, diferentemente da proposta deste estudo, que visa a dissipação térmica mais eficiente a partir do interior da célula.

Zhang et al. (2025) apresentaram um estudo numérico que se alinha mais diretamente com a proposta do presente trabalho, ao focar em células cilíndricas e na extração de calor entre as células. Embora os autores tenham adotado colunas térmicas acopladas a uma placa fria - em vez de tubos de calor -, seus resultados evidenciam o potencial desse arranjo para a remoção eficiente de calor. Diante desse desempenho promissor, esse mesmo conceito de configuração será adotado no presente estudo.

Tabela 1 - Resumo do estado da arte sobre sistemas de gerenciamento térmico de baterias.

Autores	Ano	Tipo de célula	Tipo de bateria	Método/aplicação	Principais resultados
Tran et al.	2014	Cilíndrica	-	Tubo de calor	A convecção natural foi insuficiente; a adição de tubos de calor planos reduziu a resistência térmica e manteve as células abaixo de 50 °C.
Manno et al.	2015	Prismática	-	Tubo de calor pulsante plano	O tubo de calor pulsante foi considerado inadequado para aplicações automotivas devido ao desempenho adverso em testes de <i>pitch e roll</i>
Hong et al.	2015	Prismática	Íon de lítio	Tubo de calor em circuito ultrafino	O tubo de calor apresentou resistência térmica de 0,097 K/W (20–120 W), demonstrando alta eficácia no gerenciamento térmico de baterias de alta densidade de potência.
Ye et al.	2016	Prismática	Íon de lítio	Tubo de calor	A água apresentou melhor desempenho; a orientação -90° e a adição de aletas no condensador maximizaram o resfriamento, mantendo as células abaixo de 38 °C a 8C.
Smith et al.	2018	Prismática	-	Tubo de calor	O sistema dissipou 50 W por célula, mantendo a temperatura abaixo de 55 °C, com variação térmica de ± 5 °C e resistência térmica de 0,075 K/W.
Cao et al.	2019	Cilíndrica	Íon de lítio 18650	Modelo térmico	O modelo validado experimentalmente manteve $T < 312$ K e $\Delta T < 11$ K a 2C, com melhor desempenho em 1C (descarga) e 0,5C (carga).
Deng et al.	2019	Prismática	Íon de lítio	Tubo de calor de placa plana em L	Com corrente de 100 A, o uso de tubos de calor com aletas reduziu o aumento de temperatura em 4,8 °C em relação à convecção natural, diminuindo a ΔT superficial de 6 °C para 1,7 °C.
Wei et al.	2019	Prismática	-	Tubo de calor oscilante com <i>plug-in</i>	A água apresentou baixo desempenho; o etanol operou apenas em médias e altas potências, enquanto a mistura binária apresentou melhor desempenho, mantendo a temperatura média abaixo de 46,5 °C a 56 W.
Chen e Li	2021	Prismática	Íon de lítio	Tubo de calor pulsante	ob descarga de 1C, o sistema manteve a temperatura máxima em 35,86 °C e ΔT de 1,15 °C, não excedendo 42,22 °C mesmo com aumento da temperatura ambiente.
Bernagozzi et al.	2021	Prismática	-	Tubo de calor em circuito	O sistema foi capaz de transferir até 150 W do módulo da bateria para o sistema de resfriamento, acoplado ao ar-condicionado do veículo, mantendo a temperatura da bateria abaixo de 40 °C.
Zhang et al.	2025	Cilíndrica	Íons de lítio do tipo 21700	Simulação numérica	Redução da temperatura máxima em 16,6% (1C) e 32,0% (2C), com melhoria da uniformidade térmica; ganhos térmicos até 60 mm de altura das colunas, sem benefícios adicionais devido ao aumento de massa.

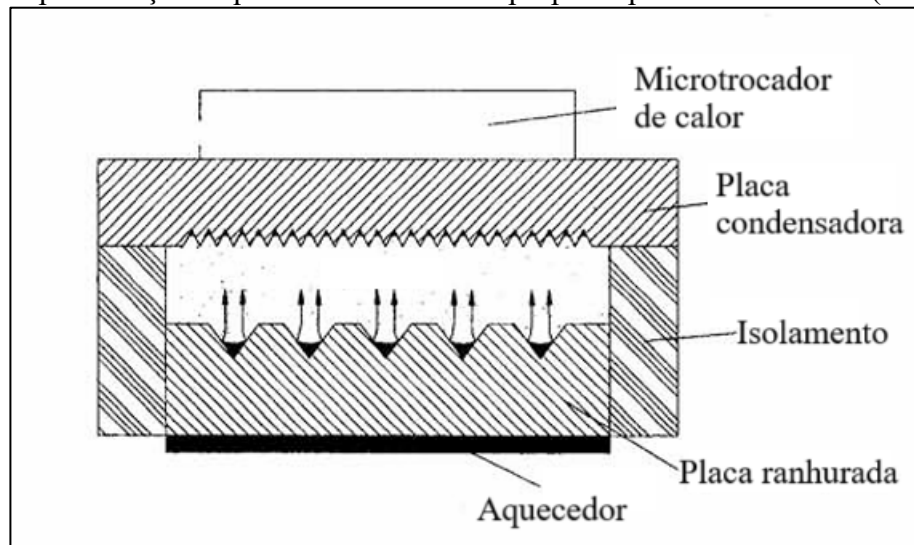
Fonte: elaborado pela autora.

2.4.2 Tubos de calor com ranhuras triangulares

Considerando a necessidade de desenvolver um tubo de calor que se acomode entre células cilíndricas de baterias de íon-lítio, a geometria da seção transversal resultante é triangular. Desta forma, esta seção não tem por objetivo apresentar uma revisão abrangente da tecnologia de tubos de calor, cuja complexidade e extensão extrapolam o escopo deste trabalho, mas concentra-se especificamente em estudos que abordam tubos de calor com seção transversal interna triangular, por se tratar de uma configuração geométrica análoga à adotada na presente pesquisa.

Ma e Peterson (1995) conduziram uma investigação experimental detalhada em micro tubos de calor (MHPs), cujos microcanais tinham seções transversais triangulares e o fluido de trabalho era metanol, visando determinar o limite capilar (ou seja, máximo calor transportado, considerando-se a capacidade de bombeamento capilar do dispositivo). Uma vista da seção transversal do dispositivo proposto pode ser observada na Figura 16. Esse estudo avaliou dez placas com sulcos triangulares de diferentes larguras, mas com ângulos de ápice constantes de 60° , visando identificar a geometria que maximizasse a capacidade de bombeamento capilar e minimizasse as perdas viscosas. Foi desenvolvido um aparato experimental que simulava a operação de um micro tubo de calor, incluindo uma região evaporadora e uma adiabática, permitindo a medição precisa da massa de fluido evaporada por meio de um sistema de condensação e coleta. Os resultados demonstraram que as ranhuras são uma excelente estrutura capilar, porém há uma geometria ótima para o transporte máximo de calor por unidade de área efetiva, e que esse transporte é altamente sensível ao ângulo de inclinação de operação do dispositivo e ao comprimento da seção molhada. O modelo teórico previamente proposto pelos autores foi validado com ajustes, destacando-se a importância de considerar a interação entre pressão capilar, perdas viscosas e forças gravitacionais, além da limitação da suposição de raio de curvatura constante, válida apenas para números de Bond inferiores a 0,05.

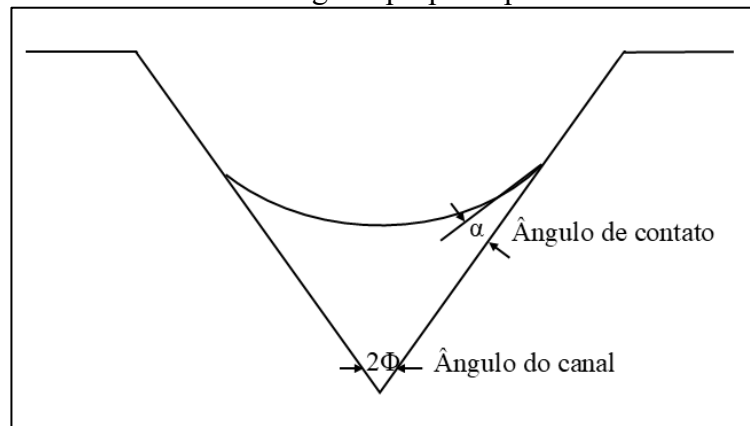
Figura 16 - Representação esquemática do sistema proposto por Ma e Peterson (1995).



Fonte: Adaptado de Ma e Peterson (1995).

Peterson e Ma (1995) apresentaram um modelo teórico para o transporte de calor em micro tubos de calor com ranhuras triangulares, cujo modelo físico esquemático é apresentado na Figura 17, levando em consideração a interação entre os fluxos de líquido e vapor, assumindo que sempre existia uma quantidade ótima de fluido de trabalho em um único vértice, desconsiderando o efeito do coeficiente de transferência de calor na condensação. O fluido de trabalho utilizado foi o metanol e os cálculos indicam que o diâmetro hidráulico da ranhura triangular foi de 0,484 mm, com uma capacidade máxima de transporte de calor de 6,79 W/cm². A influência do fluxo de vapor foi analisada por meio do número adimensional da interface vapor-líquido, mostrando que, à medida que o fluxo de vapor aumentava, a capacidade de transporte de calor diminuía. O estudo também examinou o impacto do ângulo de contato (α) (ver Figura 18), evidenciando que um aumento inicial no ângulo de contato melhorava o transporte de calor, mas após atingir um valor ótimo, a eficiência diminuía. O ângulo do canal (2Φ) teve um efeito significativo na capacidade de transporte de calor, visto que, com ângulos maiores, o transporte de calor diminuía. O efeito do comprimento seguia o mesmo padrão: a capacidade de transporte de calor reduzia com o aumento do comprimento, devido ao caminho maior do fluxo de vapor que provocava, assim, maior atrito.

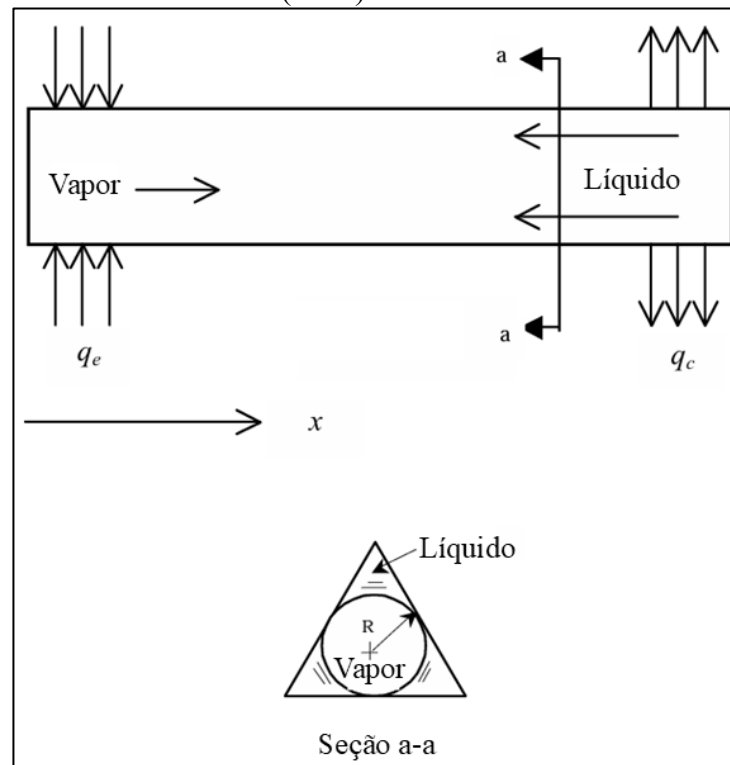
Figura 17 - Geometria da ranhura triangular proposta por Peterson e Ma (1995).



Fonte: Adaptado de Peterson e Ma (1995).

Sugumar e Tio (2003) analisaram o desempenho de microtubos de calor com geometria triangular (Figura 18), investigando a influência das temperaturas de projeto e operação, bem como o uso de diferentes fluidos de trabalho, como pentano, acetona e água. Verificaram que, quando esses dispositivos eram carregados com a quantidade ideal de fluido para uma temperatura específica, qualquer desvio em relação à temperatura de projeto comprometia seu desempenho. Em temperaturas inferiores à projetada, o micro tubo tendia a sofrer secagem prematura na região do evaporador. Em temperaturas elevadas, podia ocorrer alagamento na região do condensador. Em ambos os casos, a taxa de transporte de calor ficava limitada, sendo inferior à capacidade máxima observada na temperatura de projeto. Assim, a operação eficaz desses dispositivos dependia fortemente da correspondência entre a quantidade de fluido e a temperatura de operação.

Figura 18 - Representação do microtubo de calor proposto por Sugumar e Tio (2003).

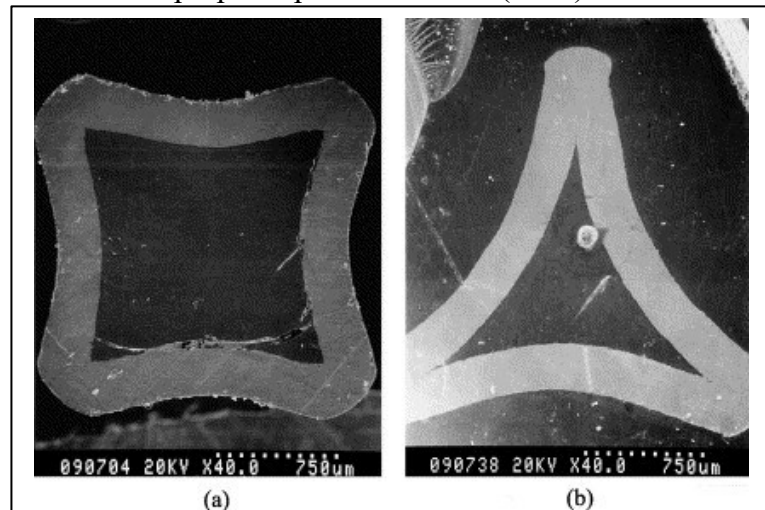


Fonte: Adaptado de Sugumar e Tio (2003).

Moon et al. (2004) investigaram o desempenho térmico de micro tubos de calor com seções transversais poligonais, voltados para aplicações em dispositivos eletrônicos compactos, como notebooks, assistentes digitais pessoais e computadores portáteis. MHPs com seções triangulares e retangulares curvas foram fabricados (Figura 19), utilizando cobre como material do invólucro, com espessura de parede entre 0,27 e 0,28 mm, respectivamente. Água pura foi utilizada como fluido de trabalho, com uma taxa de preenchimento de 20% em relação ao volume interno total. Esses MHPs dispensam o uso de estrutura porosa convencional, pois utilizam os cantos estruturais agudos como canais capilares para promover o retorno do líquido condensado. Os testes foram realizados em câmara de vácuo sob diferentes temperaturas (60 a 90 °C), inclinações e comprimento total (50 e 100 mm). Os resultados mostraram que o MHP com seção triangular apresentou desempenho térmico superior ao do retangular, com um limite de transferência de calor 1,6 vezes maior (7 W contra 4,5 W), devido à maior força capilar gerada por seus cantos mais fechados. Além disso, a redução do comprimento do dispositivo de 100 para 50 mm aumentou o coeficiente geral de transferência de calor em cerca de 92%, sob uma carga térmica de 3 W. O desempenho térmico foi pouco afetado pela inclinação, mantendo-se estável mesmo em orientações

adversas, mostrando a elevada eficiência desse tipo de ranhura. Observou-se que o limite de transferência de calor cresce com o aumento da temperatura de operação, atingindo 10 W a 90 °C.

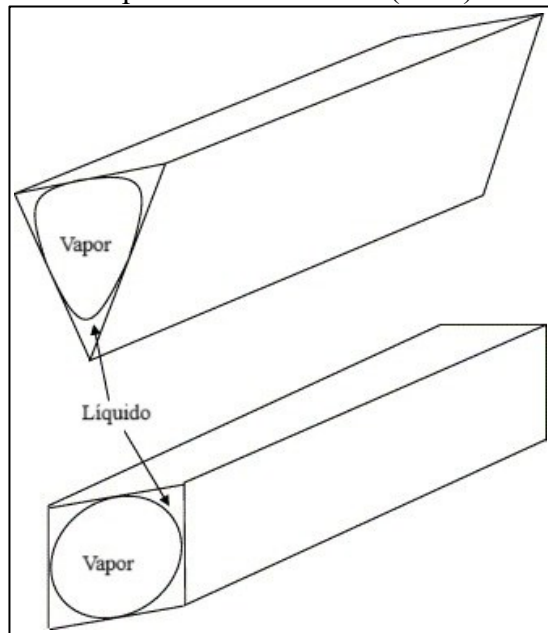
Figura 19 - Seção transversal do microtubo de calor: (a) retangular curvo e (b) triangular curvo proposto por Moon et al. (2004).



Fonte: Moon et al. (2004).

Suman e Kumar (2005) propuseram um modelo analítico para descrever o escoamento de fluido e a transferência de calor em microtubos de calor com ranhuras de forma poligonal, considerando especialmente geometrias triangular e retangular, como mostra a Figura 20. O modelo, baseado em forças capilares como principal mecanismo de bombeamento do fluido de trabalho, foi regido por equações que descrevem as variações de pressão, raio de curvatura, velocidades do líquido e do vapor, e fluxo de calor ao longo das três regiões: evaporadora, adiabática e condensadora. A análise considerou a entrada de calor crítica, condição na qual o fluido não seria mais capaz de evaporar adequadamente, e o comprimento de secagem, ou seja, a região do tubo de calor onde o menisco desaparecia. Os resultados obtidos mostraram boa concordância com modelos numéricos e experimentais da literatura e indicaram que tubos de calor com menor número de lados (como o triangular) apresentam melhor desempenho, devido à maior força capilar disponível e menor perda por atrito. O estudo ainda definiu um parâmetro adimensional de desempenho (B), útil no projeto de microtubos de calor, e apresentou expressões analíticas para a previsão do comportamento térmico e hidráulico do sistema, oferecendo uma ferramenta eficiente e precisa para otimização de dispositivos térmicos em escala microscópica.

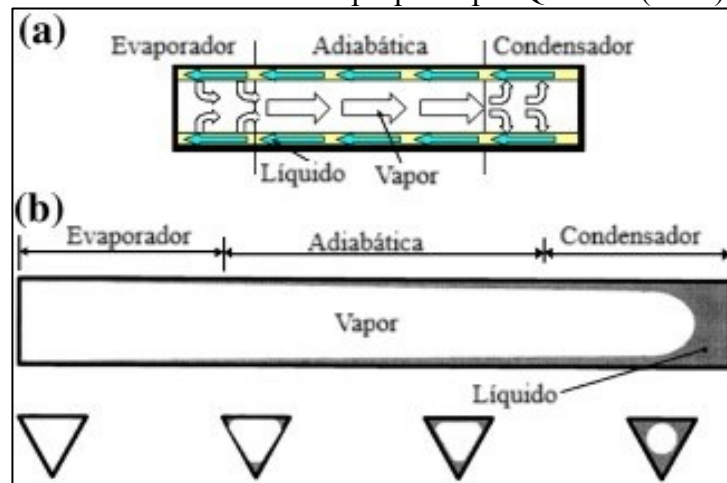
Figura 20 - Representação esquemática dos tubos de calor triangulares e retangulares estudados por Suman e Kumar (2005).



Fonte: Adaptado de Suman e Kumar (2005).

Qu et al. (2008) investigaram os efeitos da modificação da superfície interna de microtubos de calor triangular sobre seu desempenho térmico, analisando especificamente a introdução de uma superfície funcional com distribuição axial, cuja escala era da mesma ordem de grandeza dos ângulos de contato. Essa superfície proporcionou uma variação controlada da hidrofobicidade/hidrofilicidade ao longo do tubo, em contraste com superfícies convencionais, cujo ângulo de contato líquido/metal era uniforme. Por meio de um modelo unidimensional em regime permanente, os autores simularam o comportamento térmico de MHPs triangulares, ilustrado na Figura 21, e observaram que a adoção de superfícies funcionais resultou em um aumento significativo da máxima capacidade de transferência de calor. Esse ganho de desempenho foi atribuído ao aumento da força capilar causada pela variação no raio de curvatura da interface líquido-vapor, aliado a um aumento não expressivo da força de cisalhamento, que favoreceu o retorno do condensado à região de evaporação. Além disso, foi identificado que havia um valor ótimo do ângulo de contato líquido/metal sendo que desvios em relação a esse ponto reduziam a eficiência térmica do dispositivo. Os resultados indicam que a aplicação de superfícies funcionais é uma estratégia eficaz para otimizar o desempenho térmico de MHPs, tornando-os ainda mais promissores para o resfriamento de componentes eletrônicos miniaturizados e outros sistemas térmicos de alta densidade.

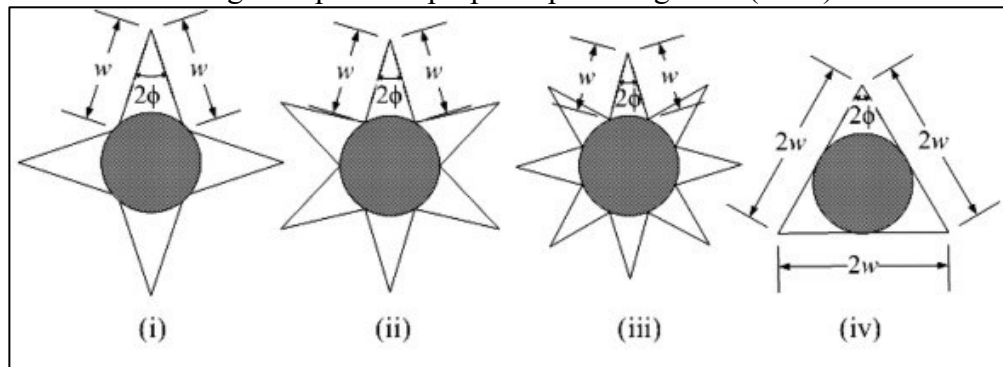
Figura 21 – Representação esquemática: (a) operação do microtubo de calor; (b) seção transversal do microtubo de calor proposto por Qu et al. (2008).



Fonte: Adaptado de Qu et al. (2008).

Hung et al. (2011) investigaram o desempenho térmico de microtubos de calor com ranhuras em formato de estrela quadrada (4 cantos), hexagonal (6 cantos), octogonal (8 cantos) e equilátero com comprimento w , como mostra a Figura 22. Analisaram como os parâmetros geométricos estudados influenciam a capacidade de transporte de calor. Concluíram que o ângulo do ápice do canto (2Φ), que variava entre 20° a 60° , o número de cantos e a área da seção transversal têm um impacto significativo na eficiência do transporte de calor. Os resultados mostraram ainda que o aumento do ângulo do ápice leva a uma redução na capacidade de transporte de calor, devido à diminuição da largura da ranhura e ao aumento do fator de atrito. Por outro lado, o aumento da área da seção transversal melhora a circulação do fluido, resultando em maior eficiência na transferência de calor, uma vez que amplia a largura da ranhura e eleva o limite de inundação. Além disso, destacaram a importância do comprimento das seções do evaporador e condensador, sugerindo que a redução do comprimento da seção adiabática pode otimizar a circulação do fluido de trabalho, melhorando o desempenho térmico do MHP.

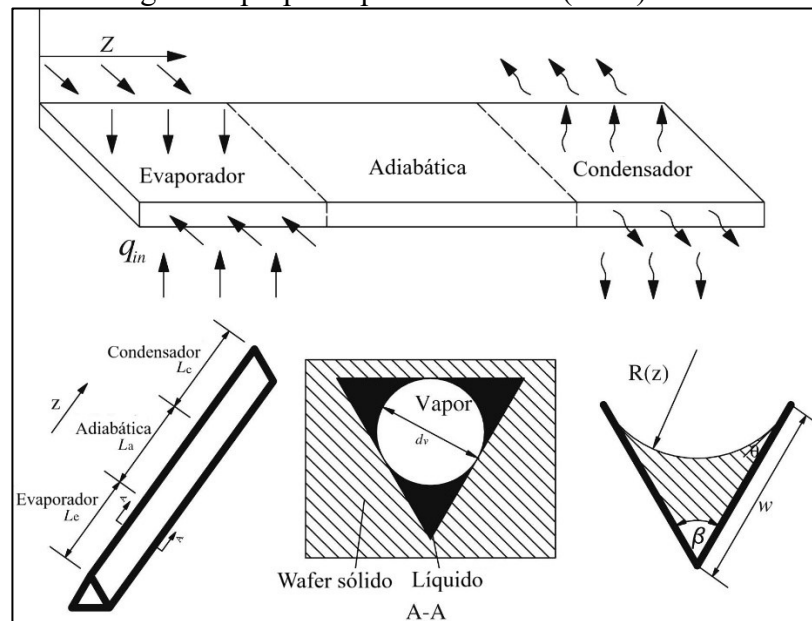
Figura 22 - Geometria das seções transversais de microtubos de calor: (i) ranhura em estrela quadrada, (ii) ranhura em estrela hexagonal, (iii) ranhura em estrela octogonal e (iv) triângulo equilátero proposto por Hung et al. (2011).



Fonte: Adaptado de Hung et al. (2011).

Liu e Chen (2013) investigaram a resposta térmica dinâmica de MHPs planos, mostrado na Figura 23, que tem como estrutura capilar ranhuras triangulares, sujeitos ao transporte de calor constante e uniforme. Observaram como a capilaridade afeta a distribuição de velocidade do fluido e a evolução da temperatura da parede durante a fase de inicialização. Por meio de simulações numéricas transientes, observaram que o raio capilar no início do processo (*startup*) é bem pequeno, de forma a gerar força suficiente para impulsionar o líquido da extremidade fria para a quente. Durante o *startup*, esses pesquisadores notaram que, especialmente na seção adiabática, a velocidade do fluido acelera para em seguida desacelerar, devido à combinação de evaporação, condensação e condução térmica. A saída do sistema foi a temperatura média da parede do evaporador. Os resultados mostraram que ranhuras menores, apesar de aumentarem a força capilar, também impõem maior resistência ao escoamento, retardando a resposta e elevando a temperatura inicial. Por outro lado, ranhuras maiores favorecem uma partida mais rápida e temperaturas de operação mais baixas. Quanto ao fluido de trabalho, o etanol apresentou o melhor desempenho em termos de velocidade de partida, seguido pela acetona, que, apesar da boa resposta, atingiu temperaturas mais elevadas. O tubo de calor preenchido com metanol, por sua vez, apresentou uma partida mais lenta e temperaturas mais baixas. Esses resultados reforçam que tanto a geometria interna quanto a escolha do fluido têm influência direta no desempenho térmico dos MHPs.

Figura 23 - Representação esquemática do microtubo de calor plano com ranhuras triangulares proposto por Liu e Chen (2013).



Fonte: Adaptado de Liu e Chen (2013).

Concluindo esta seção, observa-se que os estudos disponíveis na literatura sobre dispositivos que operam com mudança de fase do fluido de trabalho - especialmente aqueles com escoamento interno por canais dotados de ranhuras triangulares ou com geometria pontiaguda - concentram-se majoritariamente em microtubos de calor, usualmente empregados no resfriamento de componentes eletrônicos. No entanto, o presente trabalho se propõe a investigar tubos de calor com ranhuras agudas de maior porte, voltados ao resfriamento de baterias de veículos elétricos. Assim como nos microtubos, o bombeamento capilar nesses dispositivos de escala ampliada também é promovido pela presença de ranhuras com vértices agudos.

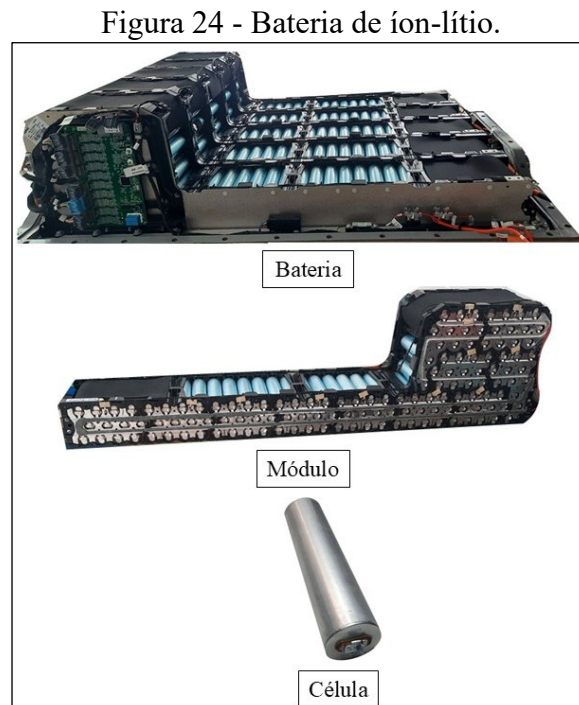
Neste estudo, água destilada e etanol são considerados como fluidos de trabalho, com o objetivo de avaliar aquele que apresenta melhor desempenho térmico para a geometria de tubo de calor proposta, dado que a literatura destaca a significativa influência dessa variável sobre o funcionamento do dispositivo. Embora o ângulo de contato, fixo em 60° no presente trabalho, também desempenhe um papel relevante no bombeamento capilar, sua influência não será investigada neste trabalho, uma vez que a geometria do tubo é imposta pelas restrições da aplicação e, portanto, não pode ser modificada.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia empregada no desenvolvimento desta pesquisa, iniciando-se pela caracterização da bateria de íon-lítio utilizada, assim como o procedimento de caracterização do seu comportamento térmico. Em seguida, são descritos em detalhes os processos de fabricação do tubo de calor e montagem da bancada experimental, bem como os procedimentos experimentais adotados para a realização dos testes térmicos.

3.1 CARACTERIZAÇÃO DA BATERIA DE ÍON-LÍTIO

Um conjunto comercial aplicado em carros elétricos de baterias de íon-lítio foi utilizado no presente estudo, conforme mostrado na Figura 24. Na aplicação real, cada bateria é composta por cinco módulos, sendo que cada módulo é composto por 132 células cilíndricas feitas de íon ferro-fosfato LiFePO_4 , com capacidade de corrente nominal de 15 Ah. Cada célula tem formato cilíndrico com diâmetro de 39 mm e comprimento de 139 mm, com tensão máxima de 3,6V e mínima de 2,5V.

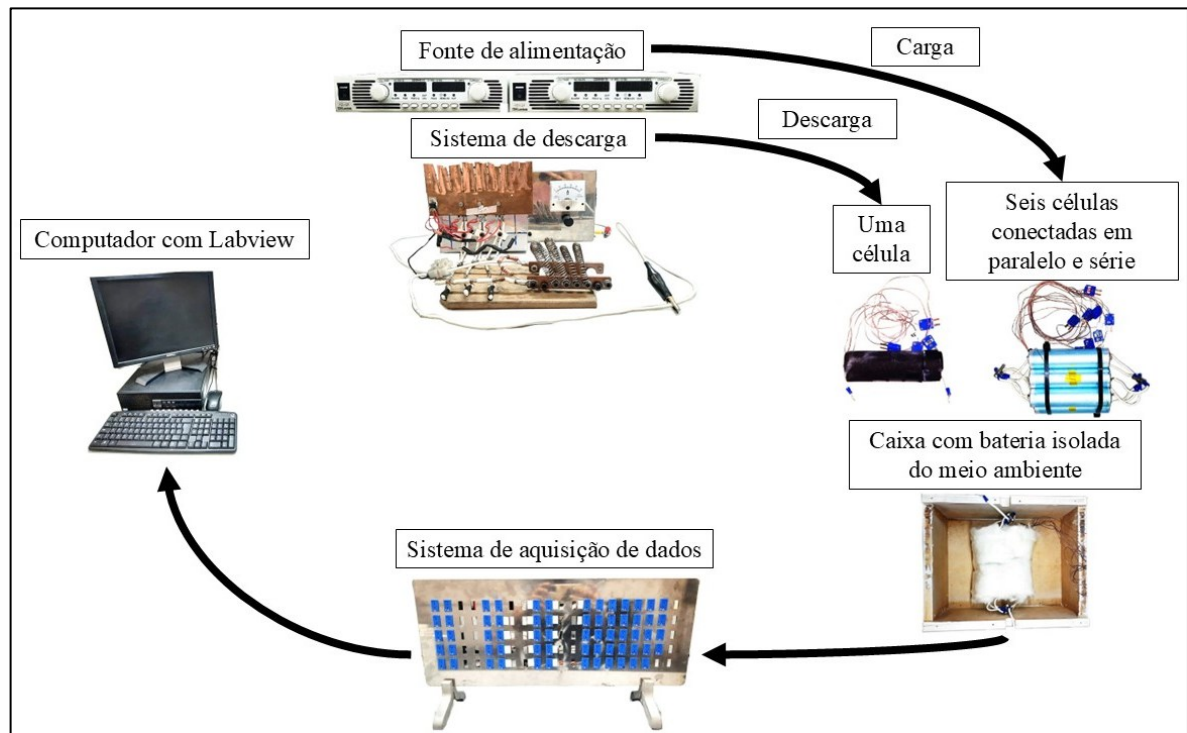


Fonte: elaborado pela autora.

Primeiramente, uma caracterização do comportamento térmico durante as operações de carga e descarga da bateria de íon-lítio foi realizada, devido à falta de informações técnicas

provenientes do fabricante. Para isto, as temperaturas de operação foram medidas durante o processo de carga e descarga sob diferentes taxas de C-rate. A Figura 25 mostra o aparato experimental desenvolvido para ambos os procedimentos de testes.

Figura 25 - Bancada experimental para caracterização do comportamento térmico das células de íon de lítio.



Fonte: elaborado pela autora.

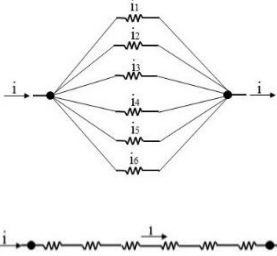
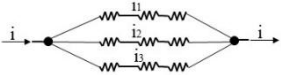
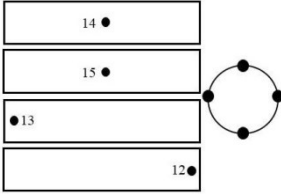
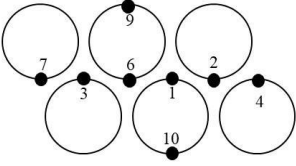
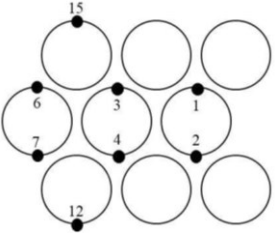
Conforme apresentado na Figura 25, para os testes de carregamento, corrente elétrica constante foi fornecida por uma unidade de alimentação programável (TDK-LambdaTM GEN40-19). Termopares tipo T (Omega EngineeringTM) monitoraram as temperaturas, que foram adquiridas por um sistema de aquisição de dados (DAQ-NITM SCXI-1000), armazenados em um computador (DellTM) e controlados por software (LabviewTM). Os termopares foram instalados com fita termossensível (KaptonTM) nas células, de acordo com as posições mostradas na Tabela 1. Um termopar foi utilizado para medir a temperatura ambiente. A tensão resultante da pilha foi registrada a cada 5 minutos com um multímetro (FlukeTM 179).

Nos testes de descarga das células, a fonte de potência foi substituída por um sistema de descarga eletrônica especialmente desenvolvido para a bateria em teste. Por meio dele foi possível manter a corrente elétrica constante durante todo o processo, assim como no procedimento de carga. Este sistema de descarga funciona como uma fonte estabilizadora, na

qual um transistor de potência (MJL21193) associado a um potenciômetro regula a corrente que passa pelos resistores (utilizados para descarregar as baterias). Ao mesmo tempo, um regulador de tensão (LM317) controla a precisão e proteção do sistema. Por meio deste sistema, é possível manter uma corrente constante até que a bateria atinja seu limite inferior de tensão de 2,5 V.

Diferentes configurações do arranjo das células da bateria foram testadas, como mostrado na Tabela 2, a fim de mapear diversas condições de operação. Em todas as configurações testadas, as pilhas foram inseridas dentro de uma caixa (313 x 250 x 153 mm³), com o objetivo de isolá-las do ambiente, por meio de um isolamento térmico (*IsoglassTM blanket*), com aproximadamente 30 mm de espessura e cuja condutividade térmica em 100°C é de 0,045 W/m°C de (ver figura 25). Esse arranjo simula a condição típica de aplicação, uma vez que, no veículo elétrico, o conjunto de baterias fica dentro de uma caixa para manter a integridade física do sistema.

Tabela 2 - Arranjo das células para testes de caracterização térmica e distribuição dos termopares.

Configuração	Uma célula	Seis células	Nove células
Arranjo de células	-	6 células em paralelo/ 6 células em série	3 arranjos em paralelo com cada 3 células em série
Número de termopares	4	8	8
Representação do(s) circuito(s) elétrico(s) conforme a distribuição das células			
Localização dos termopares (vista frontal)			

Fonte: elaborado pela autora.

Durante os testes de carga e descarga, realizados para a caracterização térmica das células de íons de lítio, Tabela 3, é possível manter constante apenas a corrente elétrica,

enquanto a tensão é utilizada como parâmetro para monitorar o nível de carga da bateria. Os procedimentos de carga e descarga empregados nos testes térmicos estão descritos na Tabela 3.

Foram avaliadas quatro configurações distintas de arranjo de células:

- uma única célula;
- um conjunto de seis células conectadas em paralelo;
- um conjunto de seis células conectadas em série;
- um conjunto de nove células, formado por três células conectadas em série com três desses conjuntos conectados em paralelo.

A aplicação de uma única célula visa isolar e analisar o seu comportamento individual durante os processos de carga e descarga, eliminando a interação com outras células. O teste em configuração paralela é realizado de forma análoga ao arranjo original da bateria, que consiste em um conjunto de seis células conectadas. Por outro lado, o ensaio com seis células conectadas em série justifica-se pela limitação do equipamento, que não consegue fornecer a corrente desejada para os ciclos de carga e descarga desejados. Por fim, o teste com nove células também busca simular o conjunto original; no arranjo original, cada célula é composta por seis pilhas conectadas em paralelo, e estas, que formam uma única célula, são então conectadas às demais em série.

Cada valor de corrente aplicado representa um teste específico, totalizando onze testes. Em todos os ensaios, adotou-se um procedimento padrão: as células foram carregadas até atingir uma tensão de 3,6 V e descarregadas até 2,5 V. Este limite inferior foi estabelecido com base no fato de que, abaixo de 2,5 V, a bateria pode atingir seu limite operacional, comprometendo seu funcionamento adequado (Eszoneo, 2025). A capacidade nominal refere-se à corrente representada por uma taxa C-rate, conforme explicado na Seção 2.2.

Durante os testes, algumas células foram danificadas, as quais foram posteriormente identificadas. Os resultados desses testes também serão mostrados nesse trabalho.

Tabela 3 - Parâmetros dos testes de caracterização térmica das baterias.

Tipo	Configuração	Arranjo das células	Corrente [A]	Capacidade nominal [C]
Carga	Uma célula	-	5, 10, 15, 30	0,33, 0,67, 1,2
Carga	Seis células	Paralelo	36	0,4
Descarga	Seis células	Série	5, 10, 15, 30	0,33, 0,67, 1,2
Carga: célula danificada	Nove células	3 em paralelo com cada 3 células em série	18	0,4
Descarga: célula danificada	Seis células	Série	30	2

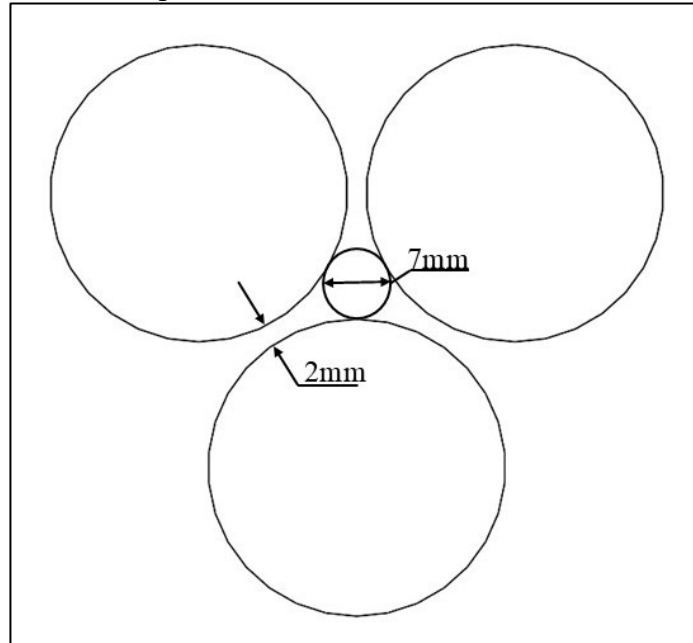
Fonte: elaborado pela autora.

3.2 REQUISITOS DO TUBO DE CALOR

A partir do estudo bibliográfico realizado, identificaram-se alguns requisitos essenciais aos quais o tubo de calor deve atender para aplicação em baterias de veículos elétricos. Dentre eles, o mais relevante ao presente trabalho é a necessidade de redução da temperatura das células. Para que isto ocorra de forma eficiente, primeiramente o sistema de resfriamento deve ser bem acoplado às células.

Assim, neste trabalho, apresenta-se o desenvolvimento de um tubo de calor capaz de se encaixar no espaço disponível entre as células da bateria, de acordo com arranjo original da aplicação, onde cabe um dispositivo cilíndrico de 7 mm de diâmetro, conforme ilustrado na Figura 26. Note-se que o espaço entre as células é de apenas 2 mm, ou seja, as restrições dimensionais são significativas.

Figura 26 - Esquema 2D das células de íons de lítio, com o respectivo espaço disponível para acoplamento do tubo de calor.



Fonte: elaborado pela autora.

Além da geometria do tubo de calor, a faixa de temperatura de operação é um requisito essencial de projeto, sendo esse o principal critério usado na seleção do fluido de trabalho a ser utilizado dentro do dispositivo. A maioria das pesquisas da literatura se baseiam em baterias de íon-lítio em descargas e cargas rápidas, que variam entre 1C e 5C. Para que o sistema de gerenciamento térmico da bateria seja eficaz, ele precisa operar em uma faixa de temperatura entre 25 e 50 °C, não podendo ultrapassar 60 °C, seu limite operacional, por questões de segurança. Também é adequado manter uma diferença de temperatura entre as células da bateria menor que 5 °C, para preservar a integridade das células, controlar as reações químicas e realizar um resfriamento eficaz (Bernagozzi et al., 2021).

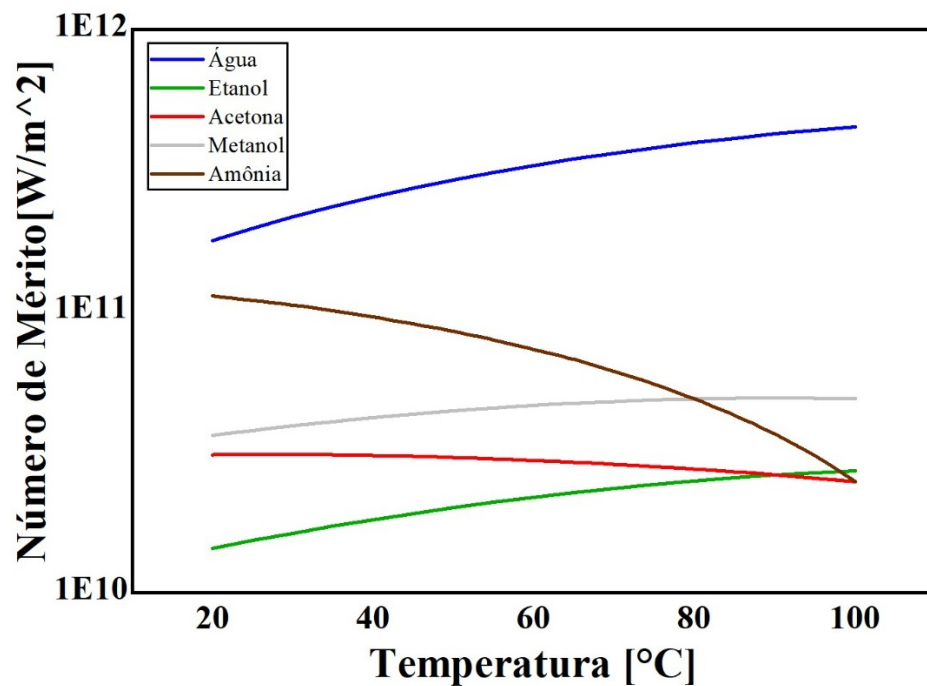
Para a seleção do fluido mais adequado que opere na temperatura de projeto, emprega-se o Número de Mérito, um parâmetro que correlaciona as propriedades de um fluido de trabalho com a capacidade máxima de transporte de calor: quanto maior o número de mérito, mais indicado é o fluido de trabalho. Esse parâmetro é dado por (Mantelli, 2009):

$$N_l = \frac{\rho_l \sigma h_{lv}}{\mu_l} \quad (1)$$

onde ρ_l é a massa específica do fluido, σ a tensão superficial, h_{lv} o calor latente de vaporização do fluido e μ_l a viscosidade do líquido.

A Figura 27 mostra curvas do Número de Mérito em função da temperatura para os principais fluidos de trabalho que operam na faixa de operação considerada neste estudo, ou seja, de 20 °C a 100 °C, sendo 60°C a temperatura limitante. Nota-se que fluido mais eficiente é a água, com o maior Número de Mérito, seguido pela amônia, a qual não foi empregada neste estudo por se tratar de um fluido de trabalho perigoso, com riscos associados à toxicidade e manuseio. Na sequência, metanol, acetona e etanol. O metanol foi excluído devido à indisponibilidade em laboratório, e a acetona por ser corrosiva à mangueira *Tygon*, utilizada para vedar o tubo de calor durante os testes. O etanol foi uma opção mais viável, tanto pelos fatores apresentados quanto pelo seu uso mais consolidado na literatura.

Figura 27 - Número de mérito em função da temperatura.



Fonte: elaborado pela autora.

Apesar do Número de Mérito ser um excelente parâmetro de escolha, outras características dos fluidos de trabalho podem ser determinantes, dependentes da geometria da estrutura capilar do tubo de calor, como a molhabilidade e o calor latente de vaporização. Devido as geometrias das ranhuras propostas e a baixa temperatura de operação dos tubos de calor, optou-se por testar como fluidos de trabalho, água e etanol.

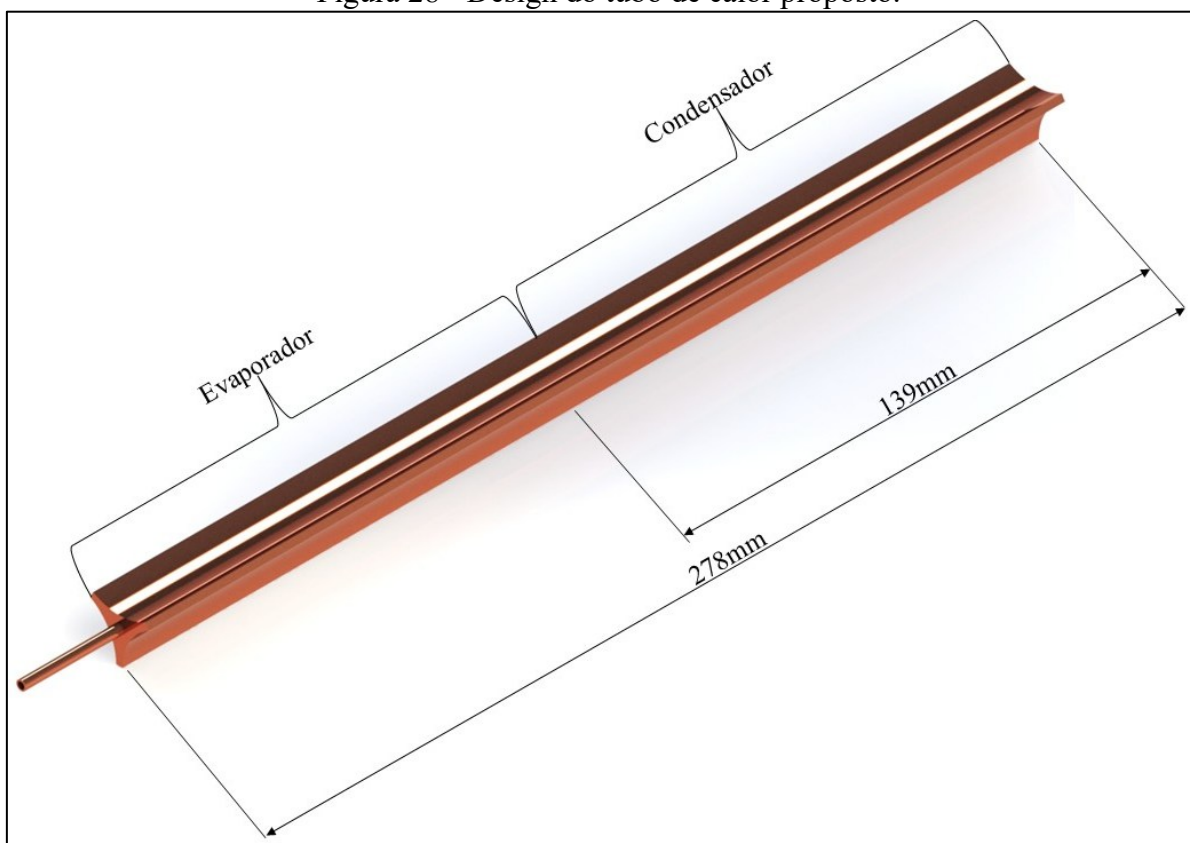
3.3 PROJETO E FABRICAÇÃO DO TUBO DE CALOR

Para atender aos requisitos das baterias cilíndricas, um tubo de calor foi projetado com 278 mm de comprimento, sendo 139 mm destinado ao evaporador e condensador (veja geometria ilustrada na Figura 28). Essas dimensões foram especificadas de forma que o evaporador ocupe a região disponível entre células, dentro da bateria, e que toda a extensão das células seja acoplada ao tubo de calor.

A seção transversal do tubo de calor foi proposta para encaixar perfeitamente no volume disponível entre três células da bateria, com as três superfícies laterais convexas e curvas, de modo a garantir um bom contato térmico com as células adjacentes. O calor recolhido, na seção do evaporador, é transportado para o condensador, onde é liberado. O formato proposto cria canais internos com arestas vivas e pontiagudas, que funcionam como ranhuras, formando uma estrutura capilar simples, mas eficaz. Chapas de cobre com 0,5 mm de espessura foram empregadas, devido à alta condutividade térmica e facilidade do manuseio.

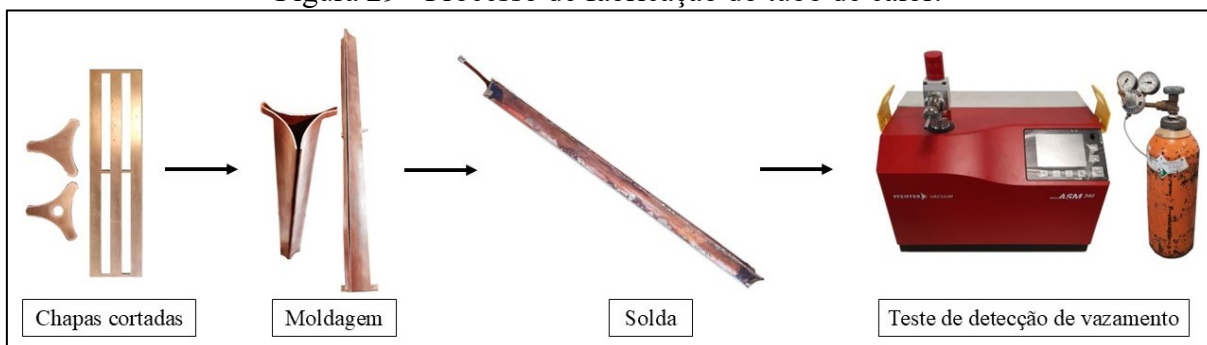
O processo básico empregado na construção do tubo de calor é apresentado na Figura 29. Inicialmente, a chapa de cobre foi cortada por jato d'água (ver chapa cortada na fotografia à esquerda na figura). Em seguida, realizou-se a dobra e moldagem da chapa cortada a partir de um tarugo de alumínio com as mesmas dimensões da célula real, prosseguindo-se com a união das peças por meio de brasagem ou solda, incluindo a instalação de um tubo umbilical para o preenchimento do dispositivo com fluido de trabalho. Posteriormente, a estanqueidade do invólucro foi verificada, usando o detector de vazamentos Pfeiffer® Adixen ASM 340 e gás hélio. O último estágio do processo de fabricação consistiu na limpeza interna e externa do tubo de calor, utilizando solução de ácido sulfúrico a 10%, seguida de enxágue com água e detergente, e finalizando com limpeza com acetona.

Figura 28 - Design do tubo de calor proposto.



Fonte: elaborado pela autora.

Figura 29 - Processo de fabricação do tubo de calor.



Fonte: elaborado pela autora.

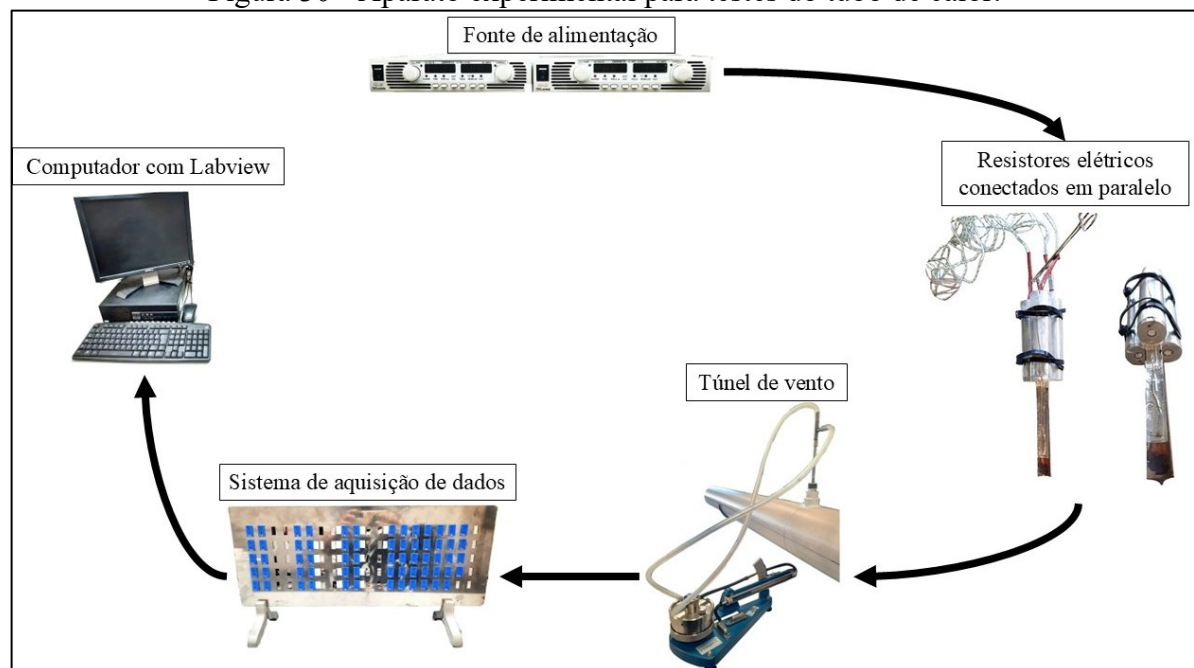
Como se trata de uma nova geometria, dois tubos de calor com as mesmas dimensões foram fabricados utilizando processos de união distintos. O primeiro tubo utilizou a brasagem para união das peças com estanho. Apesar do sucesso na realização dos testes iniciais com as células das baterias, onde o dispositivo transportou calor apenas por condução através de suas paredes (sem o carregamento do fluido de trabalho e, portanto, sem trocas de calor por mudança de fase), o aumento da temperatura durante os testes levou a vazamentos

significativos, inviabilizando a realização dos testes com os fluidos de trabalho. O segundo tubo foi fabricado utilizando solda foscooper, resultando em uma união perfeita dos três lados e das tampas do tubo de calor, não apresentando nenhum vazamento, sendo esse o dispositivo utilizado nos testes experimentais restantes.

3.4 BANCADA DE TESTES TÉRMICOS DO TUBO DE CALOR

Para a realização dos testes térmicos, foi desenvolvido um aparato experimental específico, conforme ilustrado na Figura 30. Esse sistema é composto por uma fonte de alimentação, responsável por fornecer a potência desejada à fonte de calor, ou seja, o aquecedor. Um túnel de vento foi incorporado ao experimento para promover um sumidouro de calor em condições de contorno constantes durante os ensaios. O aparato também inclui um sistema de aquisição de dados, que registra a variação das temperaturas por meio de termopares estrategicamente posicionados. A análise dos dados e o controle da potência são realizados por meio de um computador com o software LabView®, que gerencia tanto a programação do fornecimento de energia quanto o monitoramento em tempo real das temperaturas.

Figura 30 - Aparato experimental para testes do tubo de calor.



Fonte: elaborado pela autora.

3.4.1 Fonte de calor

De acordo com Bernagozzi et al. (2021), é necessário no mínimo três células fictícias para simular resultados satisfatórios do comportamento térmico das baterias, o que atende a configuração proposta para os testes do tubo de calor, de acordo com a Figura 31.

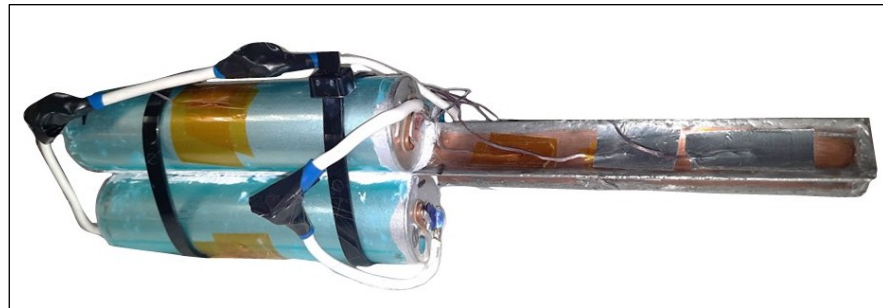
Devido a degradação das baterias quando submetidas a cargas cíclicas e para a eliminar os riscos associados ao estresse térmico de uma célula de bateria real, optou-se por simular o calor gerado pelas células, nos testes térmicos, por meio de resistores elétricos em cartucho dentro de blocos de alumínio, exatamente do mesmo tamanho que as células, como mostrado na Figura 32, de agora em diante denominadas de baterias fictícias. Os resistores foram alimentados pela fonte de alimentação programável (TDK-Lambda™ GEN40-19), como mencionado anteriormente, dissipando o calor desejado por efeito Joule.

Figura 31 - Pilhas fictícias de íons de lítio no tubo de calor.



Fonte: elaborado pela autora.

Figura 32 - Arranjo de três células conectadas em série no tubo de calor.



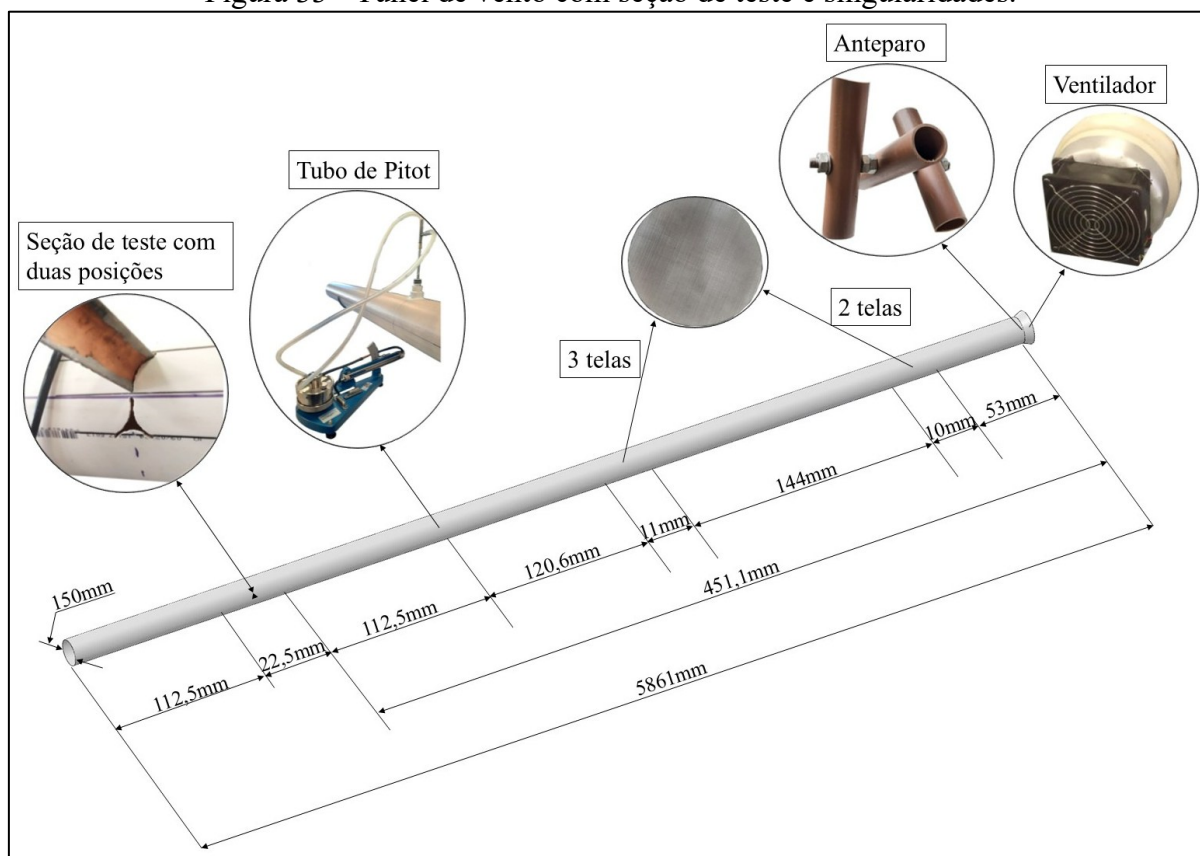
Fonte: elaborado pela autora.

3.4.2 Sumidouro de calor

Um túnel de vento aberto do tipo soprador foi construído e utilizado como sumidouro de calor na região do condensador, com o objetivo de manter as condições de contorno constantes durante os testes. Um tubo de policloreto de vinila (PVC) foi empregado, com 150 mm de diâmetro e 5861 mm de comprimento total, conforme mostrado na Figura 33. O túnel foi projetado e ajustado para garantir um escoamento completamente desenvolvido, incluindo a instalação de um anteparo e de cinco telas M50/0,18 mm, posicionadas com espaçamento de 1" entre elas, para garantir um escoamento com velocidade radial uniforme. O fluxo de ar foi gerado por um ventilador axial de 12 V e corrente de 1,6 A.

A norma da *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE, 2001, p.14) foi utilizada para o dimensionamento do túnel de vento. Segundo essa norma, para manter um escoamento de ar plenamente desenvolvido, é necessário manter uma distância de 7,5 vezes o diâmetro do tubo ($7,5D$) a jusante e 3 vezes o diâmetro ($3D$) a montante do tubo, entre o início da seção de teste e qualquer singularidade.

Figura 33 - Túnel de vento com seção de teste e singularidades.



Fonte: elaborado pela autora.

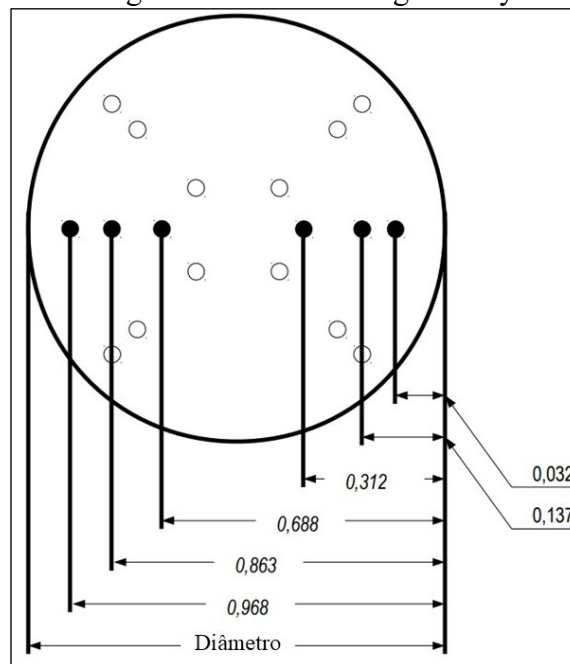
Para verificar se o escoamento estava completamente desenvolvido dentro do túnel de vento, realizou-se 6 medições, cujo parâmetros e resultados são apresentados na Tabela 4, baseado no método Log-Tchebychev (ASHRAE, 2001, p.14). Medidas de velocidade foram tomadas nos pontos de uma seção transversal do duto nas posições pretas ilustradas na Figura 34. Utilizou-se um tubo de Pitot tipo L (TPL-06-300), equipado com um sistema de ajuste de altura para medições nesses diversos pontos. As medições foram realizadas com um micro manômetro inclinado (com álcool). A temperatura ambiente foi medida por meio de um anemômetro digital.

Tabela 4 - Parâmetros de testes no túnel de vento com tubo de Pitot.

Temperatura [°C]				23,7
Pressão atmosférica 1,013bar (102300PA)				102300
Coeficiente tubo de Pitot				1,0015
n	r [mm]	p (1:25)	Δp [Pa]	v [m/s]
0	0			0
1	4,6	50	2,0	1,83±0,01
2	19,5	80	3,2	2,31±0,01
3	46,4	100	4,0	2,58±0,01
4	98,2	100	4,0	2,58±0,01
5	125,1	80	3,2	2,31±0,01
6	139,9	50	2,0	1,83±0,01
7	144,6			0

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 34 - Método Log-Tchebychev.



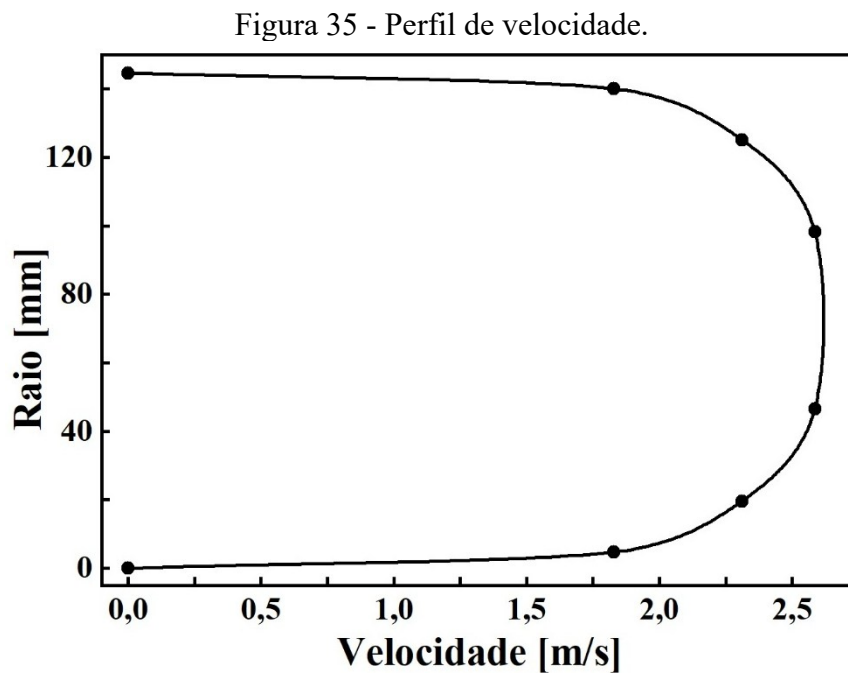
Fonte: adaptado de KIMO Instruments (2017).

A velocidade, v , dada em [m/s], obtida dentro do túnel de vento garantindo-se constância da temperatura do fluxo de ar (KIMO Instruments, 2017) pode ser estimada por:

$$v = K \sqrt{\frac{574,2\theta + 156842,77}{P_o}} \sqrt{\Delta P} \quad (2)$$

onde K é o coeficiente do tubo de Pitot, θ é a temperatura ambiente em $^{\circ}\text{C}$, P_o é a pressão atmosférica em $[\text{Pa}]$ e ΔP é a pressão real medida no tubo de Pitot em $[\text{Pa}]$.

A Figura 35 mostra o perfil de velocidade resultante a partir das medições de velocidades mostradas na Tabela 5. As incertezas de medição não foram apresentadas, pois seus valores são relativamente baixos e não comprometem a visualização dos resultados. Obteve-se, com as condições de contorno estáveis dentro do túnel de vento, uma velocidade média de $2,24 \pm 0,01 \text{ m/s}$ e uma vazão de $1,35 \pm 0,00 \text{ m}^3/\text{s}$.



Fonte: elaborado pela autora.

O perfil de velocidades obtido se assemelha a um perfil achatado, como de um fluxo turbulento, que pode ser identificado empregando-se o número de Reynolds (WHITE, 2011, p. 39):

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (3)$$

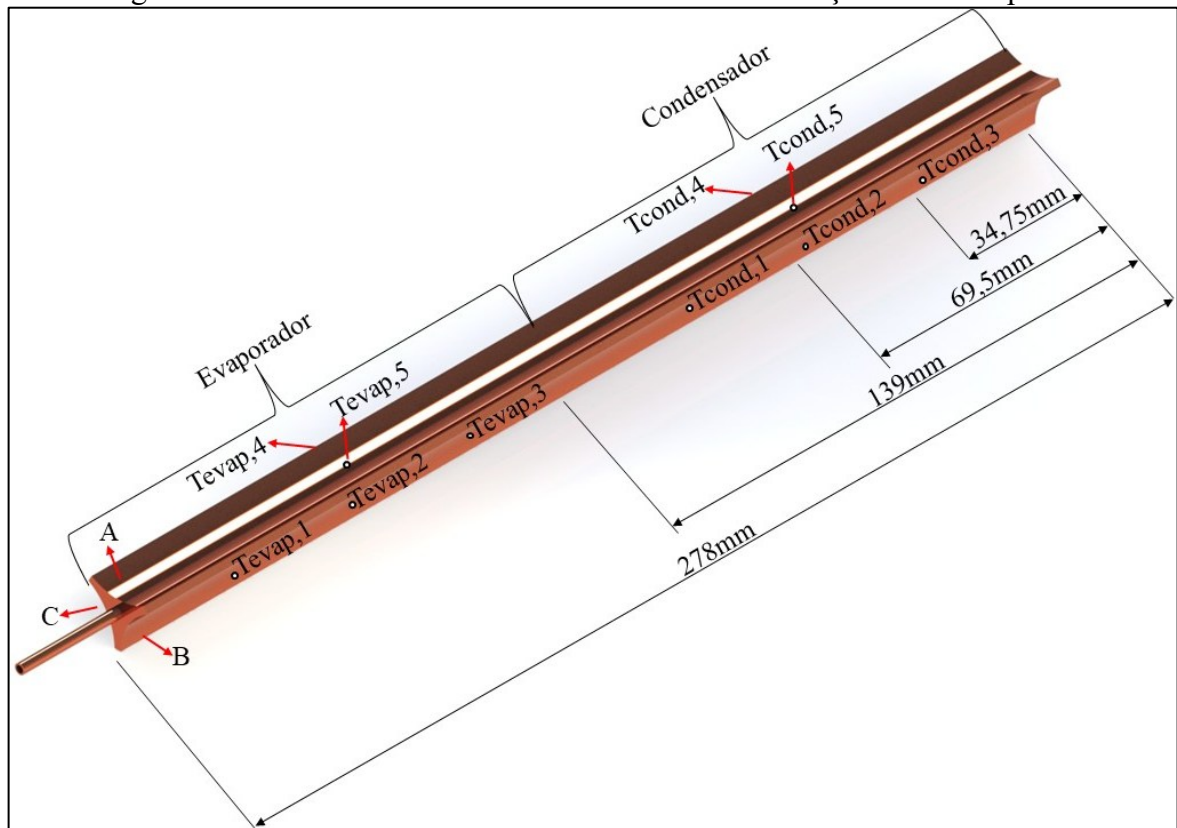
onde ρ é a massa específica $[\text{kg}/\text{m}^3]$, v é a velocidade média do fluido $[\text{m/s}]$, L é o comprimento característico $[\text{m}]$, que nesse caso, é o diâmetro do túnel de vento, e μ é a viscosidade dinâmica do fluido $[\text{Pa.s}]$. O escoamento interno em dutos circulares turbulentos são caracterizados por números de Reynolds entre $10^4 < Re < 10^6$ (WHITE, 2011, p. 356).

O fluido considerado foi ar, em condição padrão, a uma temperatura de 20°C e pressão atmosférica normal, resultando em valores para densidade e viscosidade dinâmica de aproximadamente 1,225 kg/m³ e 1,81x10⁻⁵ Pa.s, respectivamente. Portanto, o número de Reynolds para o escoamento do presente trabalho é de 22819, confirmando que é turbulento.

3.4.3 Aquisição de dados

Dados de temperatura do tubo de calor operando em diferentes condições foram obtidos por meio dos Termopares do Tipo T (Omega EngineeringTM), como mostrado na Figura 36, sendo 5 (cinco) dispostos no condensador ($T_{cond,1}$, $T_{cond,2}$, $T_{cond,3}$, $T_{cond,4}$ e $T_{cond,5}$) e 5 (cinco) no evaporador ($T_{evap,1}$, $T_{evap,2}$, $T_{evap,3}$, $T_{evap,4}$ e $T_{evap,5}$). Os termopares foram instalados na superfície externa do tubo de calor com fita adesiva termossensível (KaptonTM) e fita alumínio, para não haver deslocamento durante os testes. A alocação dos termopares foi realizada antes do acoplamento da seção do condensador do tubo de calor ao sumidouro de calor (túnel de vento). Como previamente mencionado, o tubo de calor não tem seção adiabática. As temperaturas foram adquiridas por um sistema de aquisição de dados (DAQ-NITM SCXI-1000) e salvas em um computador (DellTM) por meio de um software (LabviewTM).

Figura 36 - Dimensões finais do tubo de calor e distribuição dos termopares.



Fonte: elaborado pela autora.

Após a montagem do tubo de calor e a inserção dos termopares ao longo do tubo de calor, a região do evaporador com a fonte de calor foram isoladas com uma manta IsoglassTM., para garantir que todo calor gerado pelos aquecedores seja transportado pelo tubo de calor e não perdido para o ambiente. Com o tubo de calor pronto, a fonte de calor acoplada e isolada corretamente e o sumidouro de calor posicionado para o acoplamento adequado e calibrado, a montagem foi finalizada, deixando todo o aparato experimental pronto para os testes térmicos.

3.5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com a montagem experimental finalizada, os testes experimentais do tubo de calor foram executados. Inicialmente, investigou-se a potência dissipada por um conjunto de três células reais, com o objetivo de determinar experimentalmente a correspondência entre a corrente aplicada e a potência máxima dissipada pelas baterias, uma vez que essa informação não é fornecida pelo fabricante. Na sequência, o tubo de calor foi preenchido com diversas razões de preenchimento dos fluidos de trabalho escolhidos (água e etanol) em duas

configurações: A e B, e os testes térmicos foram executados, conforme valores determinados para as potências correspondentes anteriormente. Após determinar a melhor razão de preenchimento para ambas as configurações do tubo de calor, o dispositivo foi acoplado às células reais da bateria, e as temperaturas obtidas nos testes térmicos foram coletadas para avaliar a eficácia do sistema com e sem o uso do tubo de calor.

3.5.1 Determinação da potência dissipada

Uma vez que não foram usadas as células reais da bateria nos testes térmicos, para simular seu comportamento com os resistores elétricos, precisou-se determinar experimentalmente as potências dissipadas pelas células em operação sob diferentes condições de operação, ou seja, correntes elétricas. Para isso, três células reais da bateria foram acopladas à região do evaporador sem fluido de trabalho e isoladas externamente do ambiente, de forma que o tubo de calor operou somente por meio de condução de calor. O túnel de vento foi utilizado como sumidouro de calor. Oito testes foram realizados considerando diversas correntes (ver Tabela 5), onde as temperaturas de operação do tubo de calor (ver posições dos termopares na Figura 36) foram coletadas.

Tabela 5 - Testes para determinar a potência dissipada pelas baterias de íon-lítio.

Teste	Configuração	Arranjo das células	Corrente [A]	Capacidade nominal [C]
Carga/Descarga	Três células	Série	5	0,33
Carga/Descarga	Três células	Série	10	0,67
Carga/Descarga	Três células	Série	15	1
Carga/Descarga	Três células	Série	30	2

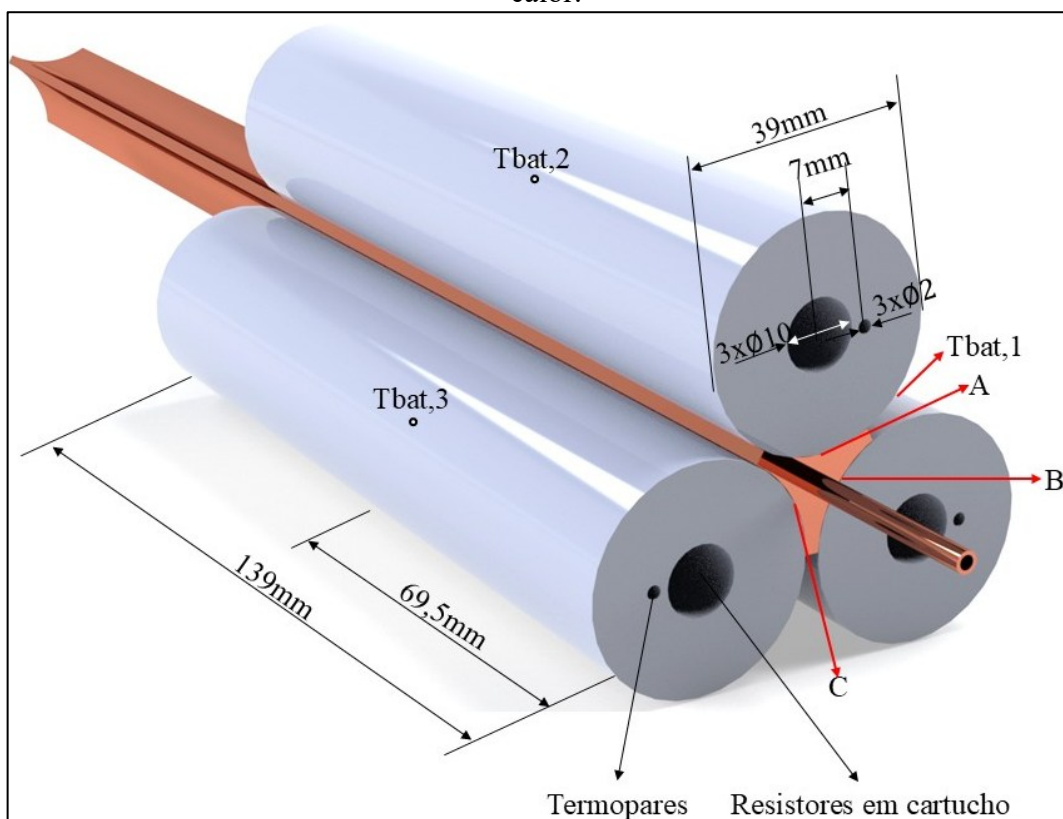
Fonte: elaborado pela autora.

Na sequência, repetiu-se o mesmo teste de condução, porém utilizando as baterias fictícias - três resistores em cartucho conectados em paralelo dentro de cilindros de alumínio de dimensões externas iguais às das células reais - as quais foram submetidas à diferentes cargas térmicas, conforme apresentado esquemático na Figura 37. Com auxílio do software LabView, foi possível programar a duração dos testes com as potências especificadas (2,5 W, 5 W, 10 W, 15 W, 20 W e 25 W) e avaliar as temperaturas obtidas. A duração dos testes para cada patamar de potência aplicada foi de duas horas, totalizando 12 horas de teste. Com esse tempo, o sistema foi capaz de atingir o regime permanente, definido quando a diferença entre

as últimas 100 medidas de temperatura para cada patamar de potência fosse menor ou igual a $0,1^{\circ}\text{C}/\text{min}$.

A Figura 37 apresenta o arranjo testado e a distribuição dos termopares nas células fictícias ($T_{\text{bat},1}$, $T_{\text{bat},2}$ e $T_{\text{bat},3}$). Os termopares das células fictícias estão localizados internamente, nos furos indicados nas pilhas, e não na superfície. Por meio da comparação dos dados de temperaturas das células reais com as células fictícias, foi possível estimar a potência dissipada pelo conjunto de três pilhas transferida pelo tubo de calor.

Figura 37 - Configuração experimental da bateria de íons de lítio fictícia acoplada ao tubo de calor.



Fonte: elaborado pela autora.

3.5.2 Testes térmicos do tubo de calor

Após definida a potência térmica que o tubo de calor deve dissipar, os testes do tubo de calor puderam ser realizados.

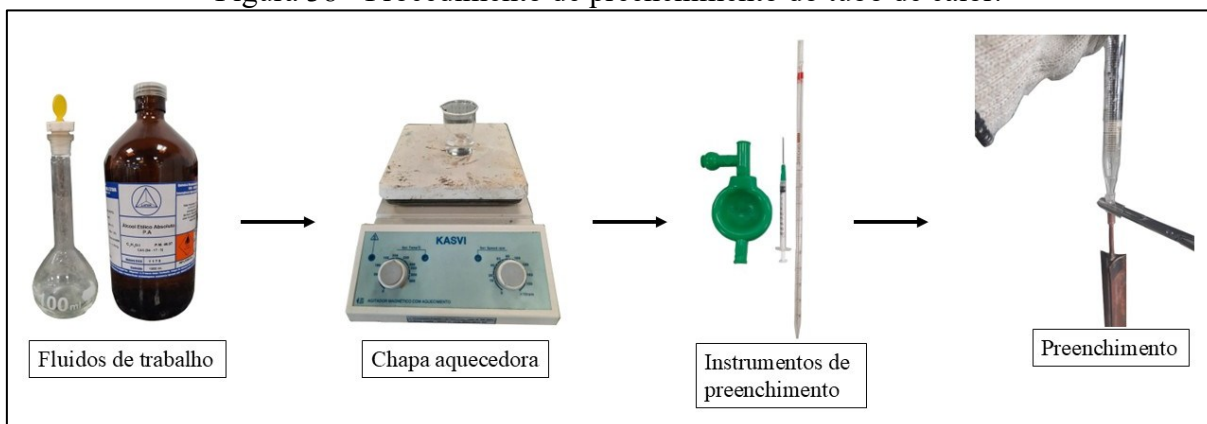
Diferentes volumes de fluido de trabalho foram testados, a fim de determinar a razão de preenchimento, RP , que promove o melhor comportamento térmico para o tubo de calor. A razão de preenchimento foi estimada como:

$$RP = \frac{\text{volume de fluido de trabalho}}{\text{volume total do tubo de calor}} \quad (4)$$

Como já observado, o tubo de calor da segunda geração (fabricado com foscoper) foi utilizado para estes testes. Inicialmente, foi necessário determinar o volume interno total do tubo de calor, o que foi realizado por meio de procedimento experimental. Para isso, mediu-se o volume de água necessário para preencher completamente o interior do tubo, obtendo-se um valor de $20,5 \pm 0,1$ ml, o qual corresponde ao volume interno do dispositivo.

Para cada razão de preenchimento testada, adotou-se o mesmo procedimento experimental. Iniciou-se com a retirada total do líquido do tubo de calor, usando uma bomba de vácuo por cerca de 20 a 30 minutos. Em seguida, um vácuo refinado é realizado com uma bomba EdwardsTM T-station 85 com o auxílio de uma mangueira TygonTM (especial para vácuo, com diâmetro interno, externo e espessura de parede de 2,38 mm, 5,56 mm e 1,59 mm, respectivamente). A primeira bomba é essencial, pois o dispositivo deve estar livre de líquido para que o alvo vácuo seja alcançado. Após atingir um vácuo de cerca de 10^{-5} mbar, a mangueira foi selada com uma tesoura tipo *Kelly*. Em seguida, conforme ilustrado na Figura 38, o fluido de trabalho (água destilada ou etanol), foi submetido à baixa pressão, para eliminar gases não condensáveis dissolvidos no fluido. Utilizando uma pipeta posicionada na mangueira do umbilical, o tubo foi preenchido de forma cuidadosa, evitando a entrada de ar. O carregamento foi feito gradualmente, com a tesoura sendo aberta lentamente para permitir que o fluido na pipeta se deslocasse para dentro do tubo de calor até atingir o volume desejado. Este procedimento foi repetido para cada razão conforme a matriz de testes adotada.

Figura 38 - Procedimento de preenchimento do tubo de calor.



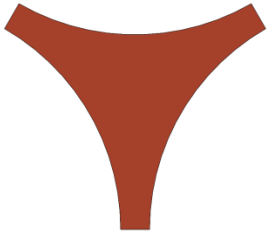
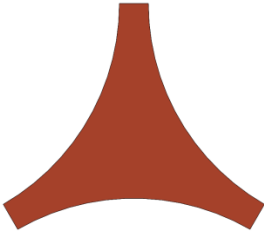
Fonte: elaborado pela autora.

A Tabela 6 apresenta uma compilação dos testes realizados para determinar a melhor razão de preenchimento utilizando os fluidos de trabalho escolhidos. As razões de preenchimento foram ajustadas de acordo com as condições de cada teste, de modo a adequar-se ao comportamento térmico esperado. Por esse motivo, os valores das razões de preenchimento variaram entre os experimentos.

Foram testadas duas configurações de posicionamento: na posição A, uma das ranhuras do tubo de calor está orientada para baixo e duas para cima; já na posição B, a orientação é oposta.

No experimento anterior de carga e descarga das células, cada patamar de potência teve duração de duas horas, totalizando 10 horas de teste, com o objetivo de atingir o regime permanente. No presente teste, considerou-se que o sistema atingiu regime permanente quando a variação de temperatura entre as últimas 100 medidas de temperatura em cada patamar fosse menor ou igual a $0,1^{\circ}\text{C}$ por minuto. Além disso, a temperatura do evaporador foi limitada a 100°C , ou seja, caso esse limite fosse atingido, o programa de testes seria imediatamente interrompido, a fim de preservar a integridade física da montagem experimental.

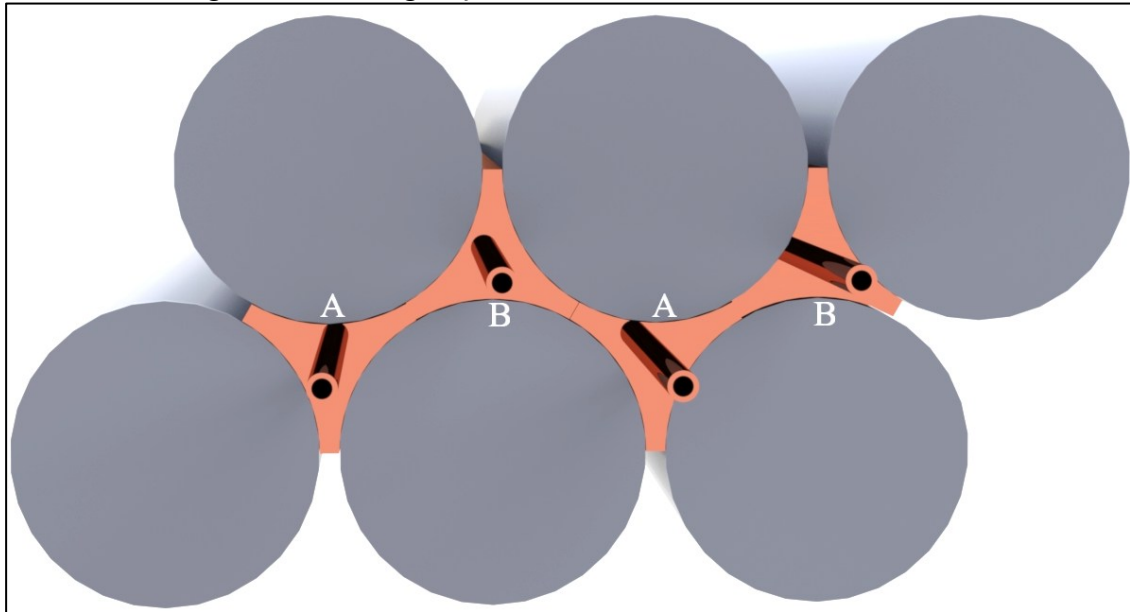
Tabela 6 - Configurações dos testes da razão de preenchimento do tubo de calor.

Posição	Representação	Fluido de trabalho	Razão de preenchimento [%]	Volume testado [ml]
A		Etanol	0, 10, 15 e 20	0, 2, 3 e $4,1 \pm 0,05$
		Água destilada	0, 10, 15, 20, 25 e 30	0, 2, 3, 4,1, 5,1 e $6,1 \pm 0,05$
B		Etanol	0, 10, 15, 20, 25 e 30	0, 2, 3, 4,1, 5,1 e $6,1 \pm 0,05$
		Água destilada	0, 15, 20, 25, 30 e 35	0, 3, 4,1, 5,1, 6,1 e $7,1 \pm 0,05$

Fonte: elaborado pela autora.

Note-se que as posições de teste A e B representam o posicionamento real dos tubos de calor dentro de uma bateria, conforme Figura 39, com uma ou duas ranhuras na região inferior.

Figura 39 - Configuração do tubo de calor dentro da bateria



Fonte: elaborado pela autora.

O tubo de calor, com as melhores razões de preenchimento determinadas por meio de testes com células fictícias em cada configuração, foi posteriormente integrado a células reais de íons de lítio, conforme apresentado na Tabela 7. Em seguida, o conjunto foi testado sob a condição de maior dissipação térmica - descarga a 30 A. Além disso, um teste com o tubo de calor sem fluido de trabalho também foi realizado, a fim de determinar a capacidade de transporte de energia do dispositivo somente por condução de calor.

Para se obter uma referência real do benefício proporcionado pelo tubo de calor, foi realizado um teste comparativo com um conjunto de três células reais conectadas em série, sem o uso de qualquer sistema de resfriamento. Esse ensaio permitiu comparar diretamente a diferença de temperatura entre as configurações com e sem o tubo de calor.

Foi adotada a nomenclatura dos testes: X-YZ-Fluido, em que: 'X' indica a configuração utilizada (A, B, C ou D, conforme mostra a Tabela 6); 'TC' caso o tubo de calor tenha sido empregado; e 'Fluido' especifica o tipo de fluido de trabalho, etanol ou água. Por exemplo, a sigla A-TC-Etanol refere-se ao teste com a configuração A, que utiliza tubo de calor com etanol como fluido de trabalho e a configuração D-pilhas, significa o teste sem o tubo de calor acoplado.

Tabela 7 - Melhores razões de preenchimento do tubo de calor para os testes com as células reais de íons de lítio.

Teste	Configuração	Fluido de trabalho	Razão de preenchimento [%]	Razão de preenchimento [ml]
A-TC-etanol		Etanol	15	3
A-TC-água		Água destilada	25	5,1
B-TC-etanol		Etanol	25	5,1
B-TC-água		Água destilada	25	5,1
C-TC-condução		Condução	0	0
D-pilhas		-	-	-

Fonte: elaborado pela autora.

3.6 AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO

Para avaliar o desempenho térmico do tubo de calor, empregou-se o conceito de “resistência térmica, R ”, definida como a razão entre a diferença das temperaturas médias do evaporador e condensador e a taxa de transferência de calor (Çengel e Ghajar, 2012). Em outras palavras, ela representa a dificuldade que o tubo de calor oferece ao transporte de calor: quanto maior a resistência térmica, menor é a quantidade de calor transferida para uma mesma diferença de temperatura. A resistência térmica é calculada por:

$$R = \frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{q} = \frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{UI} \quad (5)$$

onde $\bar{T}_{evap}$ é a temperatura média do evaporador, $\bar{T}_{cond}$ é a temperatura média do condensador, q é o calor transferido pelo dispositivo (potência aplicada pela fonte de alimentação), U é a tensão e I é a corrente elétrica aplicada.

Para avaliar a redução de resistência térmica dos tubos de calor preenchidos em comparação ao valor apresentado por condução, com o tubo de calor vazio, foi realizado o seguinte cálculo:

$$Redução = 100 - \left(\frac{100 * R_{RP}}{R_{Cond}} \right) \quad (6)$$

Além da resistência térmica, as distribuições de temperaturas ao longo dos testes também foram usadas como parâmetros de comparação e avaliação do comportamento térmico do tubo de calor.

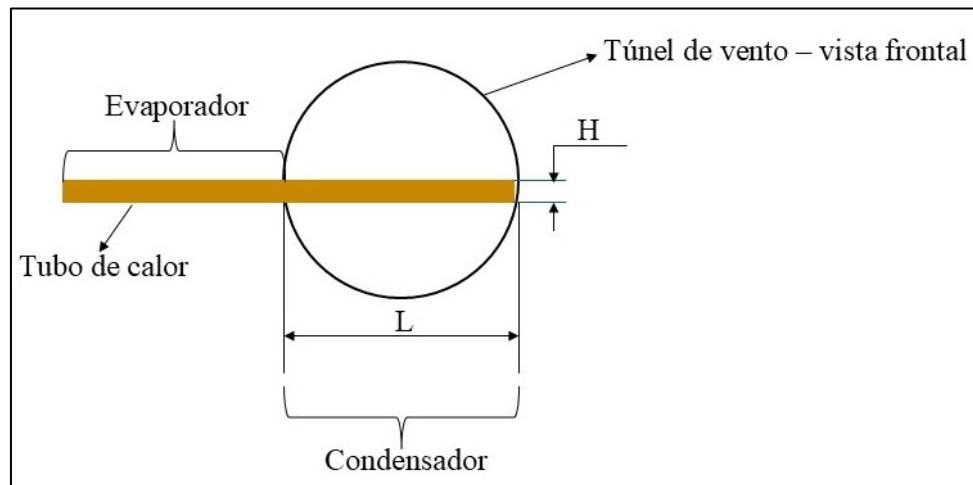
3.7 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO DOS TESTES

O coeficiente de transferência de calor por convecção médio do túnel de vento foi estimado com base nos testes do dispositivo que apresentaram os melhores resultados, conforme mostra a Tabela 6. Esse coeficiente permite estimar a quantidade de calor removido no condensador durante os testes, sendo uma ferramenta importante para o dimensionamento e integração do sistema a outros sumidouros de calor em aplicações reais. A seguinte expressão foi utilizada:

$$h = \frac{q}{A(\bar{T}_{cond} - T_{amb})} = \frac{UI}{(HL)(\bar{T}_{cond} - T_{amb})} \quad (7)$$

onde q é a potência aplicada, A é a área, $\bar{T}_{cond}$ é a temperatura média do condensador e T_{amb} é a temperatura ambiente. A área considerada no cálculo é a superfície projetada dentro do condensador, conforme Figura 40, localizado dentro do túnel de vento, onde apenas uma face do tubo de calor é diretamente exposta ao fluxo de ar.

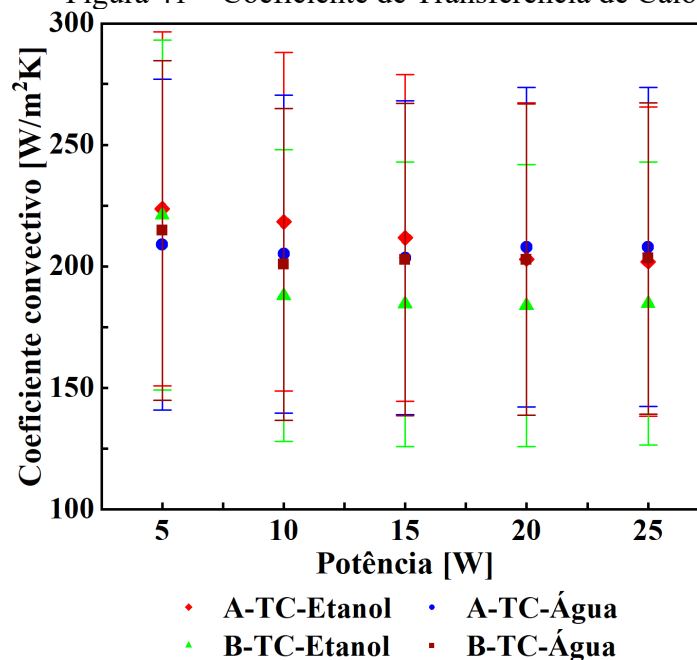
Figura 40 - Vista frontal da montagem experimental, mostrando área projetada no condensador.



Fonte: elaborado pela autora.

No presente estudo, conforme Figura 41, o menor valor obtido foi de 184 ± 58 W/m²K, registrado no teste B-TC-Etanol com potência de 20 W, enquanto o maior foi de 224 ± 73 W/m²K, no teste A-TC-Etanol com 5 W. De modo geral, o coeficiente convectivo médio no condensador foi de 204 ± 65 W/m²K, a uma temperatura ambiente média de 26,1 °C, que reflete a capacidade de troca térmica nas condições analisadas. Para avaliações futuras, recomenda-se adotar estratégias, como aumentar a velocidade do escoamento do ar, visando o aumento desse coeficiente, a fim de potencializar ainda mais a eficiência térmica do sistema.

Figura 41 – Coeficiente de Transferência de Calor.



Fonte: elaborado pela autora.

3.8 INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

As incertezas combinadas das medições experimentais foram estimadas com base no método de propagação de erros (Holman, 2011). Os cálculos de incerteza combinada levaram em consideração as incertezas dos termopares, da fonte de alimentação, do sistema de aquisição e do paquímetro, esse último utilizado para medir a área do condensador do tubo de calor. As incertezas combinadas da medição das resistências térmicas, do coeficiente de transferência de calor por convecção e velocidade foram estimadas a partir das expressões a seguir, respectivamente:

$$\mu R^2 = \left(\frac{\delta R}{\delta T_E} \mu(\overline{T_E}) \right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\delta T_C} \mu(\overline{T_C}) \right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\delta U} \mu(U) \right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\delta I} \mu(I) \right)^2 \quad (8)$$

$$\mu h^2 = \left(\frac{\delta h}{\delta q} \mu(q) \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta A} \mu(A) \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta T_C} \mu(\overline{T_C}) \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta T_{amb}} \mu(T_{amb}) \right)^2 \quad (9)$$

$$\mu v^2 = \left(\frac{\delta v}{\delta \theta} \mu(\theta) \right)^2 + \left(\frac{\delta v}{\delta \Delta p} \mu(\Delta p) \right)^2 \quad (10)$$

As incertezas das medidas de temperatura foram estimadas por um procedimento de calibração dos termopares. Todos os termopares foram posicionados dentro de um banho termostático, Lauda RE 212, que manteve constante a temperatura de calibração desejada. A temperatura do banho foi medida com um termômetro de mercúrio, com incerteza de 0,1 °C. A calibração foi feita a partir da comparação dessas medidas com os dados obtidos pelos termopares coletados pelo sistema de aquisição de dados. Os termopares foram calibrados para o intervalo de temperaturas de 5 °C a 85 °C. A partir desses dados, foi possível obter uma incerteza de medida de temperatura de no máximo $\pm 0,34$ °C.

Em relação à fonte de alimentação, a incerteza associada à medição da corrente elétrica é de 0,34 A, enquanto para a tensão é de 0,15 V, conforme o fabricante do equipamento.

A incerteza de medição do paquímetro e do anemômetro digital é estimada como sendo do tipo B, onde assume-se que o erro de medição possui uma distribuição uniforme (retangular) entre os limites da resolução do dispositivo, excluindo-se outras possíveis fontes significativas de erro (Albertazzi e Souza, 2008). A seguinte expressão é empregada:

$$\mu_{Paq} = \mu_{Anem} = \frac{r}{2\sqrt{3}} \quad (11)$$

Seguindo uma abordagem conservadora, adota-se apenas $r/\sqrt{3}$. No presente trabalho considera-se que a resolução do instrumento (r), que corresponde à menor divisão da escala, é de 0,01 mm para o paquímetro e 0,1 para o anemômetro digital.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados obtidos nos testes de carga e descarga realizados com baterias de íon-lítio, bem como os dados experimentais relacionados ao estudo da razão de preenchimento do tubo de calor, operando em duas orientações distintas: posições A e B. A partir da configuração que demonstrou melhor desempenho térmico, foram conduzidos testes adicionais com células reais. O objetivo final desse trabalho experimental foi verificar, em condições práticas, a eficiência do tubo de calor no gerenciamento térmico de baterias de íon-lítio.

4.1 CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DA BATERIA DE ÍON-LÍTIO

Nesta seção, são analisados os comportamentos das temperaturas da bateria de íons de lítio com capacidade de 15 Ah durante os procedimentos de carga e descarga, realizados em quatro taxas C-rate diferentes. Além disso, será apresentada uma análise dos testes de carga e descarga que ocasionaram o dano em algumas células, estabelecendo-se condições de operação que levam ao fim de sua vida útil da célula. A presença de células danificadas impacta diretamente no desempenho da bateria.

4.1.1 Comportamento térmico da bateria durante procedimento de carga

As temperaturas das baterias podem variar conforme o esforço exigido durante o uso do veículo elétrico. Situações que demandam maior potência, como a subida de ladeiras, tendem a elevar significativamente a temperatura do sistema uma vez que a corrente de consumo é elevada. Durante o processo de carga, essas variações térmicas também são observadas; na verdade diferentes métodos de carga impõem diferentes condições operacionais. De acordo com o *Financial Times* (2024), o carregamento convencional, recomendado para preservar a vida útil da bateria, pode durar de 4 a 10 horas se feito em um carregador de 240 V. Já a carga rápida, ou *fast charge*, prevê a aplicação de uma corrente mais elevada, reduzindo o tempo de carga para cerca de 5 a 20 minutos, submetendo a bateria a condições severas, com correntes extremamente altas.

No presente estudo, quatro níveis de corrente foram utilizados para o procedimento de carga: 5 A, 10 A, 15 A e 30 A. O modo *fast charge* não foi aplicado, devido à alta capacidade das baterias utilizadas (15 Ah) e às limitações dos equipamentos de teste

disponíveis, tornando inviável a execução destes testes. Como mencionado anteriormente, os ciclos de carga e descarga foram realizados a partir do valor nominal da bateria, com a descarga ocorrendo até o limite de 2,5 V e carga até 3,6V.

A Figura 42 mostra as temperaturas operacionais em função do tempo, do experimento de carga com apenas uma célula, submetido às correntes de 5 A (0,33C), 10 A (0,67C), 15 A (1C) e 30 A (2C). Os termopares foram distribuídos conforme mostrado na Tabela 2.

Analisando os gráficos, pode-se observar que, para todos os testes, as temperaturas operacionais da célula permaneceram abaixo de 40 °C, que é o limite ideal para segurança e para garantir a vida útil da bateria de um veículo elétrico. É possível notar que, à medida que a corrente (carga) aumenta, a temperatura também cresce proporcionalmente, mas nunca acima do limite ideal de operação. A temperatura mais baixa encontrada nos testes foi de 22 °C em 5A (0,33C), conforme mostrado na Figura 42a, enquanto a maior temperatura operacional foi aproximadamente de 40 °C em 30 A (2C), conforme mostrado na Figura 42d, como esperado.

Além das diferenças nas temperaturas máximas atingidas durante uma carga completa, o tempo de carregamento também varia conforme a corrente aplicada. A partir da Figura 42, observa-se que os perfis de temperatura apresentam uma curvatura nos primeiros segundos de todos os testes, chegando inclusive à redução da temperatura das células em alguns casos. Esse fenômeno pode estar relacionado ao tempo necessário para que as reações químicas internas se iniciem e comecem a gerar calor de forma proporcional. Esse comportamento ajuda a explicar o tempo de carga semelhante observado entre os testes com 15 A (1C) e 30 A (2C): em ambos os casos, o início das reações ocorreu de forma rápida, por volta de 250 segundos, após o qual os perfis de temperatura evoluíram de maneira semelhante. As temperaturas máximas registradas durante o carregamento estão dispostas na Tabela 8, com todas as medições realizadas pelo termopar 14, localizado no centro da célula.

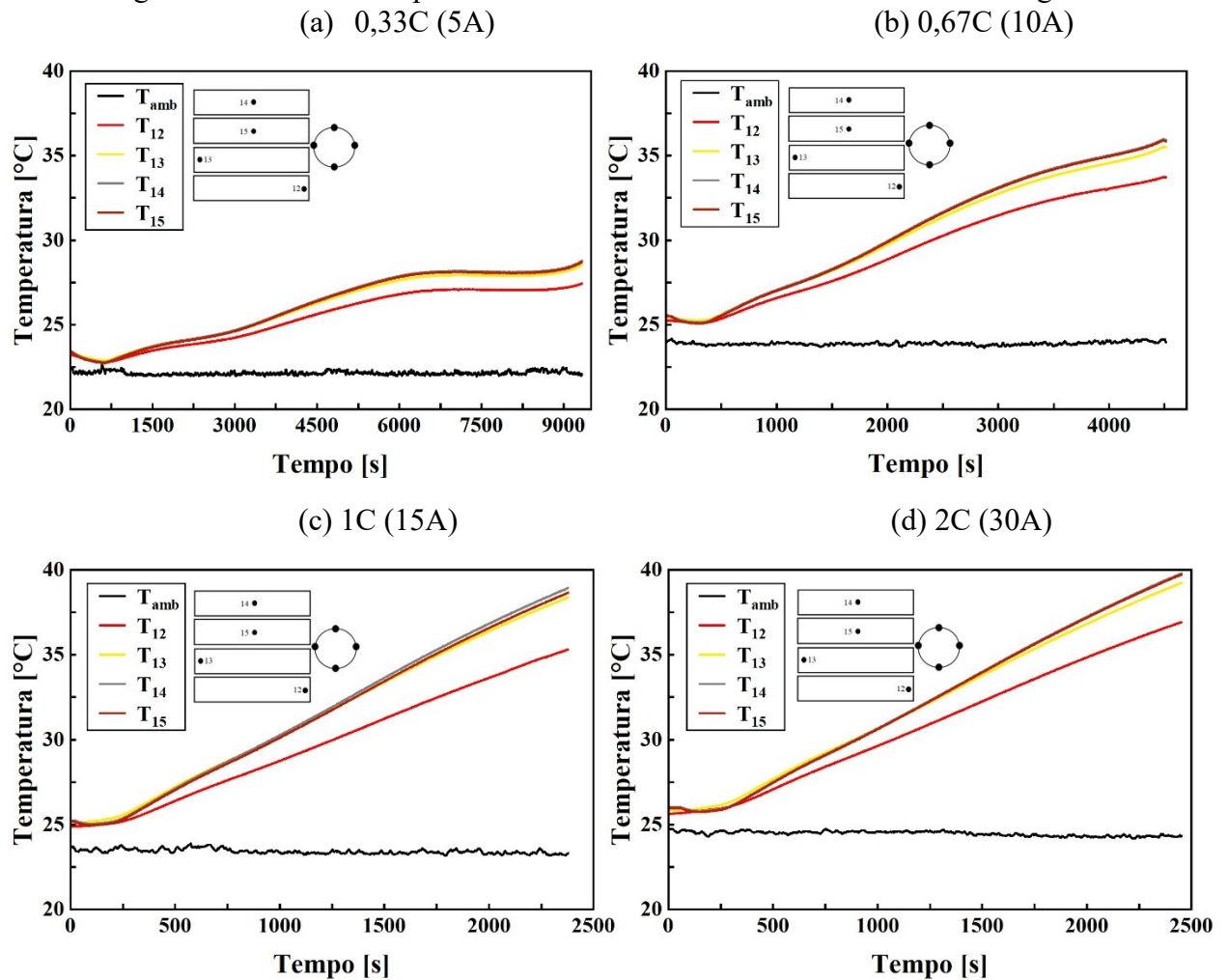
Tabela 8 - Temperaturas máximas durante procedimento de carga.

Corrente [A]	Temperatura [°C]	Tempo de carga [s]
5	28,8	9332
10	35,9	4513
15	38,9	2379
30	39,8	2453

Fonte: elaborado pela autora.

A maior temperatura foi observada no carregamento com 30 A (2C), com uma elevação total de 11,0 °C em relação à carga com 5 A. Essa diferença pode ser atribuída exclusivamente ao calor gerado pelo próprio processo de carregamento, já que a temperatura ambiente permaneceu em uma média de 23,9 °C, e o tempo total de carga diminuiu com o aumento da corrente aplicada. Além disso, as temperaturas medidas pelo termopar T12 foram consistentemente mais baixas em comparação com os demais sensores. Esse comportamento é atribuído à sua localização na extremidade da célula, oposta ao conector de entrada de corrente. Como o aquecimento é gerado pelas reações químicas internas, o aumento de temperatura nessa região pode levar mais tempo para ocorrer, dado que o calor não se distribui de forma uniforme ao longo de toda a célula.

Figura 42 - Perfil de temperatura de uma célula com diferentes taxas de carga.



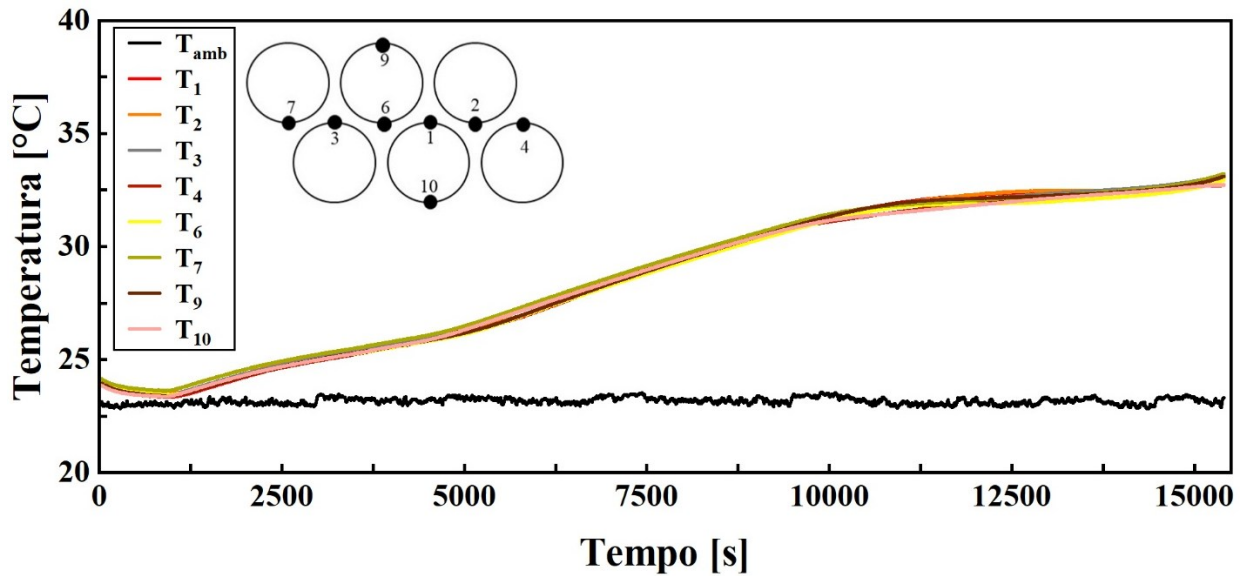
Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 43 apresenta o comportamento da temperatura de seis células conectadas em paralelo, submetidas a uma corrente elétrica total de 36 A, que corresponde a 0,4C por célula.

Os termopares estavam distribuídos conforme mostrado na Tabela 2, todos posicionados no centro da célula.

Observou-se que a taxa de carga de 0,4C, aplicada ao conjunto com seis células conectadas em paralelo (Figura 43), resultou em um processo de carregamento mais lento, com duração de 15.385 segundos. Em comparação, o carregamento de uma célula isolada com taxa de 0,33C (Figura 42a) levou 9.232 segundos, representando uma redução de 6.153 segundos, ou aproximadamente 102 minutos e 33 segundos. Essa diferença evidencia o impacto da configuração do arranjo de células no tempo total de carregamento. Isso se deve ao fato de que a corrente total aplicada ao arranjo tenha sido de 36 A, sendo que foi igualmente distribuída entre as seis células, resultando em 6 A por célula. No entanto, como o sistema paralelo possui uma capacidade total equivalente à soma das capacidades das células (isto é, seis vezes a capacidade de uma célula individual), o tempo total necessário para carregar todo o conjunto é maior. Em outras palavras, mesmo que a taxa por célula fosse similar ou levemente superior, a energia total armazenada no sistema foi significativamente maior, prolongando o processo. Apesar disso, o conjunto apresentou bom desempenho térmico, com temperaturas inferiores a 40 °C e variação de temperatura entre células inferior a 2 °C, valor considerado ideal segundo Wu et al. (2019), indicando boa uniformidade de operação e controle térmico eficiente. Além do tempo de carregamento, observou-se que a temperatura máxima registrada no conjunto com seis células conectadas em paralelo foi de 33,2 °C, valor 4,4 °C superior ao observado no carregamento com corrente de 5 A em uma célula sozinha. Esse aumento pode ser justificado pela presença das seis células em proximidade física durante o processo de carga, o que provoca uma condição de isolamento térmico para cada célula, uma vez que essas não conseguem trocar calor entre si, resultando em maior temperatura interna.

Figura 43 - Perfil de temperatura de seis células conectadas em paralelo durante o processo de carga 0,4C (6A por célula).



Fonte: elaborado pela autora.

4.1.2 Comportamento térmico da bateria durante procedimento de descarga

As baterias aquecem mais durante a descarga do que durante a carga porque, além do efeito Joule, ocorre um aumento da geração de calor devido às reações químicas exotérmicas. Esse fenômeno é menos pronunciado durante a carga. Desta forma, durante o procedimento de descarga foram aplicadas as mesmas correntes utilizadas anteriormente no processo de carga: 5 A, 10 A, 15 A e 30 A. Os testes foram realizados com as células totalmente carregadas, com tensão inicial de 3,6 V.

A Figura 44 apresenta os perfis de temperatura durante os procedimentos de descarga das seis células conectadas em série, submetidas às taxas de descarga diferentes (0,33C / 0,67C / 1C / 2C). A distribuição dos termopares é a mesma apresentada na Tabela 1.

Observa-se que, à medida que a corrente aumenta, o tempo de descarga diminui e as temperaturas aumentam. As temperaturas máximas registradas durante a descarga estão dispostas na Tabela 9.

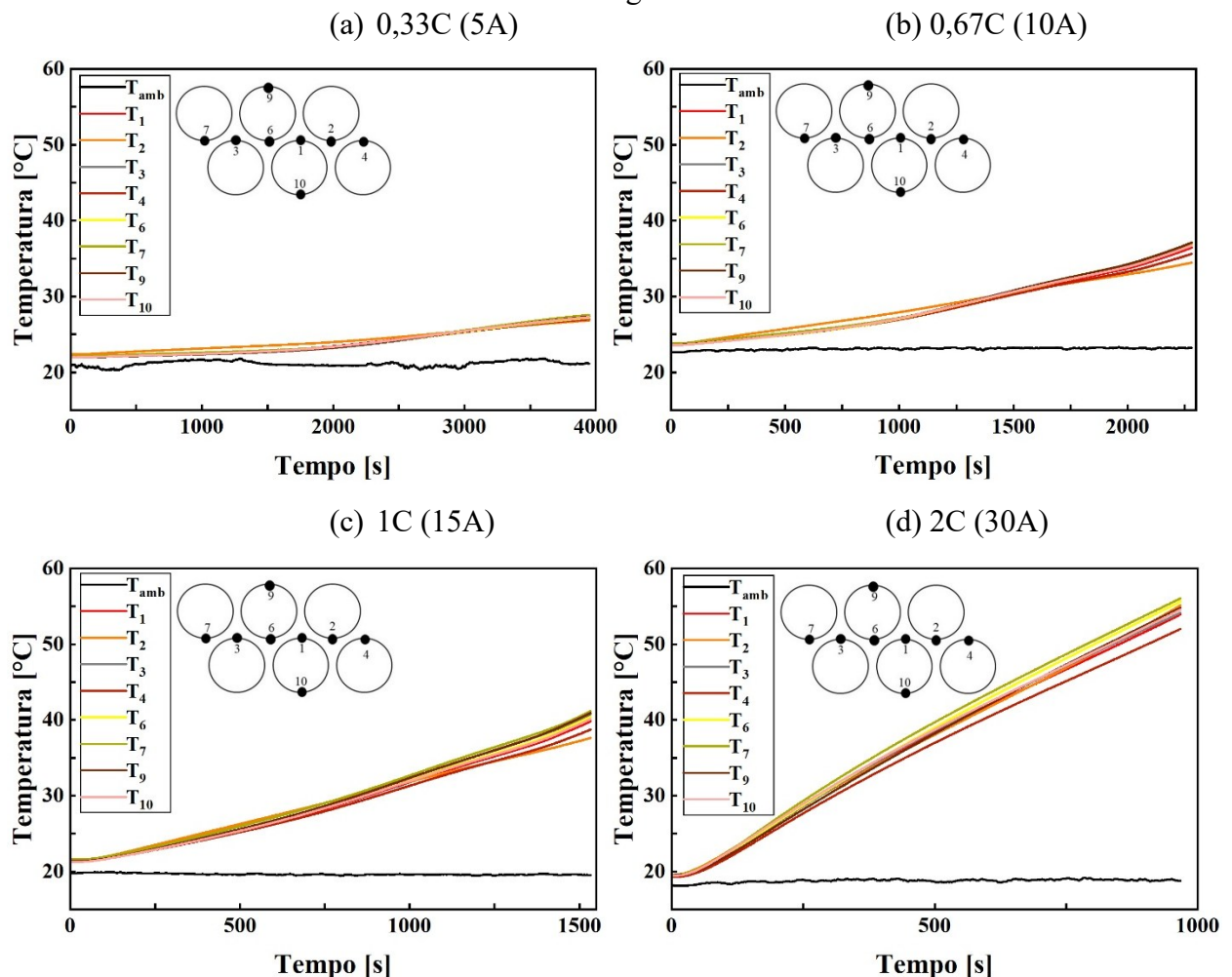
Tabela 9 - Temperaturas máximas durante procedimento de descarga.

Corrente [A]	Temperatura [°C]	Tempo de descarga [s]
5	27,6	3949
10	37,1	2282
15	41,2	1533
30	56,0	967

Fonte: elaborado pela autora.

A última condição apresentou a temperatura mais alta (Figura 44d). A corrente de descarga foi comparável ao esforço de um carro subindo uma ladeira íngreme, exigindo alta potência (e, portanto, alta corrente), o que resulta em uma queda rápida de tensão e um aumento rápido das temperaturas operacionais das células, visto que a temperatura ultrapassou o limite desejado de 50°C, que garante vida útil e segurança. Além disso, enquanto o descarregamento completo com a corrente de 5 A (0,33C) durou 4000 segundos, o teste com a corrente de 30 A (2C) foi concluído em menos de 1000 segundos, o que demonstra a grande diferença no tempo de descarga da bateria, à medida que a corrente aumenta.

Figura 44 - Perfil de temperatura de seis células conectadas em série durante o processo de descarga.



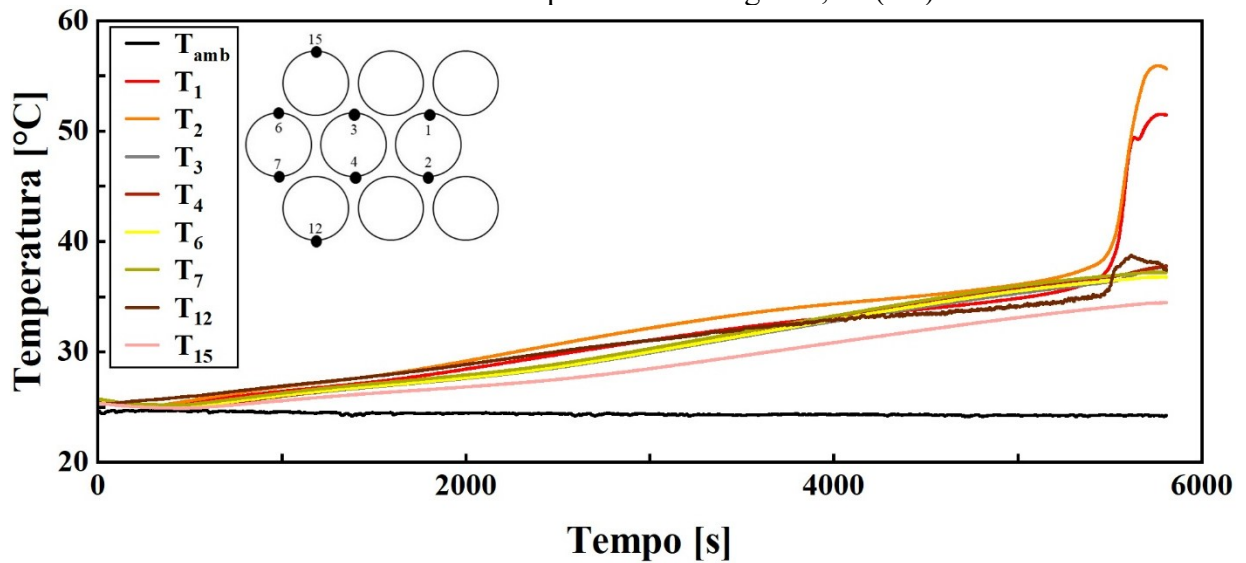
Fonte: elaborado pela autora.

4.1.3 Influência do fim da vida útil no comportamento térmico da bateria

Durante os testes, devido ao uso inadequado, algumas das células de bateria apresentaram falhas, ou seja, suas vidas úteis expiraram. Nesses casos, as células foram substituídas e todos os testes foram refeitos. Nesta seção, os testes com pilhas danificadas são apresentados com o objetivo de mostrar as altas temperaturas que podem ser atingidas, resultando em condições de operação não apropriadas, podendo no limite, provocar explosões. A distribuição dos termopares é a mesma apresentada na Tabela 1.

A Figura 45 mostra o primeiro caso registrado de célula danificada, ocorrido durante um processo de carga com uma taxa de 0,4C (18 A, sendo 6 A por célula), em que as células estavam dispostas na configuração: três em paralelo e três em série, conforme detalhado na Tabela 1. Como essa figura evidencia, uma das pilhas ultrapassou o limite de temperatura de 50 °C, atingindo 51,4°C e 55,6°C, conforme registrado pelos termopares T1 e T2, respectivamente, indicando que possivelmente a célula deixou de funcionar corretamente, ou seja, alcançou seu limite operacional. Essa célula foi a única a apresentar um aumento abrupto de temperatura, atingindo valores elevados, especialmente por se tratar de uma corrente relativamente baixa, 6A, o que não justificaria, por si só, um aquecimento tão acentuado. Tal comportamento pode ser justificado pelo fato de a célula estar próxima do fim de sua vida útil, o que representa um risco de incêndio e explosão do módulo, colocando em perigo o usuário e comprometendo a integridade do sistema de baterias. Outra pilha, cuja temperatura foi monitorada pelo termopar T12, também sofreu uma alteração na sua temperatura, dando indícios de início da perda da vida útil, mas ela permaneceu abaixo da temperatura limite, atingindo em seu ponto máximo, antes de voltar a diminuir conforme as outras pilhas, 38,7°C.

Figura 45 - Perfil de temperatura de seis células conectadas por três células em paralelo e três em série durante o processo de carga a 0,4C (6A).



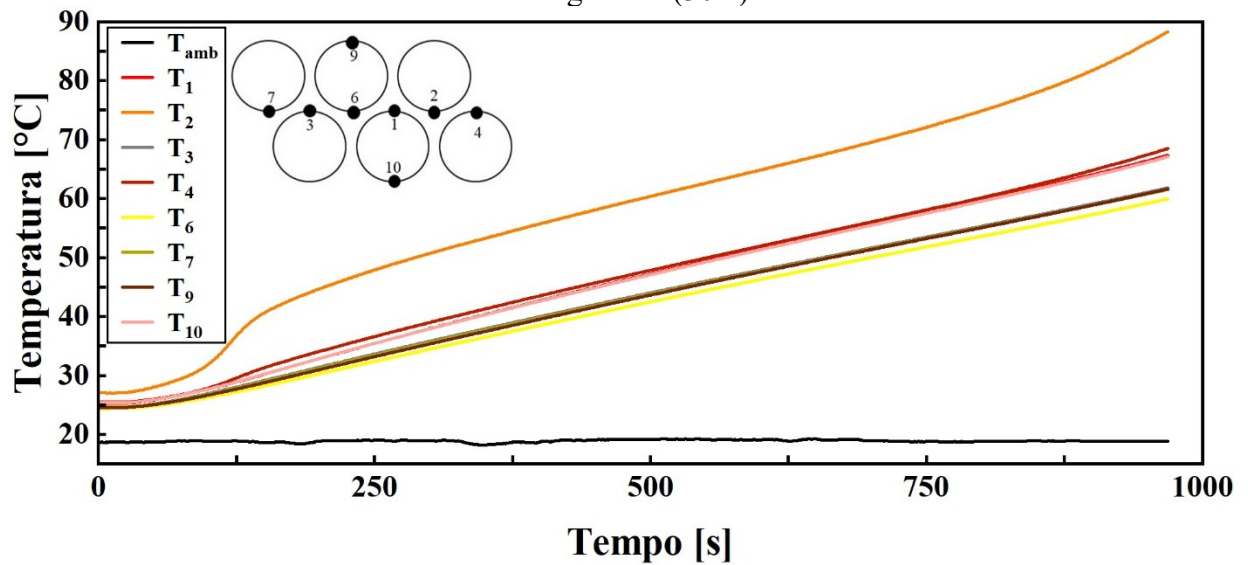
Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 46 apresenta o segundo caso de dano em uma célula, ocorrido durante um processo de descarga de seis células conectadas em série, conforme ilustrado na Tabela 1, sob uma taxa de 2C (30 A). Nesse teste, uma das células atingiu 88,3°C, indicado pelo termopar T2, enquanto as demais ultrapassaram 55 °C. Essa temperatura mostra que apenas a célula monitorada pelo termopar T2 atingiu o fim de sua vida útil. Porém, todas as pilhas ultrapassaram os limites extremos adequados de temperatura de 50 °C. Para um teste onde a célula ainda estava saudável, observou-se uma máxima temperatura de 56,0°C em todas as pilhas monitoradas. A diferença de temperatura entre a célula saudável e a pilha defeituosa foi de 32,2°C, o que é extremamente relevante para o presente estudo, pois trata-se de uma condição comum em veículos elétricos quando sob alta demanda de potência. Além disso, é possível concluir que a presença de uma única célula danificada pode provocar elevações significativas de temperatura, comprometendo a integridade do sistema.

O processo de carga e descarga rápidos, apesar de ser interessante por parte do usuário, submete as células a cargas muito intensas. A repetição desse tipo de esforço acelera a degradação da célula, o que reforça a necessidade da implementação de um sistema de resfriamento adequado.

Fica também evidente que, ao atingir seu limite operacional, uma única célula tem o potencial de afetar o desempenho das demais, o que justifica a substituição de todo o módulo da bateria, prática comum da manutenção de veículos elétricos. Isso, por sua vez, eleva os custos de manutenção de veículos elétricos e pode desestimular potenciais compradores.

Figura 46 - Perfil de temperatura de seis células conectadas em série durante o processo de descarga a 2C (30A).



Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 47 mostra fotografias de algumas células danificadas. Esses incidentes foram observados durante os testes térmicos realizados. Nota-se que aumentos abruptos de temperatura ocorreram em células individuais, mesmo estando estas células conectadas em arranjos (série e/ou paralelo).

Figura 47 - Células expandidas após ultrapassar limite de temperatura.



Fonte: elaborado pela autora.

Concluindo essa seção pode-se afirmar que sistemas de gerenciamento térmico são cruciais para manter a integridade e segurança das baterias com células de íon-lítio. Os tubos de calor surgem como uma solução promissora para isto, uma vez que são dispositivos passivos de alta eficiência para transferência de calor, podendo ter geometrias adaptáveis às aplicações (Chen et al., 2016).

4.2 ESTIMATIVA DA POTÊNCIA DISSIPADA PELAS CÉLULAS ÍON-LÍTIO A PARTIR DA RESPOSTA TÉRMICA

Até aqui, apenas as temperaturas atingidas pelas células durante carga e descarga foram caracterizadas, mas para o dimensionamento adequado de sistemas de gerenciamento térmico, como tubos de calor, é essencial estimar também a potência térmica dissipada pelas células. Essa informação não é fornecida pelos fabricantes. Para isso, foi conduzido um experimento utilizando o aparato desenvolvido para ensaios com tubos de calor sem fluido, ou seja, operando apenas por condução térmica. O tubo de calor foi escolhido pelo fato de suas superfícies externas se adaptarem perfeitamente às células. Além disso, a transferência de calor por condução pode ser medida com precisão caso a geometria e material do tubo sejam bem caracterizados, o que é o presente caso.

Três células reais foram acopladas ao evaporador do tubo de calor, com o condensador inserido em um túnel de vento para dissipação por convecção forçada. Assumiu-se que todo o calor gerado era transferido ao condensador. Num segundo momento, as temperaturas obtidas com o uso das células reais foram reproduzidas com as células fictícias, submetidas ao mesmo arranjo experimental e alimentadas por resistores elétricos. As potências necessárias para que essas condições fossem alcançadas foram medidas e, dessa forma, obteve-se indiretamente, a potência gerada pelas células reais. Assim, a comparação entre os dados de temperatura das células reais e fictícias permitiu uma estimativa indireta da potência térmica gerada, além de possibilitar a calibração do sistema experimental. Ademais, o uso das células fictícias trouxe benefícios como maior controle e segurança nos testes, evitando os riscos que as baterias reais representam.

4.2.1 Avaliação da resposta térmica com células fictícias

Na seção 4.1 apresentou-se o estudo experimental do comportamento térmico das baterias reais em diversas condições de operação. Nessa seção apresenta-se o estudo realizado com baterias fictícias de forma a gerar dados de temperatura que possam ser comparados com as temperaturas das células reais, de forma a se obter indiretamente o calor que essas dissipam em operação.

Assim, foram realizados ensaios com células fictícias operando seis níveis distintos de potência térmica: 2,5 W, 5 W, 10 W, 15 W, 20 W e 25 W. As temperaturas foram monitoradas continuamente ao longo do tempo até que o sistema alcançasse o regime

permanente, o qual foi considerado atingido quando a taxa de variação da temperatura permaneceu inferior ou igual a 0,1 °C por minuto. A resposta térmica observada nesses ensaios é apresentada na Figura 48. A Tabela 10 mostra as temperaturas médias encontradas no evaporador em regime permanente.

Tabela 10 - Temperaturas médias do evaporador em cada patamar de potência aplicada.

Potência [W]	Temperatura média [°C]
2,5	30,3
5	38,2
10	53,3
15	68,1
20	83,1
25	97,5

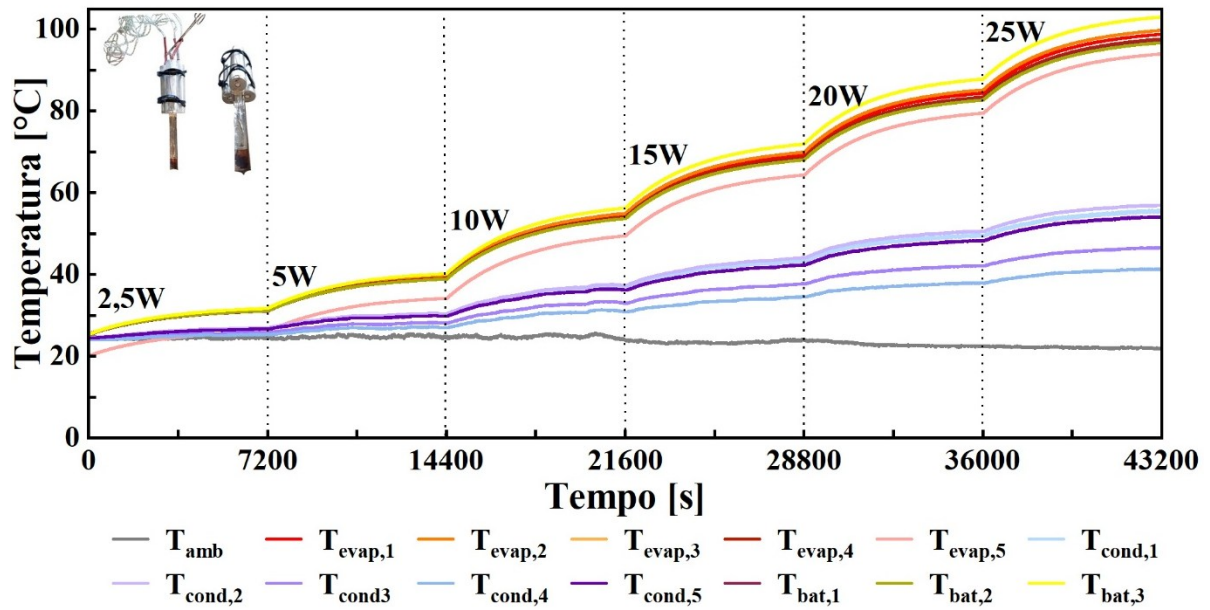
Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 49 mostra um gráfico da potência térmica dissipada em função da temperatura média do evaporador em regime permanente. É evidente que a correlação entre essas variáveis é linear, tendo em vista que processo de condução de calor pelas paredes do tubo de calor vazio é unicamente por condução de calor, que obedece a equação de Fourier (também linear). A seguinte correlação linear foi obtida com um coeficiente de determinação de 0,99.

$$P = 0,3349T - 7,7656 \quad (12)$$

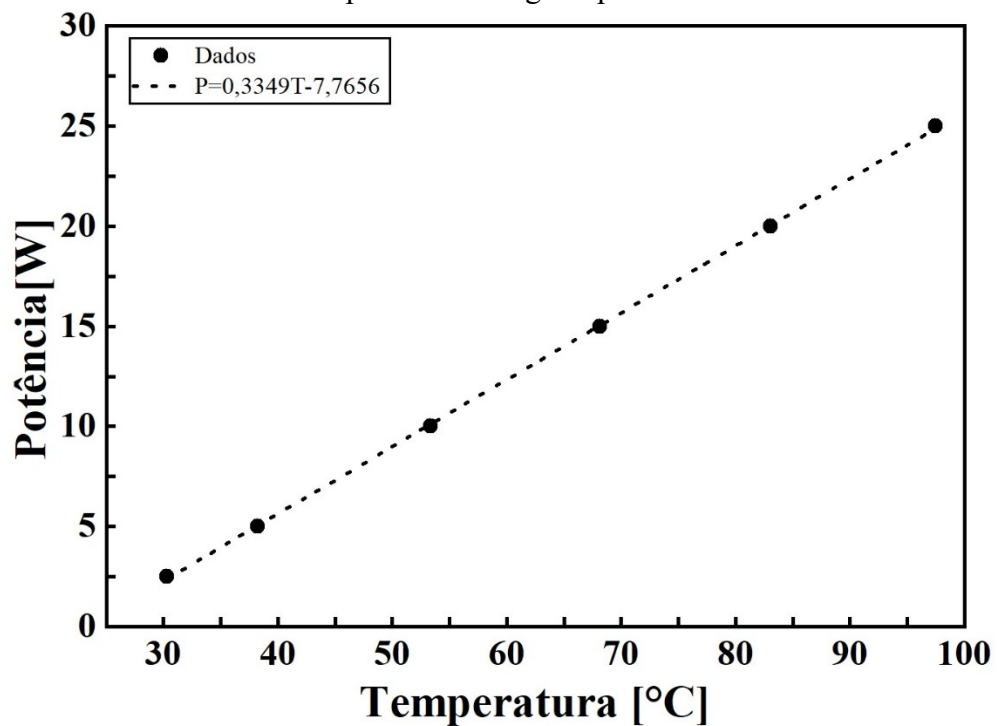
onde P é a potência [W] e T é a temperatura média do evaporador [°C].

Figura 48 - Teste de condução do tubo de calor com baterias fictícias.



Fonte: elaborado pela autora.

Figura 49 - Potência térmica dissipada pelas baterias fictícias em função da temperatura média do evaporador em regime permanente.



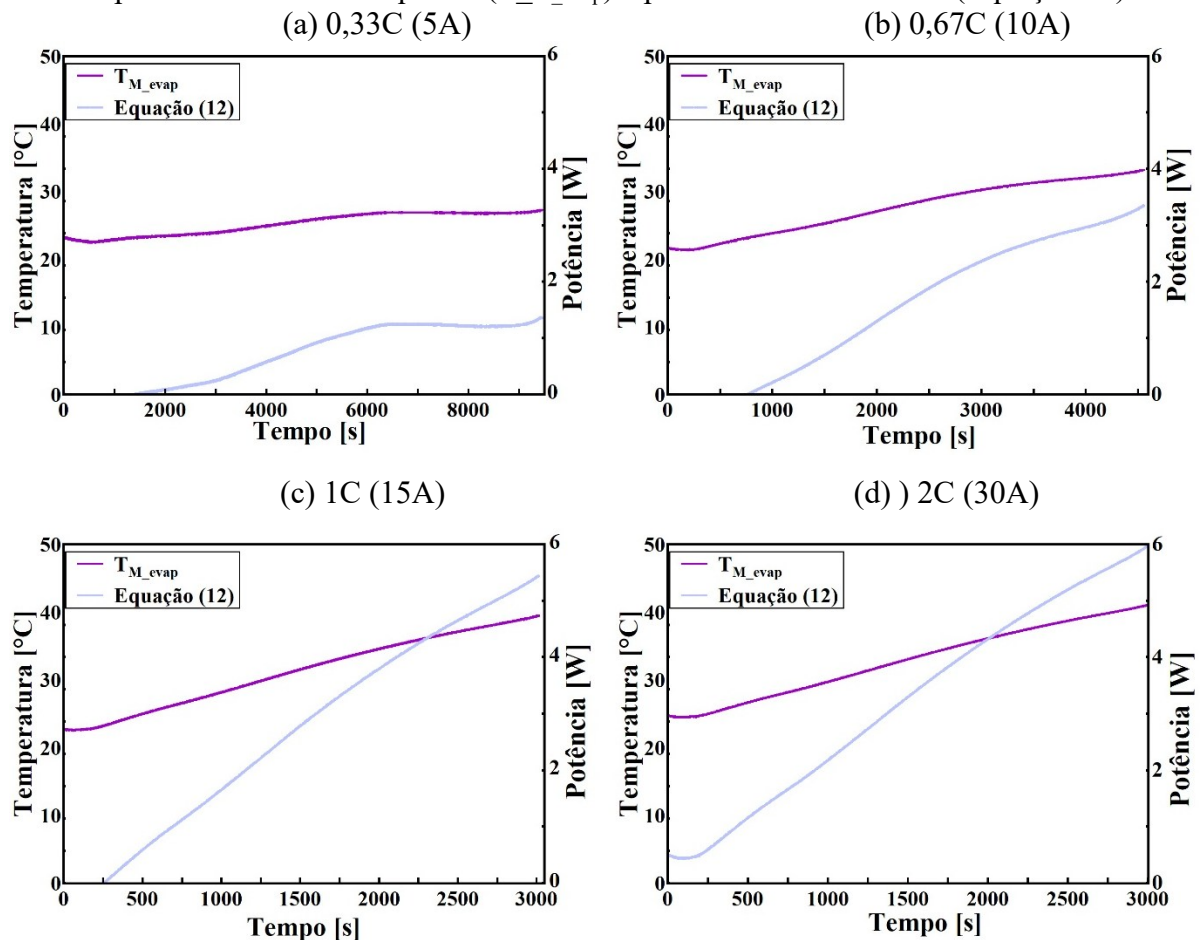
Fonte: elaborado pela autora.

4.2.2 Estimativa da potência dissipada nas células reais por análise comparativa

Nas Figuras 50 e 51, os eixos verticais à esquerda indicam as médias das temperaturas medidas pelos termopares no evaporador — $T_{\text{evap},1}$, $T_{\text{evap},2}$, $T_{\text{evap},3}$, $T_{\text{evap},4}$ e $T_{\text{evap},5}$ (ver Figura 36) — representadas pela linha roxa. Já os eixos à direita mostram a potência dissipada (linha azul), calculada a partir dessas temperaturas médias por meio da Equação (12). Os resultados correspondem a um conjunto de três células reais submetidas a quatro correntes elétricas distintas, durante os processos de carga e descarga, respectivamente.

De acordo com o gráfico de carga, Figura 50, para uma taxa de carregamento de 5A, 10A, 15A e 30A, as potências dissipadas em regime permanente (último ponto a direita do gráfico) são, respectivamente, de 1,36 W, 3,35 W, 5,44 W e 5,97 W. Esses valores estão resumidos na Tabela 11.

Figura 50 - Estimativa da potência dissipada durante a carga das células, com temperatura representada no eixo esquerdo (T_{M_evap}) e potência no eixo direito (Equação 12).



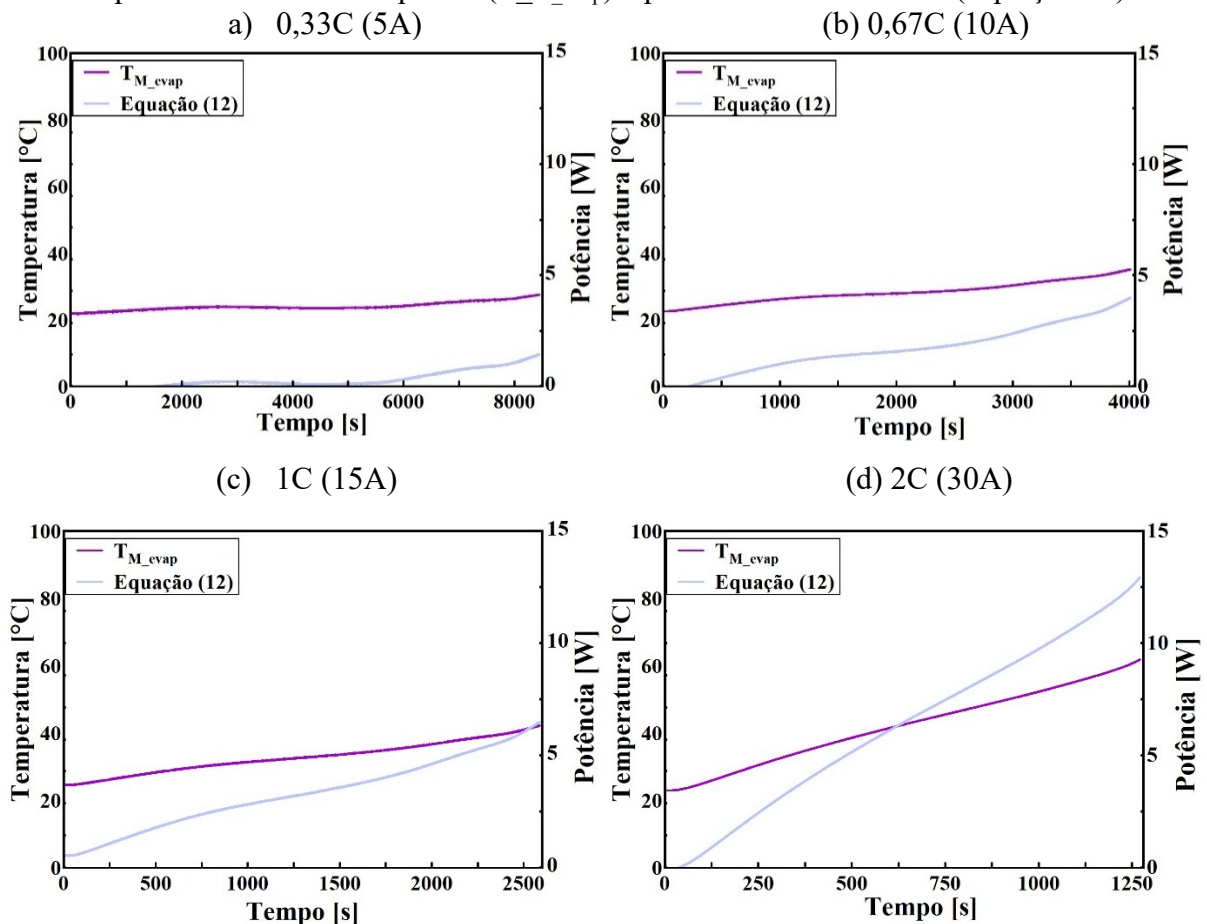
Fonte: elaborado pela autora.

Tabela 11 - Dissipação térmica durante o procedimento de carga.

Corrente [A]	Capacidade nominal [C]	Potência [W]
5	0,33	1,36
10	0,67	3,35
15	1	5,44
30	2	5,97

Fonte: elaborado pela autora.

Já para o processo de descarga, conforme ilustrado na Figura 51, todos os casos analisados apresentaram maior dissipação térmica em comparação aos respectivos casos de carga. Esse comportamento é consistente com o aumento da corrente de descarga e a maior atividade eletroquímica envolvida no fornecimento de energia, resultando em perdas resistivas mais significativas no interior das células. Para uma taxa de descarregamento de 5A, 10A, 15A e 30A, as potências dissipadas são, respectivamente, de 1,43 W, 3,97 W, 6,47 W e 12,93 W. Esses valores estão resumidos na Tabela 12.

Figura 51 - Estimativa da potência dissipada durante a descarga das células, com temperatura representada no eixo esquerdo (T_{M_evap}) e potência no eixo direito (Equação 12).

Fonte: elaborado pela autora.

Tabela 12 - Dissipação térmica durante o procedimento de descarga.

Corrente [A]	Capacidade nominal [C]	Potência [W]
5	0,33	1,43
10	0,67	3,97
15	1	6,47
30	2	12,93

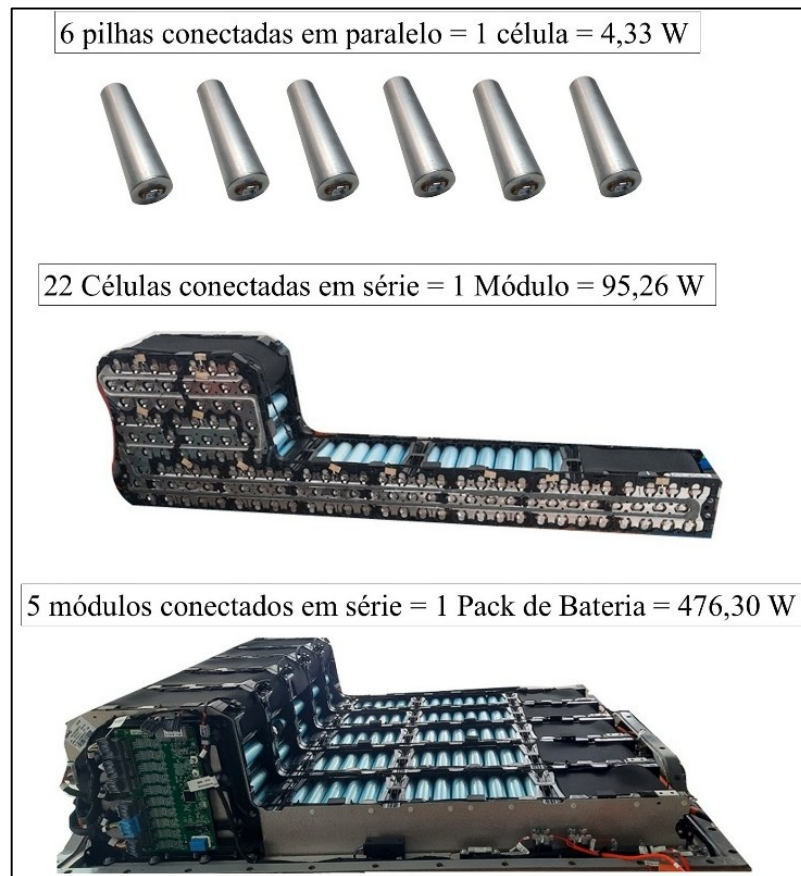
Fonte: elaborado pela autora.

De forma geral, durante o processo de carga, a potência dissipada variou entre 0 e 6 W para o conjunto de três células. No processo de descarga, entretanto, a dissipação térmica foi mais intensa, atingindo valores de até aproximadamente 13 W. Considerando que o processo de descarga representa o cenário mais crítico neste estudo, pode-se estimar que três células conectadas em série dissipam um total de 13 W, o que corresponde a cerca de 4,33 W por célula (em analogia à potência elétrica).

A partir dessa estimativa, é possível extrapolar os valores para configurações de maior complexidade. Para um módulo de bateria composto por 22 células, a potência dissipada total é da ordem de 95,26 W. Já em um pack de bateria formado por quatro módulos, totalizando 88 células, a potência dissipada alcança aproximadamente 476,30 W, valor expressivo e relevante para o dimensionamento do sistema de gerenciamento térmico.

Ressalta-se que esses valores correspondem a uma corrente de 30 A. Caso a corrente aplicada fosse superior, como 50 A, a potência dissipada aumentaria proporcionalmente. Os resultados estão representados graficamente na Figura 52.

Figura 52 - Dissipação de potência de uma célula, um módulo e um pack de bateria de íons de lítio.



Fonte: elaborado pela autora.

Adicionalmente, é importante destacar que cada célula, em sua configuração construtiva original, contém seis pilhas conectadas em paralelo. Cada módulo, por sua vez, é composto por 22 células conectadas em série, totalizando 132 pilhas. Já a bateria é formada por quatro módulos, também conectados em série, totalizando 88 células e 528 pilhas, conforme Figura 52. Essa configuração impacta diretamente na distribuição de calor ao longo do sistema e deve ser considerada no projeto térmico.

Com base nos dados avaliados nesta seção, definiu-se um intervalo de potência de 5 a 25 W para ser utilizado nos testes com células fictícias, conectadas em paralelo, em substituição às células reais de íon-lítio. O limite superior de 25 W foi adotado para garantir margem de segurança e permitir testes em condições extremas, estendendo a faixa de operação do tubo de calor. No entanto, potências próximas de 15 W já são representativas da aplicação real pretendida.

4.3 CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DO TUBO DE CALOR PROPOSTO

Após a estimativa da potência térmica dissipada pelas células, foram realizados os testes térmicos com o tubo de calor, utilizando os dados obtidos como referência para as condições de operação. O comportamento térmico do tubo de calor foi avaliado em duas configurações distintas: configuração A (tubo com uma única ranhura posicionada na parte superior) e configuração B (tubo com duas ranhuras longitudinais na parte superior da seção transversal). Os testes foram conduzidos utilizando diferentes fluidos de trabalho e razões de preenchimento, com o objetivo de identificar a combinação mais eficiente para a transferência de calor em cada posição de operação.

4.3.1 Tubo de calor operando somente por condução

A Figura 53 apresenta o comportamento transiente de temperaturas do tubo de calor, durante o teste de condução (sem fluido de trabalho), com umbilical fechado com uma mangueira TygonTM e uma tesoura tipo *Kelly*, utilizando o intervalo de potência definido anteriormente, 5 a 25 W, sob convecção forçada no condensador. Observa-se, entretanto, que o tubo de calor não foi capaz de transportar adequadamente a potência de 25 W sem que a temperatura no evaporador ultrapassasse o limite de segurança estabelecido para a célula, de 100 °C. Esse valor crítico foi atingido já quando o sistema foi submetido a uma potência de 20 W, evidenciando a limitação do dispositivo para a transferência de calor por condução térmica pura, principalmente para aplicações que exigem maiores demandas de dissipação de calor. As temperaturas médias encontradas no evaporador em regime permanente estão disponíveis na Tabela 13.

Tabela 13 - Temperatura média do evaporador em capa patamar de potência aplicada.

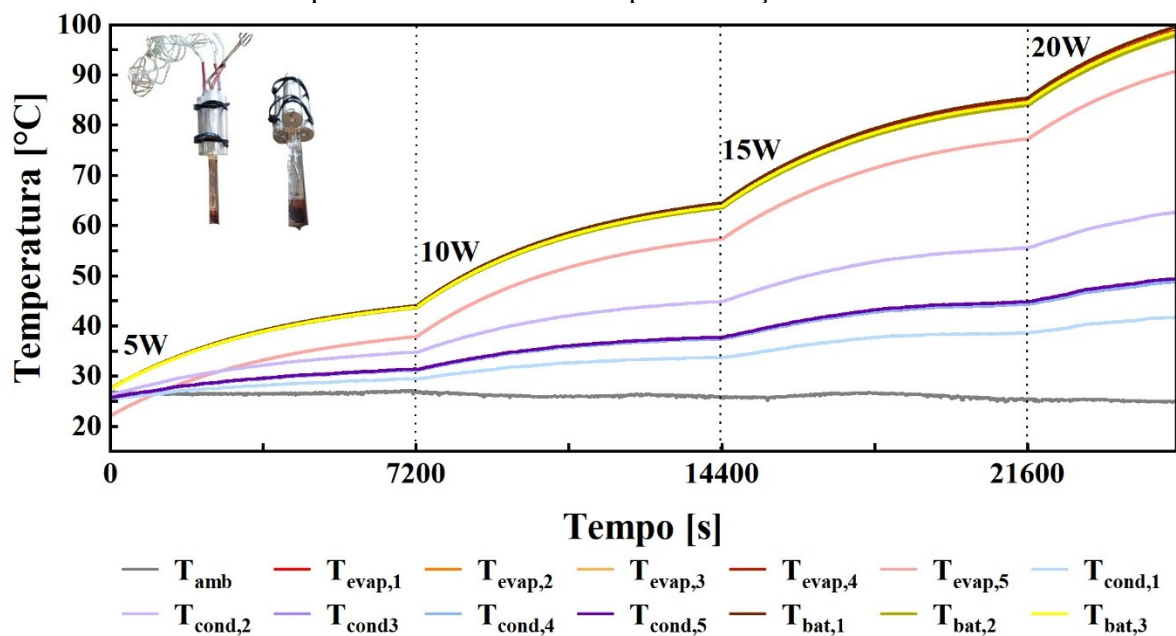
Potência [W]	Temperatura média [°C]
5	43,7
10	63,8
15	84,4
20	98,2
25	-

Fonte: elaborado pela autora.

Observa-se que a temperatura $T_{\text{cond},3}$ do condensador apresenta valores mais baixos. Esse comportamento está relacionado ao posicionamento do tubo de calor dentro do túnel de

vento: as menores temperaturas correspondem aos termopares localizados diretamente sob o fluxo de ar proveniente do ventilador, que nesse caso em específico, é a face B do tubo de calor, conforme Figura 36. No caso específico do $T_{\text{cond},3}$ o termopar está posicionado na extremidade mais afastada do evaporador, onde o efeito do resfriamento forçado é mais pronunciado. As temperaturas lidas pelo termopar $T_{\text{evap},5}$ são mais discrepantes das outras do condensador, possivelmente devido a algum erro de conexão. Já as temperaturas do evaporador e das células fictícias ($T_{\text{bat},1}$, $T_{\text{bat},2}$, $T_{\text{bat},3}$) permaneceram próximas ao longo do teste, indicando uma transferência de calor eficiente da fonte de calor para o tubo de calor.

Figura 53 - Distribuição de temperaturas ao longo do tubo de calor sem fluido de trabalho, operando exclusivamente por condução térmica.



Fonte: elaborado pela autora.

A resistência térmica do tubo de calor vazio, ou seja, sem fluido de trabalho, foi de $2,49 \pm 0,34$ K/W, determinada a partir da Equação (5). Esses dados são empregados na avaliação do efeito da mudança de fase do fluido de trabalho no tubo de calor nas temperaturas (utilizou-se potência de 15 W, visto que foi o patamar que alcançou o regime permanente e se assemelha ao calor dissipado real de 13 W) e resistências térmicas, tendo em vista que os tubos foram preenchidos com diferentes fluidos de trabalho e razões de preenchimentos e testados nas duas configurações estabelecidas, A e B.

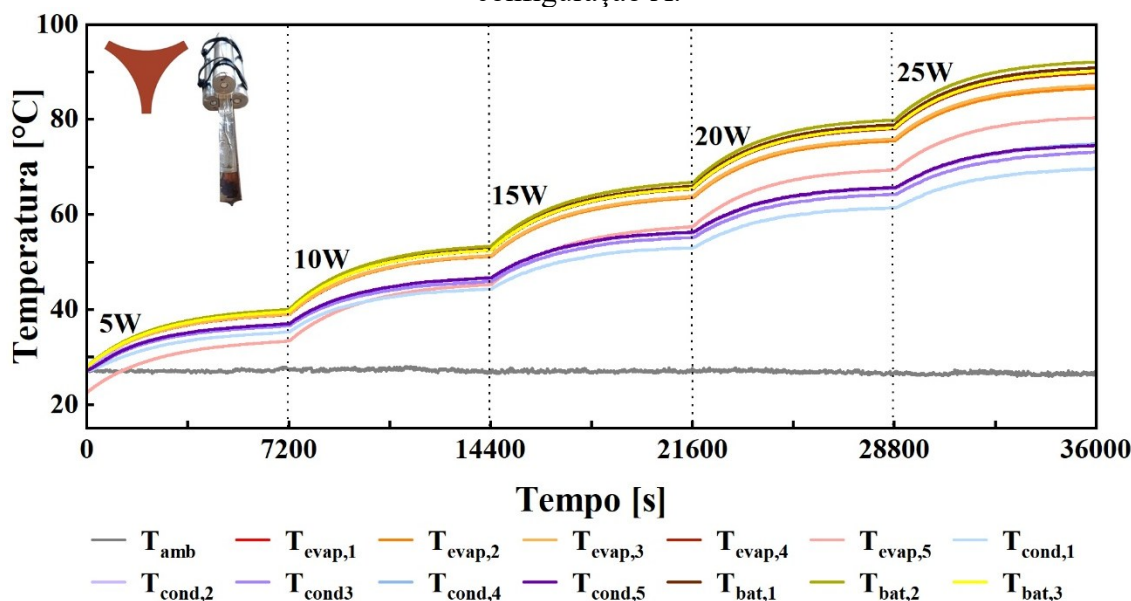
4.3.2 Configuração A - Fluido de Trabalho: Etanol

O desempenho térmico do tubo de calor é apresentado a seguir para a posição de operação na configuração A, conforme descrito na Tabela 6, utilizando etanol como fluido de trabalho com diferentes razões de preenchimento. Para determinar a melhor razão de preenchimento, foram testadas as seguintes razões de preenchimento: 5%, 10%, 15% e 20% em relação ao volume interno total do invólucro, conforme os transientes de temperaturas apresentados nas Figuras 54, 55, 56 e 57 respectivamente.

Em todos os testes realizados, as temperaturas permaneceram abaixo de 100 °C, indicando que os testes foram conduzidos dentro das condições pré-estabelecidas. Como esperado, as temperaturas do tubo de calor aumentaram a medida em que os patamares de potência foram aumentando, sendo que o dispositivo atingiu regime permanente em todos os casos.

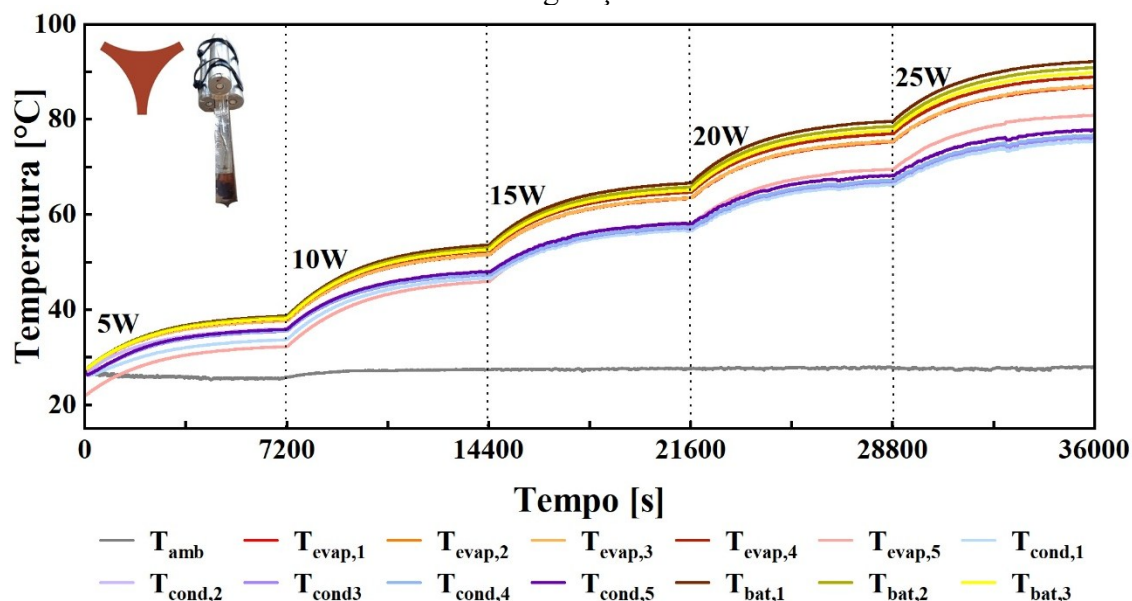
A Figura 54, que apresenta o teste com razão de preenchimento de 5%, observa-se que, com o aumento da potência aplicada, a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador cresce progressivamente. Ainda assim, observou-se uma melhoria significativa em relação ao teste de condução, com uma redução de temperatura média de 20,3 °C no evaporador, o que representa uma diminuição de 24,1% na temperatura máxima registrada com uma potência aplicada de 15 W. Com base nos resultados obtidos, pode-se concluir que o tubo de calor proposto apresentou desempenho satisfatório dentro das condições de teste avaliadas, sendo que em sua condição mais crítica, 25 W, alcançou uma média de 87,5°C no evaporador e 73,4°C no condensador.

Figura 54 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 5% de etanol na configuração A.



A Figura 55 apresenta a distribuição de temperaturas para o tubo de calor operando com 10% de RP de etanol, na configuração A. O tubo operou de forma satisfatória, atingindo regime permanente em todos os casos testados e suportando até 25 W sem ultrapassar 100 °C. Nessa última condição, o evaporador atingiu uma temperatura média de 87,4 °C, enquanto o condensador registrou uma média de 76,8 °C. O comportamento foi semelhante ao observado anteriormente (RP de 5%) no que diz respeito à diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador. No entanto, há indícios de uma leve redução nessa diferença, sugerindo que o sistema pode estar se aproximando da razão de preenchimento ideal. Nota-se ainda que, a partir da metade da potência aplicada de 20 W, começam a surgir oscilações nas temperaturas do condensador, o que pode indicar uma intensificação no processo de condensação do fluido de trabalho. Nessa condição, obteve-se uma redução de 20,6 °C na temperatura média do evaporador, o que representa uma diminuição de 24,4% para uma potência dissipada de 15 W.

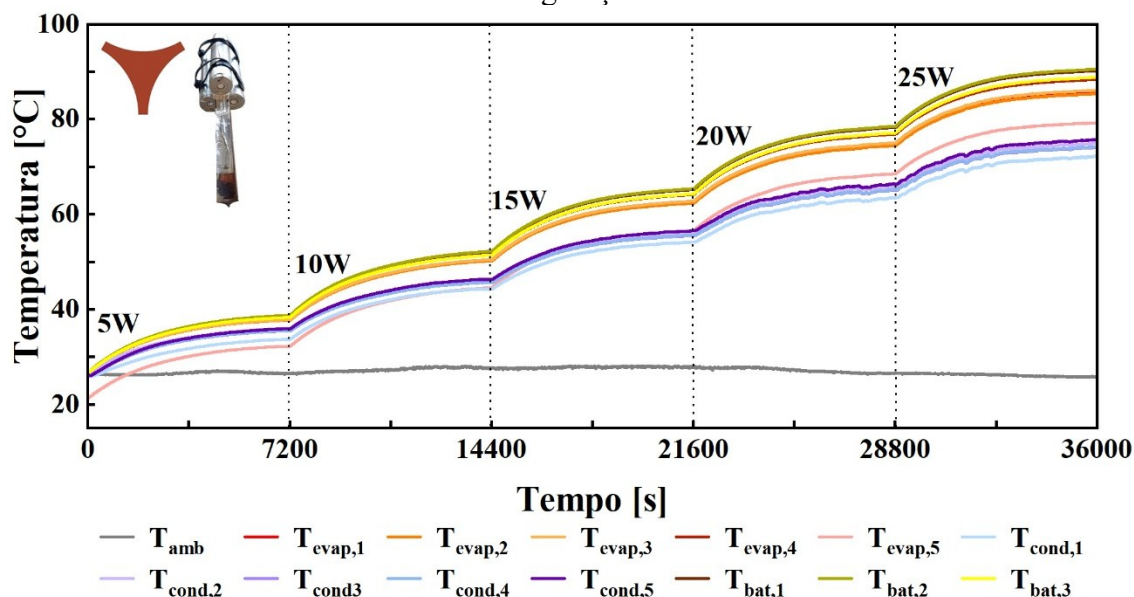
Figura 55 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 10% de etanol na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

Para a RP de 15% com etanol, cujas curvas de temperaturas são apresentadas na Figura 56, o tubo de calor demonstrou maior eficiência térmica em comparação às demais condições testadas. Nota-se que as temperaturas registradas no condensador apresentam menor variação entre os pontos de medição, o que indica uma distribuição térmica mais uniforme e, portanto, um desempenho mais estável do sistema. Na condição de maior demanda térmica, correspondente a 25 W, o tubo operou com uma temperatura média de 86,4 °C no evaporador e 74,2 °C no condensador. Comparando-se com o teste de condução, observou-se uma redução de 21,4 °C na temperatura média do evaporador, o que representa uma diminuição de 25,4% para uma potência dissipada de 15 W. Embora essa redução seja numericamente próxima às obtidas em outras razões de preenchimento testadas, a diferença de aproximadamente 1 °C é considerada significativa dentro do contexto da aplicação proposta neste trabalho, em que a segurança térmica das células é um fator crítico.

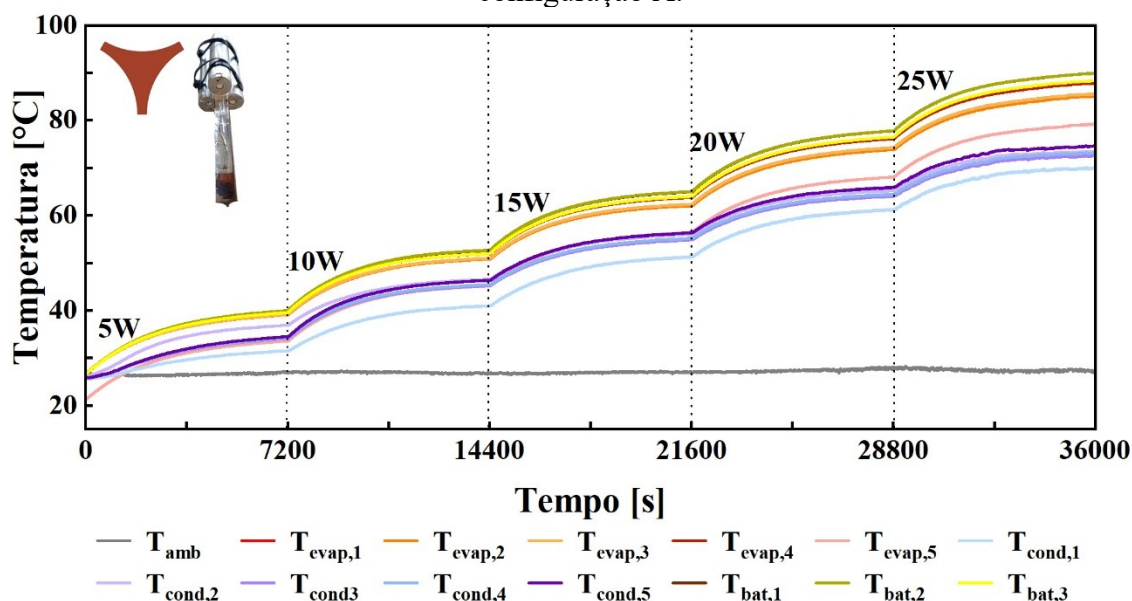
Figura 56 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de etanol na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

Já para a RP de 20% de etanol, Figura 57, observa-se que as temperaturas do tubo de calor começam a se espalhar novamente, tanto no condensador quanto no evaporador, e a diferença entre elas aumenta conforme a potência aplicada é incrementada. Apesar disso, o sistema ainda apresenta uma redução de temperatura em comparação ao tubo de calor vazio, mostrando eficiência no transporte de calor. Sob a maior carga térmica testada, de 25 W, o tubo apresentou temperaturas médias de 85,9 °C no evaporador e 72,7 °C no condensador. Em comparação com o teste de condução, verificou-se uma redução de 21,9 °C na temperatura média do evaporador, correspondendo a uma diminuição de 25,9% para uma dissipação de 15 W.

Figura 57 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de etanol na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

Em todos os testes realizados, verificou-se que o termopar $T_{evap,5}$ apresentou problemas no registro das temperaturas. Por esse motivo, os dados provenientes desse termopar foram descartados em análises posteriores envolvendo resistências térmicas.

De forma geral, a inserção do fluido de trabalho resultou na redução das temperaturas de operação do tubo de calor em todas as razões de preenchimento avaliadas, evidenciando a eficiência térmica do sistema. Os resultados confirmam a eficácia das ranhuras inovadoras empregadas como estrutura capilar, favorecendo a circulação do fluido por ação capilar e melhorando a transferência de calor. Além disso, os dados obtidos destacam a eficiência do tubo de calor proposto e a adequação do etanol como fluido de trabalho, demonstrando seu bom desempenho térmico na faixa de potência estudada.

A Tabela 14 apresenta os valores de redução da temperatura média do evaporador do tubo de calor, em relação ao tubo operando apenas por condução pura, para todas as razões de preenchimento. Em outras palavras, mostra a diferença entre a temperatura média do evaporador sem e com o fluido de trabalho. Vale destacar que a redução correspondente à potência de 25 W não está apresentada, pois os dados de condução pura foram registrados apenas até 15 W em regime permanente.

Tabela 14 - Redução da temperatura do evaporador do tubo de calor com etanol como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração A (A-TC-Etanol).

Potência [W]	Razão de preenchimento [%]			
	5	10	15	20
5	4,5	5,9	5,8	4,5
10	12,2	12,1	13,2	12,7
15	20,3	20,6	21,4	21,8
20	-	-	-	-
25	-	-	-	-

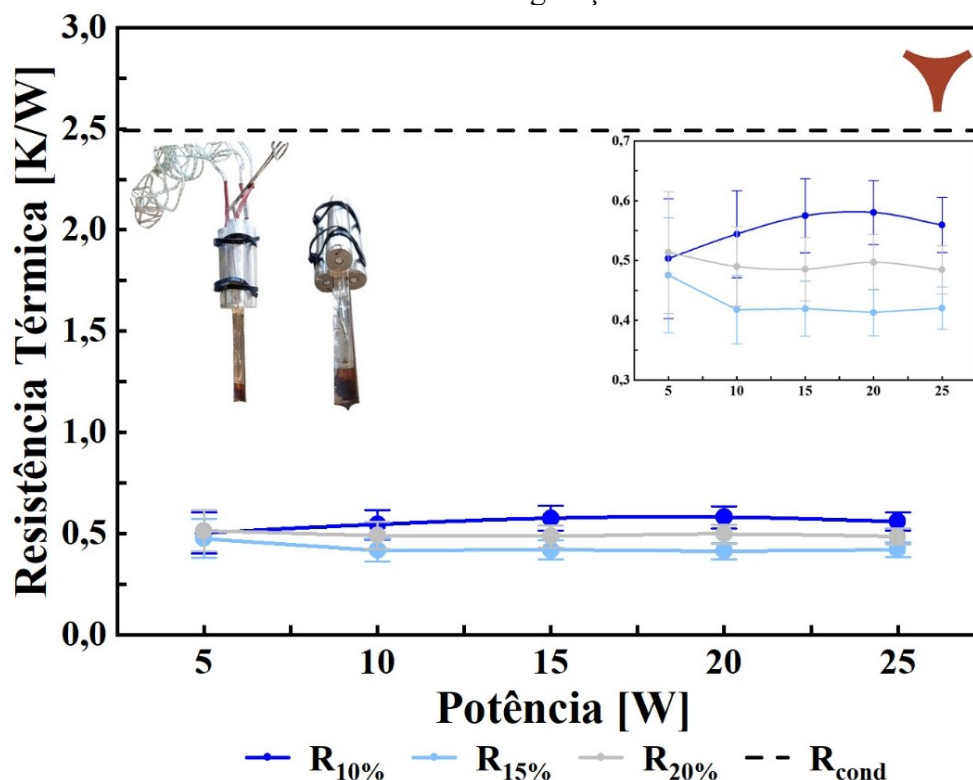
Fonte: elaborado pela autora.

Com base nesses resultados, torna-se difícil determinar com precisão a melhor razão de preenchimento, uma vez que os resultados de redução de temperatura são semelhantes. Isso indica a necessidade de uma análise mais criteriosa, considerando parâmetros adicionais para uma avaliação mais conclusiva, como a análise de resistência térmica, feita para o dispositivo preenchido com a melhor razão de preenchimento (fluido de trabalho etanol, na configuração A).

A Figura 58 apresenta a resistência térmica (obtida pela Equação 5), em função da potência aplicada para todas as razões de preenchimento de 10%, 15% e 20% (note-se que dados com a razão de enchimento de 5% não foram apresentados, uma vez que a resposta térmica nessa condição era nitidamente inferior. O gráfico inserido dentro da Figura 58 apresenta uma ampliação da escala, desconsiderando o valor da resistência térmica do tubo de calor operando somente em condução pura. Nota-se que as resistências térmicas de todos as razões de preenchimento ficaram abaixo da resistência térmica do tubo de calor operando somente por condução (RP 0% - seção 4.3.1), $2,49 \pm 0,34$ K/W, o que comprova a eficácia do dispositivo bifásico. Para todas as razões de preenchimento, o tubo de calor operou eficientemente desde o primeiro patamar de potência, uma vez que apresentaram uma redução significativa nos valores de resistência térmica.

Dentre os testes realizados, o melhor desempenho foi observado na razão de preenchimento de 15%, que apresentou uma redução na resistência térmica de 82,8% com uma potência de 25 W, com um valor de $0,43 \pm 0,04$ K/W, comparada a apenas condução pura.

Figura 58 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de etanol na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

A seguir, serão apresentados os resultados obtidos com preenchimento do tubo utilizando fluido de trabalho à base de água destilada, para a mesma posição de teste.

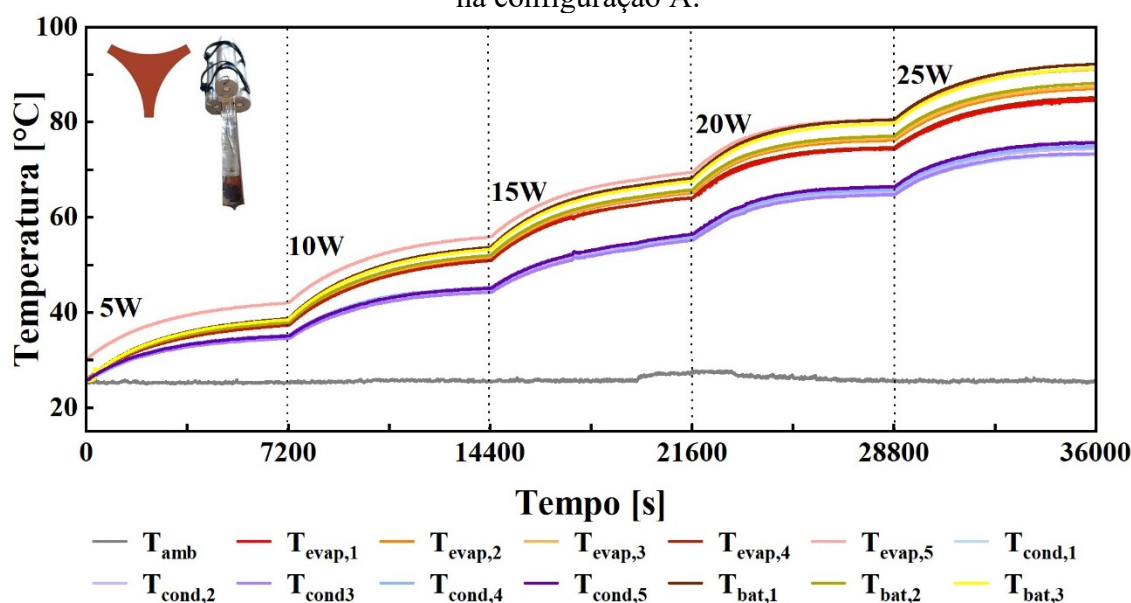
4.3.3 Configuração A - Fluido de Trabalho: Água destilada

Para a água destilada como fluido de trabalho, foram testadas as razões de preenchimento de 10%, 15%, 20%, 25% e 30% do volume interno total, sendo os resultados apresentados em gráficos de temperatura em função do tempo nas Figuras 59, 60, 61, 62 e 63 respectivamente. Em todos os testes realizados, para potências variando de 5 a 25 W como previamente estabelecidos, as máximas temperaturas permaneceram abaixo de 100 °C. Como antes, as temperaturas do tubo de calor aumentam para cada patamar de potência aplicado, atingindo o regime permanente em todos os casos.

Ao comparar os resultados obtidos com e sem fluido de trabalho, observa-se uma diferença significativa no desempenho térmico do tubo de calor. No caso de condução pura (tubo de calor vazio, sem fluido de trabalho), a temperatura máxima registrada foi de 84,4 °C, sob uma potência aplicada de 15 W. Já com a introdução de 10% de razão de preenchimento

de água destilada, a temperatura média do evaporador atingiu 86,1 °C, porém com uma potência significativamente maior, de 25 W, conforme apresentado na Figura 59. Para o condensador, o valor médio ficou em 74,3°C. Esse resultado evidencia uma melhoria notável na capacidade de dissipação térmica proporcionada pelo fluido de trabalho. Além disso, comparado ao teste de condução, verificou-se uma redução de 19,7 °C na temperatura média do evaporador, correspondendo a uma diminuição de 23,3% para uma dissipação de 15 W. Em contraste, as temperaturas no condensador aumentaram progressivamente com o incremento da potência aplicada, mas permaneceram dentro de uma faixa semelhante à observada no caso sem fluido.

Figura 59 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 10% de água destilada na configuração A.

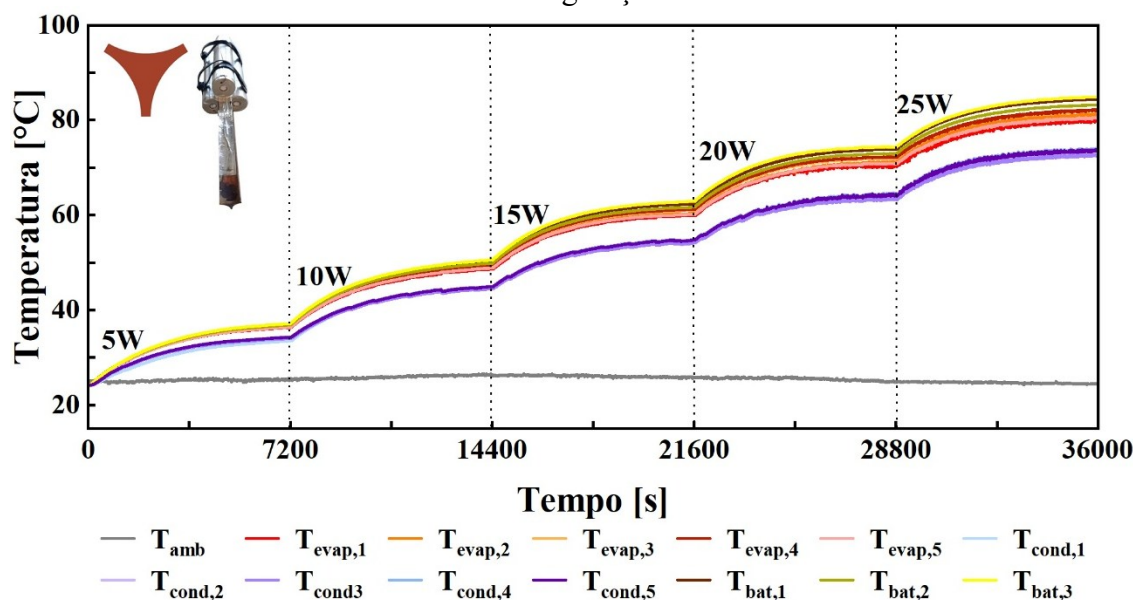


Fonte: elaborado pela autora.

Para a razão de preenchimento de 15% de água, Figura 60, observou-se uma leve melhoria na redução das temperaturas do evaporador, mantendo uma tendência semelhante à do caso com 10% de RP. A temperatura média do evaporador mais elevada foi novamente registrada com a potência de entrada de 25 W, de 81,2°C. A média do condensador na condição máxima foi de 73,2°C. De forma geral, as temperaturas do evaporador foram inferiores às observadas na condição com 10% de RP, indicando um desempenho térmico aprimorado. Para uma potência aplicada de 15 W, observou-se uma redução média de 23,9 °C na temperatura do evaporador em comparação à condução térmica pura, o que representa uma diminuição de 28,3%. Além disso, verificou-se um gradiente de temperatura menor entre as

regiões do evaporador e do condensador, o que reflete uma maior eficiência na transferência de calor ao longo do tubo de calor.

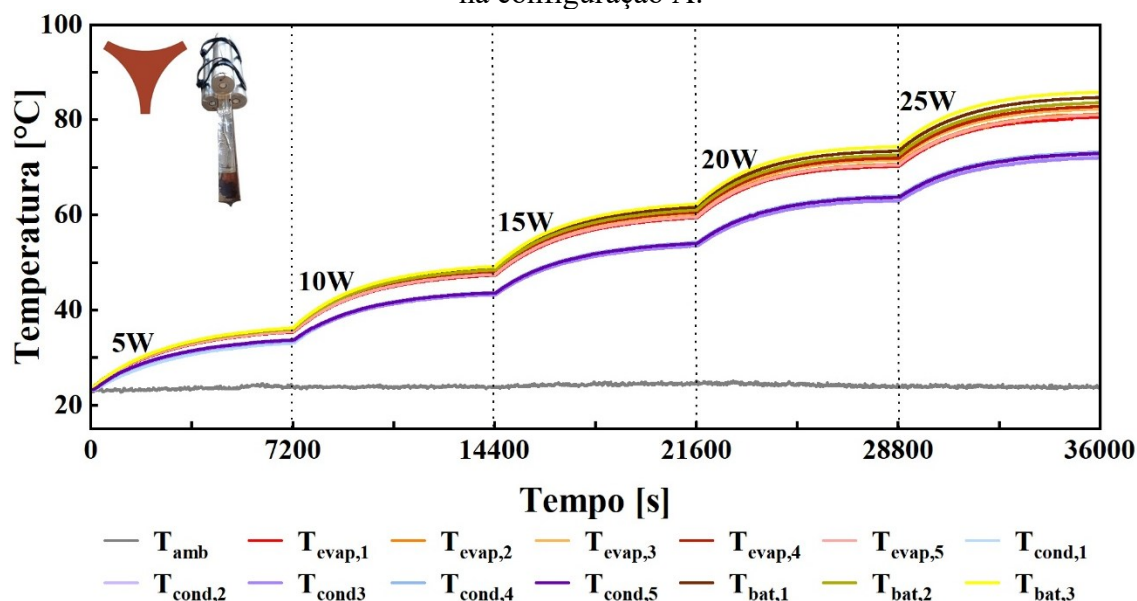
Figura 60 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de água destilada na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

Os perfis de temperatura para as razões de preenchimento de 15% e 20% (Figuras 60 e 61, respectivamente) apresentaram comportamentos notavelmente semelhantes, com variações mínimas. Essa consistência indica que o desempenho térmico do tubo de calor é relativamente insensível a pequenas variações na taxa de preenchimento dentro dessa faixa, mantendo-se estável. Nessa condição, as temperaturas médias do evaporador e condensador, respectivamente, foram de 81,6°C e 72,6°C, na condição de potência máxima aplicada de 25 W. Em comparação ao teste de condução térmica pura, foi obtida uma redução de 24,5 °C na temperatura média do evaporador, correspondente a uma diminuição de 29,0% para uma potência aplicada de 15 W.

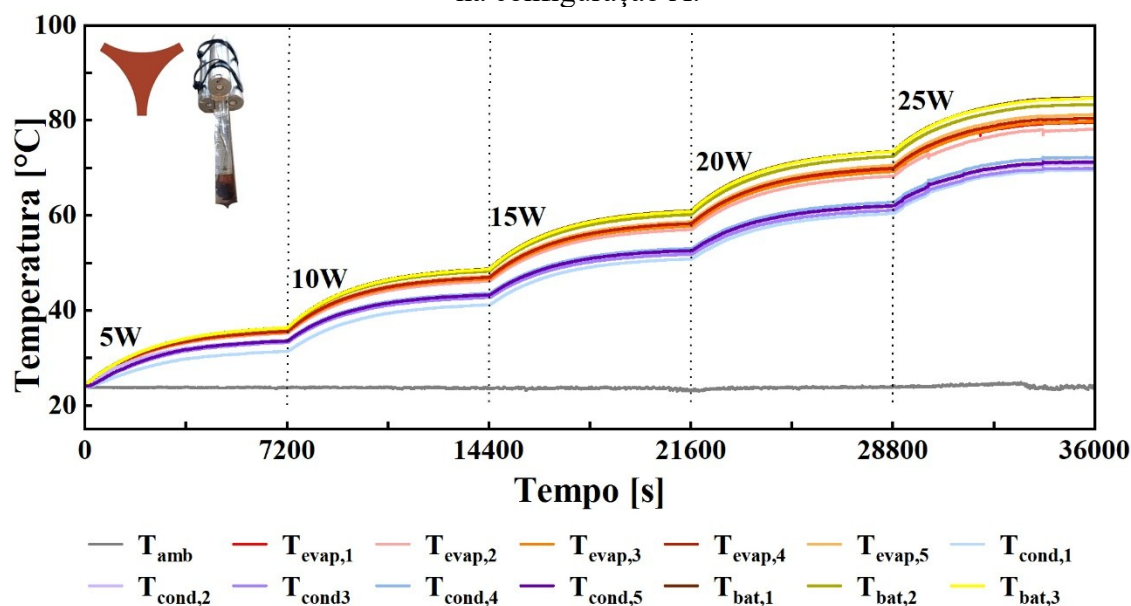
Figura 61 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de água destilada na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

Um comportamento térmico semelhante ao observado para as razões de preenchimento de 15% e 20% também foi verificado para a razão de 25% (Figura 62). No entanto, as temperaturas obtidas com 25% de preenchimento apresentaram redução mais acentuada em comparação as observadas para a razão de 15%, apresentando médias do evaporador e condensador, para a potência de 25 W, de 79,8°C e 70,8°C, respectivamente. Além disso, em comparação com o teste de condução térmica pura, observou-se uma redução de 26,5 °C na temperatura para 15 W, o que equivale a uma diminuição de 31,4%. Embora a determinação da taxa de preenchimento ideal dependa, em última análise, da análise da resistência térmica do sistema, por hora pode-se afirmar que a condição com 25% de preenchimento demonstrou o melhor desempenho térmico entre os casos avaliados, apresentando as maiores reduções de temperatura em todos os níveis de potência testados.

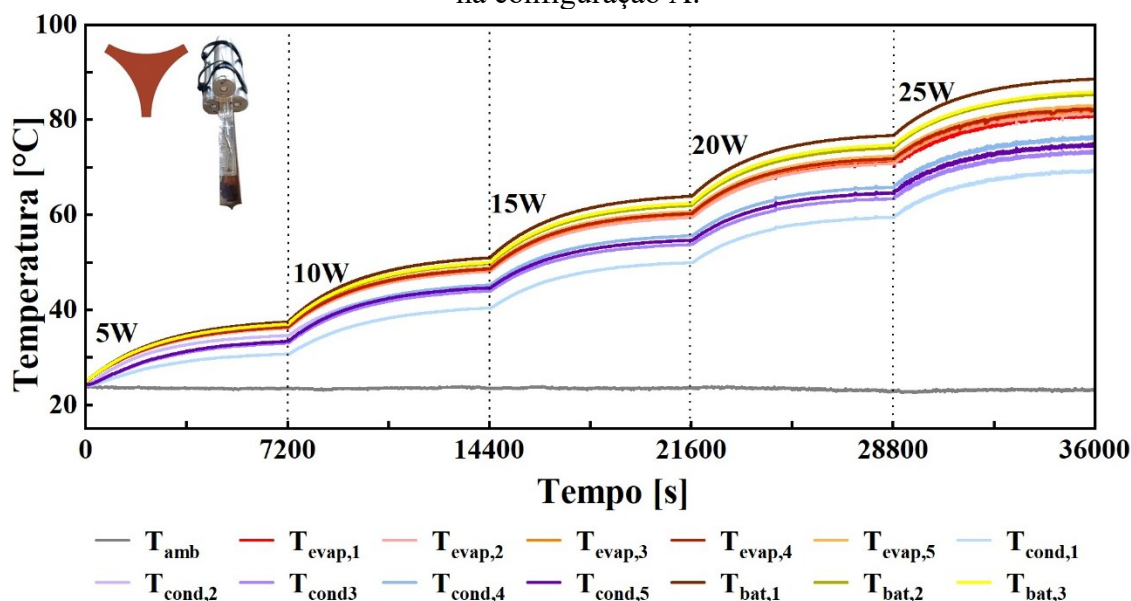
Figura 62 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 25% de água destilada na configuração A.



Fonte: elaborado pela autora.

Com uma razão de preenchimento (RP) de 30% (Figura 63), as temperaturas do evaporador voltaram a se elevar, aproximando-se dos níveis observados na condição com 20% de RP. Para uma potência aplicada de 25 W, registraram-se temperaturas médias de 81,9 °C no evaporador e 73,5 °C no condensador. Apesar de ter sido observada uma redução de 24,3 °C na temperatura média do evaporador sob uma potência de 15 W, o que representa uma diminuição de 28,8%, as leituras de temperatura tornaram-se mais dispersas, indicando uma queda na uniformidade e na eficiência da transferência de calor, possivelmente devido ao excesso de líquido no sistema.

Figura 63 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 30% de água destilada na configuração A.



A Tabela 15 apresenta a mesma análise realizada para o etanol, sendo apresentada a redução de temperatura média do evaporador em comparação ao tubo de calor operando apenas por condução pura. Assim como observado nos testes com etanol, o tubo de calor carregado com água destilada também se mostra eficaz, evidenciado pela significativa diminuição nos valores de temperatura.

Dentre as condições testadas, o uso de uma RP de 25% resultou em uma redução de temperatura mais significativa, de 26,5 °C. Essa condição foi identificada como a configuração mais eficaz, apresentando uma redução de 31,4% em comparação ao tubo vazio, na potência aplicada de 15 W. Vale ressaltar que não foram apresentados dados para a potência de 20 W e 25 W, uma vez que os testes de condução pura foram realizados em regime permanente somente até 15 W.

Tabela 15 - Redução da temperatura do evaporador do tubo de calor com água, como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração A (A-TC-Água).

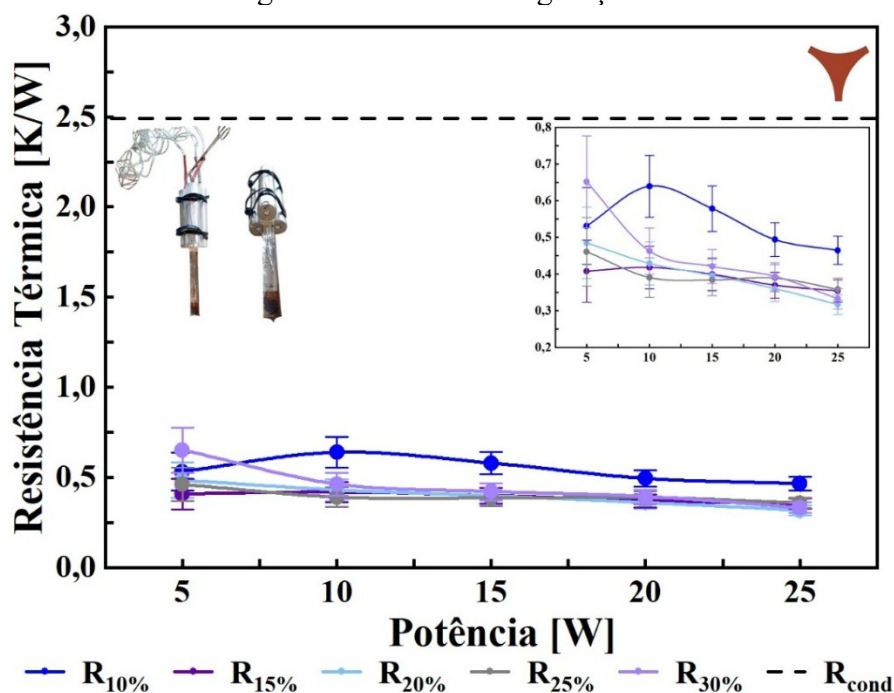
	Razão de preenchimento [%]				
Potência [W]	10	15	20	25	30
5	6,2	7,2	8,1	8,2	7,4
10	12,5	14,7	16,1	17,1	15,3
15	19,7	23,9	24,5	26,5	24,3
20	-	-	-	-	-
25	-	-	-	-	-

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 64 apresenta uma comparação das resistências térmicas em função da carga térmica aplicada para o tubo de calor operando em regime permanente, com razões de preenchimento (RP) de 0% (condução pura), 10%, 15%, 20%, 25% e 30%, considerando a água destilada como fluido de trabalho. A resistência térmica média do tubo de calor vazio (R_{cond} - linha cinza escura) foi medida como $2,49 \pm 0,34$ K/W, sendo este valor usado como referência para avaliar os ganhos térmicos obtidos com a adição de água destilada como fluido de trabalho.

Para todas as razões de preenchimento testadas, o tubo de calor começou a operar efetivamente a partir da carga térmica inicial, exibindo uma redução substancial na resistência térmica em comparação com o caso de condução pura. Em toda a faixa de potência aplicada, o tubo de calor manteve uma resistência térmica baixa. Entre as configurações testadas, as taxas de preenchimento de 15%, 20% e 25% demonstraram desempenho térmico similares, tornando-se as candidatas mais promissoras, Figura 64. O gráfico inserido dentro da Figura 64 apresenta uma ampliação da escala, desconsiderando o valor da resistência térmica do tubo de calor operando somente em condução pura. A razão de preenchimento (RP) de 10% provavelmente continha uma quantidade insuficiente de fluido de trabalho, o que causou impacto negativo nas resistências térmicas. Por outro lado, embora a RP de 30% tenha apresentado uma melhora significativa em relação à de 10%, observou-se um atraso no *start-up* do tubo de calor, o que a desqualifica como a melhor opção de RP. No geral, a razão de preenchimento de 25% apresentou o melhor desempenho, alcançando uma redução de 85,6% na resistência térmica ($0,36 \pm 0,03$ K/W) em relação ao tubo vazio na potência aplicada mais alta.

Figura 64 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de água destilada na configuração A.



Comparando-se aos resultados obtidos com o fluido etanol na sua melhor razão de preenchimento (15%), observa-se que a água destilada, na razão de 25%, proporciona uma redução de temperatura maior, com uma diferença de 6,6°C para o evaporador e 3,4°C para o condensador, sob a potência máxima aplicada de 25 W. Dessa forma, na configuração A, o fluido de trabalho mais eficaz é a água destilada. Essa conclusão é reforçada pelos valores de resistência térmica, que, a 25W, foram menores com o dispositivo operando com água, com em comparação ao etanol, conforme Tabela 16.

Tabela 16 - Comparação das resistências térmicas obtidas na configuração A para uma potência dissipada de 25 W.

Configuração	Resistência térmica [K/W]
A-TC-Etanol	$0,48 \pm 0,04$
A-TC-Água	$0,36 \pm 0,03$

Fonte: elaborado pela autora.

No intervalo de operação típico das células, quando submetidas a uma corrente de 30 A (equivalente a uma taxa de descarga de 2C), a potência dissipada é aproximadamente 13 W. Considerando os dados obtidos a 15 W, Tabela 17, ambos os fluidos de trabalho apresentam desempenhos semelhantes, com a resistência térmica dentro da incerteza experimental, porém a água destilada demonstrou ser mais eficaz devido a maior redução de

temperatura. Esse resultado, no qual a água se mostrou eficaz, foi inesperado, uma vez que não se previa que ela conseguiria iniciar a operação em baixas potências, devido ao seu alto calor latente de vaporização. No entanto, a geometria e o material do tubo de calor contribuíram significativamente para o seu desempenho térmico, tornando ambas as propostas de fluido de trabalho adequadas para a aplicação.

Tabela 17 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração A para uma potência dissipada de 15 W.

Configuração	Redução de temperatura [°C]	Resistência térmica [K/W]
A-TC-Etanol	21,4	$0,49 \pm 0,05$
A-TC-Água	26,5	$0,38 \pm 0,04$

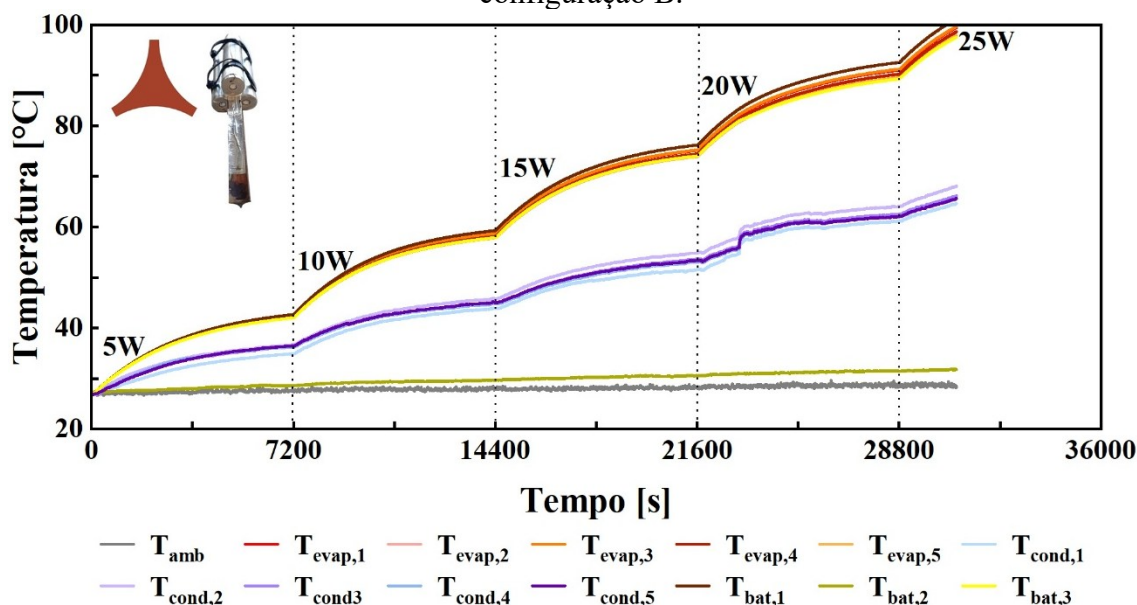
Fonte: elaborado pela autora.

4.3.4 Configuração B - Fluido de Trabalho: Etanol

Para o estudo do comportamento térmico do tubo de calor na configuração B, utilizando etanol como fluido de trabalho, o tubo foi preenchido e testado com as razões de preenchimento de 5%, 10%, 15%, 20%, 25% e 30%, sendo as curvas de temperatura em função do tempo resultantes mostradas nas Figuras 64 a 69, respectivamente. A escolha de uma faixa mais ampla de razões de preenchimento se deve à alteração da configuração, que passou a contar com duas ranhuras em operação na parte inferior, buscando-se analisar o comportamento do fluido de trabalho em condições de operação que poderia exigir maior volume de fluido de trabalho. Em todos os testes atingiu-se condição de regime permanente para cada patamar de potência aplicada, com exceção dos casos em que a temperatura do evaporador atingiu 100 °C, sendo nesse instante, abortado o teste.

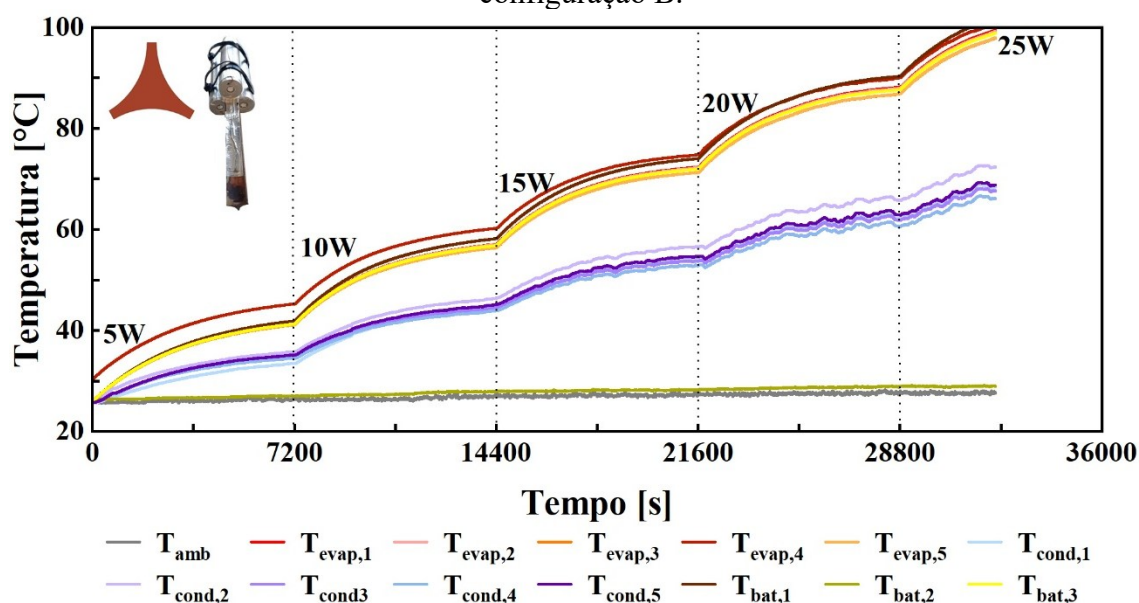
As Figuras 65 e 66 mostram que, para o tubo de calor com razões de preenchimento de 5% e 10%, os testes com potência de 25 W com etanol não puderam ser concluídos, uma vez que temperaturas do evaporador atingiram o limite de segurança de 100 °C. Esse comportamento indica que o retorno de líquido do condensador para o evaporador, promovido pelas ranhuras, foi insuficiente, ou seja, não havia líquido suficiente (principalmente nas duas ranhuras inferiores) de forma a garantir o funcionamento do tubo de calor, especialmente em potências mais elevadas, comprometendo o funcionamento adequado do tubo de calor. Como consequência, o evaporador operou em temperaturas mais altas, e o tubo de calor não conseguiu manter sua eficiência térmica até 25 W.

Figura 65 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 5% de etanol na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

Figura 66 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 10% de etanol na configuração B.



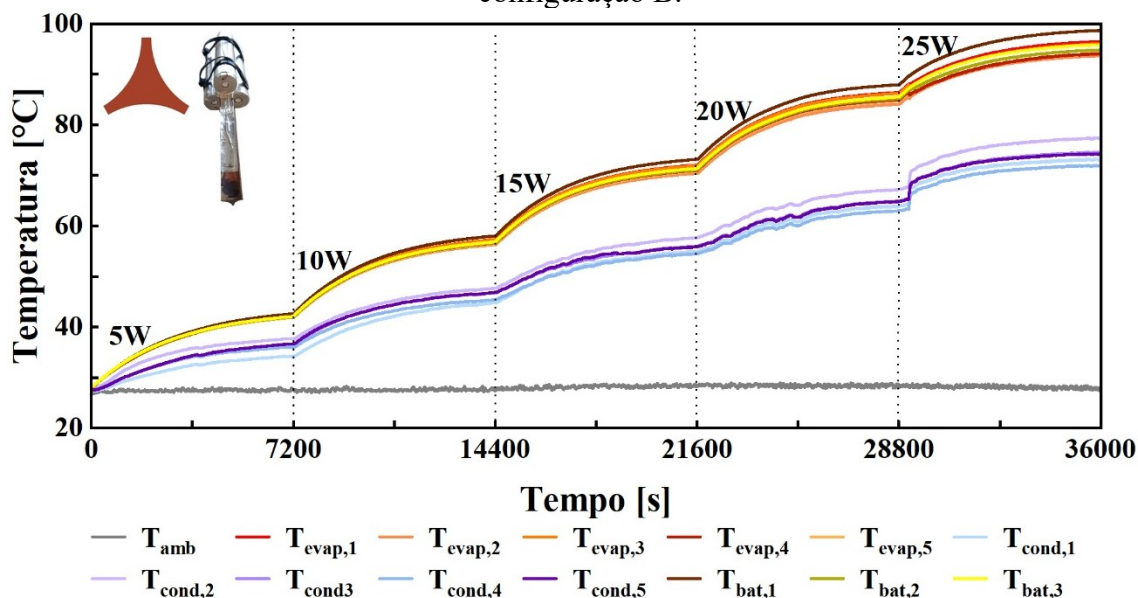
Fonte: elaborado pela autora.

Por outro lado, nos testes cujos dados de temperatura são mostrados nas Figuras 67 a 70, as temperaturas permaneceram abaixo do limite de segurança estabelecido, indicando que os tubos de calor operaram de forma estável dentro da faixa de potência aplicada, mesmo em condições de razão de preenchimento não ideal. Observa-se que, para as razões de preenchimento de 5%, 10%, 15% e 20%, a diferença entre as temperaturas medidas no

evaporador e no condensador foi mais acentuada, o que resulta em uma maior resistência térmica à transferência de calor. Ainda assim, todos os casos apresentaram desempenho térmico superior ao observado no teste de condução pura, evidenciando a eficácia do uso de fluido de trabalho e da estrutura capilar com ranhuras no transporte de calor.

No teste com uma razão de preenchimento de 15% (Figura 67) e potência aplicada de 25 W, o tubo de calor registrou temperaturas médias de 94,9 °C no evaporador e 74,2 °C no condensador. Em relação ao teste de condução térmica pura, observou-se uma queda de 13,2 °C na temperatura média do evaporador, o que representa uma redução de 15,6% para uma potência dissipada de 15 W.

Figura 67 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de etanol na configuração B.

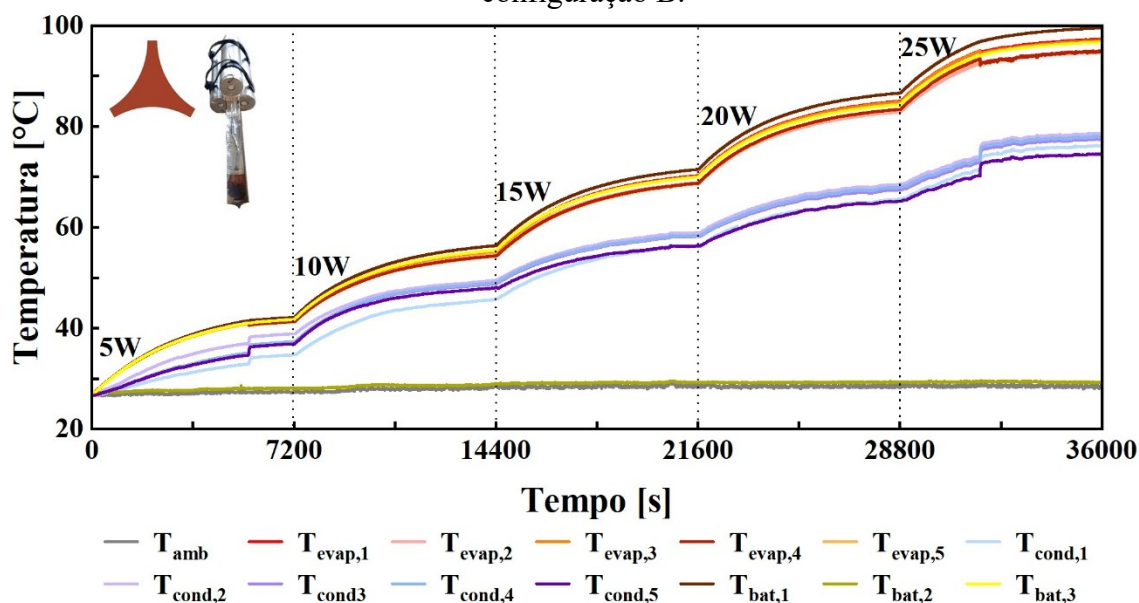


Fonte: elaborado pela autora.

Aumentos súbitos de temperaturas do condensador indicam o avanço do vapor ao longo do tubo de calor. Essas foram observadas em diferentes condições de teste. No caso da razão de preenchimento de 20%, Figura 68, para uma potência de 5 W, esse comportamento foi particularmente evidente, sinalizando que o tubo de calor passou a operar de forma eficiente já no primeiro patamar de potência aplicado. Esse resultado reforça a eficácia da configuração adotada para garantir o início precoce do regime de transferência de calor por mudança de fase do fluido de trabalho. Nesse teste, as temperaturas médias mais elevadas registradas no evaporador e no condensador foram de 95,8 °C e 76,9 °C, respectivamente. Em comparação com o teste de condução térmica pura, houve uma redução de 15,1 °C na

temperatura média do evaporador, correspondendo a uma diminuição de 17,9% para uma potência aplicada de 15 W.

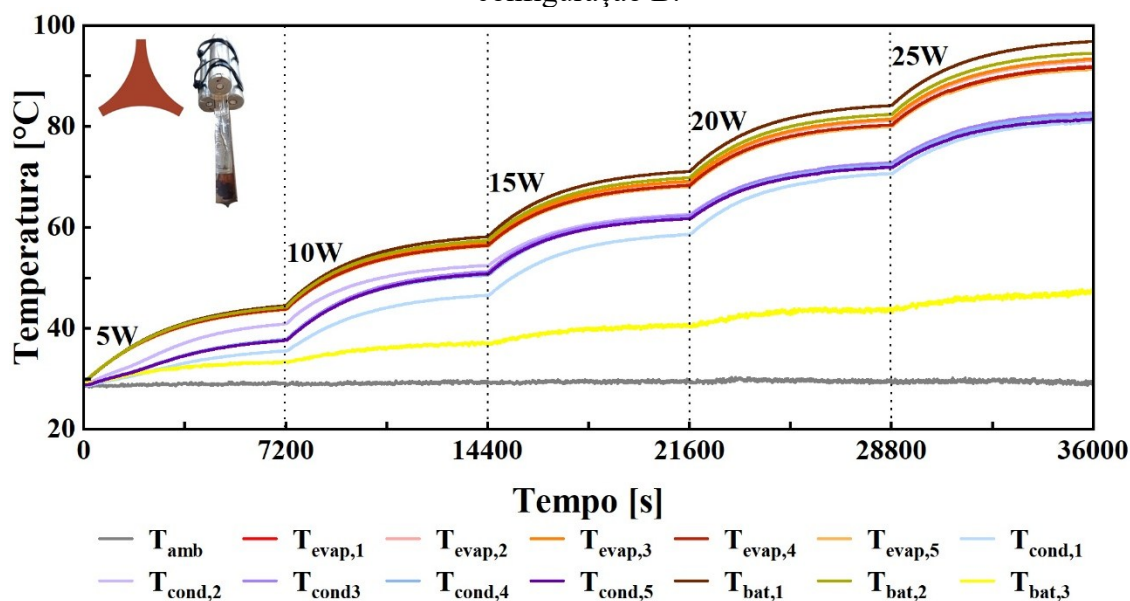
Figura 68 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de etanol na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

Os dados para o tubo de calor com uma razão de preenchimento de 25% (ver Figura 69), apresentam uma redução acentuada de temperatura entre o evaporador e o condensador em todas as faixas de potência aplicadas, o que indica uma transferência de calor mais eficiente. Na condição de maior potência aplicada, 25 W, o tubo de calor apresentou temperaturas médias de 92,2 °C no evaporador e 81,9 °C no condensador. Além disso, houve uma redução de 15,9 °C na temperatura média do evaporador para a potência de 15 W, representando uma diminuição percentual de 18,8% em relação ao teste de condução pura. Nota-se uma inconsistência nos dados registrados pelo termopar $T_{bat,3}$ (linha amarela), alocado na célula fictícia posicionada no lado C. Verificou-se, ao final do experimento, que o sensor havia se desprendido durante o ensaio. Devido à longa duração dos testes, esse problema só foi identificado posteriormente.

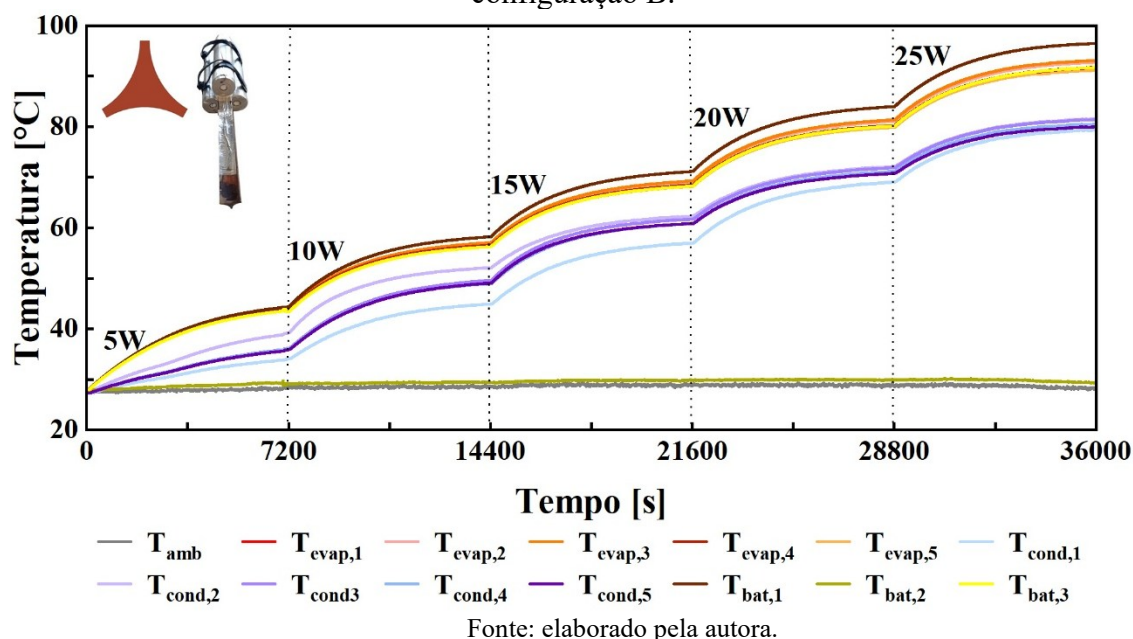
Figura 69 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 25% de etanol na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 70 apresenta os dados obtidos com o dispositivo operando com uma razão de preenchimento de 30%. Observa-se que a diferença entre as temperaturas do evaporador e do condensador voltou a aumentar, indicando deterioração na capacidade de dissipação de calor, causada por excesso de fluido de trabalho nas ranhuras. Apesar disso, os valores da redução de temperatura se mostraram semelhantes aos observados na RP de 25%, com valores de temperatura média do evaporador e condensador de 92,1°C e 80,5°C, respectivamente, para uma potência térmica de 25 W. Além disso, notou-se uma diminuição de 15,7°C na temperatura média do evaporador na potência aplicada de 15 W, o que representa uma redução percentual de 18,6%.

Figura 70 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 30% de etanol na configuração B.



Nos testes do tubo de calor preenchido na razão de 25% e 30%, as discrepâncias nas leituras do termopar $T_{\text{cond},1}$ tornaram-se mais evidentes. Como ilustrado na Figura 36, esse termopar encontra-se posicionado na extremidade do condensador, ou seja, na região mais afastada da fonte de calor, o que favorece uma maior dissipação térmica local. Verifica-se que apenas no último patamar de potência (25 W), o condensador apresentou temperaturas homogêneas em toda a sua extensão. Em potências menores, o vapor não atingia efetivamente a extremidade do tubo de calor.

A Tabela 18 apresenta os valores de redução da temperatura média do evaporador, em relação ao regime de condução térmica pura, para os testes realizados com fluido de trabalho à base de etanol, na configuração B, evidenciando a redução nas temperaturas de operação. Os valores negativos observados em algumas diferenças de temperatura decorrem das incertezas experimentais associadas às medições. Observa-se que, embora as temperaturas iniciais sejam semelhantes, o tubo preenchido com as razões de preenchimento de 25% e 30% demonstraram maior capacidade de transporte de calor nas faixas de potência mais elevadas. Como já mencionado anteriormente, esses resultados indicam que essas duas razões se destacam como potenciais candidatas à condição ideal de operação, o que será mais bem fundamentado por meio da análise do comportamento das curvas das resistências térmicas, apresentadas na Figura 71.

Tabela 18 - Redução da temperatura do evaporador do tubo de calor com etanol, como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração B (B-TC-Etanol).

Potência [W]	Razão de preenchimento [%]			
	15	20	25	30
5	1,6	2,2	-0,13	-0,05
10	7,0	9,0	7,2	7,1
15	13,2	15,1	15,9	15,7
20	-	-	-	-
25	-	-	-	-

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 71 apresenta a comparação das resistências térmicas para diferentes razões de preenchimento, com exceção da RP de 5%, para etanol na configuração B, que apresenta resultados bastante inferiores em relação aos demais dados. O gráfico inserido dentro da Figura 71 apresenta uma ampliação da escala, desconsiderando o valor da resistência térmica do tubo de calor operando somente em condução pura. A RP de 10% foi incluída apenas para ilustrar que seus valores de resistência térmica ultrapassaram 1 K/W em todos os patamares de potência. Porém, mesmo sendo maior do que as outras resistências medidas, ainda é menor do que o tubo de calor em condução pura. Na configuração B, a razão de preenchimento de 30% não apresentou o melhor comportamento térmico no primeiro nível de potência. No entanto, a partir do patamar de 10 W, essa razão passou a demonstrar melhor desempenho, evidenciado por uma redução mais acentuada da resistência térmica.

Conforme pode ser observado, os valores indicativos da melhor razão de preenchimento tornaram-se mais evidentes do que nos testes anteriores, com destaque para as razões de 25% e 30%, que apresentaram desempenhos significativamente melhores. No entanto, a razão de preenchimento de 25% foi selecionada como a mais adequada, por estar dentro da margem de erro dos dados relativos à RP de 30% (ou seja, mesmo desempenho térmico para maiores potências térmicas). Além disso, apresentam uma redução de 83,7% na resistência térmica em comparação ao tubo de calor operando apenas por condução pura, atingindo um valor de $0,41 \pm 0,03$ K/W, para uma potência de 25 W.

Em comparação com a configuração A, onde a partir de RP de 15% resultados satisfatórios já foram atingidos, a configuração B exige mais fluido de trabalho, a partir de RP 25%. Esse acréscimo de 10% pode estar relacionado à necessidade de preenchimento de duas ranhuras com líquido, enquanto na configuração A apenas uma ranhura precisa ser totalmente preenchida e as demais operam no limite mínimo da capacidade de retenção capilar. Apesar disso, a uma potência de 15 W, conforme a Tabela 19, a configuração A se mostrou mais

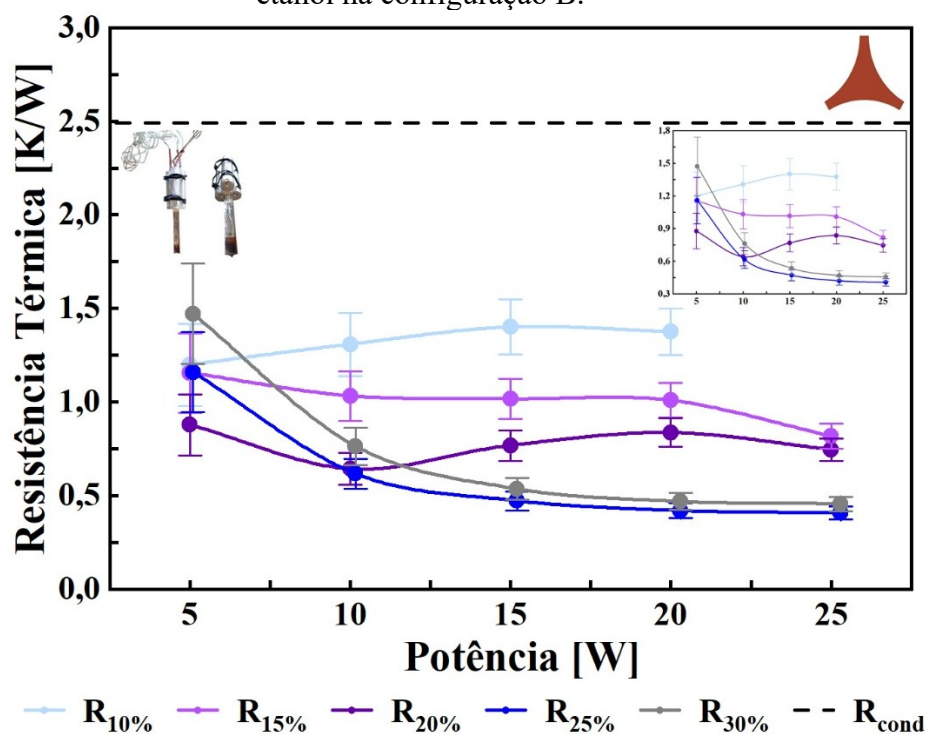
eficiente na transferência de calor, com uma redução de temperatura maior e resistência térmica menor, o que pode ser atribuído a menor quantidade de fluido de trabalho.

Tabela 19 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração A e B para uma potência dissipada de 15 W - etanol.

Configuração	Razão de preenchimento [%]	Redução de temperatura [°C]	Resistência térmica [K/W]
A-TC-Etanol	15	21,4	$0,49 \pm 0,05$
B-TC-Etanol	25	15,4	$0,47 \pm 0,05$

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 71 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de etanol na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

A seguir, são apresentados os resultados obtidos com o preenchimento do tubo de calor utilizando água destilada como fluido de trabalho, mantendo-se a posição B de testes.

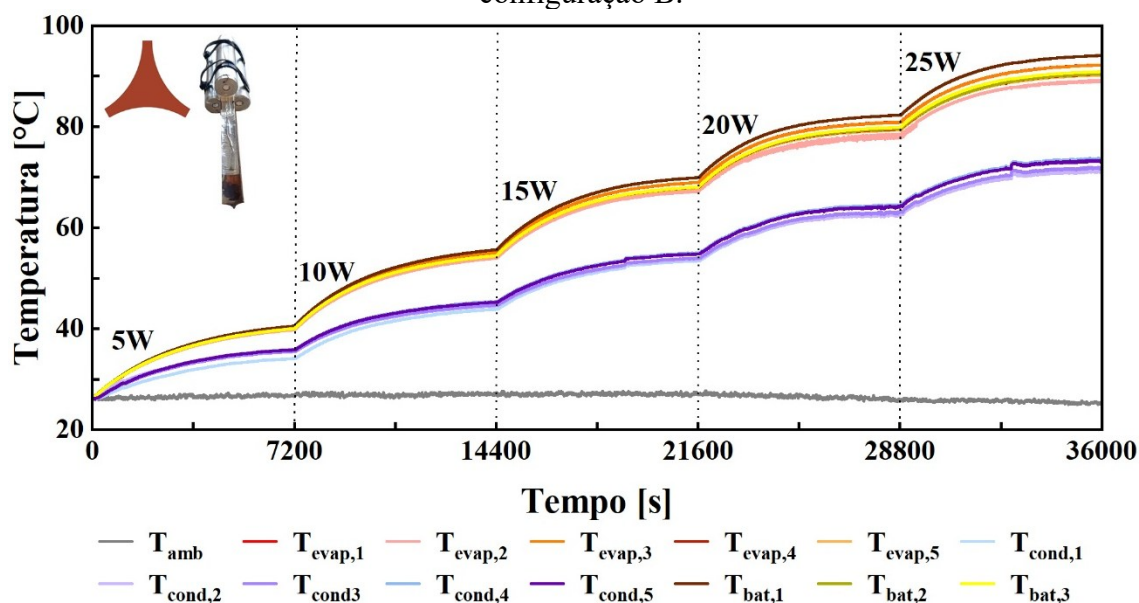
4.3.5 Configuração B - Fluido de Trabalho: Água destilada

Dados são gerados para a configuração B com o tubo preenchido com água em diversas RPs, de 15%, 20%, 25%, 30% e 35% (mostrados nas Figuras 72 a 76, respectivamente). A escolha dos RPs foi feita com base no seguinte critério: considerando

que, durante a operação do tubo de calor, todas as ranhuras atuam em conjunto, havia a possibilidade de que a melhor razão de preenchimento continuasse sendo 25% (Figura 74). Por esse motivo, foram realizados testes adicionais com razões de preenchimento em torno desse valor, de 20% (Figura 73) e 30% (Figura 75), com o objetivo de apurar as conclusões dessa comparação. Além disso, testes com razões de 15% e 35%, apresentados nas Figuras 72 e 76, respectivamente, também foram conduzidos para verificar se realmente o dispositivo com essas RPs, apresentaria sintomas de falta e excesso de líquido respectivamente. Em todos os testes realizados, diferentes níveis de potência na ordem progressiva foram aplicados, durante aproximadamente duas horas em cada patamar, para garantir que o dispositivo alcançasse o regime permanente.

Os dados do teste com RP de 15% de água, cujas curvas de temperatura em função do tempo são apresentadas na Figura 72, mostram que houve uma grande discrepância entre as temperaturas do evaporador e do condensador. Embora, para cada região do tubo, os dados estejam relativamente homogêneos, essa diferença de temperatura acentuada indica uma má distribuição de calor no tubo, sugerindo uma quantidade insuficiente de fluido de trabalho para promover uma transferência térmica eficiente. Apesar dessa limitação, os valores de temperatura permaneceram abaixo de 100 °C e ainda apresentaram desempenho superior ao observado no tubo de calor operando em condução pura, com temperatura média do evaporador e condensador de 90,8°C e 72,3°C, respectivamente, na potência máxima aplicada de 25 W. Além disso, em comparação ao tubo de calor somente em condução pura, a diferença de temperatura média do evaporador, na potência de 15 W, foi de 16,2°C, uma redução de 19,2%.

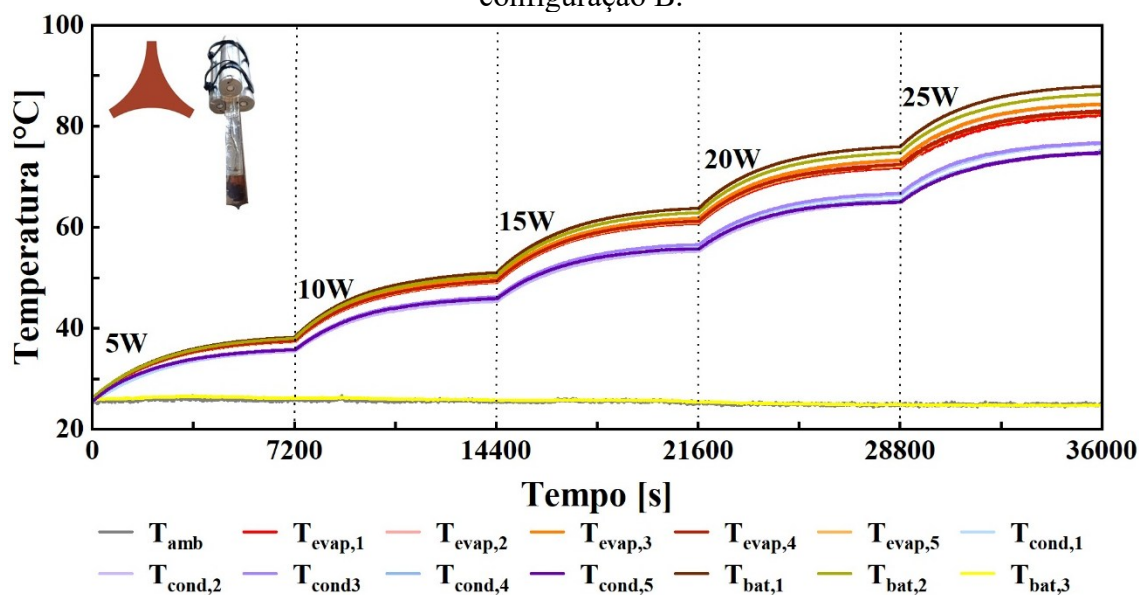
Figura 72 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 15% de água na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

Para a razão de preenchimento (RP) de 20% com água destilada, as curvas de temperaturas da Figura 73 mostram que as temperaturas nas regiões do evaporador e do condensador estão mais próximas entre si do que aquelas observadas para RP de 15%. Esse comportamento indica uma transferência de calor mais eficiente, resultando em um desempenho térmico superior em todos os níveis de potência aplicados. A redução foi significativa: a temperatura média que o evaporador atingiu foi 23,2 °C para uma potência de 15 W, menor do que a obtida por condução pura, representando uma queda de 27,5%, uma diferença de 7,0 °C quando comparada à média do evaporador na RP de 15%. Especificamente, nesse nível de potência (25 W), as temperaturas médias registradas foram de 83,3 °C no evaporador e 75,5 °C no condensador.

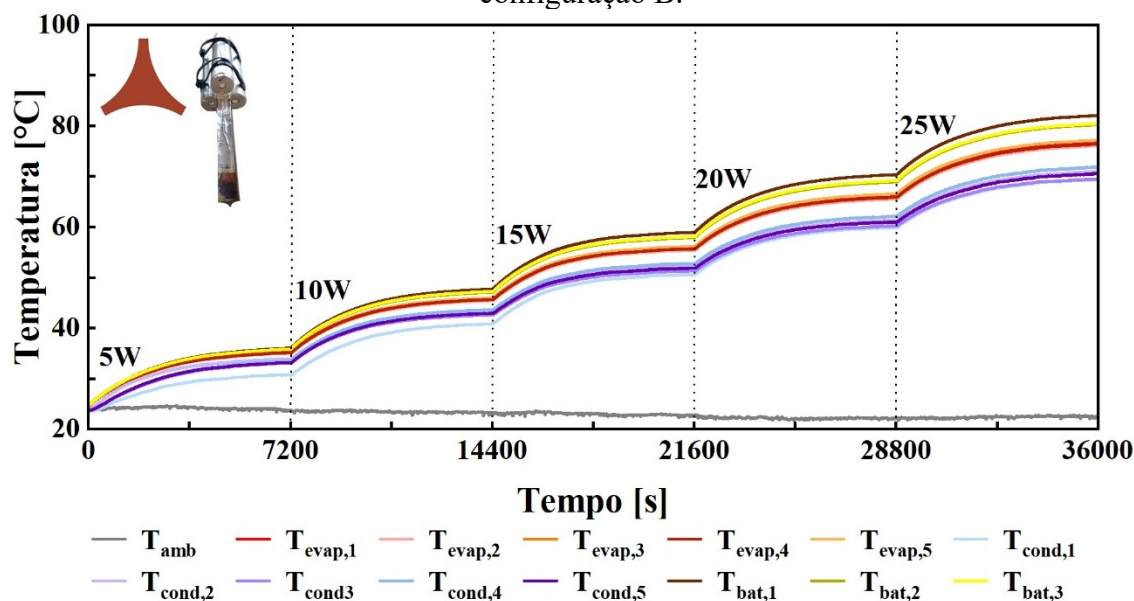
Figura 73 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 20% de água etanol na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

Na Figura 74, observa-se que o tubo de calor preenchido com uma RP de 25 % de água apresentou uma redução de temperatura entre as regiões quando comparada à condução pura, semelhante à obtida com a razão de preenchimento de 20%, embora os termopares acoplados às células fictícias tenham indicado valores ligeiramente maiores. As temperaturas médias do evaporador e condensador, na potência de 25 W, foram de 76,5°C e 70,4°C, respectivamente. Em comparação com o teste de condução pura, houve uma redução de temperatura média do evaporador de 28,7 °C, correspondente a 34,0% para a potência aplicada de 15 W. Em relação ao valor da razão de 20%, essa diferença é de 5,0 °C, o que é considerado relevante para a aplicação em questão. Portanto, a razão de preenchimento de 25% se consolidou como a melhor, conforme já previsto a partir dos testes da configuração A.

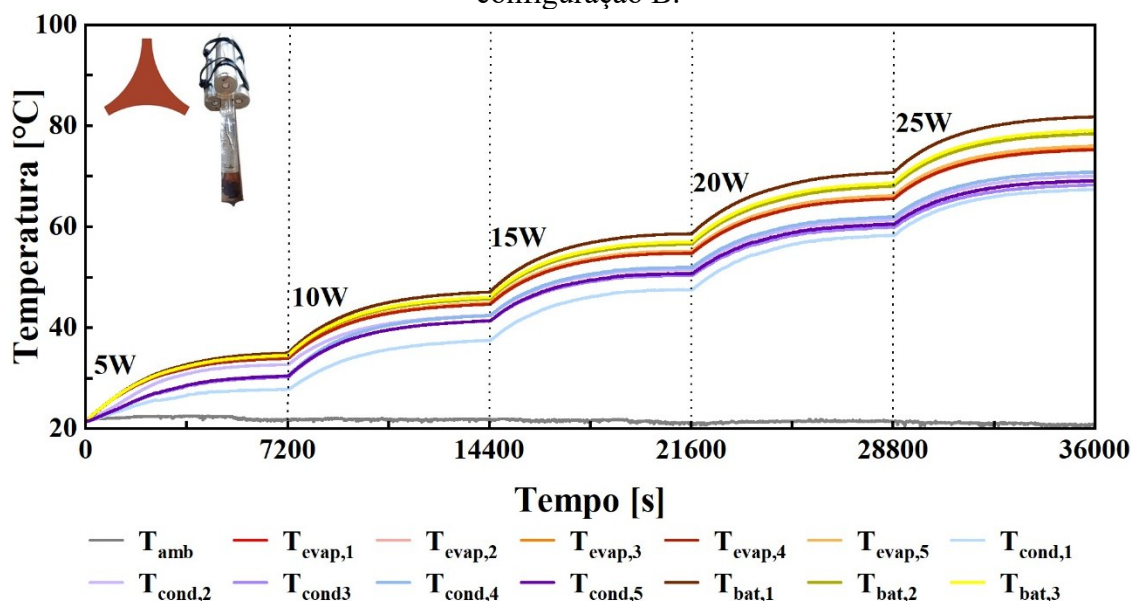
Figura 74 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 25% de água na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 75 apresenta os resultados obtidos para o dispositivo operando com uma razão de preenchimento (RP) de 30%. Como esperado, os valores de temperatura média do evaporador foram bastante semelhantes aos registrados para a RP de 25%. Na potência máxima de 25 W, as temperaturas médias do evaporador e do condensador foram de 75,5 °C e 69,1 °C, respectivamente, uma diferença de apenas 1,0 °C no evaporador e 0,9 °C no condensador em relação à RP de 25%. Em comparação com a condução térmica pura, para uma potência de 15 W, a redução de temperatura observada com a RP de 30% foi de 29,5 °C, correspondendo a uma diminuição de aproximadamente 35,0%. Embora a diferença entre as RPs de 25% e 30% seja pequena, a RP de 30% apresentou uma leve vantagem em desempenho térmico. Considerando que cada grau de redução de temperatura impacta diretamente no funcionamento eficiente de um veículo elétrico, a RP de 30% também surge como candidata à melhor razão de preenchimento para o tubo de calor na configuração B.

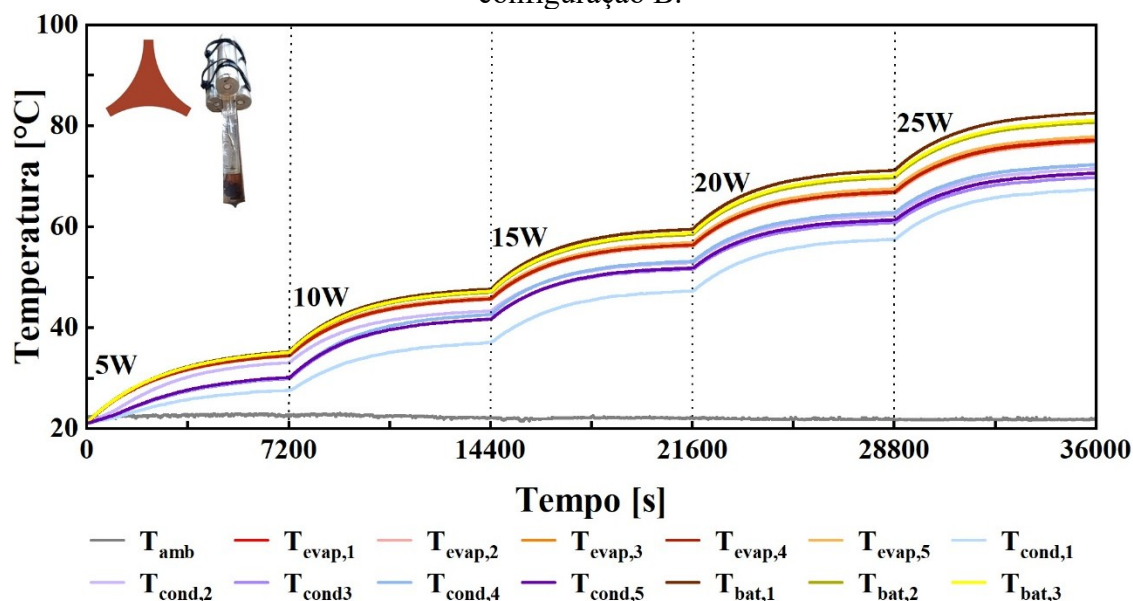
Figura 75 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 30% de água na configuração B.



Embora a razão de preenchimento (RP) de 30% tenha apresentado apenas um pequeno aumento na diferença de temperatura em relação à de 25%, os resultados para o tubo de calor operando com uma RP de 35% (Figura 76) indicaram o início de uma tendência de queda no desempenho térmico. Um exemplo disso é a temperatura média do evaporador, que, para uma potência aplicada de 15 W, atingiu 28,0 °C, um aumento de 1,5°C em comparação ao valor obtido com a RP de 30%, conforme mostrado na Tabela 10. Apesar de os testes terem sido realizados sob condições semelhantes, os resultados da RP de 30% mostraram-se ligeiramente superiores, sugerindo uma maior eficiência na dissipação de calor. Para a RP de 35%, as temperaturas médias do evaporador e do condensador foram de 77,1 °C e 70,3 °C, respectivamente. Além disso, como já comentado, em relação à condução térmica pura, a redução da temperatura média do evaporador foi de 33,2%.

A partir das análises anteriores, observa-se que, com a água como fluido de trabalho na configuração B, as variações de temperatura entre as diferentes razões de preenchimento foram relativamente pequenas. Esse comportamento reforça a ideia de que o tubo de calor proposto não é extremamente sensível a variações moderadas na razão de preenchimento quando se utiliza água, evidenciando sua robustez e tornando esse fluido uma excelente escolha para a aplicação em questão.

Figura 76 - Distribuição de temperaturas do tubo de calor com RP de 35% de água na configuração B.



A Tabela 20 apresenta os valores de redução da temperatura média do evaporador em comparação ao modo de condução pura, para diferentes razões de preenchimento utilizando água destilada, como fluido de trabalho, na configuração B. Observa-se que as razões de preenchimento de 25% e 30% foram, de fato, as mais eficazes, demonstrando as maiores reduções de temperatura em todos os níveis de potência aplicados. Esses resultados indicam um desempenho térmico significativamente superior nessas condições. No entanto, para determinar com precisão a razão de preenchimento ideal, será necessário complementar a análise por meio da avaliação das resistências térmicas, permitindo uma compreensão mais completa da eficiência na transferência de calor em cada caso.

Tabela 20 - Redução da temperatura média do evaporador do tubo de calor com água, como fluido de trabalho, em relação condução pura na configuração B (B-TC-Água).

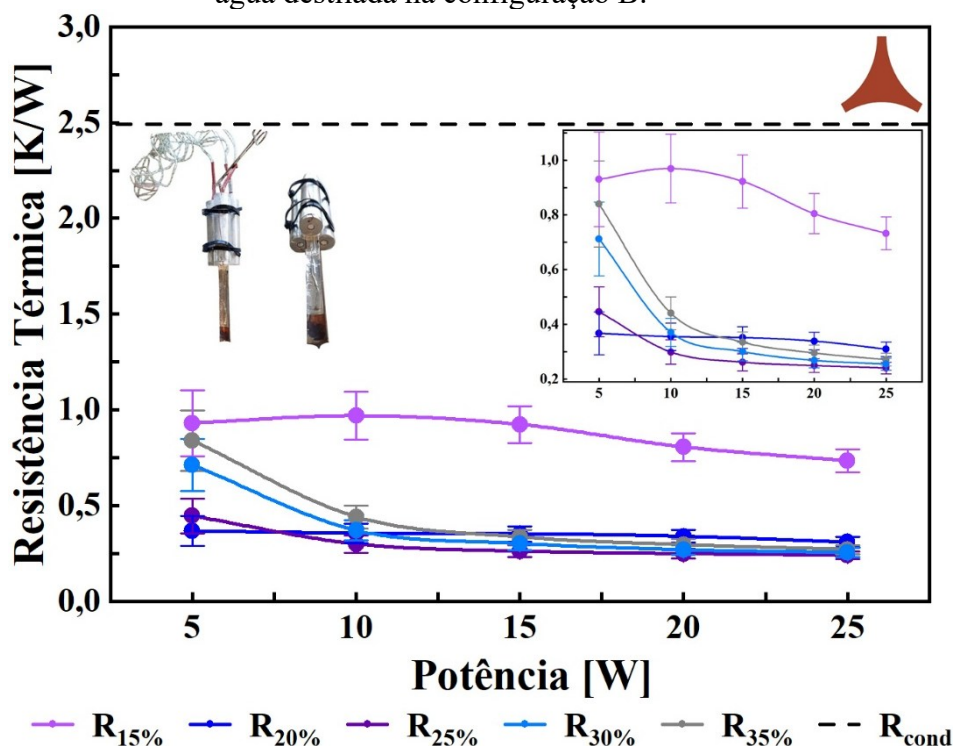
Potência [W]	Razão de preenchimento [%]				
	15	20	25	30	35
5	3,6	6,2	8,6	9,8	9,3
10	9,2	14,4	18,1	19,0	18,0
15	16,2	23,2	28,7	29,5	28,0
20	-	-	-	-	-
25	-	-	-	-	-

Fonte: elaborado pela autora.

Conforme apresentado na Figura 77, as resistências térmicas obtidas para as razões de preenchimento de 25% e 30% foram bastante semelhantes para os diferentes níveis de potência aplicados, principalmente na potência de 20 W, com valores de $0,24 \pm 0,02$ K/W para 25% e $0,25 \pm 0,02$ K/W para 30%. Embora os valores passem a convergir a partir da potência de 10 W, observa-se que o início de operação dos tubos de calor (*start-up*) para a razão de 30% foi mais lento, dificultado pela maior quantidade de fluido de trabalho, retardando a sua estabilização. Apesar da diferença entre as resistências térmicas ao longo dos patamares ser quase insignificante e a temperatura média do evaporador ter sido menor, a razão de 30% não foi selecionada como ideal devido aos maiores erros experimentais observados principalmente nos primeiros níveis de potência aplicados, evidenciando menor estabilidade inicial. O gráfico inserido dentro da Figura 77 apresenta uma ampliação da escala, desconsiderando o valor da resistência térmica do tubo de calor operando somente em condução pura.

Em comparação à condução pura (linha preta pontilhada), a razão de preenchimento de 25% (linha roxo escuro) apresentou uma redução de 90,4% na resistência térmica, maior valor de redução dentre todos os testes realizados. Esse resultado reforça, mais uma vez, o potencial da água como fluido de trabalho, especialmente quando associada à configuração geométrica e ao material do tubo de calor utilizado. Tais características demonstram que o tubo em análise é altamente promissor para aplicações em sistemas de gerenciamento térmico de baterias de íons de lítio em veículos elétricos.

Figura 77 - Resistência térmica do tubo de calor com diferentes razões de preenchimento de água destilada na configuração B.



Fonte: elaborado pela autora.

Ao comparar os resultados obtidos com água destilada e etanol para a configuração B como fluidos de trabalho, observa-se que o uso de água proporciona uma maior estabilidade térmica, sendo menos sensível às variações nas razões de preenchimento. Esse comportamento contrasta com o observado nos testes com etanol, onde o desempenho térmico do dispositivo se mostrou muito sensível a pequenas alterações (de apenas 5%) na razão de preenchimento. Essa sensibilidade pode ser atribuída à natureza do etanol, que possui uma resposta mais rápida às mudanças de fase, tornando o sistema mais dependente de uma razão de preenchimento precisa para manter sua eficiência. Apesar dessas diferenças, ambos os fluidos apresentaram excelente desempenho para a mesma razão de preenchimento de 25% na configuração B, confirmando a consistência dos resultados e a viabilidade dessa configuração para aplicações em gerenciamento térmico de baterias.

Analisando apenas o fluido de trabalho água destilada, em comparação com a configuração A, a uma potência de 15 W, conforme a Tabela 21, a configuração B se mostrou mais eficiente na transferência de calor, com uma redução de temperatura maior e resistência térmica menor. Essa condição reforça a teoria da interação entre geometria, material do tubo de calor e fluido de trabalho contribuir significativamente para o desempenho térmico mais eficiente do tubo de calor.

Tabela 21 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração A e B para uma potência dissipada de 15 W - água destilada.

Configuração	Razão de preenchimento [%]	Redução de temperatura [°C]	Resistência térmica [K/W]
A-TC-Água	25	26,5	$0,43 \pm 0,04$
B-TC-Água	25	28,7	$0,26 \pm 0,03$

Fonte: elaborado pela autora.

Comparando-se aos resultados obtidos com o fluido etanol na sua melhor razão de preenchimento (25%), observa-se que a água destilada, na razão de 25%, proporciona uma redução de temperatura maior, com uma diferença de 15,8°C para o evaporador e 11°C para o condensador, sob a potência máxima aplicada de 25 W. Dessa forma, na configuração B, o fluido de trabalho mais eficaz é a água destilada. Essa conclusão é reforçada pelos valores de resistência térmica, que, a 25 W, foram menores com o dispositivo operando com água, com em comparação ao etanol, conforme Tabela 22.

Tabela 22 - Comparação das resistências térmicas obtidas na configuração B para uma potência dissipada de 25 W.

Configuração	Resistência térmica [K/W]
B-TC-Etanol	$0,41 \pm 0,03$
B-TC-Água	$0,24 \pm 0,02$

Fonte: elaborado pela autora.

No intervalo de operação típico das células, quando submetidas a uma corrente de 30 A (equivalente a uma taxa de descarga de 2C), a potência dissipada é aproximadamente 13 W. Considerando os dados obtidos a 15 W, Tabela 23, é possível concluir que a água destilada apresentou melhor desempenho em relação ao fluido de trabalho etanol, tanto pela redução de temperatura quanto pela resistência térmica menor.

Tabela 23 - Comparação das resistências térmicas e redução de temperatura obtida na configuração B para uma potência dissipada de 15 W.

Configuração	Redução de temperatura [°C]	Resistência térmica [K/W]
B-TC-Etanol	15,9	$0,47 \pm 0,05$
B-TC-Água	28,7	$0,26 \pm 0,03$

Fonte: elaborado pela autora.

Após todos os testes realizados, conclui-se que as melhores razões de preenchimento são: 15% para o etanol na configuração A (A-TC-Etanol), 25% para a água destilada na

configuração A (A-TC-Água), 25% para o etanol na configuração B (B-TC-Etanol) e 25% para a água destilada na configuração B (B-TC-Água).

Como mencionado anteriormente, atribui-se o aumento da razão de preenchimento ideal para o fluido de trabalho etanol da configuração A para B à necessidade de preenchimento mais efetivo das ranhuras com líquido. Esse comportamento difere do observado com a água destilada, onde a mesma razão de preenchimento atendia à ambas as configurações (A e B). Como a água tem uma maior tensão superficial, sua capacidade de molhar o material do tubo (cobre) é maior, não necessitando de mais volume de fluido. Como o etanol tem menor tensão superficial, mais fluido é necessário para preencher as duas ranhuras da configuração B. Além disso, essa característica do etanol reduz a capacidade de ação capilar das ranhuras em comparação à água.

A partir desses resultados, foram realizados testes adicionais em situações reais de operação em veículos elétricos, onde o tubo de calor na configuração ideal foi acoplado a três células de íons de lítio conectadas em série, com o objetivo de simular uma condição real de operação. Essa etapa teve como finalidade avaliar o desempenho térmico do sistema na aplicação prática que motivou o presente trabalho.

4.4 INTEGRAÇÃO DO TUBO DE CALOR A CÉLULAS REAIS DE UMA BATERIA

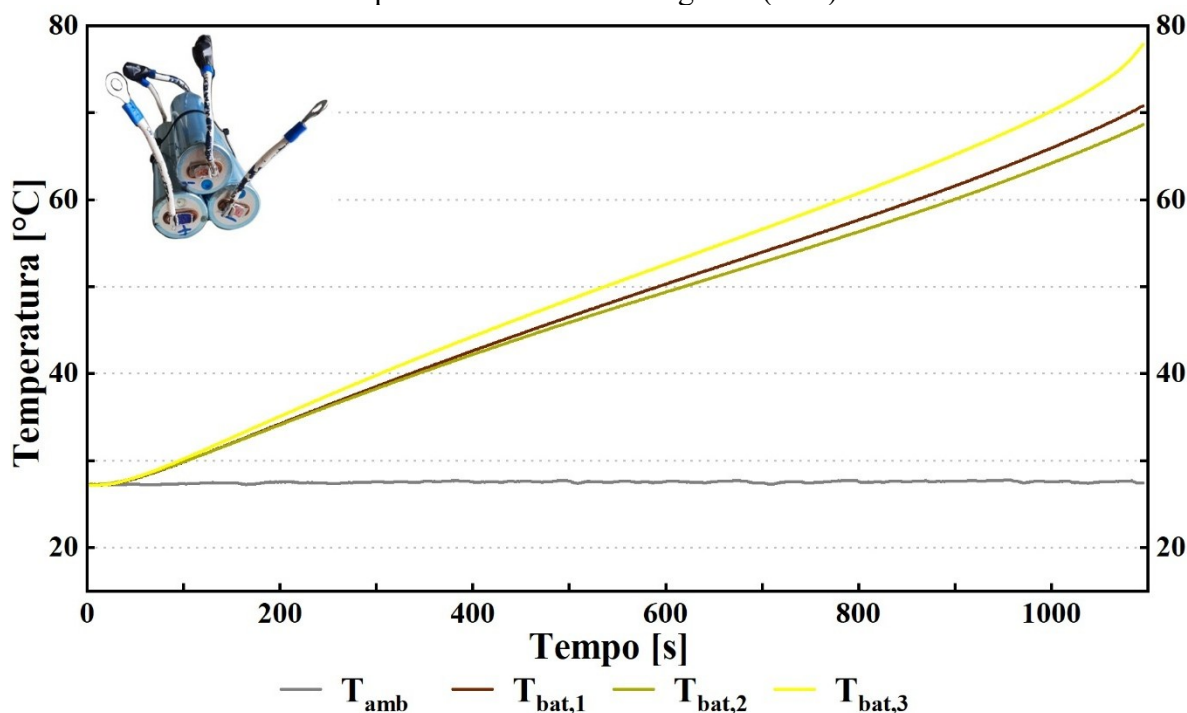
A Figura 78 apresenta o comportamento térmico das três células conectadas em série, em um gráfico de temperatura em função do tempo, em um arranjo igual ao encontrado em uma aplicação real em um carro elétrico, durante o procedimento de descarga de 30A (2C), sem nenhum sistema de dissipação térmica. Nesses testes, as células foram testadas dentro de uma caixa isolada termicamente do ambiente, conforme mostrado na Figura 25. A escolha dessa corrente baseia-se em observações experimentais descritas anteriormente, onde constatou-se que é na descarga com correntes de 30 A onde se observa os maiores aumentos de temperatura das células. Assim, a eficiência no uso de tubos de calor na redução das temperaturas das células fica mais evidente nessa condição de operação.

Nos testes realizados nessa seção, os termopares $T_{bat,1}$, $T_{bat,2}$ e $T_{bat,3}$ estão fixados na superfície das células de íons de lítio reais e não dentro das células fictícias como nos testes anteriores. Vale lembrar que, de acordo com Bernagozzi et al. (2021), as temperaturas das células devem permanecer abaixo de 50 °C para garantir um desempenho aceitável, e abaixo de 60 °C como limite de segurança operacional. Na presente seção, será adotado o valor de

referência de 60 °C (abaixo dos 100°C adotados anteriormente nos estudos dos tubos de calor), para o limite máximo aceitável para o funcionamento seguro do sistema.

Como mostra a Figura 78, durante a descarga de 30 A de três células de íons de lítio conectadas em série, as temperaturas aumentaram a uma taxa de variação praticamente constante ao longo de 1095 segundos, atingindo os valores máximos de 71 °C para o termopar $T_{bat,1}$, 69 °C para o $T_{bat,2}$ e 78 °C para o $T_{bat,3}$. Nesse teste, todas as células ficaram acima do limite operacional de 60°C pré-estabelecido. Observa-se que a temperatura registrada pelo termopar 3 é a mais elevada, mudando a sua taxa de aquecimento nos instantes finais de teste, o que pode indicar o início da falha desta célula. A célula não foi substituída intencionalmente, com o objetivo de demonstrar de forma mais evidente a redução de temperatura promovida por um sistema de gerenciamento térmico eficaz. Essa estratégia reforça a importância desse tipo de sistema para evitar acidentes mais graves, aumentando a segurança e reduzindo riscos de explosões, por exemplo.

Figura 78 - Distribuição de temperaturas teste D-pilhas com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A).



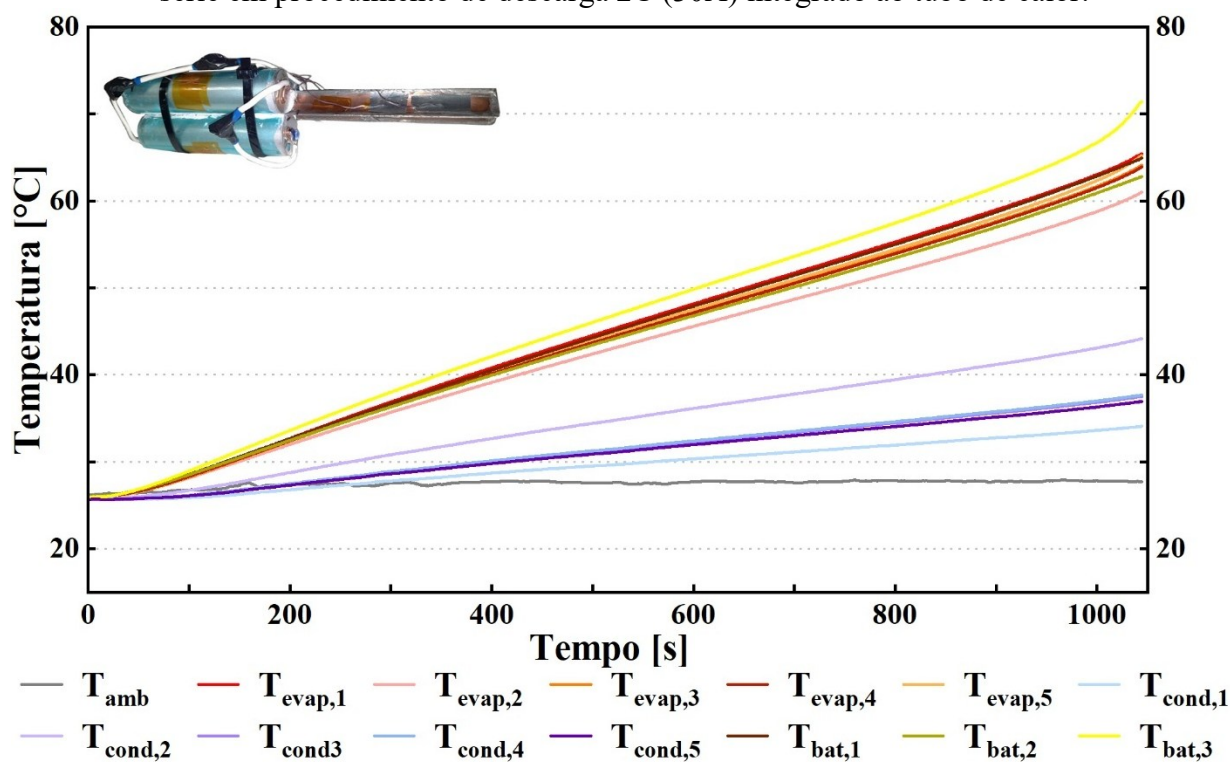
Fonte: elaborado pela autora.

Na sequência, um teste com as células acopladas ao tubo de calor operando por condução pura, ou seja, sem fluido de trabalho, também foi executado, cujas curvas de temperatura em função do tempo são apresentadas na Figura 79. Observa-se que curvas de

temperatura mantêm comportamentos semelhantes aos da Figura 78, porém com uma redução da taxa de variação (angulação da inclinação da curva) em relação ao teste realizado sem nenhum sistema de dissipação.

No teste com o tubo de calor operando apenas por condução (C-TC-Condução), já é possível notar uma redução nos valores máximos de temperatura, que atingiram 65 °C para o termopar $T_{bat,1}$, 63°C para o $T_{bat,2}$ e 71 °C para o $T_{bat,3}$, indicando que a simples presença do tubo de calor mesmo sem fluido de trabalho já contribui para a dissipação térmica, visto que houve uma redução de 8,4%, 8,7% e 9,0% nos valores das máximas temperaturas. Porém, todas essas máximas temperaturas ficaram acima do limite de 60°C. É possível observar uma diferença significativa entre as temperaturas da região do evaporador e do condensador, o que indica que, apesar da melhora no controle térmico, o sistema ainda não apresenta uma dissipação de calor eficiente.

Figura 79 – Distribuição de temperaturas teste C-TC-Condução com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor.



Fonte: elaborado pela autora.

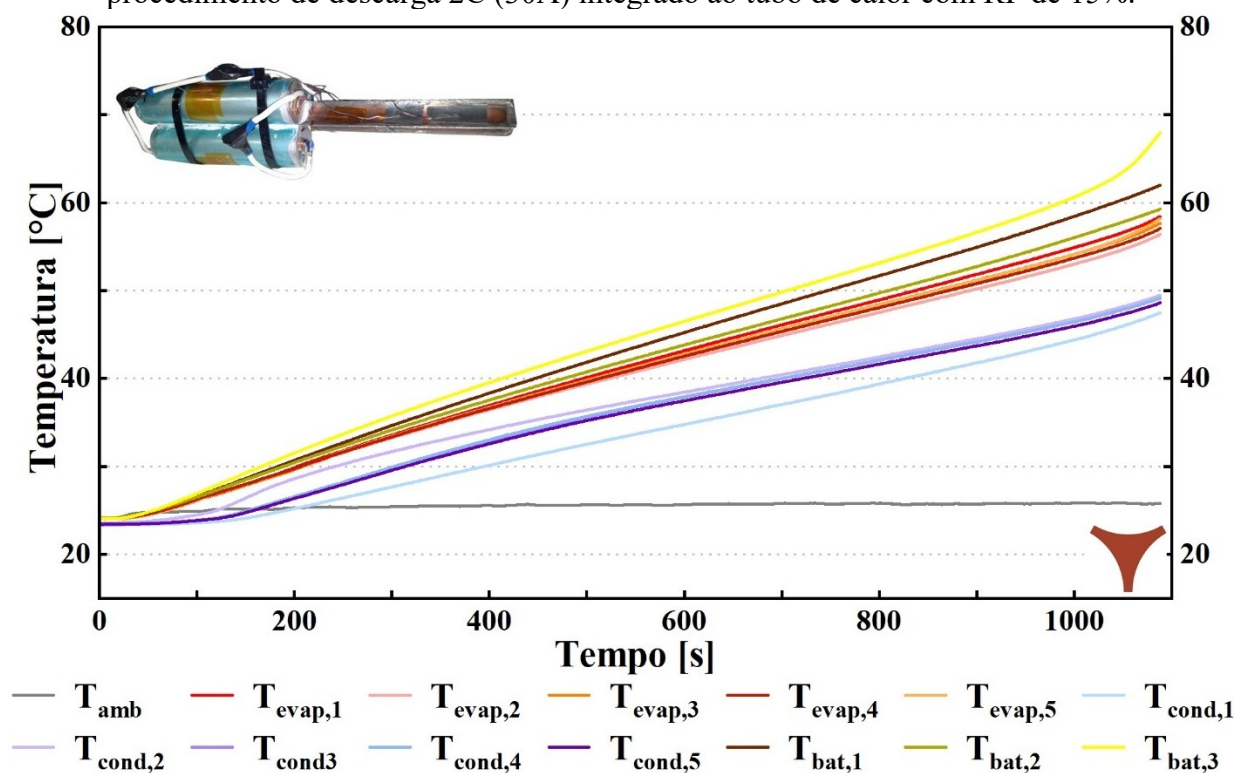
Os testes do tubo de calor integrado com três células reais de íons de lítio conectadas em série, sob uma taxa de descarga de 30A (2C), considerada a condição mais crítica em relação à temperatura, foram realizados. Esses tubos foram preenchidos com as melhores

razões de preenchimento identificadas anteriormente. As Figuras 80, 81, 82 e 83 apresentam, respectivamente, os perfis de temperatura ao longo do procedimento de descarga para os testes A-TC-Etanol, A-TC-Água, B-TC-Etanol e B-TC-Água, ou seja, nas duas posições de operação e com os dois fluidos de trabalho. Para demonstrar a melhoria na troca térmica promovida pelos tubos de calor em operação, será discutida exclusivamente a redução das temperaturas nas células de baterias de íons de lítio. Essa abordagem permite evidenciar de forma direta a eficácia do sistema de dissipação térmica sob condições de aplicação real.

Para a configuração A-TC-Etanol com RP 15%, apresentada na Figura 80, as temperaturas máximas registradas nas células foram de 62 °C para o termopar $T_{bat,1}$, 59 °C para o $T_{bat,2}$ e 68 °C para o $T_{bat,3}$. Esses valores correspondem a reduções de 12,7%, 14,5% e 12,8%, respectivamente, em relação à condição de referência com 3 células sozinhas. Além disso, uma das células permaneceu abaixo do limite operacional estabelecido, o que evidencia que o tubo de calor como proposta de redução de temperatura é eficaz.

É possível observar uma diferença no comportamento das baterias reais em relação às fictícias, uma vez que as primeiras não entram em regime permanente, conforme já discutido na seção sobre carga e descarga de baterias de íons de lítio. O tubo de calor, por sua vez, que atinge rapidamente o regime permanente, pode responder de forma quase instantânea a condições variáveis de temperatura em sua superfície (no caso uma temperatura elevada da célula com a qual está em contato). No presente teste também se observa uma redução na diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador, em contraste com o comportamento verificado para o tubo de calor vazio. Esse resultado indica uma transferência de calor mais eficiente devido à presença do fluido de trabalho.

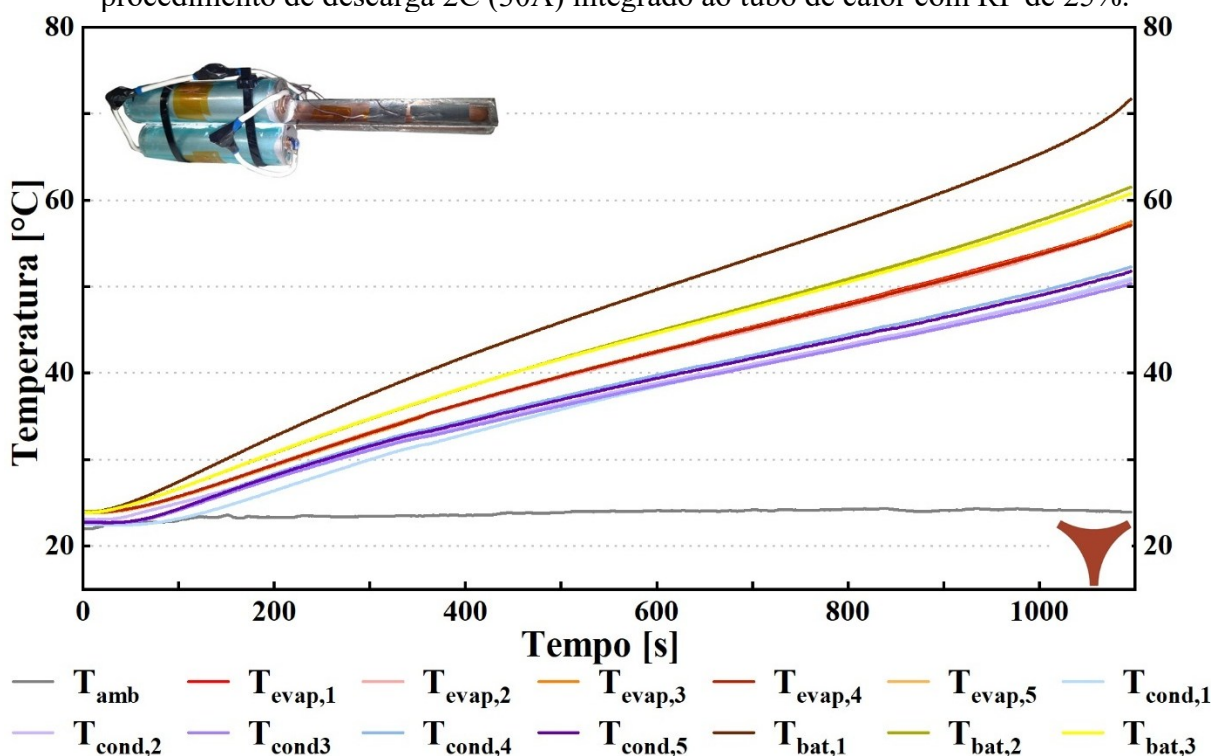
Figura 80 - Distribuição de temperaturas A-TC-Etanol com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 15%.



Fonte: elaborado pela autora.

Para a configuração A-TC-Água, apresentada na Figura 81, as temperaturas registradas nas células foram de 61 °C para o termopar $T_{bat,1}$, 61 °C para o $T_{bat,2}$ e 72 °C para o $T_{bat,3}$. Esses valores representam reduções de 14,1%, 11,6% e 7,7%, respectivamente, em comparação com a condição de descarga das 3 células sozinhas. No presente teste, todas as células ficaram acima do limite operacional estabelecido de 60°C, mas quando comparados à configuração A-TC-Etanol, indicam uma melhoria com a troca do fluido de trabalho.

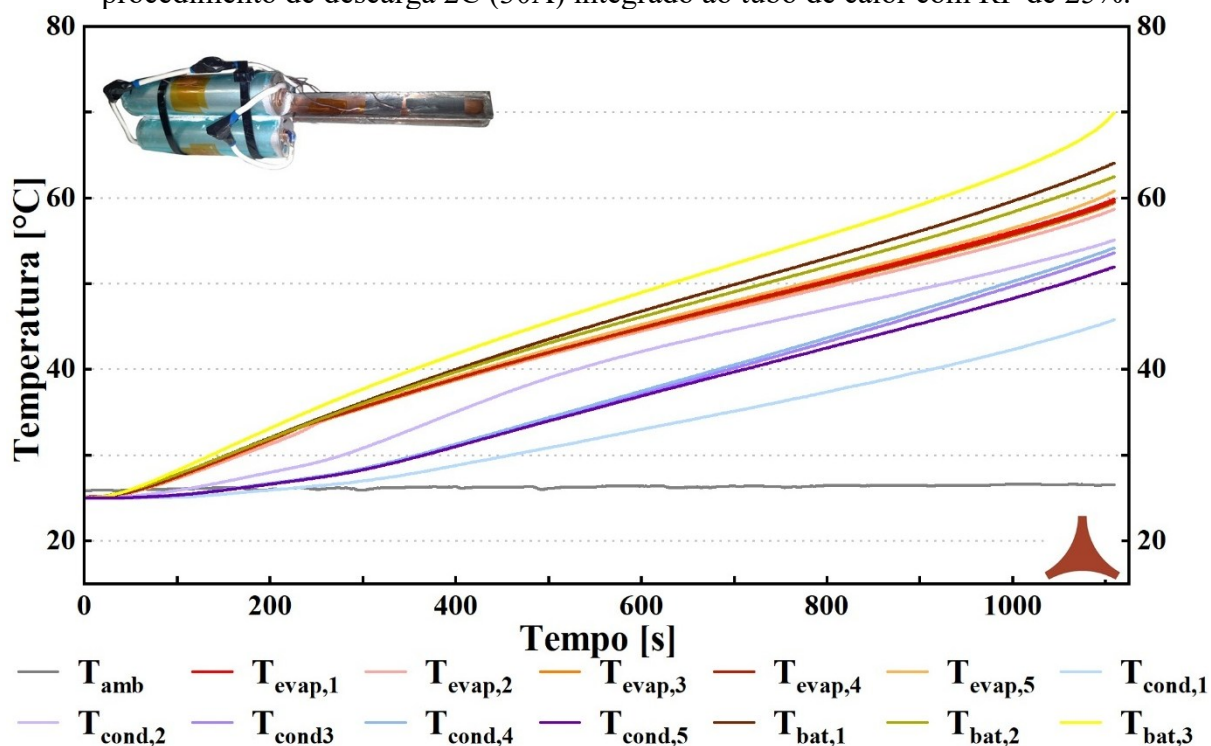
Figura 81 - Distribuição de temperaturas A-TC-Água com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 25%.



Fonte: elaborado pela autora.

Para a configuração B-TC-Etanol, apresentada na Figura 82, as temperaturas máximas registradas nas células foram de 64 °C para o termopar $T_{bat,1}$, 62 °C para o $T_{bat,2}$ e 70 °C para o $T_{bat,3}$. Esses valores representam reduções de 9,8%, 10,1% e 10,2%, respectivamente, em comparação com a condição de descarga das 3 células sozinhas. Todas as células ficaram acima do limite operacional de 60°C. Observa-se que, nesta posição, as temperaturas tanto do evaporador quanto do condensador apresentaram uma maior dispersão. A partir deste teste, nota-se que, com o fluido etanol, ocorre uma variação mais acentuada nas temperaturas, especialmente no termopar $T_{cond,1}$, localizado na extremidade do condensador, diretamente sob a ação do ventilador, onde se verifica uma redução mais significativa da temperatura em comparação à água destilada. Essa diferença pode ser justificada pelas propriedades termofísicas da água, como sua alta capacidade térmica, que permite absorver mais energia sem sofrer grandes variações de temperatura, além de seu maior calor latente de vaporização, que contribui para um comportamento térmico mais estável.

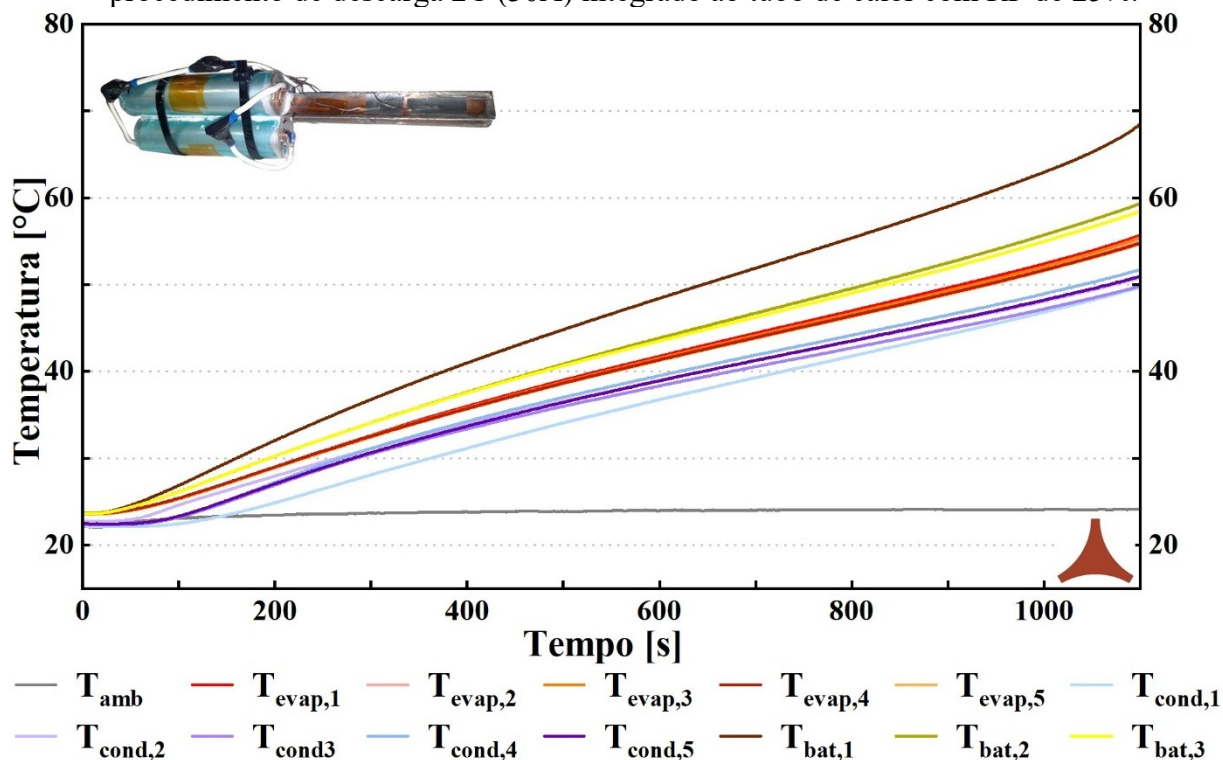
Figura 82 - Distribuição de temperaturas B-TC-Etanol com 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 25%.



Fonte: elaborado pela autora.

Para a configuração B-TC-Água, apresentada na Figura 83, as temperaturas máximas registradas nas células foram de 60 °C para o termopar $T_{bat,1}$, 59 °C para o $T_{bat,2}$ e 70 °C para o $T_{bat,3}$. Esses valores representam reduções de 15,5%, 14,5% e 10,2%, respectivamente, em comparação com a condição de descarga das 3 células sozinhas. No presente teste, duas células ficaram dentro do limite operacional de 60°C.

Figura 83 – Distribuição de temperaturas B-TC-Água das 3 células conectadas em série em procedimento de descarga 2C (30A) integrado ao tubo de calor com RP de 25%.



Fonte: elaborado pela autora.

Ao analisar os dados obtidos, observa-se que a menor variação de temperatura entre o evaporador e o condensador ocorreu no teste com água destilada como fluido de trabalho. Essa redução na diferença de temperatura indica uma maior eficiência no processo de transferência de calor, sugerindo que a água estabelece uma interação mais adequada com a estrutura interna do tubo de calor. Um dos fatores que contribuem para esse desempenho é a ação capilar mais eficiente proporcionada pela água, especialmente em superfícies ranhuradas, o que favorece o retorno do fluido condensado ao evaporador de forma mais constante e eficaz. Como resultado, o ciclo térmico tende a se estabilizar com maior facilidade. Contudo, apesar dessa estabilidade, a água destilada apresentou uma resposta mais lenta em comparação ao etanol (configuração A-TC) quando se analisou o termopar $T_{bat,3}$, posicionado na célula com maior variação de temperatura, possivelmente danificada. Essa diferença pode ser atribuída às propriedades termofísicas distintas dos fluidos: enquanto a água possui maior capacidade térmica e calor latente de vaporização, o etanol responde mais rapidamente a mudanças de temperatura, devido à sua menor massa térmica e menor calor específico.

As diferenças das temperaturas máximas de operação das três células durante o procedimento de descarga utilizando tubo de calor são comparadas às células operando isoladamente na Tabela 24, para cada teste.

Tabela 24 - Diferença de temperatura entre as células isoladas e nas configurações testadas.

Teste	$T_{bat,1}$ [°C]	$T_{bat,2}$ [°C]	$T_{bat,3}$ [°C]	$T_{bat,média}$ [°C]
A-TC-Etanol	9	10	10	9,7
A-TC-Água	10	8	6	8,0
B-TC-Etanol	7	7	8	7,3
B-TC-Água	11	10	8	9,7
C-TC-Condução	6	6	7	6,3

Fonte: elaborado pela autora.

Quanto aos fluidos de trabalho, os testes em condição real indicaram que o tubo de calor preenchido com etanol apresentou maior influência na temperatura medida pelo termopar $T_{bat,3}$, onde foram medidos os maiores picos de temperatura. Esse desempenho superior pode ser atribuído ao tempo de resposta mais rápido do etanol durante o processo de ebulição, o que o torna especialmente útil em situações críticas, como quando a bateria se encontra em condições comprometidas. No entanto, a água destilada também demonstrou desempenho notável, apresentando reduções de temperatura ainda mais significativas nas células correspondentes aos termopares $T_{bat,1}$ e $T_{bat,2}$, quando comparadas ao etanol.

Ao analisar os resultados por configuração, observa-se que, na Configuração A, o fluido de trabalho que apresentou melhor resultado foi o etanol, mesmo com desempenhos térmicos similares para $T_{bat,1}$ e $T_{bat,2}$. Já na Configuração B, a água destilada destacou-se como o fluido de trabalho mais eficiente. Essa superioridade pode ser atribuída à sua melhor interação com as ranhuras internas do sistema nessa disposição, favorecendo a circulação do fluido e a transferência de calor.

Em todos os testes realizados, a diferença de temperatura entre as células permaneceu inferior a 2 °C, o que, conforme destacado por Bernagozzi et al. (2021) é de suma importância para a vida útil das baterias, comprovando a eficiência do tubo de calor na uniformização térmica entre as células, independentemente do fluido de trabalho ou da configuração utilizada.

Embora, em alguns casos, as temperaturas tenham ultrapassado os 60 °C, valor que não é recomendado para garantir a segurança do operador e a preservação da vida útil das células, observou-se uma redução significativa com o uso do tubo de calor. As médias de

redução de temperatura nas baterias foram de 6,3 °C para o teste C-TC-Condução, 9,7 °C para o A-TC-Etanol, 8,0 °C para o A-TC-Água, 7,3 °C para o B-TC-Etanol e 9,7 °C para o B-TC-Água (ver Tabela 23).

Mesmo reduções em torno de 6 °C, ainda que não garantam o atingimento imediato da faixa ideal (50 °C) ou do limite de segurança (60 °C), representam um avanço promissor. Esses resultados indicam que, com ajustes e melhorias em pontos específicos do sistema, é possível alcançar um desempenho térmico ainda mais eficiente, contribuindo para a segurança e a durabilidade das células.

Quando considerada em maior escala, essa redução pode ser ainda mais relevante: ao ser aplicada a um conjunto maior de células, como os arranjos encontrados em veículos elétricos, pode-se esperar uma diminuição da média das temperaturas máximas ainda maior, devido ao fato de que o confinamento reduz as perdas térmicas para o ambiente e o tubo de calor passa operar com maiores potências e, portanto, em melhores condições (menores resistências térmicas) como se pode observar nas Figuras 71 e 77. Esse fato evidencia o potencial da tecnologia proposta para aplicações práticas em sistemas de armazenamento de energia, contribuindo para maior segurança, durabilidade e eficiência térmica de baterias elétricas.

O tubo de calor com geometria inovadora, para dispositivos de larga escala, demonstrou excelente desempenho térmico, validando o design proposto. A geometria com ranhuras internas mostrou-se eficaz na promoção da capilaridade e na condução eficiente do fluido de trabalho, na posição horizontal, condição muitas vezes desafiadora para esse tipo de dispositivo. Isso comprova a aplicabilidade do projeto em situações reais.

Ainda, embora o transporte de calor do evaporador até o condensador tenha sido altamente eficiente, observa-se que há espaço para melhorias no processo de dissipação térmica na região do condensador. Otimizações desse processo de troca de calor, como o aprimoramento do contato térmico com dissipadores, uso de aletas ou aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada, podem resultar em reduções ainda maiores nas temperaturas de operação das baterias elétricas, elevando o desempenho global do sistema.

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho, foi proposto um tubo de calor inovador para o gerenciamento térmico de baterias de íons de lítio utilizadas em veículos elétricos. A escolha do tipo de bateria influencia diretamente a definição da geometria do tubo de calor, um componente essencial para a dissipação eficiente do calor gerado durante a operação dessas baterias. No presente projeto, foram selecionadas baterias cilíndricas com tensão nominal de 3,6 V para a realização dos estudos. As baterias foram então analisadas sob diversas condições operacionais, simulando ciclos de carga e descarga com diferentes níveis de corrente aplicada.

Em veículos elétricos convencionais, a corrente durante o uso diário pode atingir até 50 A, valor controlado pelo sistema de gerenciamento da bateria. Mesmo dentro desses parâmetros considerados ideais, as temperaturas das baterias podem ultrapassar 60 °C, ultrapassando os limites recomendados para segurança e vida útil da bateria. Temperaturas elevadas comprometem a vida útil das baterias e representam um risco para todo o módulo, podendo causar falhas que geram altos custos de manutenção e aumento do lixo eletrônico, uma vez que, no mercado de veículos elétricos, adota-se o procedimento de descartar um conjunto inteiro em que uma ou poucas baterias apresentem deficiências, gerando um impacto no ambiente contrário ao principal objetivo dos veículos elétricos, que é a sustentabilidade ambiental.

A partir da caracterização térmica realizada, conclui-se que as células da bateria aumentam significativamente de temperatura durante o processo de descarga, enquanto se mantêm mais estáveis durante o carregamento normal. O problema potencial surge quando a bateria é submetida a descargas muito rápidas, como ao subir uma ladeira íngreme ou ao dirigir em alta velocidade. A recarga rápida também representa desafios semelhantes, pois exige correntes elevadas, provocando um aumento quase instantâneo da tensão. Isso ocorre devido às reações químicas rápidas nas células de íons de lítio, o que impacta diretamente na temperatura de operação da bateria.

No presente estudo, observou-se um aumento significativo de temperatura quando a bateria está no final de sua vida útil, tanto durante o carregamento quanto durante a descarga. Isso destaca os riscos associados ao uso de baterias de íons de lítio em veículos elétricos. Uma solução viável para esses resultados é a implementação de tubos de calor, que, além de prolongar a vida útil da bateria, também reduz significativamente os riscos relacionados ao aumento de temperatura, facilitando uma transferência de calor mais eficiente.

Para comprovar essa eficiência, foi desenvolvido um tubo de calor com seção transversal composta por três superfícies convexas curvas, formando ranhuras nos vértices. Esse design foi projetado especificamente para se ajustar ao espaço entre as células, com o objetivo de extrair o calor do interior da bateria. A partir disso, foram realizadas análises em duas configurações distintas, denominadas A e B, considerando que, no interior da bateria, existem duas possíveis posições para a instalação do tubo de calor. Ressalta-se que essa geometria é específica para o modelo de bateria analisado neste estudo, podendo ser ajustada em outras aplicações, conforme a necessidade. Para garantir a repetibilidade e controle das condições experimentais, foi construído um túnel de vento, capaz de manter vazão e velocidade de ar constantes ao longo de todos os testes ($1,34 \text{ m}^3/\text{s}$ e $2,24 \text{ m/s}$). No total, foram realizados 47 experimentos, com o objetivo de compreender o comportamento térmico das células e avaliar a eficiência do tubo de calor nas diferentes configurações, tanto com células fictícias quanto reais.

A primeira etapa deste trabalho consistiu na análise do comportamento térmico de baterias de íons de lítio. Para isso, foram realizados testes de carga e descarga, aplicando diferentes correntes elétricas: 5 A, 10 A, 15 A e 30 A, correspondentes a taxas C-rate de 0,33 C, 0,67 C, 1 C e 2 C, respectivamente. Durante o processo de carga, a maior temperatura registrada em uma célula saudável foi de $39,8^\circ\text{C}$, valor inferior ao limite operacional estabelecido de 50°C (sendo 60°C o limite para segurança do usuário e vida útil da célula). Em outro ensaio, com seis células conectadas em paralelo (6 A por célula), uma delas atingiu $55,6^\circ\text{C}$, evidenciando o alcance do limite operacional e indicando o início da degradação da sua vida útil. Por outro lado, no processo de descarga, observou-se um comportamento térmico mais crítico. A temperatura de $56,0^\circ\text{C}$ foi atingida com uma corrente de 30 A, ultrapassando o limite recomendado e reforçando a necessidade de um sistema de gerenciamento térmico eficiente. Notavelmente, a temperatura máxima observada durante o processo de carga foi praticamente alcançada já com 10 A no processo de descarga, demonstrando que o aquecimento ocorre mais intensamente nesse modo de operação. Em um caso extremo, uma célula atingiu $88,3^\circ\text{C}$ durante a descarga a 30 A, evidenciando falha térmica crítica e indicando o fim de sua vida útil. Esses resultados comprovam a necessidade de um gerenciamento térmico eficaz para evitar que as baterias ultrapassem a zona segura de operação, preservando tanto o desempenho quanto a segurança do sistema.

A segunda etapa do trabalho teve como objetivo determinar as potências necessárias para que as células fictícias atingissem as mesmas temperaturas observadas nos testes da primeira etapa. Para isso, utilizou-se o tubo de calor apenas em regime de condução térmica

(isto é, sem fluido de trabalho) e foram aplicadas diferentes potências elétricas: 2,5 W, 5 W, 10 W, 15 W, 20 W e 25 W. Com base nos resultados obtidos, foi possível obter uma equação (Eq.(11)), capaz de correlacionar as temperaturas observadas nos testes com células reais de íons de lítio, submetidas a correntes de 5 A, 10 A, 15 A e 30 A, com as potências equivalentes aplicadas às células fictícias. A partir dessa análise, concluiu-se que uma célula real operando sob uma taxa C-rate de 2 C (30 A) é capaz de dissipar até aproximadamente 13 W de calor. Com isso, definiu-se que os testes com as células fictícias para avaliar o melhor fluido de trabalho e a razão de preenchimento do tubo de calor seriam realizados com potências entre 5 W e 25 W. O valor máximo de 25 W foi escolhido para verificar o limite de capacidade térmica do tubo de calor, mesmo acima do cenário realista, funcionando como um teste de estresse térmico.

Na terceira etapa do trabalho, foram realizados testes com as células fictícias integradas ao tubo de calor, avaliando o desempenho térmico em duas configurações distintas (A e B). Em ambas as configurações, foram aplicadas diferentes razões de preenchimento do tubo de calor com dois fluidos de trabalho distintos: água e etanol. Para fins de comparação, foi conduzido um teste de referência com o tubo de calor operando apenas por condução térmica, ou seja, sem fluido de trabalho. Nesse cenário, foi imposta uma temperatura limite de 100 °C, a qual foi atingida com uma potência aplicada de 20 W. A resistência térmica média obtida nesse teste foi de $2,49 \pm 0,34$ K/W, servindo como base para avaliar a eficiência térmica das configurações com fluido de trabalho.

Foi possível observar que, na configuração A, o uso de água destilada como fluido de trabalho (com razão de preenchimento de 25%) resultou em maior eficiência térmica em comparação ao etanol (com razão de preenchimento de 15%). Essa superioridade ficou evidente tanto na redução da temperatura, que atingiu 26,5 °C com água destilada contra 21,4 °C com etanol (sob potência aplicada de 15 W), quanto nos menores valores de resistência térmica, com destaque para o valor mínimo de $0,36 \pm 0,03$ K/W para a água destilada, frente a $0,43 \pm 0,04$ K/W obtido com etanol. Além disso, foi notado que o etanol apresentou maior variabilidade nos resultados. Enquanto a água, apesar das mudanças na taxa de preenchimento, manteve um desempenho relativamente constante, o etanol, mesmo com a inserção de apenas 5% de fluido, apresentou alterações significativas nos resultados. Essa maior volatilidade do etanol indica que, em situações reais de indústria, ele pode apresentar instabilidade térmica, o que representa um desafio a ser superado para garantir a confiabilidade e eficiência dos sistemas de gerenciamento térmico. Na configuração B, a diferença de desempenho entre os fluidos tornou-se ainda mais evidente, possivelmente

devido à presença de uma ranhura adicional que favoreceu o processo de transferência térmica. Nessa condição, a água destilada, com razão de preenchimento de 25%, novamente apresentou melhor desempenho térmico em comparação ao etanol, também com 25% de preenchimento. A temperatura máxima registrada foi de 15,9 °C com etanol, contra 28,7 °C com água destilada, sob uma potência aplicada de 15 W. Da mesma forma, a resistência térmica foi inferior com água destilada, atingindo um valor mínimo de $0,24 \pm 0,02$ K/W, frente a $0,41 \pm 0,03$ K/W com etanol, na potência máxima aplicada de 25 W.

Após os testes realizados com as células fictícias, foram selecionadas as melhores razões de preenchimento para cada configuração, A-TC-Etanol (configuração A, com tubo de calor e fluido de trabalho etanol), A-TC-Água (configuração A, com tubo de calor e fluido de trabalho água destilada), B-TC-Etanol (configuração B, com tubo de calor e fluido de trabalho etanol) e B-TC-Água (configuração B, com tubo de calor e fluido de trabalho água destilada), e avaliou-se o comportamento térmico das células reais de íons de lítio sob as mesmas condições operacionais. O objetivo foi validar a redução de temperatura observada nos testes simulados, especialmente em cenários de alta carga, que representam condições críticas para o desempenho e segurança das baterias. Para essa validação, optou-se por um teste de descarga a 30 A (2C), pois ele provoca um aumento térmico mais pronunciado, facilitando a visualização das variações de temperatura e permitindo uma análise mais detalhada da eficácia do tubo de calor preenchido com os dois fluidos de trabalho testados, no gerenciamento térmico.

A partir dos testes realizados, os resultados indicam que, quando há tempo suficiente para estabilização térmica, a água destilada se mostra mais eficiente do que o etanol. Note-se que na configuração B há duas ranhuras inferiores atuando de forma mais direta no transporte do fluido. Nessa condição, o sistema apresentou uma redução térmica ainda mais significativa ao utilizar água, com uma redução média de temperatura do evaporador de 9,7°C, contra 7,3°C do etanol, evidenciando uma combinação ideal entre geometria do tubo e fluido de trabalho para o contexto deste estudo. Por outro lado, em situações com variações rápidas de temperatura, como o caso da célula monitorada pelo termopar $T_{bat,3}$, o etanol demonstrou maior eficiência (com uma diferença de temperatura de 2°C nas duas configurações). Isso se deve à sua resposta térmica mais rápida, o que é crucial em cenários onde o sistema é submetido a picos de aquecimento repentinos. Portanto, embora a água seja mais eficiente em termos de estabilidade térmica, o etanol pode oferecer vantagens operacionais em aplicações que exigem respostas imediatas. Dessa forma, a escolha do fluido de trabalho deve considerar não apenas a eficiência média de dissipação de calor, mas também o comportamento

dinâmico do sistema conforme a aplicação. Enquanto o etanol pode ser mais apropriado para sistemas com rápidas flutuações térmicas, a água se destaca em aplicações que demandam estabilidade e controle térmico contínuo. Mesmo durante descargas rápidas, nas quais a temperatura das células pode atingir aproximadamente 80 °C, ainda existe um intervalo em que a ação da água pode ser eficaz, considerando que a temperatura tende a se manter elevada por um certo período antes de retornar a valores abaixo de 40 °C. Embora não tenham sido realizados testes com células reais após o desligamento do equipamento de descarga, a eficiência da água pôde ser verificada nos testes com as melhores razões de preenchimento. Nessas condições, com duração de duas horas e potência de 15 W, correspondente a uma descarga de 30 A (2C), o tubo de calor preenchido com água apresentou uma redução de temperatura significativa, além de apresentar ótimos valores de resistência térmica. Além do desempenho térmico, é importante destacar que a água destilada apresenta vantagens adicionais: é atóxica, confiável e possui excelente compatibilidade com materiais como o cobre. Essas características a tornam uma escolha prática, segura e sustentável para aplicações reais em gerenciamento térmico, como em baterias de íons de lítio utilizadas em veículos elétricos.

A partir dos resultados apresentados, é possível concluir que a aplicação do tubo de calor entre as células de íons de lítio cumpriu o objetivo proposto: reduzir a temperatura dos sistemas, contribuindo para a prevenção de acidentes, como explosões, e para o aumento da vida útil das baterias. Apesar de promissor, o tubo de calor desenvolvido ainda apresenta limitações em termos de aplicabilidade prática, especialmente quando se considera sua integração em um veículo elétrico real. Para isso, seria necessário ajustar o condensador, uma vez que o formato triangular foi apenas uma solução experimental para acomodar o tubo no interior do módulo da bateria e facilitar a extração de calor.

Uma proposta de melhoria seria construir o condensador em formato de "árvore", permitindo que, na saída do evaporador, o tubo se transformasse em uma estrutura plana, próximo a lataria do carro. Dessa forma, o calor poderia ser conduzido até a parte traseira do veículo, onde ocorreria a troca térmica, seja por meio de ventiladores ou utilizando o próprio sistema de ar-condicionado para retirar o calor do tubo, antes que ele retorne ao evaporador, fechando o ciclo. Essa é uma das alternativas possíveis. Como o veículo elétrico analisado possui cinco módulos de bateria, seria necessário avaliar a viabilidade dessa solução em escala. Durante os testes, o principal elemento limitante foi o condensador. Assim, para aprimorar o desempenho do tubo de calor, o foco principal deve ser o desenvolvimento de um condensador mais eficiente e adaptável. Por outro lado, foi possível validar uma geometria

inovadora para o evaporador, o que representa um avanço significativo. Outros testes sugeridos incluem a análise do desempenho do tubo de calor em condições de carga rápida, que representa um regime de operação diferente: com uma elevação rápida de tensão no início e uma redução da intensidade ao longo do tempo. Nessa situação, há indícios de que o tubo de calor com água destilada poderia apresentar maior eficiência térmica durante todo o processo, em comparação ao etanol. Com relação aos fluidos de trabalho, este estudo foi limitado ao uso de etanol e água destilada, sendo a água destilada o fluido com melhor desempenho térmico. Outro ponto relevante para este estudo é a validação por meio de um modelo matemático, que permitiria comparar os resultados experimentais com previsões teóricas e, assim, reforçar a confiabilidade dos dados obtidos. No entanto, devido à limitação de tempo, essa etapa não pôde ser realizada nesta fase do trabalho, sendo recomendada para estudos futuros. Com essas mudanças e melhorias propostas, acredita-se ser possível alcançar um avanço significativo tanto no desempenho do tubo de calor quanto em sua viabilidade de aplicação em veículos elétricos reais.

REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, Armando G. Jr.; SOUZA, André. R. **Fundamentos de Metrologia científica e industrial**. 1ª edição. 2008.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook - Fundamentals. 2001.

BERNAGOZZI, Marco; MICHÉ, Nicolas; GEORGOULAS, Anastasios; ROUAUD, Cedric; MARENGO, Marco. Performance of an environmentally friendly alternative fluid in a loop heat pipe-based battery thermal management system. **Energies**, v. 14, 2021.

BERNAGOZZI, Marco; GEORGOULAS, Anastasios; MICHÉ, Nicolas; MARENGO, Marco. Heat pipes in battery thermal management systems for electric vehicles: A critical review. **Applied Thermal Engineering**, v. 219, 2023.

BERNAGOZZI, Marco; GEORGOULAS, Anastasios; MICHÉ, Nicolas; ROUAUD, Cedric; MARENGO, Marco. Novel battery thermal management system for electric vehicles with a loop heat pipe and graphite sheet inserts. **Applied Thermal Engineering**, v. 194, 2021.

CAO, Wenjiong; ZHAO, Chunrong; WANG, Yiwei; DONG, Ti; JIANG, Fangming. Thermal modeling of full-size-scale cylindrical battery pack cooled by channeled liquid flow. **International journal of heat and mass transfer**, v. 138, p. 1178-1187, 2019.

CLIMATEWATCH. Global Historical Emissions. Disponível em: <https://www.climatewatchdata.org/ghgemissions?breakBy=countries&calculation=PER_CA_PITA&end_year=2020&gases=all-ghg®ions=TOP&start_year=1990>. Acesso em: 18 out. 2023.

CHEN, Meng; LI, Jingjing. Nanofluid-based pulsating heat pipe for thermal management of lithium-ion batteries for electric vehicles. **Journal of Energy Storage, Elsevier**, v. 32, July, p. 101715, 2020.

CHEN, Xianping; YE, Huaiyu; FAN, Xuejun; REN, Tianling; ZHANG, Guoqi. A review of small heat pipes for electronics. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Ltd, v. 96, p. 1–17, 2016.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos-3**. Amgh Editora, 2015.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de Calor e Massa**. 4 Edição. AMGH Ltda, 2012.

DENG, Shasha; LI, Kuining; XIE, Yi; WU, Cunxue; WANG, Pingzhong; YU, Miao; LI, Bo; ZHENG, Jintao. Heat pipe thermal management based on high-rate discharge and pulse cycle tests for lithium-ion batteries. **Energies**, v. 12, p. 1–15, 2019.

DOMICIANO, Kelvin Guessi. **Theoretical and experimental analysis of a diffusion bonded ultra-thin copper loop heat pipe**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal

de Santa Catarina, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

ESZONEO. *What is the minimum voltage for a lithium-ion battery?* 26 jun. 2025. Disponível em: <https://eszoneo.com/info-detail/what-is-the-minimum-voltage-for-a-lithium-ion-battery-1>. Acesso em: 13 set. 2025.

FINANCIAL TIMES. *Electric vehicle batteries charged in 5 minutes for first time*. Seul, 08 out. 2024. Disponível em: <https://www.ft.com/content/6a84d754-7444-4645-a38f-f6a666581369>. Acesso em: 09 set. 2025.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. *Introdução à mecânica dos fluidos*. 8. ed.: Ltc, 2014

HOLMAN, Jack P. **Experimental Methods for Engineers**. New York: McGraw-Hill, 2011.

HONG, Sihui; ZHANG, Xinqiang; WANG, Shuangfeng; ZHANG, Zhengguo. Experiment study on heat transfer capability of an innovative gravity assisted ultra-thin looped heat pipe. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier Masson SAS, v. 95, p. 106–114, 2015.

HUNG, Yew Mun; SENG, Q.'bert. Effects of geometric design on thermal performance of star-groove micro-heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 1198-1209, 2011.

INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCES & SYMPOSIA. *Technologies*. Disponível em: <https://ihpcs.org/technologies/>. Acesso em: 19 jul. 2025.

KIMO INSTRUMENTS. Datasheet: Pitot tube, NPL type (L/straight). KIMO Instruments, 2017, 4 p.

KEMME, J. E. Ultimate Heat-Pipe Performance. **IEEE Transactions of Electron Devices**, v. 8, p. 717–723, 1969.

LIU, Xiangdong; CHEN, Yongping. Transient thermal performance analysis of micro heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier Ltd, v. 58, p. 585-593, 2013.

MA, Hongbin. **Oscilating Heat Pipes**. Springer, 2015.

MA, H. B.; PETERSON, G. P. Experimental investigation of the maximum heat transport in triangular grooves. **Journal of Heat Transfer**, v. 118, 1996.

MANNO, V.; FILIPPESCHI, Sauro; MAMELI, Mauro; ROMESTANT, Cyril; AYEL, Vincent; BERTIN, Yves. Thermal-Hydraulic Characterization of a Flat Plate Pulsating Heat Pipe for Automotive Applications. **Interfacial Phenomena and Heat Transfer**, v. 3, p. 413–425, 2015.

MANTELLI, M. B. H. **Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications**. Springer, 2021.

MANTELLI, M. B. H. **Tubos de Calor e Termossifões**. Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) - Departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2009.

MAMELI, Mauro; MARENGO, Marco; KHANDEKAR, Sameer. Local heat transfer measurement and thermo-fluid characterization of a pulsating heat pipe. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier Masson SAS, v. 75, p. 140–152, 2014.

MAYDANIK, Yu F. Loop heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 635–657, 2005.

MEHTA, R. D.; BRADSHAW, P. Design Rules for Small Low-Speed Wind Tunnels. **Aeronautical Journal**, 1979.

MERA, Zamir; BIEKER, Georg; REBOUÇAS, Ana Beatriz; CIEPLINSKI, André. **Comparação das emissões de gases de efeito estufa no ciclo de vida de carros de passeio a combustão e elétricos no Brasil**. Washington: International Council On Clean Transportation, 2023. 40 p. Disponível em: <<https://theicct.org/wp-content/uploads/2023/10/Brazil-LDV-LCA-report-A4-PORT-v4.pdf>>. Acesso em: 18 out. 2023.

MOON, Seok Hwan; HWANG, Gunn; KO, Sang Choon; KIM, Youn Tae. Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon. **Microelectronics Reliability**, v. 44, p. 315-321, 2004.

QU, Jian; WU, Huiying; CHENG, Ping. Effects of a functional surface on the performance of a micro heat pipe. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Elsevier Ltd, v. 35, p. 523–528, 2008.

PÁBON, Nelson Yurako Londono. **Projeto e fabricação de um túnel de vento e caracterização térmica de um radiador automotivo**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2014.

PETERSON, G. P.; MA, H. B. Theoretical analysis of the maximum heat transport in triangular grooves: a study of idealized micro heat pipes. **Journal of Heat Transfer**, v. 118, 1996.

SHARMA, Udit. **A Study of High Temperature Heat Pipes and the Impact of Magnetic Field on the Flow of Liquid Metal**, p. 117, 2017.

SMITH, Joshua; SINGH, Randeep; HINTERBERGER, Michael; MOCHIZUKI, Masataka. Battery thermal management system for electric vehicle using heat pipes. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 134, June 2017, p. 517–529, 2018.

SUGUMAR, D.; TIO, Kek Kiong. Heat transport limitation of a triangular micro heat pipe. **International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels**. 2003. p. 739-746.

SUMAN, Balram; KUMAR, Prabhat. An analytical model for fluid flow and heat transfer in a micro-heat pipe of polygonal shape. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 4498-4509, 2005.

TRAN, Thanh Ha; HARMAND, Souad; DESMET, Bernard; FILANGI, Sebastien. Experimental investigation on the feasibility of heat pipe cooling for HEV/EV lithium-ion battery. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Ltd, v. 63, n. 2, p. 551–558, 2014.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Flúidos**. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2011.

WEI, Aibo; QU, Jian; QIU, Huihe; WANG, Cheng; CAO, Gehan. Heat transfer characteristics of plug-in oscillating heat pipe with binary-fluid mixtures for electric vehicle battery thermal management. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier Ltd, v. 135, p. 746–760, 2019.

WU, Weixiong; WANG, Shuangfeng; WU, Wei; CHEN, Kai; HONG Sihui; LAI, Yongxin. A critical review of battery thermal performance and liquid based battery thermal management. **Energy conversion and management**, Elsevier Ltd, v. 182, p. 262-281, 2019.

YE, Yonghuang; SHI, Yixiang; SAW, Lip Huat; TAY, Andrew A.O. Performance assessment and optimization of a heat pipe thermal management system for fast charging lithium ion battery packs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 92, p. 893-903, 2016.

ZHANG, Ying; WANG, Zhiqiang; ZOU, Shuli; LIU, Yao; ZHAO, Shuting; KE, Zhaoqing. A new bottom and radial coupled heat dissipation model for battery thermal management system. **Applied Thermal Engineering**, v. 258, p. 124794, 2025.

3M Science Applied to Life. **Heat Transfer Applications using 3M™ Novec™ Engineered Fluids**. Disponível em:

<<https://multimedia.3m.com/mws/media/1091997O/3m-novec-engineered-fluids-for-heat-transfer-line-card.pdf>>. Acesso em: 18 out. 2023.