

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**Paulo Henrique Alves da Silva e Silva**

**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE SISTEMAS DE TROCA  
TÉRMICA COM RESFRIAMENTO LÍQUIDO APLICADOS  
EM INVERSORES PARA TRACÇÃO ELÉTRICA**

**Santa Maria, RS, Brasil  
2023**

Paulo Henrique Alves da Silva e Silva

**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE SISTEMAS DE TROCA TÉRMICA COM  
RESFRIAMENTO LÍQUIDO APLICADOS EM INVERSORES PARA  
TRAÇÃO ELÉTRICA**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Processamento de Energia Elétrica, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM-RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Elétrica**.

**Orientador: Prof. Dr. Rodrigo Padilha Vieira**

Santa Maria, RS, Brasil  
2023

This study was financed in part by the Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Finance Code 001

Alves da Silva e Silva, Paulo Henrique

Estudo e avaliação de sistemas de troca térmica com resfriamento líquido aplicados em inversores para tração elétrica / Paulo Henrique Alves da Silva e Silva - 2023

105 p.; 30 cm

Orientador: Rodrigo Padilha Vieira

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, RS, 2023

1. Engenharia Elétrica 2. Sistemas de resfriamento líquido 3. Dissipadores de calor 4. Inversor de tração elétrica 5. Carga eletrônica I. Vieira, Rodrigo Padilha.

Sistema de geração automática de ficha catalográfica da UFSM. Dados fornecidos pelo autor(a). Sob supervisão da Direção da Divisão de Processos Técnicos da Biblioteca Central. Bibliotecária responsável Paula Schoenfeldt Patta CRB 10/1728.

Declaro, PAULO HENRIQUE ALVES DA SILVA E SILVA, para os devidos fins e sob as penas da lei, que a pesquisa constante neste trabalho de conclusão de curso (Dissertação) foi por mim elaborada e que as informações necessárias objeto de consulta em literatura e outras fontes estão devidamente referenciadas. Declaro, ainda, que este trabalho ou parte dele não foi apresentado anteriormente para obtenção de qualquer outro grau acadêmico, estando ciente de que a inveracidade da presente declaração poderá resultar na anulação da titulação pela Universidade, entre outras consequências legais.

**Paulo Henrique Alves da Silva e Silva**

**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE SISTEMAS DE TROCA TÉRMICA COM  
RESFRIAMENTO LÍQUIDO APLICADOS EM INVERSORES PARA  
TRAÇÃO ELÉTRICA**

**Mestre em Engenharia Elétrica.**

**Aprovado em 15 de Fevereiro de 2023:**

---

**Rodrigo Padilha Vieira, Dr. (UFSM) - Videoconferência**  
(Presidente/ Orientador)

---

**Vitor Cristiano Bender , Dr. (UFSM) - Videoconferência**

---

**Paulo Roberte Eckert, Dr. (UFRGS) - Videoconferência**

**Santa Maria, RS, Brasil**  
**2023**

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todas as pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para sua elaboração e que acreditam na importância do apoio mútuo na busca pelo sucesso.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela vida e a graça de concluir mais uma etapa em minha vida. Com imenso amor e gratidão a minha família, em especial aos meus pais, Gilvan Henrique da Silva e Tereza Alves da Silva e Silva, por serem a minha base e por terem acreditado nessa parte do processo desde o início. Agradeço aos meus irmãos, Clícia Alves Biberg e Geremias Pereira Neto, pela presença e amor fraterno. Aos meus sobrinhos, Levi Pereira, Elisa Biberg e Maria Tereza, pelas alegrias e sorrisos. A minha namorada, Adriene Karolayme, pelo apoio constante e paciência durante esse processo. Agradeço também ao meu orientador, Rodrigo Padilha Vieira, por sua orientação e ajuda constante. Ao amigo e professor Giovani Aud Lourenço que muito me ajudou no entendimento de transporte de fluidos. A Eduardo Catani e Lucas Rossato, por serem parceiros de sempre e por terem contribuído de forma significativa para este trabalho. A Adailton, por sua parceria e ajuda na recepção em Santa Maria. Ao meu amigo Gustavo, pelas valiosas conversas sobre a vida e discussões filosóficas. E, por fim, a Dimas Shuatz e Niwton, pelos debates diários e riquíssimas conversas. Obrigado a todos vocês por fazerem parte desta jornada.

“A coragem nasce do amor ao próximo, é só isso. Então, não se preocupe em ser corajoso, pois a coragem é um resultado, não uma causa. A causa é o amor ao próximo ou falta dele.

**Olavo de Carvalho”**

## RESUMO

# ESTUDO E AVALIAÇÃO DE SISTEMAS DE TROCA TÉRMICA COM RESFRIAMENTO LÍQUIDO APLICADOS EM INVERSORES PARA TRAÇÃO ELÉTRICA

AUTOR: PAULO HENRIQUE ALVES DA SILVA E SILVA  
ORIENTADOR: RODRIGO PADILHA VIEIRA

Esta dissertação apresenta um estudo e análise de sistemas de troca térmica resfriados por líquidos para inversores de tração elétrica. O avanço dos sistemas microprocessados de alto desempenho permitiu modelos de inversores com maior densidade de potência e limites de operação. Para isso, medidas de gerenciamento térmico são importantes para reduzir o tamanho dos inversores de tração elétrica.

A importância do gerenciamento térmico em sistemas de potência é abordada e os impactos na capacidade de troca térmica de diferentes dissipadores sob condições de operação são avaliados. Esses impactos são verificados a partir de duas geometrias de dissipadores, com avaliação entre um modelo de volumes finitos e ensaios experimentais.

As simulações e ensaios permitem o projeto e dimensionamento de dissipadores de calor através dos parâmetros térmicos e ensaios em bancada experimental, utilizando uma carga eletrônica como fonte de calor. Resultados de simulação e experimentais são realizados para avaliação da capacidade de troca térmica dos dissipadores de calor são feitas.

**Palavras-chave:** Sistemas de resfriamento líquido, dissipadores de calor, inversores de tração elétrica, carga eletrônica, capacidade de resfriamento líquido.

**ABSTRACT**

**STUDY AND EVALUATION OF THERMAL  
EXCHANGE SYSTEMS WITH LIQUID  
COOLING APPLIED IN INVERTERS FOR  
ELECTRIC TRACTION**

AUTHOR: PAULO HENRIQUE ALVES DA SILVA E SILVA  
ADVISOR: RODRIGO PADILHA VIEIRA

This master thesis presents a study and analysis of liquid-cooled thermal exchange systems for electric traction inverters. The advancement of high-performance microprocessor systems allowed inverter models with greater power density and operating limits. For this, thermal management measures are important to reduce the size of electric traction inverters.

The importance of thermal management in power systems is addressed and the impacts on the heat exchange capacity of different heat sinks under operating conditions are evaluated. These impacts are verified from two sink geometries, with evaluation between a finite volume model and experimental tests.

Simulations and tests allow the design and dimensioning of heat sinks through thermal parameters and tests on an experimental bench, using an electronic load as a heat source. Simulation and experimental results are performed to evaluate the thermal exchange capacity of heat sinks.

**Keywords:** Liquid cooling systems, heat sinks, electric drive inverters, electronic load, liquid cooling capability.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	– Quantidade de unidades VEs em circulação nos anos recentes. ....	18
Figura 2.1	– Topologia do inversor trifásico.....	28
Figura 2.2	– Estrutura convencional de um inversor de tração elétrica. ....	29
Figura 2.3	– Rede térmica de Foster. ....	30
Figura 2.4	– Rede térmica de Cauer. ....	30
Figura 3.1	– Capacidade de transferência de calor para diferentes técnicas de resfriamento. ....	34
Figura 3.2	– Fluxo de calor dissipado em relação ao coeficiente de transferência de calor. ....	35
Figura 3.3	– Placas frias de alumínio em canais usinados do inversor utilizado no 2004 Toyota Prius. ....	36
Figura 3.4	– Dissipador de calor do inversor utilizado no Honda Accord 2005. ...	37
Figura 3.5	– Dissipador de calor do inversor utilizado no 2006 Honda Civic Hybrid .....	38
Figura 3.6	– Dissipador de calor do inversor utilizado no 2010 Toyota Prius. ....	39
Figura 3.7	– Estrutura do conversor de potência e canais de resfriamento do 2012 Nissan Leaf. ....	39
Figura 3.8	– Estrutura dos canais do sistema de troca térmica do 2012 Nissan Leaf. ....	40
Figura 3.9	– Estrutura dos canais do sistema de troca térmica do 2014 Honda Accord. ....	40
Figura 3.10	– Estrutura dos canais do sistema de troca térmica do Tesla Model S. ....	41
Figura 3.11	– Estrutura do sistema de troca térmica do 2008 Lexus LS 600H. ....	42
Figura 3.12	– Modelo dos dissipadores de calor com canais. ....	45
Figura 3.13	– Modelo dos dissipadores de calor com serpentina tipo U. ....	46
Figura 4.1	– Distribuição do fluxo de calor sobre a superfície do dissipador. ....	49
Figura 4.2	– Geometria do dissipador de calor. ....	54
Figura 4.3	– Malha do dissipador e IGBTs de potência na vista superior. ....	54
Figura 4.4	– Malha do canal interno do dissipador com geometria aletada. ....	55
Figura 4.5	– Perfil de temperatura do sistema de dissipador de calor. ....	55
Figura 4.6	– Perfil de temperatura na visão superior do dissipador de calor em canais. ....	56
Figura 4.7	– Perfil de temperatura do dissipador utilizando sobre a visão frontal. ....	56
Figura 4.8	– Nível de pressão sobre o líquido de resfriamento do dissipador. ....	57
Figura 4.9	– Temperatura de junção frente ao degrau de carga. ....	57
Figura 4.10	– Temperatura do <i>case</i> frente ao degrau de carga. ....	58
Figura 4.11	– Temperatura do dissipador de calor frente ao degrau de carga. ....	58
Figura 4.12	– Temperatura do líquido de resfriamento frente ao degrau de carga. ..	59
Figura 4.13	– Geometria do dissipador tipo U em serpentina. ....	60
Figura 4.14	– Visão superior da malha nos IGBTs e dissipador de calor. ....	60
Figura 4.15	– Malha do dissipador de calor. ....	61
Figura 4.16	– Perfil de temperatura do dissipador com estrutura interna em serpentina. ....	61
Figura 4.17	– Perfil de temperatura sob visão superior. ....	62
Figura 4.18	– Perfil de temperatura do frontal do dissipador. ....	62
Figura 4.19	– Pressão no fluido do dissipador tipo serpentina. ....	63
Figura 4.20	– Temperatura de junção frente ao degrau de carga. ....	63
Figura 4.21	– Temperatura do <i>case</i> frente ao degrau de carga. ....	64
Figura 4.22	– Temperatura do dissipador de calor frente ao degrau de carga. ....	64

Figura 4.23 – Temperatura do líquido de resfriamento frente ao degrau de carga. .	65
Figura 4.24 – Relação do coeficiente de transferência de calor e vazão mássica. ....	66
Figura 5.1 – Estrutura de simulação inversor trifásico com carga RL e rede térmica de Foster. ....	68
Figura 5.2 – Temperatura de junção. ....	69
Figura 5.3 – Temperatura do dissipador de calor. ....	69
Figura 5.4 – Comparativo dos resultados de temperatura de junção e dissipador de calor para os dois modelos de troca térmica. ....	70
Figura 6.1 – Projeto do sistema térmico. ....	72
Figura 6.2 – Bancada de avaliação de capacidade troca térmica dos dissipadores de calor. ....	73
Figura 6.3 – Placa eletrônica de controle. ....	75
Figura 6.4 – Temperatura da junção. ....	78
Figura 6.5 – Temperatura do <i>case</i> . ....	78
Figura 6.6 – Temperatura do dissipador de calor. ....	79
Figura 6.7 – Temperatura do líquido de resfriamento. ....	79
Figura 6.8 – Coeficiente de transferência de calor por vazão mássica. ....	80
Figura 6.9 – Análise comparativa das variações térmicas no sistema. ....	80
Figura 6.10 – Temperatura do líquido de resfriamento. ....	81
Figura 6.11 – Temperatura da junção. ....	82
Figura 6.12 – Temperatura do <i>case</i> . ....	83
Figura 6.13 – Temperatura do dissipador de calor. ....	83
Figura 6.14 – Temperatura do líquido de resfriamento. ....	84
Figura 6.15 – Análise comparativa das variações térmicas no sistema. ....	84
Figura 6.16 – Temperatura da junção. ....	85
Figura 6.17 – Temperatura do <i>case</i> . ....	86
Figura 6.18 – Temperatura dos dissipadores. ....	86
Figura 6.19 – Análise comparativa das variações térmicas no sistema. ....	87
Figura A.1 – Modelo do circuito RC que representa o modelo térmico do sistema de potência. ....	95
Figura A.2 – Perfil de impedância térmica do IGBT. ....	96
Figura A.3 – Representação do comportamento da temperatura de junção frente ao degrau de potência sobre o IGBT. ....	96
Figura B.1 – Estrutura de pinagem do STM32F103C8T6. ....	98
Figura C.1 – Estrutura de adaptação para instalação do eletroventilador no radiador de calor. ....	99
Figura C.2 – Estrutura de adaptação para instalação do eletroventilador no radiador de calor. ....	100
Figura D.1 – Radiador de calor. ....	101
Figura D.2 – Estrutura de adaptação para instalação do eletroventilador no radiador de calor. ....	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	– Comparativo entre os principais modelos de aplicações de sistemas de troca térmica em inversores de tração elétrica. ....	36
Tabela 3.2	– Parâmetros construtivos dos sistemas de troca térmica. ....	45
Tabela 4.1	– Características da formação de malhas em ANSYS. ....	55
Tabela 4.2	– Características da formação de malhas em ANSYS. ....	66
Tabela 5.1	– Parâmetros do SiC MOSFET C3M0060065K. ....	67
Tabela 5.2	– Parâmetros de simulação no Typhoon. ....	68
Tabela 6.1	– Valores iniciais de temperatura para o 1º cenário. ....	78
Tabela 6.2	– Comparativo entre FVM e resultados experimentais. ....	81
Tabela 6.3	– Valores iniciais de temperatura para o 2º cenário. ....	82
Tabela 6.4	– Valores iniciais de temperatura para o 3º cenário. ....	85
Tabela A.1	– Parâmetros para o circuito térmico do IGBT. ....	95
Tabela D.1	– Parâmetros de operação do medidor de vazão. ....	102
Tabela E.1	– Parâmetros de operação do medidor de vazão. ....	105

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>CFD</i>	Dinâmica dos Fluidos Computacional - ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
<i>FVM</i>	Métodos dos Volumes Finitos - ( <i>Finite Volume Method</i> )
<i>GD</i>	Geração Distriuida
<i>VE</i>	Veículos Elétricos
<i>BEV</i>	Veículo ELétrico a Bateria- ( <i>Batery Electric Vehicle</i> )
<i>PHEV</i>	Veículo Elétrico Híbrido Plug-in- ( <i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i> )
<i>IGBT</i>	Transistor Bipolar de Porta Isolada - ( <i>Insulated Gate Bipolar Transistor</i> )
<i>GaN</i>	Nitreto de gálio - ( <i>Gallium Nitride</i> )
<i>SiC</i>	Carbeto de Silício- ( <i>Silicon Carbide</i> )

## LISTA DE SÍMBOLOS

$V_f$	Queda de tensão <i>forward</i>
$V_{CEsat}$	Tensão de saturação do coletor-emissor
$f_s$	Frequência de chaveamento
$E_{on}$	Energia de ativação
$E_{off}$	Energia de desativação
$Q_{rr}$	Carga reversa de recuperação
$t_{tr}$	Tempo de recuperação
$V_{ref}$	Tensão de referência
$P_{sw}$	Perdas de chaveamento
$P_{cond}$	Perdas por condução
$R_{hs}$	Resistência térmica do dissipador
$R_L$	Resistência térmica do líquido de resfriamento
$I_C$	Corrente que atravessa o IGBT
$\tau$	Constante de tempo
$h_f$	Coefficiente de troca térmica do fluido
$q$	Quantidade de calor
$\dot{Q}$	Potência dissipada
$Re$	Número de Reynolds
$V$	Velocidade do fluido
$D$	Diâmetro do fluido
$\rho$	Densidade do fluido
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido
$K_f$	Condutividade do fluido
$K_s$	Condutividade do sólido
$T$	Temperatura
$C_p$	Calor específico
$p$	Pressão
$h_{av}$	Coefficiente de troca térmica
$T_{out}$	Temperatura de saída do fluido
$T_{in}$	Temperatura de entrada do fluido
$T_{base}$	Temperatura do dissipador de calor
$T_{avf}$	Temperatura de média do fluido
$A_s$	Temperatura de saída do fluido
$\dot{m}$	Vazão mássica
$R_f$	Resistência do fluido
$R_{cond}$	Resistência de convecção
$R_{cond}$	Resistência de condução
$T_{Fmin}$	Temperatura mínima do fluido
$T_{Dmax}$	Temperatura máxima do dissipador
$D_h$	Diâmetro hidráulico

## *LISTA DE SÍMBOLOS*

---

$W_{ch}$	Largura do canal do dissipador
$H_{ch}$	Comprimento do canal do dissipador
$T_{inlet}$	Temperatura de entrada
$P_{out}$	Pressão de saída
$u, v, z$	componentes de velocidades nas direções x,y e z
$x, y, x$	Coordenadas cartesianas
$Nu$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandtl
$\epsilon$	Efetividade

## LISTA DE APÊNDICES E ANEXOS

Apêndice A – Impedância térmica .....	95
Apêndice B – Microcontrolador STM .....	97
Apêndice C – Estrutura dos dissipadores de calor .....	99
Apêndice D – Dimensionamento do radiador de calor .....	101
Apêndice E – Leitura da vazão .....	105

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	18
1.1 MOTIVAÇÃO	18
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
1.3 ESCOPO DO TRABALHO	25
1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO	26
1.4.1 Objetivo Geral	26
1.4.2 Objetivos Específicos	26
1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	26
<b>2 MODELAGEM TÉRMICA DOS INVERSORES</b>	28
2.1 ESTUDO DAS PERDAS	28
2.2 MODELO TÉRMICO DO INVERSOR	29
2.2.1 Redes térmicas de Cauer e Foster	29
<b>3 GEOMETRIA DOS DISSIPADORES</b>	32
3.1 RESFRIAMENTO INDIRETO/EXTERNO	34
3.1.1 2004 Toyota Prius	35
3.1.2 Honda Accord 2005	37
3.1.3 2006 Honda Civic Hybrid	37
3.2 RESFRIAMENTO DIRETO/INTEGRADO	38
3.2.1 2010 Toyota Prius	38
3.2.2 2012 Nissan Leaf	38
3.2.3 2014 Honda Accord	39
3.2.4 Tesla Model S	40
3.3 RESFRIAMENTO DUPLO	41
3.3.1 2008 Lexus LS 600H	42
3.3.2 2013 Toyota Camry & 2016 Toyota Prius	43
3.3.3 2016 Cadillac CT6	43
3.3.4 2016 Chevrolet Volt	43
3.4 DESENVOLVIMENTO DOS DISSIPADORES DE CALOR	44
<b>4 METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO CFD</b>	47
4.1 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA DOS DISSIPADORES DE CALOR	47
4.1.1 Equações do sistema	47
4.1.2 Condições de contorno	49
4.2 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL	51
4.2.1 Resfriamento direto: canais usinados	53
4.2.2 Resfriamento direto: Serpentina	59

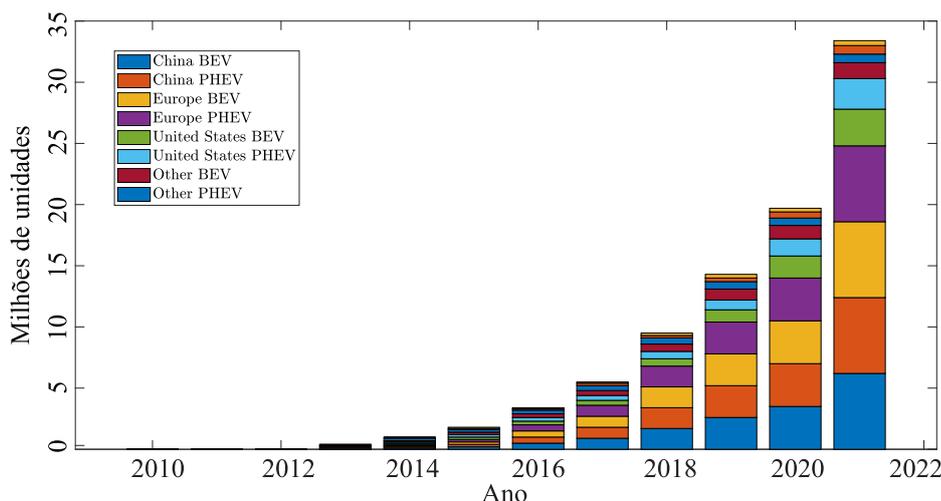
4.2.3 Análise comparativa entre os sistemas de troca térmica .....	65
<b>5 SIMULAÇÃO DO MODELO TÉRMICO .....</b>	<b>67</b>
5.1 RESULTADOS .....	69
<b>6 SISTEMA DE AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE DE TROCA TÉRMICA DOS DISSIPADORES DE CALOR .....</b>	<b>71</b>
6.1 AVALIAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO VIA CARGA ELETRÔNICA .....	74
6.1.1 Placa eletrônica - Controle .....	74
6.1.2 Placa eletrônica - Potência .....	74
6.1.2.1 Sistema de proteção .....	76
6.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	76
6.2.1 1º Cenário .....	77
6.2.2 2º Cenário .....	82
6.2.3 3º Cenário .....	85
<b>7 CONCLUSÃO .....</b>	<b>88</b>
7.1 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO .....	89
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>90</b>
<b>APÊNDICES .....</b>	<b>94</b>
B.1 VISÃO GERAL SOBRE STM32F103C8T6 .....	97
B.1.1 Barramento serial universal (USB) .....	97
B.1.2 GPIOs (entradas/saídas de uso geral) .....	97
B.1.3 ADC ( conversor analógico para digital) .....	98
B.1.4 Sensor de temperatura .....	98
C.1 DISSIPADOR DE CALOR COM GEOMETRIA EM CANAIS .....	99
C.2 DISSIPADOR DE CALOR COM GEOMETRIA EM SERPENTINA TIPO U .....	99
E.1 MEDIDOR DE VAZÃO .....	105

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO

A tecnologia de sistemas eletrônicos de potência tem possibilitado a ascensão de diferentes aplicações industriais, entre elas os Veículos Elétricos (VEs). Os VEs têm crescido em escala global e ultrapassaram a marca de 120.000 unidades em circulação para 6,6 milhões entre o período de 2020 até no final de 2021 (ARCHSMITH; MUEHLEGGGER; RAPSON, 2022). O mercado de VE tem ganhado destaque na República Popular da China, Europa, Estados Unidos e em países emergentes, embora em menor escala. A Figura 1.1 apresenta o número de unidades de veículos elétricos ou híbridos (BEVs e PHEV<sup>1</sup>) em circulação nos anos recentes.

Figura 1.1 – Quantidade de unidades VEs em circulação nos anos recentes.



Fonte: Adaptado de IEA (2022).

Nesse sentido, as políticas públicas têm direcionado o foco em veículos elétricos como medida para redução de emissões de  $CO_2$ . A União Europeia, por exemplo, definiu que as montadoras de veículos a combustão realizem um corte de 100% até 2035 na emissão de gases poluentes. Essa medida faz com que a venda de veículos a combustão seja proibida em 27 países a partir dessa data.

A redução massiva de veículos a combustão contribui para a diminuição de emissões de  $CO_2$  e ascensão de veículos elétricos (RAVI; AZIZ, 2022). Essas medidas são eficientes devido aos impactos danosos ao meio ambiente pela queima de combustível e impulsionam a diversificação das fontes renováveis de energia em escala global, reduzindo a dependência

<sup>1</sup>BEV: veículo elétrico a bateria; PHEV: veículo elétrico híbrido plug-in.

de fontes de energia fóssil, tendo em vista à crescente demanda de construção de estações de recarga para os VEs.

Pode-se mencionar o crescimento de veículos elétricos ao redor do mundo, como o aumento dos preços relacionados aos custos de produção de combustíveis como gasolina, etanol e álcool. Soma-se a essa questão o aumento da confiabilidade, segurança e autonomia dos veículos elétricos, aliado às constantes reduções do custo das baterias (LUTSEY; CUI; YU, 2021). Essa redução está relacionada a uma série de fatores: desenvolvimento de técnicas de reciclagem de baterias; aumento da concorrência entre os fabricantes; surgimento de novas tecnologias de baterias de alto desempenho e, por fim, incentivos oriundos de fontes governamentais através do desenvolvimento de pesquisas e elaboração de técnicas aplicadas (WANG; WANG; YANG, 2020; YAN, 2018; EPPSTEIN et al., 2011).

Além disso, a eletrônica de potência torna-se um ponto crítico que potencializa a popularidade dos VEs. Essa popularidade tornou-se evidente a partir de 2020, visto que a percepção sobre uma escassez global de semicondutores para eletrônica de potência tornou-se evidente, fato que acentua um impacto significativo na indústria de veículos elétricos (RAMANI; GHOSH; SODHI, 2022).

Frente a esse cenário, grandes centros de produção de processamento aumentam a capacidade de desenvolvimento de semicondutores, dos quais se destacam os países Estados Unidos (EUA), China, Coreia do Sul, Taiwan e Japão. Os EUA são referência mundial e nesse país destacam-se empresas como a Intel, a Qualcomm e a Broadcom. A China, por sua vez, possui riqueza de terras-raras e produção em larga escala de semicondutores, com empresas de tecnologia como a Semiconductor Manufacturing International Corporation (SMIC). A Coreia do Sul apresenta grandes polos de desenvolvimento de semicondutores, dos quais se destacam Samsung Electronics e a SK Hynix. Taiwan possui papel de destaque na produção de semicondutores e é referência nessa produção e as empresas de maior destaque são a TSMC (Taiwan Semiconductor Manufacturing Company) e a UMC (United Microelectronics Corporation). E, por fim, o Japão, onde estão agregados grandes polos tecnológicos e possui papel fundamental na produção de semicondutores, em que se destacam Toshiba e a Renesas Electronics (YANNICK, 2021).

Os avanços dos VEs em escala global dependem do desenvolvimento de semicondutores de alto desempenho de técnicas de acionamento, metodologias de controle, gerenciamento de matéria-prima como os semicondutores e aprimoramento de sistemas de gerenciamento térmico. A utilização, manuseio e processamento de semicondutores de alto desempenho têm possibilitado a construção e desenvolvimento de inversores de tração elétrica com elevada densidade de potência. Torna-se inerente citar o aumento da densidade de potência dos inversores no setor automotivo de VEs em 529%, entre os anos de 2004 e 2015 (JONES-JACKSON et al., 2022; REIMERS et al., 2019). Esse progresso tem repetido a popularização dos VEs devido à redução de preços diretos de produção de

inversores de tração elétrica, visto que o aumento da relação potência por volume contribui para a redução do volume dos conversores. Ademais, que os custos finais dos inversores de tração podem chegar a cerca de 26% do custo final de produção de um veículo elétrico (NEMETH et al., 2018). Os avanços relacionados à relação kW/L permitem o progresso da autonomia dos veículos elétricos e aumento de vendas ao redor do mundo.

Os desafios para o progresso dos VEs são diversos, incluindo a disponibilidade de dispositivos semicondutores, baterias de alto desempenho, tecnologias de eletrônica de potência, metodologias de controle e sistemas de troca térmica para baterias e inversores de tração elétrica. Nessa perspectiva, há progresso em técnicas de eletrônica de potência e troca térmica, como sistemas microprocessados de alto desempenho, dispositivos semicondutores e dissipadores de resfriamento líquido. Um dispositivo importante nessa área é o Transistor de Efeito de Campo de Silicon Carbide (SiC), que possui elevada capacidade de processamento de energia e é capaz de operar em elevadas faixas de tensão, corrente e frequência de chaveamento (MADEMLIS et al., 2021). Essas características de operação permitem a construção de volumes de sistemas de tração elétrica menores e custos de projeto (REIMERS et al., 2019). Além disso, o SiC MOSFET apresenta maior densidade de potência por volume e menor fluxo de calor e perdas elétricas de condução e chaveamento em comparação aos IGBT (Transistor Bipolar de Porta Isolada) e Nitreto de Gálio (GaN) (ERP; KAMPITSIS; MATIOLI, 2019; YU et al., 2021).

Estes dispositivos estão expostos a operação em ambientes de elevada temperatura, poeira e umidade. Essas características limitam a capacidade de processamento de energia e tempo de vida útil dos conversores. No entanto, o crescimento dos sistemas de troca térmica têm mitigado, sobretudo, a ocorrência de sobretemperatura, pois reduzem o estresse térmico. Além disso, permitem a redução do volume, massa e custo de fabricação dos inversores de tração elétrica. Nessa perspectiva, torna-se essencial o aprimoramento de tecnologias de gerenciamento térmico para melhor operação de conversores e redução do custo de veículos elétricos para os consumidores finais. Os sistemas de gerenciamento térmico consistem em medidas de redução de estresse térmico nos inversores de tração elétrica. Nessas aplicações, são comumente utilizados dissipadores de calor com diferentes técnicas de resfriamento, tais como sistemas de ventilação forçada, sistemas de escoamento líquido e resfriamento duplo. Os sistemas de ventilação forçada apresentam pouca complexidade na sua construção, no entanto, apresentam limitações de operação para maiores níveis de potência. Esse sistema de ventilação forçada é melhor aplicado para aumentar o desempenho do sistema de potência quando são aplicados líquidos de resfriamento sob contato direto com dissipadores de calor para realizar troca térmica do líquido com ambiente externo. Além desses modelos de dissipação de calor, utilizam-se dissipadores de resfriamento duplo, com área de contato com os módulos de potência na superfície inferior e superior. Essas medidas são responsáveis pela redução da temperatura da junção dos módulos de potência.

Dessa forma, o desenvolvimento e processamento de dispositivos de potência, sistemas microprocessados de alto desempenho e medidas de gerenciamento térmico têm impulsionado o crescimento de veículos elétricos ao redor do mundo e tem contribuído na diversificação de fontes alternativas de energia, bem como o desenvolvimento de novas técnicas de processamento de energia em sistemas de potência de alta eficiência e baixo custo. Assim, o desenvolvimento de técnicas de processamento de energia ocorre através do aprimoramento de sistemas microprocessados de alto desempenho, gerenciamento térmico dos sistemas de tração elétrica.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Frente a essa perspectiva, surgem questionamentos sobre os desafios a serem superados em sistemas de tração elétrica, que são inúmeros, dos quais destacam-se: volume, massa, densidade de potência, autonomia, confiabilidade e robustez. Essas especificidades estão relacionadas a diferentes áreas do conhecimento, mas possuem pontos comuns: o gerenciamento térmico. Liu et al. (2021) afirmam que as características térmicas dos inversores de tração elétrica são pontos chave para se obter maior eficiência, densidade de potência e confiabilidade. A redução de estresses térmicos e picos de temperatura nos sistemas de potência dos conversores contribuem para desempenho seguro e confiável, dentro dos limites de operação. Esses problemas são notados com maior facilidade em aplicações com níveis elevados de densidade de potência e frequências de chaveamento, devido ao aumento da parcela das perdas elétricas envolvidas (YANG et al., 2020).

Aliado a essa questão, o tamanho físico dos sistemas de gerenciamento térmico dos inversores de tração elétrica tornou-se ponto crítico devido às limitações de espaço físico e dissipação de calor. Reimers et al. (2019) mostraram que técnicas construtivas e materiais adequados na construção de sistemas de troca térmica são capazes de reduzir a carga térmica desses sistemas de potência. Nesse trabalho, os autores tornam evidente a relação entre o incremento de técnicas de gerenciamento térmico e o aumento de densidade de potência em VEs, possibilitando a construção de modelos de conversores de potência menores e mais eficientes. Nota-se que desde os primeiros modelos de veículos elétricos ou híbridos apresentam aumento de densidade de potência devido à redução da impedância térmica do sistema (JONES-JACKSON et al., 2022).

Nesse sentido, sistemas de gerenciamento térmico são utilizados para mitigar o efeito de sobretensões causadas pelas perdas elétricas dos inversores. Incluem-se no escopo de medidas de gerenciamento térmico as técnicas de resfriamento natural, ventilação forçada e resfriamento líquido que permitem a redução da impedância térmica dos módulos de potência através da troca térmica entre dissipadores de calor com o ambiente externo ou fluidos (BOTELER et al., 2010). Os sistemas de troca térmica natural reali-

zam troca térmica com o meio externo sem a presença de elementos ativos e dependem do estado da temperatura ambiente para troca térmica efetiva. Esses sistemas de troca de calor são ineficientes para grandes quantidades de potência dissipada e são utilizados em aplicações de menor potência. O progresso desses sistemas de troca de calor foi melhorado com a presença de fluidos de resfriamento da estrutura dos dissipadores de calor. (JONES-JACKSON et al., 2022) observaram que o resfriamento externo ou interno desses dissipadores apresenta ganho expressivo na redução da resistência térmica do sistema de potência e aumento do coeficiente de troca térmica do sistema. Ainda nesse trabalho, são abordados a influência dos materiais construtivos e a possibilidade de melhoria na troca térmica através da técnica de resfriamento duplo, onde o sistema térmico é envolvido por dissipadores de calor nas superfícies inferior e superior do sistema de potência. Essa técnica permite a redução de pontos de aquecimento e distribuição de calor sobre a superfície do dissipador, tornando possível maiores níveis de potência, redução no custo final de projeto de conversores de potência e aumento da vida útil do sistema.

Frente a esse cenário, nota-se a presença massiva de aplicações de sistemas de elevada densidade de potência com a utilização de sistemas de troca térmica. Olejniczak et al. (2017) propuseram um estudo sobre um inversor de 110 kVA, utilizando Carbetto de Silício (SiC) e resfriamento líquido do dissipador de calor para avaliar a capacidade de operação do inversor nos piores cenários de atuação, considerando a temperatura ambiente de 140 °C e 105 °C para o líquido de resfriamento. O autor constatou que, em condições extremas, o inversor é capaz de operar com alta eficiência (98,9%) e confiabilidade.

A técnica de resfriamento líquido foi abordada por Erp, Kampitsis e Matioli (2019), que apresenta em seu artigo uma abordagem sobre dissipadores de calor com uma topologia em microcanais, utilizando GaN transistores com resistência térmica de 0,2 K/W, espessuras mínimas dos canais de 25  $\mu\text{m}$ , vazão máxima do fluido de 1,73 ml/s e 300 W de perdas elétricas, e mostrou efetiva redução da temperatura de junção de 26 °C.

Por sua vez, Ki et al. (2021) realizam um estudo sobre a distribuição do fluido através de microcanais, inspirados biologicamente na estrutura do pulmão humano. A geometria permite aumento da superfície de contato e maior capacidade de troca térmica com queda de pressão do líquido de resfriamento, permitindo reduzir a potência dos valores utilizados em bombas elétricas para circulação do líquido de resfriamento.

Sob outra perspectiva de geometria de dissipador de calor, Imran, Mahmoud e Jaffal (2018) realizam um comparativo entre diferentes topologias de dissipadores. O estudo envolveu quatro modelos de dissipadores de resfriamento líquido com topologia tipo serpentine *Mini-Channel Heat Sink* (SMCHS). A configuração A possui uma entrada e uma saída; a configuração B possui duas serpentinas com duas entradas e duas saídas em paralelo dispostas longitudinalmente; a configuração C possui serpentinas com duas entradas e duas saídas tipo U; e a configuração D possui duas entradas e saídas em direção diagonal. Nesse estudo, a configuração B apresentou impedância térmica de aproximadamente 0,16

K/W, representando uma redução da carga térmica do sistema de potência.

Esses resultados são potencializados pela técnica de resfriamento duplo. Nessa técnica, placas frias são instaladas nas faces superior e inferior do módulo de potência e trocam calor com o meio externo por técnicas ativas ou passivas. Essa técnica de resfriamento torna possível aumentar o coeficiente de transferência de calor e a relação entre potência e volume de inversores de tração elétrica. Esse método foi aplicado por Li et al. (2021), e os autores notaram que a utilização da técnica em relação ao modelo de face única resultou em uma diminuição de 30 a 48% da resistência térmica do sistema e operação com eficiência máxima de 98,85% de um conversor buck de 3,3 kW.

Por sua vez, Catalano et al. (2020) realizou um estudo comparativo entre o método de resfriamento simples com o duplo através de engenharia assistida por computador. O autor concluiu que ambas metodologias são eficientes para determinar os efeitos causados pelo fluxo de calor sobre a superfície dos dissipadores e apontou que o método de resfriamento simples apresenta melhores resultados de impedância térmica e que os modelos de resfriamento duplo tornam-se interessantes quando o resfriamento sobre eles é efetivo.

Essas medidas de troca térmica são inerentes a aplicações de sistemas de tração elétrica, devido à potencialização da capacidade de processamento de energia por parte dos conversores de potência. Nota-se, sob diferentes perspectivas, uma preferência por aplicações dentro do contexto automotivo para a utilização de técnicas de resfriamento duplo e direto como os VEs 2008 Lexus LS 600H, Tesla Model S, 2013 Toyota Camry, 2016 Cadillac CT6 e 2016 Chevrolet Volt (REIMERS et al., 2019; BENNION; MORENO, 2010; BURRESS et al., 2011; ANWAR et al., 2015).

A complexidade desses sistemas é reduzida devido à representação fidedigna é solucionada através da Dinâmica de Fluidos Computacionais (CFD) realizadas no software ANSYS no Fluent. Essas ferramentas têm se mostrado aliadas à realização do projeto de sistemas térmicos, devido à eficiência, precisão, confiabilidade, rapidez e menor complexidade. A abordagem permite fragmentar o problema através da discretização do sistema em células que são partes individuais do sistema onde são realizados cálculos matemáticos para cada área que forma a malha. A solução do problema consiste na combinação das soluções individuais e a qualidade da solução pode ser definida através da qualidade da malha. Erp, Kampitsis e Matioli (2019) realizou a análise de fluxo de calor do sistema de troca térmica no COMSOL Multiphysics, utilizando as equações de Poisson. Neste trabalho, foram assumidas duas condições: o fluxo de calor abrange todos os canais do dissipador de calor e a leitura da temperatura não é afetada pela borda dos transistores.

O autor Cova et al. (2013) realizaram a modelagem térmica de um dissipador de resfriamento líquido por meio do ANSYS Fluent, cuja carga térmica é oriunda de um conversor DC/DC com 1,5 kW de perdas equivalentes a 560 W. Nesse trabalho, utilizaram as equações de Navier-Stokes para a representação do regime de escoamento e quantificação da solução CFD.

De forma semelhante, o autor Bünnagel et al. (2021) realizaram um estudo para um sistema de ventilação forçada com potência entre 50 a 100 W por módulo através do software ANSYS Fluent.

Já o autor Ye et al. (2016) realizaram o projeto em ANSYS e análise dos resultados de um inversor trifásico, considerando os testes com 30 e 100 W de potência dissipada por chaves, considerando o impacto da condutância térmica dos materiais presentes e a relação entre o surgimento de pontos de sobreaquecimento. Nesse trabalho, foi constatado que a distribuição térmica foi possível e a efetividade do sistema térmico foi confirmada.

Por fim, o autor Han, Guo e Ding (2021) realizaram um estudo sobre aletas usadas com base de alumínio, que foram estudadas e divididas em três configurações, todas com duas entradas de líquido com diferentes sentidos de escoamento. A configuração A apresenta fluxo unidirecional, B fluxo do líquido bidirecional e C fluxo do líquido multidirecional. Nesse trabalho, é realizada uma modelagem do sistema de troca térmica no software COMSOL Multiphysics para o projeto do dissipador de um inversor de 30 kW.

As simulações de transporte de fluidos e fluxo de calor são ferramentas indispensáveis para o projeto de sistemas térmicos, comparações entre diferentes modelos e simulações para diferentes condições de contorno. A análise desses sistemas na prática pode ser realizada por meio de fontes de calor sobre a superfície de dissipadores, através do controle da quantidade de calor dissipada.

A avaliação desses dissipadores de calor é necessária, pois representa uma etapa anterior à aplicação final, garantindo a exposição do sistema eletrônico de potência a dissipadores eficientes e confiáveis. Os principais desafios relacionados à implementação são a instrumentação dos sensores de temperatura, tipos de líquidos de resfriamento, vazão do sistema e aquisição de dados do sistema devido ao posicionamento físico de sensores e erros envolvidos na leitura. Tais valores mensurados possuem papel importante, pois a temperatura da junção, que rege os limites de operação, é estimada a partir dos valores da temperatura do *case* do IGBT. Além disso, o controle e manipulação da potência dissipada sobre o sistema de troca térmica possuem imprecisões e limitações de operação.

Sistemas de avaliação da capacidade de troca térmica são propostos para verificar a factibilidade dos dissipadores de calor. Imran, Mahmoud e Jaffal (2018) apresentam uma análise da capacidade de troca térmica de diferentes dissipadores de resfriamento líquido. No sistema em questão, são utilizadas placas de calor capazes de dissipar 500 W, controladas por um variac. Nesse trabalho, é considerada uma faixa de velocidade do líquido de 1-6 L/min com um erro aproximado de 4% e a potência das placas de calor com uma faixa entre 40 a 400 W com um erro de 1%.

Por outro lado, Cova et al. (2013) utilizam resistores de potência conectados a uma fonte de energia para análise da capacidade de troca térmica dos dissipadores de calor. Nesse estudo, são aplicados 240 W de perdas e a vazão do líquido é de 0,63 L/min para um conversor de 1,2 kW de potência nominal.

A avaliação dos dissipadores de calor é necessária para verificar a capacidade de troca térmica e eficiência quando aplicados em condições de elevada temperatura ambiente e exposição a níveis elevados de fluxo de calor gerados por conversores de potência. Conforme apresentado, os sistemas de avaliação de dissipadores de calor apresentam erros, o que exige um maior esforço laboral no controle de fluxo de calor para os dissipadores de calor. Dessa forma, é necessário utilizar processos precisos para controlar a quantidade de calor fornecida ao sistema térmico ou a quantidade de potência dissipada em situações em que são utilizados circuitos eletrônicos como fonte de calor. Os trabalhos relacionados a avaliação do sistema apresentam fontes de erros no próprio processo de controle da quantidade de calor dissipada pelos dissipadores de calor, exigindo operações manuais nas fontes de tensão para controlar a potência dissipada.

### 1.3 ESCOPO DO TRABALHO

O presente trabalho apresenta um estudo CFD para o projeto de dois dissipadores de calor e os parâmetros de resistência térmica dos dissipadores são obtidos e implementados em softwares computacionais para avaliação dos dissipadores usando as redes de Cauer e Foster. Com isso, o desempenho dinâmico dos dissipadores de calor é avaliado em um inversor trifásico com potência nominal de 50 kW e eficiência de 99%, conectado a uma carga RL. Além disso, é proposta uma ferramenta de avaliação térmica desses dissipadores, utilizando uma carga eletrônica como fonte de calor, que permite o controle da quantidade de calor fornecida ao dissipador. Nesse estudo, são aplicados degraus de carga no sistema eletrônico de 150 W para 300 W com o objetivo de representar um dissipador para um inversor de tração elétrica de 30 kW com eficiência de 99% a fim de obter os indicadores de temperatura de junção dos dispositivos de potência. Assim, são realizadas comparações entre o projeto realizado em ANSYS e os resultados obtidos em bancada experimental.

As principais contribuições deste trabalho são:

1. Elaboração de um modelo de simulação em CFD para sistemas de troca térmica aplicados a inversores de tração elétrica;
2. Obtenção dos parâmetros térmicos dos dissipadores via CFD;
3. Desenvolvimento de uma carga eletrônica para avaliação de diferentes geometrias de dissipadores;
4. Elaboração de uma metodologia de ensaios em bancada experimental para verificação da capacidade troca térmica dos dissipadores de calor.

## 1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

### 1.4.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho consiste no desenvolvimento de um sistema de validação para os sistemas de troca térmica.

### 1.4.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são elencados a seguir:

- Revisão bibliográfica dos principais modelos de sistemas de troca térmica utilizados em inversores de tração elétrica;
- Implementação computacional de dois modelos de troca térmica e análise comparativa do desempenho de ambos. Nessa etapa, os parâmetros dos sistemas térmicos são extraídos para simulação do modelo térmico;
- Verificação das temperaturas dos sistemas de troca de calor através das redes de Cauer e Foster;
- Desenvolvimento de uma carga eletrônica para fornecimento de cargas térmicas para os sistemas de troca térmica;
- Análise comparativa entre os valores de projeto, através do projeto CFD e comparação dos resultados experimentais.

## 1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho apresenta o estudo e avaliação de sistemas de troca térmica com resfriamento líquido aplicados em inversores para tração elétrica. Para a realização desse estudo, o trabalho foi dividido em 8 capítulos. O Capítulo 1 apresenta uma visão geral do tema proposto, seguido de uma motivação e do escopo do estudo de sistemas térmicos aplicados a inversores de tração elétrica. Além disso, são apresentados os objetivos do trabalho. No Capítulo 2, são apresentadas a modelagem térmica de inversores de tração elétrica e uma abordagem sobre as redes de Cauer e Foster. Nessa explanação, são evidenciados os efeitos das resistências térmicas da junção ao dissipador e os impactos sobre a temperatura da junção.

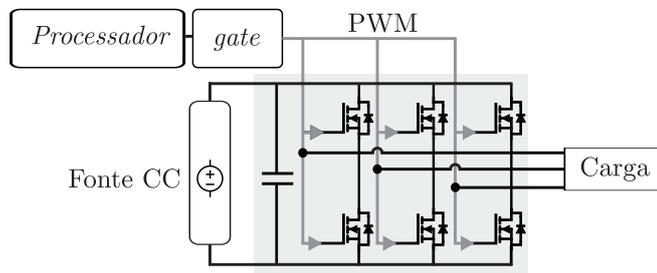
---

Uma abordagem sobre as geometrias dos dissipadores é realizada no Capítulo 3. Nessa seção, as duas geometrias são abordadas e as características construtivas são discutidas. No Capítulo 4, é apresentado o modelo numérico do sistema de troca térmica e a estrutura de simulação computacional em ambiente ANSYS. Os parâmetros dos dissipadores de calor são obtidos em simulação computacional através das redes térmicas de Cauer e Foster no Capítulo 5. No Capítulo 6, a metodologia de ensaios em bancada e resultados são apresentados e discutidos, considerando a abordagem presente em inversores de tração elétrica. No Capítulo 7, é apresentada uma simulação de um inversor pentafásico. Por fim, no Capítulo 8, são apresentadas as considerações finais e as conclusões.

## 2 MODELAGEM TÉRMICA DOS INVERSORES

Em sistemas de tração elétrica, os inversores trifásicos dominam as aplicações industriais e acadêmicas. O grandes desafio dos inversores de tração elétrica estão relacionados ao processamento de energia e gerenciamento térmico. Nesses inversores são utilizados transistores de potência, como IGBTs e SiC MOSFETs. Nesses inversores, elevados níveis de densidade de potência e frequência de chaveamento representam desafios devido ao processamento de energia e a relação direta com o gerenciamento térmico do conversor. A Figura 2.1 apresenta a estrutura do inversor.

Figura 2.1 – Topologia do inversor trifásico



Fonte: Próprio autor.

O inversor apresentado é composto por chaves de potência que operam mediante sinais de alta frequência oriundos de sistemas microprocessados. Essas são energizadas por fonte de tensão contínua e fornecem energia para carga. A quantificação das perdas envolvidas nesses inversores é necessária para o dimensionamento das chaves do sistema e o projeto de sistemas de troca térmica para garantir a operação do conversor dentro dos limites de operação.

### 2.1 ESTUDO DAS PERDAS

As perdas envolvidas na operação dos dispositivos de potência são compostas por perdas por condução e perdas por chaveamento. As perdas por condução são definidas por (2.1), enquanto as perdas por chaveamento por (2.2):

$$P_{cond} = V_f \cdot I_C + V_{CEsat} \cdot I_C, \quad (2.1)$$

onde  $P_{cond}$  é a perda de condução em watts,  $V_f$  é a queda de tensão *forward* do diodo interno do IGBT,  $I_C$  é a corrente que atravessa o IGBT,  $V_{CEsat}$  é a tensão de saturação do coletor-emissor.

$$P_{sw} = \frac{Q_{rr} \cdot V_{CEsat}}{t_{rr}} + E_{on} + E_{off}, \quad (2.2)$$

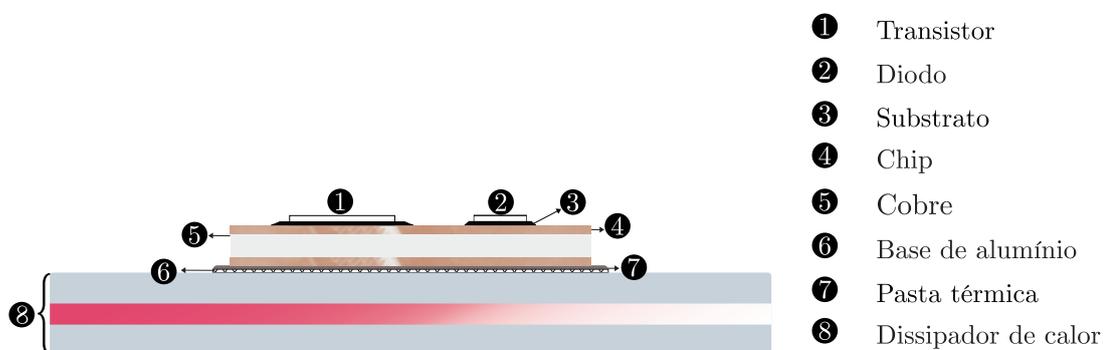
onde (2.2),  $P_{sw}$  é a perda de comutação em watts,  $Q_{rr}$  é a carga reversa recuperada do diodo interno,  $V_{CEsat}$  é a tensão de saturação do coletor-emissor,  $t_{rr}$  é o tempo de recuperação reversa do diodo interno,  $E_{on}$  é a energia dissipada durante a transição da chave desligada para ligada,  $E_{off}$  é a energia dissipada durante a transição da chave ligada para desligada.

## 2.2 MODELO TÉRMICO DO INVERSOR

### 2.2.1 Redes térmicas de Cauer e Foster

O modelo térmico do inversor representa a dinâmica da resistência térmica dos dispositivos de potência, pasta térmica e dissipador de calor. O circuito térmico é modelado através de um circuito RC através das redes térmicas de Cauer e Foster. Cada parte do sistema pode ser modelada por uma impedância térmica, onde a resistência térmica é obtida através do regime permanente e a capacitância conhecida por meio da constante de tempo. A estrutura do inversor com sistema de troca térmica é mostrada na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Estrutura convencional de um inversor de tração elétrica.

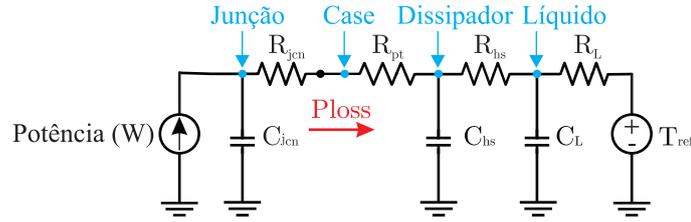


Fonte: Próprio autor.

O modelo térmico do inversor é representado pelas redes térmicas de Cauer e Foster. Essas redes térmicas representam a dinâmica de um circuito elétrico em sistema térmico, utilizando resistências e capacitâncias. Na rede de Foster, os parâmetros de interesse são a resistência térmica e a constante térmica do modelo. Entre a junção e o *case* existem camadas físicas e são associadas através das impedâncias de cada camada (XU et al., 2020). A estrutura da rede térmica de Foster é mostrada na Figura 2.3.

A rede térmica é composta por um modelo da chave de potência, que pode apresentar várias camadas de impedância térmica entre a junção e o encapsulamento, e pelo dissipador de calor com resfriamento líquido. A impedância térmica de Foster pode ser

Figura 2.3 – Rede térmica de Foster.



Fonte: Próprio autor.

representada por um circuito RC de primeira ordem, como apresentado na equação (2.3):

$$Z_{th,Foster}(t) = \sum_{n=1}^{n=n+1} R_{jcn} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}), \quad (2.3)$$

onde  $Z_{th,Foster}(t)$  é a impedância térmica de Foster,  $R_{jcn}$  é a resistência térmica da junção ao *case* e  $\tau$  a constante térmica, dada por:

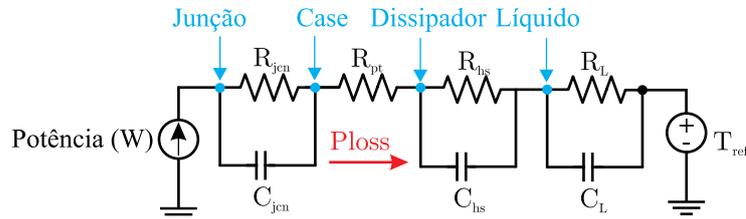
$$\tau = R_{jcn} C_{jcn} \quad (2.4)$$

onde  $C_{jcn}$  é a capacitância térmica da junção ao *case*. A impedância térmica da junção ao *case* no domínio da frequência é definida pela equação (2.5)

$$Z_{jc,Foster}(s) = \sum_{n=1}^{n=n+1} \frac{R_{jcn}}{R_{jcn} C_{jcn} \cdot s + 1}. \quad (2.5)$$

A rede de Cauer, por sua vez, possui uma estrutura diferente do modelo térmico de Foster, pois apresenta uma estrutura em paralelo e o modelo equivalente resulta em um sistema de segunda ordem. A estrutura da rede de Cauer é mostrada na Figura 2.4.

Figura 2.4 – Rede térmica de Cauer.



Fonte: Próprio autor.

A impedância definida pela rede térmica de Cauer é obtida no domínio da frequência e é apresentada na equação (2.6):

$$Z_{th,Cauer}(s) = \sum_{n=1}^{n=n+1} \frac{1}{\frac{1}{Z_{jcn} + Z_{pt}} + C_{jcn} \cdot s} \quad (2.6)$$

onde  $Z_{th,Cauer}(t)$  representa a impedância térmica de Cauer no domínio da frequência. A impedância térmica do sistema, como expõe Zhang et al. (2018), é apresentada na equação (2.7):

$$Z_{th,total} = Z_{jc} + Z_{pt} + Z_{hs}, \quad (2.7)$$

a impedância térmica do sistema pode ser obtida, de maneira simplificada, usando a equação (2.8)(YU et al., 2021):

$$Z_{jc} = \frac{(T_{jc} - T_{case})}{P_{loss}}, \quad (2.8)$$

onde  $Z_{th,total}$  é a impedância térmica da junção do dispositivo,  $Z_{jc}$  a impedância térmica da junção e  $P_{loss}$  são as perdas totais do sistema, dada pela expressão (2.9):

$$P_{loss} = P_{cond} + P_{sw}. \quad (2.9)$$

A temperatura de junção do dispositivo pode ser definida por

$$T_{jc}(t) = Z_{th}(t)P_{loss}(t) + T_c(t). \quad (2.10)$$

O fluxo de calor dissipado pelo módulo é determinado em relação à quantidade de calor transferida, levando em consideração a variação de temperatura da superfície do dissipador e do líquido de resfriamento dado pela equação (2.11) (BAHMAN; MA; BLAABJERG, 2016):

$$h_f = \frac{q}{\Delta T}, \quad (2.11)$$

onde  $h_f$  é o coeficiente de troca térmica e  $q$  é a quantidade de calor. A quantidade de calor é dada pela relação da potência dissipada por área, como mostra a equação (2.12):

$$q = \frac{\dot{Q}}{dA}, \quad (2.12)$$

onde  $\dot{Q}$  é a quantidade de calor dissipada e  $A$  a área em que a potência é dissipada. A resistência térmica do módulo de potência pode ser obtida através da quantidade de fluxo de calor do sistema de potência e da área da superfície do dissipador. A resistência representa as características do dispositivo de potência em regime permanente e a influência a dinâmica é representada por uma capacitância térmica. A impedância térmica, portanto, é apresentada no Apêndice A. A temperatura da junção pode ser obtida através das equações (2.8) e (2.10), utilizando os dados de impedância térmica apresentados na Figura A.3.

### 3 GEOMETRIA DOS DISSIPADORES

Os sistemas de troca térmica são utilizados para mitigar os efeitos do sobreaquecimento em dispositivos eletrônicos. As tecnologias envolvendo dissipadores de calor variam em tamanho, estrutura física, volume e tipos de materiais de construção. O estudo da estrutura de dissipadores de calor ganhou importância à medida que os conversores de potência atingiram maiores níveis de densidade de potência e, conseqüentemente, necessitam de melhores medidas de gerenciamento térmico. Em sistemas de propulsão elétrica, o aumento da relação potência por volume está relacionado ao aumento das medidas de troca térmica através de modelos de dissipadores de calor capazes de reduzir a resistência térmica do sistema.

Esses dissipadores são constituídos de placas frias compostas por material alumínio ou cobre. O alumínio é um material eficiente, pois possui boa capacidade de troca térmica maior custo-benefício em relação ao cobre, que possui maior massa por volume sendo utilizado em aplicações que visam alto desempenho.

A partir do processamento desses materiais, diferentes técnicas de resfriamento podem ser utilizadas, como ventilação natural, forçada ou líquida (CHRISTEN; STOJADINOVIC; BIELA, 2016). Essas técnicas são classificadas como passivas ou ativas e são utilizadas de acordo com as necessidades da aplicação.

As características dos sistemas de dissipadores passivos ou ativos são descritas a seguir: Dissipador de calor passivo: Os dissipadores de calor passivos são constituídos por placas frias que transferem o calor gerado pelos componentes eletrônicos para o ambiente, sem o uso de ventiladores ou líquidos de resfriamento. Eles são mais adequados para sistemas eletrônicos com baixas potências de operação, pois possuem uma capacidade limitada de troca térmica.

Dissipador de calor ativo: Os dissipadores de calor ativos são projetados para lidar com altas potências de operação, utilizando fluidos como ar, água ou óleo para aumentar a capacidade de troca térmica. Esses dissipadores possuem uma ampla variedade de técnicas de resfriamento, como o resfriamento direto ou indireto, simples ou duplo. Eles são comumente utilizados em sistemas de tração elétrica e outras aplicações industriais de alta potência, permitindo uma operação mais eficiente e reduzindo a impedância térmica do sistema. Os dissipadores de calor ativos são menores e mais leves do que os modelos passivos, mas possuem etapa construtiva mais complexas.

Em relação aos métodos ativos de resfriamento mencionados, a técnica de resfriamento externo ou indireto é, em grande parte das aplicações, aplicada através de sistemas de ventilação forçada. As topologias de resfriamento por ventilação forçada apresentam níveis mais elevados de impedância térmica e menor capacidade de troca térmica em relação aos modelos que utilizam técnicas de resfriamento com líquidos. Os métodos de resfriamento direto e duplo representam um avanço em relação aos modelos de resfria-

mento indiretos, pois possuem elevada capacidade de transferência de calor.

Utilizando essas técnicas, a presença de líquidos de resfriamento aumenta a capacidade de troca térmica e, conseqüentemente, contribui para a redução da impedância térmica do sistema. Nesse processo, os dissipadores que possuem escoamento de fluidos apresentam elevado coeficiente de troca térmica, devido à capacidade térmica dos fluidos e à maior superfície de contato. Os dissipadores com resfriamento líquido apresentam ganho na capacidade de troca térmica em relação aos modelos de ventilação forçada, e esses ganhos são ainda maiores no resfriamento duplo. Esse modelo possui a capacidade de reduzir a impedância térmica dos módulos do sistema de potência e potencializa o aumento da relação potência sobre volume, permitindo conversores de potência e sistemas de troca térmica mais leves e menos volumosos para aplicações automotivas e de aviação. Além dos modelos de resfriamento duplo, os modelos de resfriamento direto e integrados possuem resultados expressivos e menores custos de fabricação.

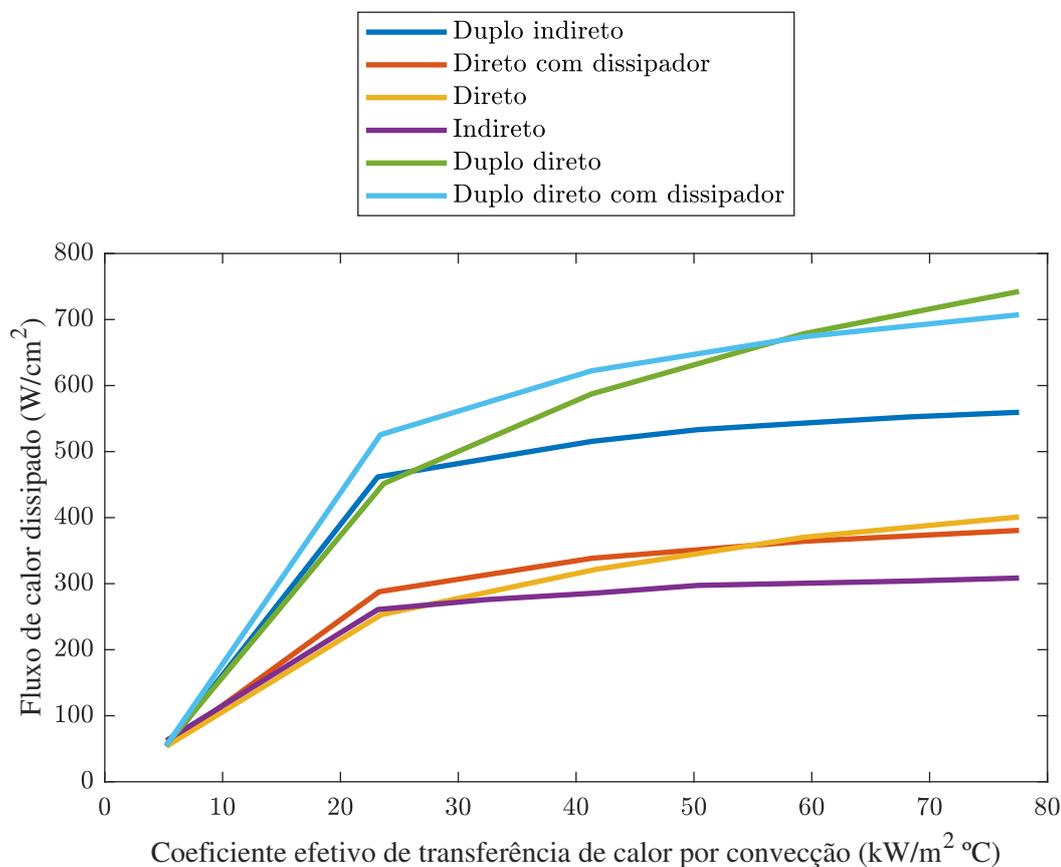
A utilização dessas configurações de dissipadores está presente em inversores de tração elétrica, e seu uso é justificado pela simplicidade, custos de fabricação e desempenho satisfatório se comparado aos modelos de dupla face. A partir da Tabela 3.1, pode-se notar a utilização de diferentes técnicas de resfriamento em sistemas de tração, destacando-se os modelos de resfriamento líquido direto simples e resfriamento duplo.

O método de resfriamento duplo tem sido amplamente aplicado no setor automotivo, mostrando-se eficaz para o gerenciamento térmico em sistemas de elevados níveis de densidade de potência. A utilização dessa técnica tem sido predominante no cenário atual, devido à sua capacidade de reduzir o volume e a massa do sistema de potência, além de proporcionar maior capacidade de resfriamento. No entanto, a utilização dessa técnica exige maiores esforços laborais para o projeto e desenvolvimento, além de custos de produção mais elevados quando comparados aos modelos de resfriamento simples e integrados. Esses modelos possuem menor capacidade de processamento térmico em relação aos modelos de resfriamento duplo, mas são eficazes e apresentam custos de produção inferiores.

As técnicas de dissipadores de calor e resfriamento possuem estruturas construtivas e de operação diferentes, o que se reflete no coeficiente de transferência de calor. A Figura 3.1 apresenta a relação entre a técnica de resfriamento e o coeficiente de troca de calor:

A relação entre taxa de transferência de calor e método de resfriamento indica que o método de resfriamento duplo apresenta a maior capacidade de resfriamento. De acordo com Jones (2022), essa técnica possui uma elevada taxa de transferência de calor, mesmo sem elementos ativos, superando a técnica de resfriamento direto. Os autores destacam que os modelos de dissipadores com aletas apresentam um desempenho inferior em relação aos modelos de canais usinados. Além disso, a eficiência do resfriamento duplo é destacada, pois possui uma elevada capacidade de resfriamento térmico, sendo ideal para aplicações com alta densidade de potência. A Figura 3.2 apresenta a relação entre o incremento

Figura 3.1 – Capacidade de transferência de calor para diferentes técnicas de resfriamento.



Fonte: Adaptado de (JONES-JACKSON et al., 2022).

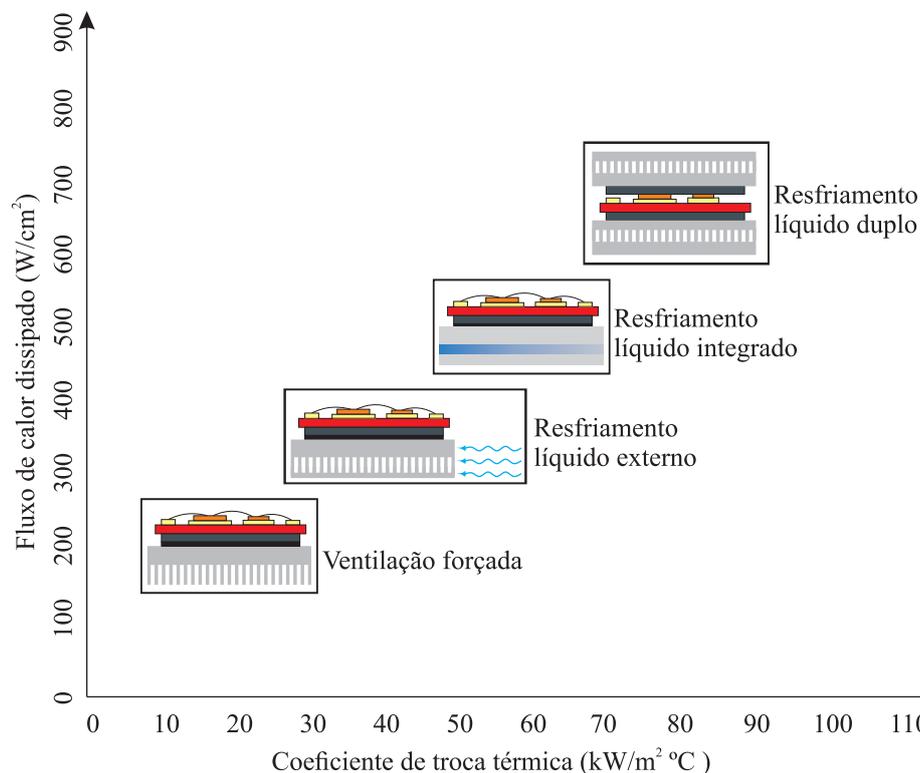
do coeficiente de transferência de calor por técnica de resfriamento. Observa-se que as técnicas baseadas em ventilação forçada em dissipadores possuem menor capacidade de troca térmica e, à medida que as técnicas de resfriamento líquido e/ou resfriamento duplo são aplicadas, a resistência térmica do sistema é reduzida e a capacidade de troca de calor é aumentada.

Dessa forma, uma visão geral sobre a aplicação de sistemas de troca térmica em inversores de tração elétrica comerciais é apresentada na Tabela 3.1.

### 3.1 RESFRIAMENTO INDIRETO/EXTERNO

Os dissipadores de resfriamento indireto são modelos destinados a aplicações eletrônicas de menor potência, produzidos em massa e podem ser utilizados em aplicações gerais. Esses dissipadores são volumosos e possuem resistência térmica elevada se comparado aos modelos diretos e de resfriamento duplo (JONES-JACKSON et al., 2022).

Figura 3.2 – Fluxo de calor dissipado em relação ao coeficiente de transferência de calor.



Fonte: Próprio autor.

Esses sistemas trocam calor com o ambiente externo por meio do ar, ventilação forçada ou líquidos de resfriamento.

Essas tecnologias estão presentes em diferentes modelos de inversores de tração elétrica. A inserção de novas técnicas permitiu o desenvolvimento de VEs com inversores de alta densidade de potência, devido a redução de volume e aumento da capacidade de processamento de energia.

### 3.1.1 2004 Toyota Prius

O modelo 2004 Toyota Prius é a segunda geração do Toyota Prius, apresentando mudanças relacionadas aos conversores buck/boost em relação à primeira geração. Ambos os modelos tiveram incentivo inicial em 1997 através da produção em massa de veículos elétricos. O desenvolvimento do inversor desse veículo representou avanço nas tecnologias de processamento de energia, pois o mesmo fornecia 57 kW de potência nominal e 82 kW de potência máxima. O sistema de troca térmica desse inversor é constituído por uma placa fria de alumínio com serpentinas e sua geometria é formada por curvas ao longo do dissipador de calor, onde circula etilenoglicol (HSU, 2005; STAUNTON; BUR-

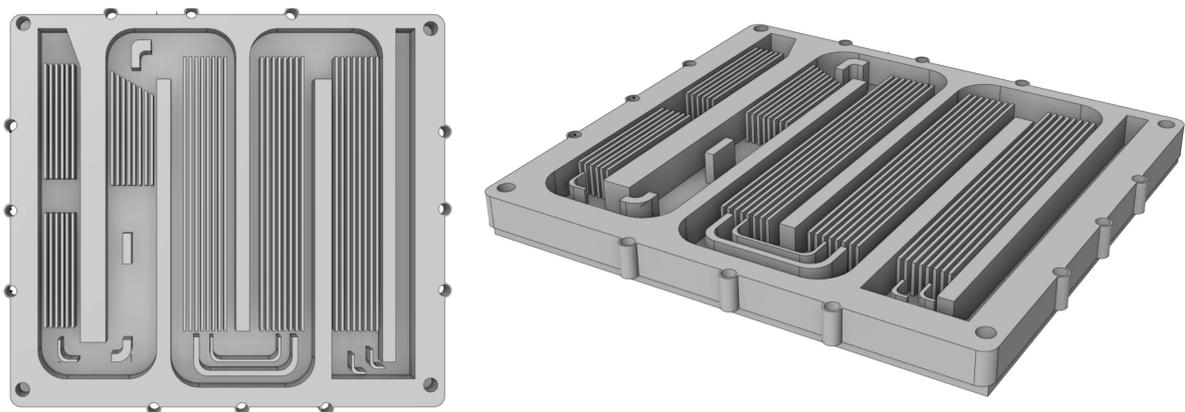
Tabela 3.1 – Comparativo entre os principais modelos de aplicações de sistemas de troca térmica em inversores de tração elétrica.

Modelo	Método de resfriamento	Fluido
2005 Honda Accord	Indireto	WEG
Lexus LS 600H (2008)	Duplo	WEG para 75°C
Nissan LEAF BEV (2012)	Direto	WEG para 75°C
2014 Honda Accord Chevy Volt PHEV (2014)	Direto	WEG 75°C
Tesla Model S (2015)	Duplo	WEG para 75°C
Audi A3 e-Tron PHEV (2016)	Direto	WEG para 75°C
Toyota Prius HEV (2016)	Duplo	WEG para 75°C
Cadillac CT6 PHEV (2016)	Duplo	WEG para 75°C

Fonte: Adaptado de Reimers et al. (2019), Jones-Jackson et al. (2022).

RESS; MARLINO, 2006). A Figura 3.3 apresenta a estrutura do sistema de troca térmica utilizado no 2004 Toyota Prius:

Figura 3.3 – Placas frias de alumínio em canais usinados do inversor utilizado no 2004 Toyota Prius.

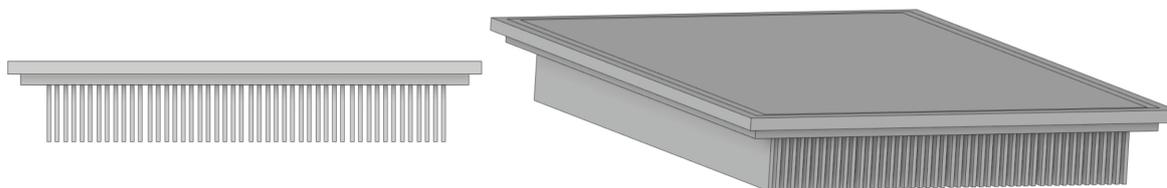


Fonte: Adaptado de (STAUNTON; BURRESS; MARLINO, 2006).

### 3.1.2 Honda Accord 2005

O veículo Honda Accord 2005 é resultado do programa Veículos Elétricos Híbridos, através do compartilhamento de custos entre o Departamento de Energia dos EUA (do inglês, United States Department of Energy-DOE) e fabricantes de automóveis americanos. O inversor elétrico utilizado possui potência de 12 kW e possui limitações de operação devido às temperaturas máximas de operação, limites de corrente e tensão do conversor de potência. Nesse inversor, é utilizado um dissipador de calor com aletas que são refrigeradas por um fluxo de ar frio, utilizando uma bomba elétrica de 120 W (STAUNTON; BURRESS; MARLINO, 2006). O dissipador de calor utilizado no 2005 Honda Accord é apresentado na Figura 3.4:

Figura 3.4 – Dissipador de calor do inversor utilizado no Honda Accord 2005.

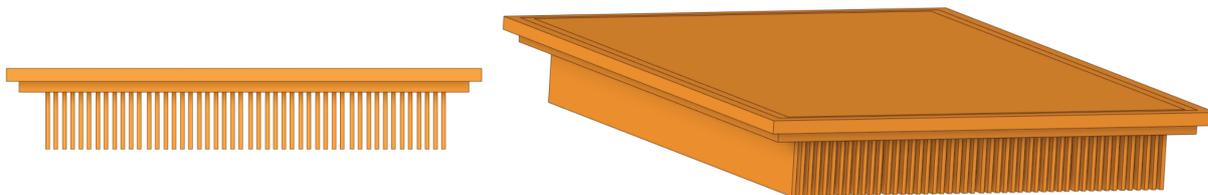


Fonte: Adaptado de (STAUNTON; BURRESS; MARLINO, 2006).

### 3.1.3 2006 Honda Civic Hybrid

O veículo 2006 Honda Civic Hybrid apresenta avanços em relação aos modelos de inversores de 2004 Civic Hybrid para 2006 Civic Hybrid, isso ocorre devido à inserção de técnicas de resfriamento do inversor e topologias dos capacitores do barramento CC. A estrutura do sistema de troca térmica desse inversor é semelhante ao modelo utilizado no Honda Accord 2005, composto por aletas refrigeradas por fluxo de ar e material de cobre. O 2006 Honda Civic Hybrid obteve redução de 13% do volume do inversor e aumento da capacidade de processamento de energia em 17%. Além disso, houve redução expressiva na resistência térmica dos módulos de potência do inversor (MATSUOKA; NAKAMURA; HASEGAWA, 2006). O dissipador de calor utilizado no 2006 Honda Civic Hybrid é apresentado na Figura 3.5:

Figura 3.5 – Dissipador de calor do inversor utilizado no 2006 Honda Civic Hybrid .



Fonte: Adaptado de (MATSUOKA; NAKAMURA; HASEGAWA, 2006).

## 3.2 RESFRIAMENTO DIRETO/INTEGRADO

A técnica de resfriamento direto em dissipadores baseia-se na troca térmica de uma placa fria de alumínio através da circulação de fluidos internamente de água líquida, óleo e/ou etilenoglicol (SAKANOVA et al., 2016). Esses fluidos, exceto o ar, são armazenados em reservatórios para o abastecimento em caso de falta de fluido e são refrigerados por sistemas de ventilação forçada, geralmente fixados em radiadores de calor.

A técnica de resfriamento direto apresenta melhor capacidade de redução da temperatura do sistema em relação ao resfriamento indireto, aproximadamente 30%. Esses modelos são encontrados em veículos elétricos como Nissan LEAF BEV, Tesla Model S e 2014 Honda Accord (ANWAR et al., 2015; REIMERS et al., 2019; MORENO et al., 2016).

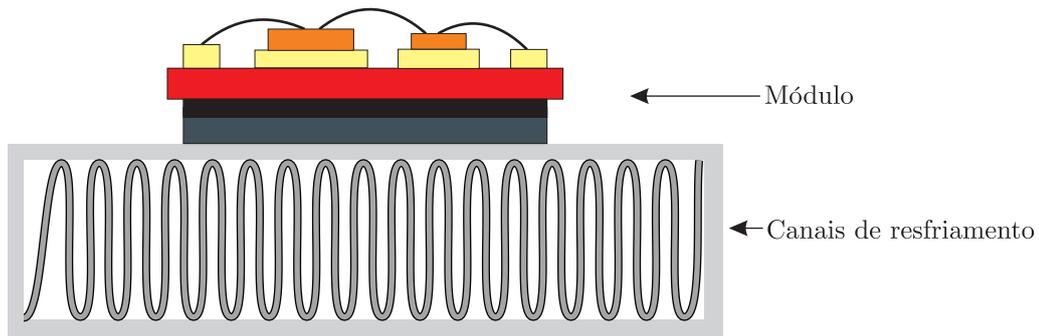
### 3.2.1 2010 Toyota Prius

O modelo 2010 Toyota Prius possui um inversor elétrico de 60 kW com volume de 5,4 L e 13 kg de massa. O inversor apresentou redução de massa em relação aos modelos anteriores da Toyota. Essa redução de massa é consequência da utilização do resfriamento integrado do dissipador. A estrutura do dissipador é composta por canais no interior da placa fria que permitem a passagem do líquido de resfriamento. A entrada e saída do sistema são distribuídas transversalmente (BURRESS et al., 2011). A estrutura do sistema de troca térmica do 2010 Toyota Prius é apresentado na Figura 3.6:

### 3.2.2 2012 Nissan Leaf

O VE MY20122012 Nissan Leaf representa a continuação do primeiro modelo do Nissan Leaf, lançado em 2010. Ele possui uma capacidade de energia elevada, pois é capaz

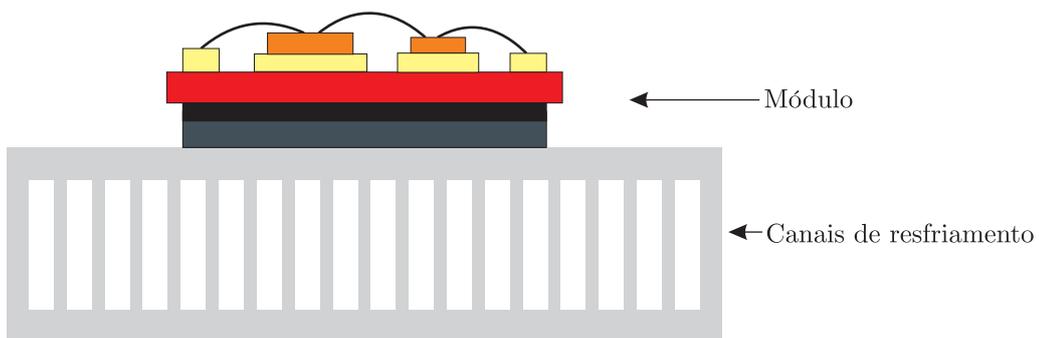
Figura 3.6 – Dissipador de calor do inversor utilizado no 2010 Toyota Prius.



Fonte: Adaptado de (BURRESS et al., 2011).

de fornecer  $280 \text{ N} \cdot \text{m}$  e  $80 \text{ kW}$ , com corrente eficaz de  $340 \text{ A}$  e a frequência de chaveamento de  $5 \text{ kHz}$ . O alto nível de potência aumentam as preocupação relacionada às temperaturas das junções dos módulos e às limitações da operação sob capacidade máxima do conversor. Nesse contexto, são utilizados materiais de interface térmica entre os módulos de potência e canais de resfriamento, pois são responsáveis pela redução expressiva do estresse térmico do sistema (SATO et al., 2011). Nesse sistema, o resfriamento ocorre diretamente nos canais do material. A Figura 3.7 e 3.8 apresenta a estrutura do sistema de resfriamento do 2012 Nissan Leaf.

Figura 3.7 – Estrutura do conversor de potência e canais de resfriamento do 2012 Nissan Leaf.

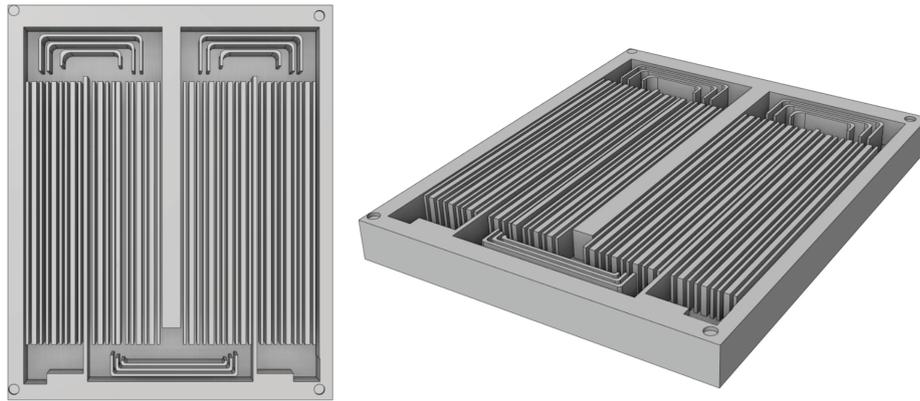


Fonte: Adaptado de (MORENO et al., 2016).

### 3.2.3 2014 Honda Accord

O modelo 2014 Honda Accord possui sistema de tração elétrica e a troca térmica é mediada pelo resfriamento direto na placa fria de alumínio. Nesse sistema, a conexão entre dissipador de calor e módulos é dada por solda sem a presença de interfaces entre

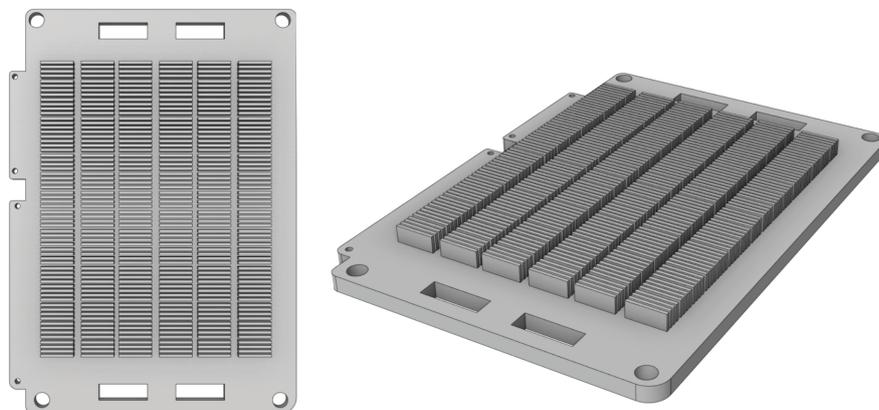
Figura 3.8 – Estrutura dos canais do sistema de troca térmica do 2012 Nissan Leaf.



Fonte: Adaptado de (MORENO et al., 2016).

os módulos de potência e dissipador de calor. Apesar da ausência de interfaces como pastas térmicas, o 2014 Honda Accord apresenta maior capacidade de troca térmica que o MY2012 Nissan Leaf. A estrutura do dissipador de calor do Accord é dada por aletas que são refrigeradas por etilenoglicol (MORENO et al., 2016). A Figura 3.9 apresenta a estrutura do sistema de troca térmica do 2014 Honda Accord.

Figura 3.9 – Estrutura dos canais do sistema de troca térmica do 2014 Honda Accord.



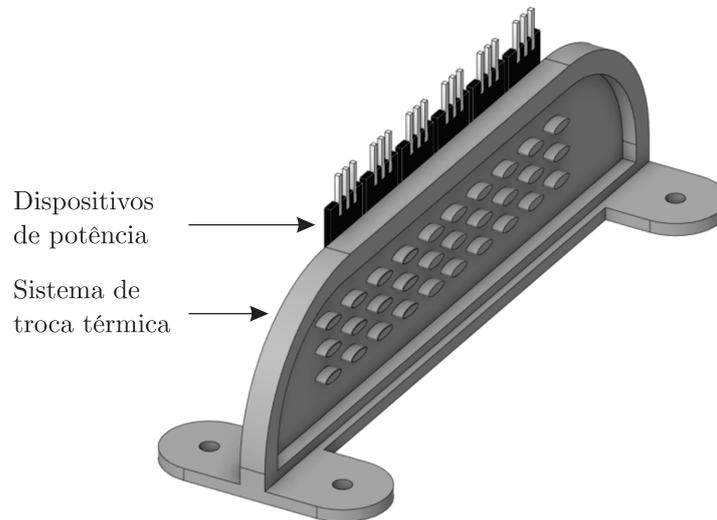
Fonte: Próprio autor.

### 3.2.4 Tesla Model S

O Tesla Model S representa grande avanço em técnicas relacionadas a sistemas de propulsão elétrica, visto que esse VE fornece 193 kW, 800 A e redundância de IGBTs discretos por fase do conversor. O conversor do Model S é trifásico com seis chaves por fase, reduzindo a corrente máxima por fase. A estrutura do sistema de troca térmica é

dada por aletas de diferentes comprimentos para formação de cavidades e aumento da superfície de contato entre líquido de resfriamento e calor. A Figura 3.10 apresenta a estrutura do sistema de troca térmica do Tesla Model S.

Figura 3.10 – Estrutura dos canais do sistema de troca térmica do Tesla Model S.



Fonte: Adaptado de (REIMERS et al., 2019).

### 3.3 RESFRIAMENTO DUPLO

A técnica de resfriamento duplo tem sido amplamente aplicada em sistemas de tração elétrica para troca térmica do sistema de potência (MOELLER et al., 2020). Ela possui distribuição uniforme nas duas faces do dispositivo de potência, o que possibilita o aumento do coeficiente de transferência de calor do sistema de troca térmica. A capacidade de resfriamento proporcionada pelo sistema de troca térmica duplo oferece várias vantagens em relação aos modelos de face simples, como redução no volume, tamanho e massa. A utilização do resfriamento duplo permite a redução de pontos de aquecimento máximo no sistema de potência e elevada taxa de coeficiente de transferência de calor. Hirao et al. (2018) observaram no estudo de inversores de tração elétrica utilizando SiC MOSFETs vantagens significativas quanto ao uso da técnica de resfriamento duplo em relação ao modelo de face única, através da redução de 35% da resistência térmica da junção dos módulos.

Essa técnica permite potencializar a capacidade de operação de conversores de potência. Gillot et al. (2001) observaram que a utilização do resfriamento em dupla face permitiu operar com temperatura máxima de  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com o dobro da corrente de operação. Além disso, foi possível elevar a potência de operação em 76% e aumentar a vida útil do

conversor.

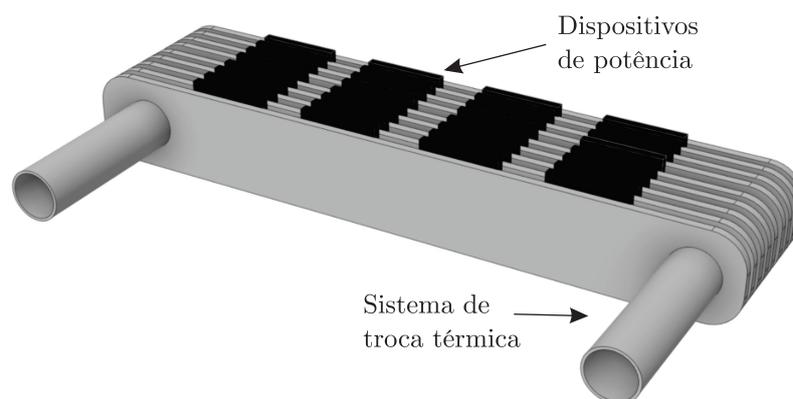
Cairnie, Gersh e DiMarino (2021) afirmaram que foi possível aliviar problemas termomecânicos e aumento da confiabilidade do sistema. Nesse estudo, foi alcançado uma resistência térmica da junção ao *case* igual  $0,17\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ , permitindo que o conversor opere com maiores níveis de corrente e tensão.

Esse método possui maior complexidade de projeto e implementação, maior custo de produção e manutenção em relação às outras técnicas de troca de calor. No entanto, apresenta maior capacidade de troca térmica e redução da impedância do sistema.

### 3.3.1 2008 Lexus LS 600H

O veículo híbrido 2008 Lexus LS 600H é um modelo que apresenta evoluções em relação aos modelos Prius PE MY 2004 e Camry MY 2007, pois possui progressos no aumento da densidade de potência e potência de operação. O 2008 Lexus LS 600H trouxe como recurso a utilização do sistema de troca térmica do inversor. O modelo do sistema de troca térmica utilizado foi o de dupla face, formado por 13 canais onde o líquido de resfriamento escoa. Essa estratégia possibilita a redução do fluxo de calor do inversor e resistência térmica da junção dos módulos IGBTs utilizados (JONES-JACKSON et al., 2022). Segundo Bennion e Moreno (2010) a utilização desse sistema de troca térmica reduz custos de fabricação, volume, massa, estresse térmico e aumenta a capacidade de processamento de energia. A figura 3.11 apresenta uma representação do sistema de troca térmica do 2008 Lexus LS 600H.

Figura 3.11 – Estrutura do sistema de troca térmica do 2008 Lexus LS 600H.



Fonte: Adaptado de (BENNION; MORENO, 2010).

### 3.3.2 2013 Toyota Camry & 2016 Toyota Prius

Os modelos 2013 Toyota Camry e 2016 Toyota Prius possuem densidades de potência de 19,0 kW/L e 21,7 kW/L, respectivamente. Ambos utilizam módulos IGBTs em sua constituição. Ambos modelos de veículos elétricos apresentaram versões com menor tamanho físico e redução na quantidade de chaves por fase. O Camry reduziu de três para duas chaves, enquanto o Prius reduziu de doze para seis chaves. O aumento da densidade potência ocorreu, apesar da redução de chaves no inversor, devido à presença do sistema de resfriamento líquido, baseado no modelo de dupla face. O modelo do sistema de troca térmica é dado por um dissipador de calor de dupla face, semelhante ao modelo 2008 Lexus (BURRESS; CAMPBELL, 2013).

### 3.3.3 2016 Cadillac CT6

O modelo 2016 Cadillac CT6 possui uma densidade de potência de 22,6 kW/L e possui um sistema de resfriamento duplo e tem uma eficiência de 91,0%. Segundo Khan et al. (2016), a mudança do sistema de resfriamento simples para duplo permite uma redução de 35% na resistência térmica da junção e um aumento de 30% na capacidade de operação em corrente.

### 3.3.4 2016 Chevrolet Volt

O modelo Chevrolet Volt de 2016 tem algumas semelhanças com o Cadillac CT6. No entanto, sua estrutura apresenta canais retos de cobre nas duas faces dos módulos IGBTs, diferenciando-se do modelo de primeira geração que possui um dissipador apenas em uma face do módulo de potência (ANWAR et al., 2015). A segunda geração do Volt apresentou uma redução de 33% na impedância térmica e um aumento de 48% na corrente de operação. Além da redução da impedância térmica dos módulos de potência, o barramento trifásico é favorecido com o sistema de refrigeração.

Os sistemas de troca térmica utilizados em inversores de tração elétrica passaram por diversas mudanças construtivas nos últimos anos. Essas mudanças são recorrentes devido ao surgimento de novas técnicas que permitem maior processamento de energia, redução de volume e de custos de fabricação. As técnicas apresentaram um predomínio das técnicas de resfriamento direto simples por líquidos e resfriamento duplo. A técnica de resfriamento direto simples possui menor custo de fabricação e menor desempenho em relação ao resfriamento duplo, mas estão presentes em aplicações de elevados níveis de potência. Embora o ganho de eficiência dos modelos de resfriamento simples seja inferior,

torna-se essencial o estudo de modelos com diferentes geometrias de dissipadores a fim de obter modelos construtivamente simples e com menores custos de fabricação.

### 3.4 DESENVOLVIMENTO DOS DISSIPADORES DE CALOR

A utilização de sistemas de troca térmica em inversores de tração tem sido ampliada devido à necessidade de redução de custos e tamanho físico, além de aumentar a capacidade de operar com maiores densidades de potência de conversores de potência. Diante das diferentes topologias e técnicas de resfriamento, as metodologias de projeto analíticas buscam a eficiência desses sistemas térmicos, permitindo a redução de custos e uma boa capacidade de gerenciamento térmico. Assim, a escolha de cada técnica de resfriamento está associada à quantidade de calor envolvida na aplicação.

Neste trabalho, a técnica de resfriamento direto foi escolhida para compor o estudo devido aos níveis de quantidade de calor serem relativamente baixos, além de os custos de fabricação e manutenção serem menores em relação à técnica de resfriamento duplo. Assim, foram escolhidas duas configurações de placas frias com diferentes topologias que utilizam resfriamento direto.

A primeira configuração (**A**) é composta por canais em formato de aletas usinadas, que permitem a circulação do líquido de resfriamento com maior área de contato entre líquido e placa fria de alumínio. Os canais usinados são isolados por uma tampa de alumínio com o auxílio de cola silicone e parafusos fixadores. A usinagem do alumínio forma aletas internas que permitem o escoamento de fluidos ao longo de todo o material, permitindo maior superfície de contato e transferência de calor entre as superfícies do dissipador e o líquido de resfriamento.

A segunda geometria (**B**) consiste na estrutura de escoamento formada por uma serpentina em formato de U, que possui um método construtivo simples. Para sua construção, são realizadas perfurações paralelas na placa fria de alumínio e uma terceira perfuração paralela às realizadas anteriormente para conexão do circuito do escoamento. Os parâmetros e dados construtivos dos sistemas térmicos são apresentados na Tabela 3.2 e os dissipadores de calor são apresentados nas Figuras 3.12 e 3.13.

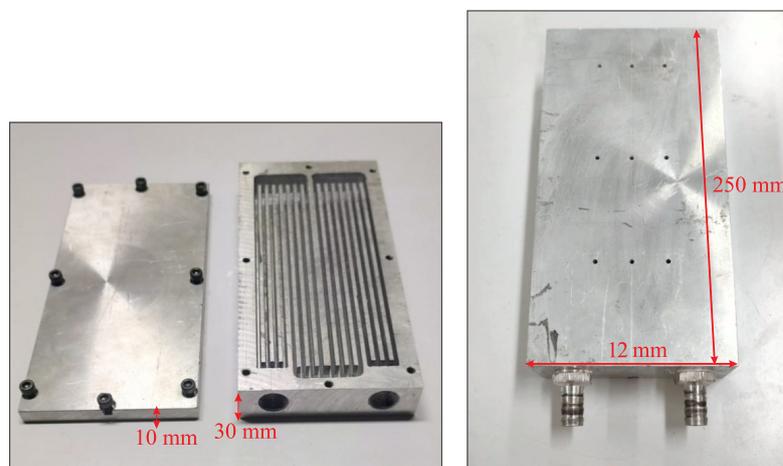
250 para 240 mm Os dissipadores apresentados possuem diferentes estruturas de escoamento do líquido de resfriamento e capacidades distintas de troca térmica. Além disso, possuem comprimentos e estruturas de isolamento diferentes, características que contribuem para diferentes resistências térmicas. Ambos são resfriados por um líquido que é bombeado para troca térmica com o ambiente externo, com o auxílio de um radiador de calor que possui um sistema de troca térmica para resfriamento do líquido com o ambiente externo. O radiador possui um eletroventilador que representa o fluxo de ar de um veículo elétrico em movimento.

Tabela 3.2 – Parâmetros construtivos dos sistemas de troca térmica.

Parâmetros	Serpentina	Canal
Perímetros	30 x 120 x 250 (mm)	40 x 120 x 250 (mm)
Área da superfície	30,000 (mm <sup>2</sup> )	30,000 (mm <sup>2</sup> )
Volume	0,90 L	1,20 L
Material	Alumínio	Alumínio
Geometria	Serpentina em U	Canais usinados
Diâmetro (entrada/saída)	19,05 mm	19,05 mm
Distância entre entrada e saída	30 mm	40 mm

Fonte: Próprio autor.

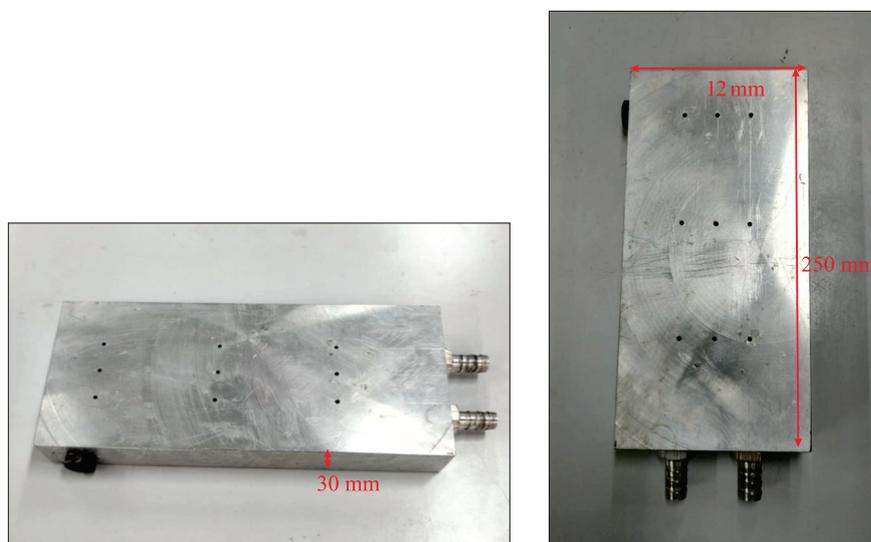
Figura 3.12 – Modelo dos dissipadores de calor com canais.



Fonte: Próprio autor.

As características do líquido de resfriamento alteram suas propriedades físicas a partir da mudança das características térmicas da base de alumínio. Tais características interferem na magnitude das impedâncias térmicas que possuem valores distintos para cada configuração do sistema térmico, devido à massa térmica e à geometria interna da área de escoamento do líquido.

Figura 3.13 – Modelo dos dissipadores de calor com serpentina tipo U.



Fonte: Próprio autor.

## 4 METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO CFD

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA DOS DISSIPADORES DE CALOR

A modelagem matemática e computacional de sistemas térmicos é fundamental para dimensionar a capacidade de operação desses sistemas e avaliar a viabilidade de sua utilização em conversores de potência. Nesse processo, é possível definir as condições de operação para análise da capacidade e eficiência desses sistemas na troca térmica. Essa etapa permite conhecer a dinâmica de operação dos dissipadores de calor com resfriamento líquido, possibilitando a criação de novas técnicas construtivas ou aperfeiçoamento de modelos de sistemas de troca térmica.

A simulação computacional do sistema térmico é realizada pelo Método dos Volumenes (Finitos Finite Volume Method FVM em sua sigla em inglês), no pacote *Fluent* da ANSYS, dedicado a simulações de CFD (do inglês, Ansys computational fluid dynamics - CFD). O *Fluent* permite realizar soluções relacionadas ao transporte dos fluidos e transferência de calor, representando com fidelidade os parâmetros construtivos e a dinâmica de operação do dissipador de calor. Além disso, a composição do sistema considera o tipo de escoamento e modelo matemático, as propriedades químicas e físicas das substâncias e as fontes de calor do sistema. Neste trabalho, a simulação é desenvolvida para avaliação dos dois sistemas de troca térmica que utilizam a técnica de resfriamento líquido. Nesse sistema, um fluxo de calor é produzido por chaves de potência de um conversor sobre uma placa fria de alumínio, que é refrigerada por um líquido que escoam internamente. O líquido é resfriado através de um sistema de ventilação forçada acoplado a um radiador. Dessa forma, o modelo numérico que representa o sistema de troca térmica de um inversor de tração elétrico é apresentado e considerações sobre a operação e as condições de contorno do sistema são realizadas.

#### 4.1.1 Equações do sistema

O modelo numérico que representa o dissipador de calor está associado às características construtivas, pois o regime de escoamento tem comportamento variável em função da velocidade do fluido. A velocidade de escoamento interno do fluido pode formar vórtices que são característicos de sistemas turbulentos, mas podem ser laminar em aplicações de baixa velocidade. Uma boa métrica para determinação do tipo de escoamento é o

número de Reynolds e é definida pela equação (4.1):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu}, \quad (4.1)$$

onde  $\rho$  representa a densidade do fluido,  $V$  a velocidade de escoamento do líquido,  $D_h$  o diâmetro e  $\mu$  a viscosidade dinâmica. Valores de Reynolds acima de 2400 caracterizam um escoamento turbulento. As características do fluido consideradas para densidade do fluido é igual a  $1,11g/cm^3$ , viscosidade dinâmica igual a  $6,8Ns/m^2$  e a velocidade do fluido de  $0,456 m/s$ . A partir da equação (4.1) e os parâmetros apresentados na Tabela 3.2 foi obtido o número de Reynolds igual a 1382, valor inferior ao limite para regime turbulento. Dessa forma, o sistema consiste em um regime de escoamento laminar e o transporte de fluidos é governado pelas equações de Navier-Stokes.

O modelo que descreve a equação da continuidade é dada pela equação diferencial (4.2):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (4.2)$$

onde  $x, y, z$  são os vetores de direção,  $u, v, w$  representa os vetores velocidade do fluido. A quantidade de movimento é apresentada na equação (4.3), (4.4) e (4.5):

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.3)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

A energia do sistema p para os líquidos é dada pela expressão (4.6):

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{-k_f}{\rho C_p} + v \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (4.6)$$

Onde  $p$  representa a queda de pressão e representa a viscosidade cinemática,  $\rho$  é a densidade do fluido e  $T$  a temperatura. A equação da energia para sólidos é dada pela equação (4.7)

$$k_f \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0, \quad (4.7)$$

onde  $K_f$  é a condutividade térmica do fluido.

### 4.1.2 Condições de contorno

As condições de contorno de operação do líquido e sólidos presentes no sistema de troca térmica são necessárias para limitar as regiões de operação do sistema, como temperatura de operação, pressão do líquido e influência da gravidade. A temperatura do fluido na entrada do dissipador de calor é considerada constante, pois representa o fluxo do líquido oriundo de uma bomba operando com vazão constante, como é expressa em (4.8):

$$T_{inlet} = 25^{\circ}C. \quad (4.8)$$

Onde  $P_{out}$  representa a pressão de saída do líquido no canal do dissipador e é dada por

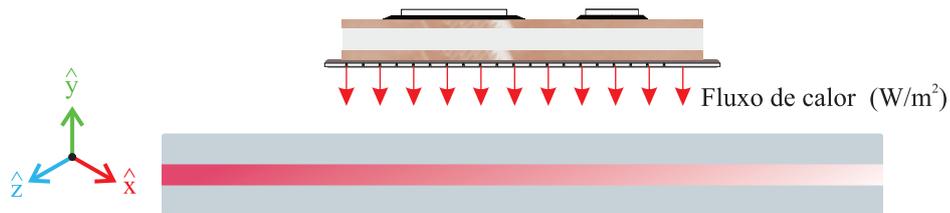
$$P_{out} = 101325Pa \quad (4.9)$$

O fluxo é aplicado integralmente sobre a superfície do dissipador de calor, considerando o calor é fornecido pela IGBT unidirecionalmente pelo sistema de potência na direção  $-\hat{y}$ , no entanto esse calor é distribuído em todas as direções por parte do dissipador. A taxa de calor sobre a superfície do dissipador de calor é dada pela expressão (4.10), onde  $k_s$  é a condutividade térmica do sólido:

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial y} = q \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0. \quad (4.10)$$

A Figura 4.1 apresenta o comportamento da distribuição do fluxo de calor sobre a superfície do dissipador.

Figura 4.1 – Distribuição do fluxo de calor sobre a superfície do dissipador.



Fonte: Próprio autor.

Nesse processo, a transferência de calor ocorre por condução por parte do sólido e convecção ocorre na transferência de calor entre sólido e fluido. A quantidade de calor transferida por condução e por convecção são apresentadas, respectivamente, nas equações (4.11) e (4.12):

$$Q_{cond} = \frac{K_s A_s \Delta T}{d}, \quad (4.11)$$

$$Q_{conv} = h_{av} A_s (T_{base} - T_{avf}), \quad (4.12)$$

onde  $Q_{cond}$  é a quantidade de calor por condução,  $Q_{conv}$  é a quantidade de calor por

convecção,  $d$  é a espessura do material,  $h_{av}$  a coeficiente de troca térmica,  $A_s$  a área da superfície do dissipador,  $T_{base}$  a temperatura da base do dissipador,  $T_{avf}$  é a temperatura média do fluido. A quantidade de calor recebida pelo material do dissipador é transferida para o líquido de resfriamento. Com isso, obtém-se a taxa de transferência de calor média, que é dada pela equação (4.13):

$$h_{av} = \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{A_s(T_{base} - T_{avf})}, \quad (4.13)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $C_p$  é o calor específico do material,  $T_{out}$  a temperatura de saída,  $T_{in}$  a temperatura de entrada. É possível relacionar a quantidade de calor por convecção à velocidade do fluido. Em função disso, a vazão massica pode ser obtida isolando-a na expressão anterior, resultando na equação (4.14):

$$\dot{m} = \frac{Q_{conv}}{C_p(T_{base} - T_{avf})} \quad (4.14)$$

A vazão mássica representa a quantidade de massa de fluido que atravessa uma determinada área. A partir disso, a relação entre vazão massica e área pode fornecer a velocidade do fluido, que é apresentada na equação (4.15):

$$\dot{m} = \rho V A_s \quad (4.15)$$

onde  $V$  é o volume do fluido. A velocidade do fluido é fundamental para determinação do tipo de escoamento, seja laminar ou turbulento. Isso pode ser conhecido através da equação (4.1).

Uma das análises da eficiência da troca térmica do dissipador é a resistência térmica. A resistência térmica total do dissipador de calor com resfriamento líquido é dada pela equação (4.16):

$$R_{total} = \frac{T_{Dmax} - T_{Fmin}}{Q}, \quad (4.16)$$

onde  $T_{Dmax}$  é a temperatura máxima do dissipador,  $T_{Fmin}$  é a temperatura mínima do fluido. A resistência total do sistema pode ser representada pelo somatório das parcelas que a compõem, como mostra a equação (4.17):

$$R_{total} = R_{cond} + R_{conv} + R_f, \quad (4.17)$$

onde  $R_{total}$  é a resistência térmica total do sistema,  $R_{conv}$  é a resistência convectiva e  $R_f$  a resistência do fluido. A resistência total do sistema pode ser representada pelo somatório das parcelas que a compõem, como mostra a equação (4.18):

$$R_{cond} = \frac{h_{av}}{K_s A_s}, \quad (4.18)$$

A resistência convectiva é dada pela Equação (4.19):

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{av}A_s}, \quad (4.19)$$

A resistência térmica do fluido é dada pela Equação (4.20):

$$R_f = \frac{1}{\dot{m}C_p}, \quad (4.20)$$

A capacidade de resfriamento de um dissipador pode ser avaliada através da troca térmica que ocorre entre o líquido de resfriamento e a superfície do dissipador de alumínio. Essa transferência de calor pode ser quantificada usando o número de Nusselt, que é um número adimensional usado para medir a eficiência do sistema em dissipar o calor. O número de Nusselt relaciona a transferência de calor por convecção, a distância entre a fonte de calor e o meio de resfriamento e a condutividade térmica do meio. A equação para o cálculo do número de Nusselt é dada por (4.21):

$$Nu = \frac{h_{av}D_h}{k_f} \quad (4.21)$$

Onde  $D_h$  é o diâmetro da área de entrada do líquido de resfriamento, definido por

$$D_h = \frac{2W_{ch}H_{ch}}{W_{ch} + H_{ch}}, \quad (4.22)$$

onde  $W_{ch}$  e  $H_{ch}$  representam largura e comprimento, respectivamente. As considerações feitas durante o processo de implementação são apresentadas a seguir:

- Escoamento Laminar;
- A força gravitacional é desconsiderada;
- A temperatura ambiente é considerada constante (20 °C);
- A temperatura dos componentes é verificada na sua superfície;
- As propriedades dos materiais são consideradas constantes.

## 4.2 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

O campo da CFD está relacionado aos métodos responsáveis por resolver problemas de alta complexidade que envolvem transferência de massa e calor. Nesse contexto, a mesma é amplamente utilizada para solucionar problemas de conservação de massa, energia e movimento.

A simulação do modelo térmico em FVM permite abordar o dissipador de calor de maneira fragmentada, resolvendo problemas complexos por meio da discretização do

sistema e execução de equações de transferência de calor. Pode-se determinar as características de operação dos sistemas e parâmetros do sistema, como resistências térmicas e capacidade de transferência de calor por convecção. Isso possibilita o estudo de diferentes topologias de sistemas térmicos por meio do perfil de distribuição térmica e capacidade de transferência de calor.

O sistema é composto pelo fluxo de calor oriundo do sistema de potência, dissipador de calor e resfriamento líquido. O líquido tem a função de retirar o calor da placa fria de alumínio por meio da convecção, onde o fluido é refrigerado por um sistema de ventilação forçada. Nesse processo, busca-se representar o gerenciamento térmico aplicado aos sistemas de tração elétrica. Assim, o sistema é composto por uma fonte de calor e sistemas de troca térmica. A fonte de calor é representada por transistores de potência que dissipam potência para a superfície de uma placa fria, que é dada pelo dissipador de calor, bomba de pressão para o líquido, radiador de calor com sistema de ventilação forçada.

Os modelos de dissipadores descritos na seção 3.4 são simulados individualmente com a finalidade de comparar os resultados obtidos. A simulação é realizada no software ANSYS e sua extensão Fluent. A composição da simulação é dada pelo desenho da geometria, geração da malha e solução do sistema. Os passos adotados para a implementação computacional em ambiente de simulação no software ANSYS são enumerados a seguir:

1. Preparação do modelo: Importar a geometria do modelo no formato adequado; definir as condições de contorno, incluindo tipo de escoamento, pressão, velocidade e temperatura.
2. Malha: Gerar a malha de acordo com a geometria e as condições de contorno definidas; verificar a qualidade da malha e ajustar conforme necessário; considerar diferentes tipos de malha, como malha estruturada, malha não estruturada ou malha adaptativa, dependendo do caso.
3. Especificação do modelo físico: Selecionar o tipo de escoamento, como laminar ou turbulento. Escolher o modelo de turbulência adequado, como o modelo k-epsilon ou o modelo de escoamento laminar; Especificar as propriedades do fluido, como densidade e viscosidade; considerar outras físicas, como transferência de calor e reações químicas, se aplicável.
4. Configuração do *solver*: Selecionar o *solver* adequado, como o *solver* de pressão-velocidade ou o *solver* de densidade-velocidade; definir as opções de iteração, incluindo critérios de convergência e número de iterações; escolher opções adicionais, como esquema de discretização e método de solução linear.
5. Simulação e pós-processamento: Executar a simulação e monitorar o progresso;

analisar os resultados e verificar a precisão da solução; realizar pós-processamento, como gráficos e animações, para visualizar os resultados.

O processo de simulação é composto por duas diferentes geometrias de dissipadores de calor, ambas são classificadas como resfriamento direto. O método de resfriamento direto é adotado pois apresenta alta capacidade de troca térmica, possui menor custo e complexidade de fabricação (IMRAN; MAHMOUD; JAFFAL, 2018). A simulação no ANSYS é realizada para cada modelo de dissipador de calor, levando em consideração as características construtivas apresentadas na Tabela 3.2. Além disso, a simulação conta com fluxo de calor constante sobre a superfície do dissipador que representa a potência dissipada por dispositivos de potência do inversor de tração elétrica.

Os indicadores de temperatura são verificados imediatamente na superfície do material, a citar a temperatura de *case* que é obtida no contato entre dissipador e dispositivo de potência enquanto a temperatura de junção é obtida por meio de cálculos de aproximação, utilizando a potência dissipada pelos IGBTs e temperatura medida no *case* como exposto na Figura A.2. A partir das simulações obtidas para cada modelo de dissipador objetiva-se alcançar os parâmetros térmicos dos dissipadores de calor. Esses parâmetros são obtidos a partir da relação entre as temperaturas de cada parte do sistema em relação a potência dissipada.

#### 4.2.1 Resfriamento direto: canais usinados

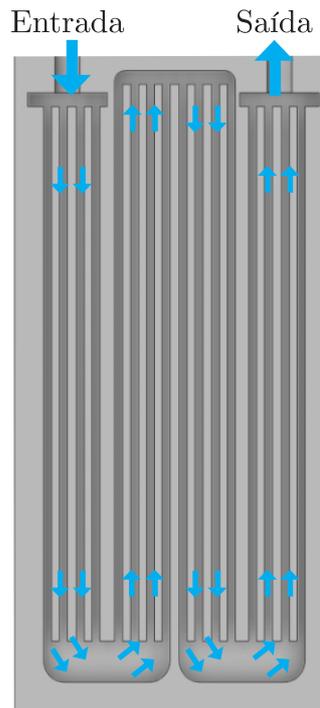
A estrutura da geometria de canais é formada por canais aletados usinados ao longo do dissipador. A construção física apresenta distinções em relação ao modelo com estrutura em serpentina, apresentado na seção 4.2.2. Os canais são usinados e isolados do meio externo por meio de uma tampa de alumínio fixada por cola de silicone e parafusos. A configuração em canais apresenta mais superfície de contato entre o líquido de resfriamento e a placa fria de alumínio, conforme mostrado na Figura 4.2.

A estrutura de canais mostra o perfil de escoamento do líquido de resfriamento ao longo das aletas usinadas. Nessa geometria, a área de contato entre líquido e placa fria é maior, se comparado a configuração em serpentina e possibilita maior distribuição ou espalhamento do fluxo de calor sobre a superfície do material. A Figura 4.3 apresenta a formação das malhas na placa fria de alumínio e IGBTs de potência:

A estrutura de canais mostra o perfil de escoamento do líquido de resfriamento ao longo das aletas usinadas. Nessa geometria, a área de contato entre líquido e dissipador é maior, se comparada à configuração em serpentina, o que possibilita uma maior distribuição ou espalhamento do fluxo de calor sobre a superfície do material:

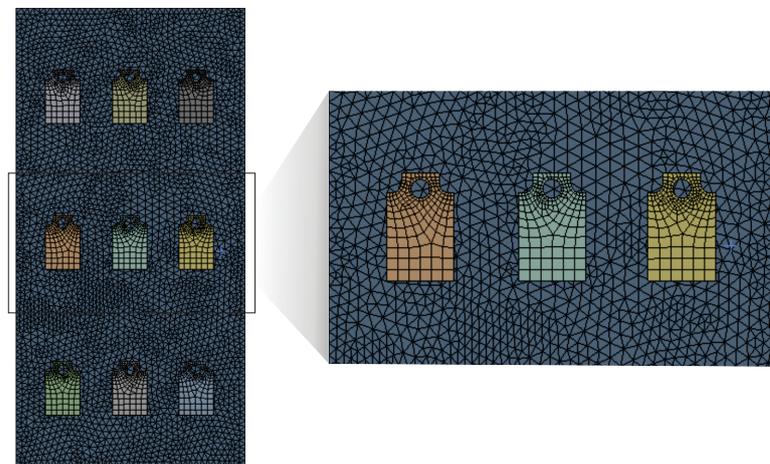
A malha do sistema são formadas por células que representam a fragmentação do sistema e a quantidade de células obtidas são apresentadas na Tabela 4.2. A partir disso,

Figura 4.2 – Geometria do dissipador de calor.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.3 – Malha do dissipador e IGBTs de potência na vista superior.



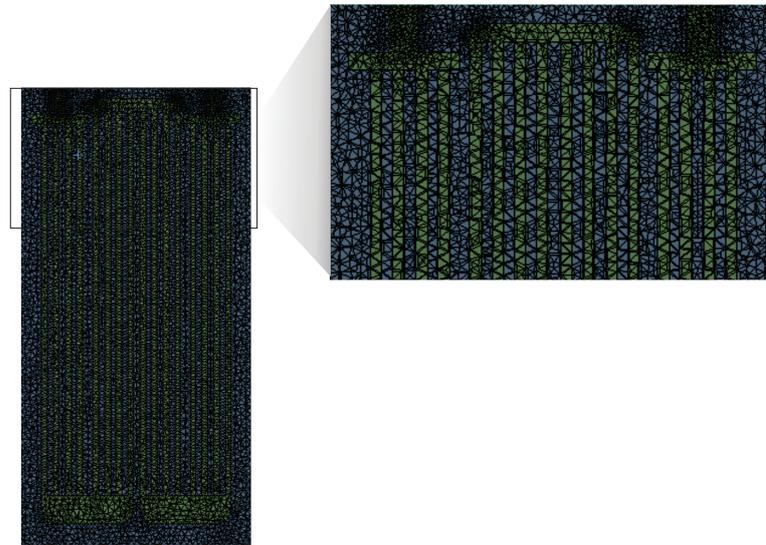
Fonte: Próprio autor.

a solução do problema é realizada permitindo realizar o estudo da capacidade térmica do dissipador. Foram considerados os parâmetros apresentados na Tabela 4.1 para execução da solução do problema.

A Figura 4.5 apresenta o perfil de distribuição de temperatura sobre o dissipador de calor com geometria de canais:

A Figura 4.6 apresenta a distribuição de temperatura do dissipador de calor e

Figura 4.4 – Malha do canal interno do dissipador com geometria aletada.



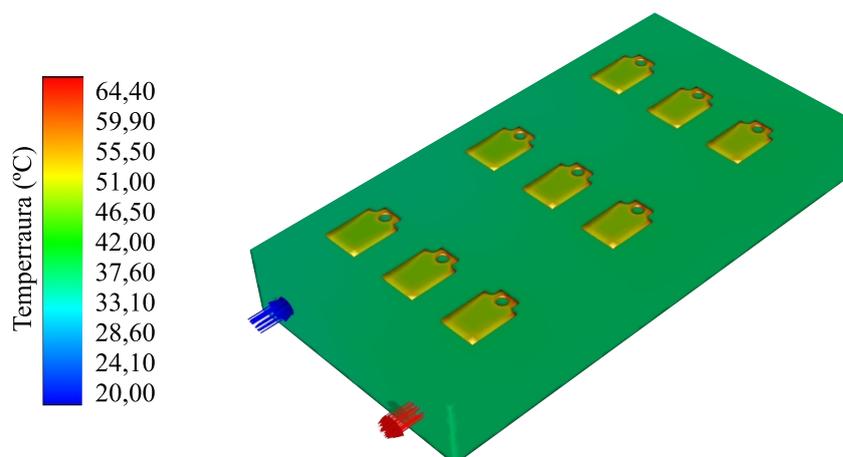
Fonte: Próprio autor.

Tabela 4.1 – Características da formação de malhas em ANSYS.

Parâmetros	Valores
Temperatura ambiente	20 °C
Temperatura do inicial do fluido	20 °C
Potência dissipada por IGBT	16,16 → 33,33 W
Pressão de saída do fluido	0 atm

Fonte: Próprio autor.

Figura 4.5 – Perfil de temperatura do sistema de dissipador de calor.

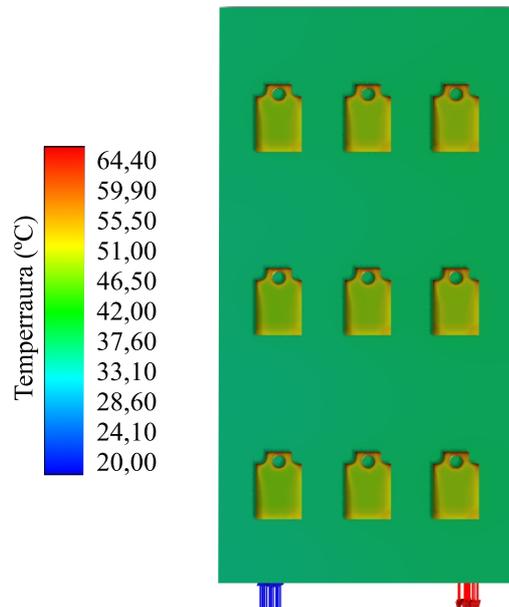


Fonte: Próprio autor.

IGBTs na visão superior:

A Figura 4.7 apresenta a distribuição de temperatura do dissipador em relação à

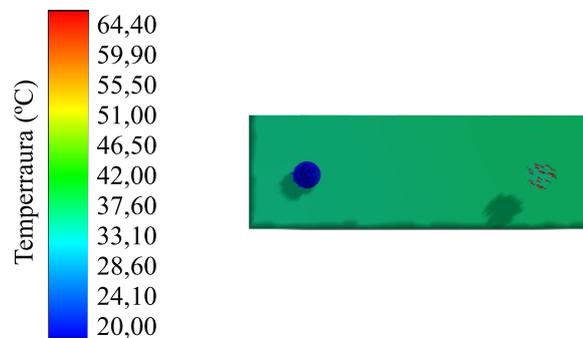
Figura 4.6 – Perfil de temperatura na visão superior do dissipador de calor em canais.



Fonte: Próprio autor.

temperatura do líquido de entrada e saída:

Figura 4.7 – Perfil de temperatura do dissipador utilizando sobre a visão frontal.

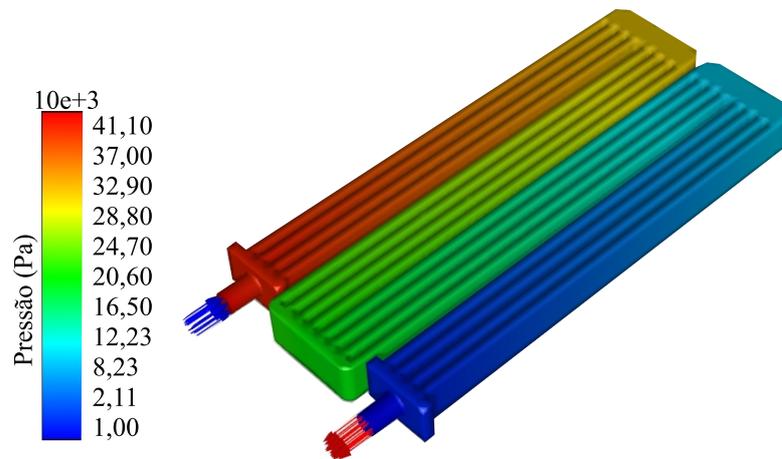


Fonte: Próprio autor.

A espessura entre os canais torna possível o aumento da pressão do fluido sobre a área do escoamento. A Figura 4.8 apresenta o perfil da queda de pressão sobre o líquido de resfriamento do dissipador:

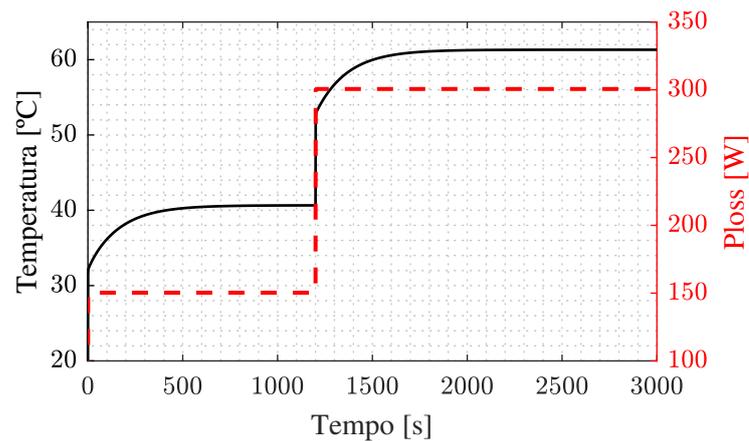
A partir das do perfil térmico do sistema mostrou-se dentro dos limites de temperatura do IGBT e praticamente uniforme sobre a superfície do dissipador, devido a elevada capacidade de troca térmica do sistema. O dissipador de calor não possui picos de temperatura no sistema para a potência dissipada o que favorece a operação em sistemas eletrônicos de potência como inversores de tração elétrica. A Figura 4.9 apresenta o resultados dos níveis de temperatura para carga de 300 W de perdas elétricas.

Figura 4.8 – Nível de pressão sobre o líquido de resfriamento do dissipador.



Fonte: Próprio autor.

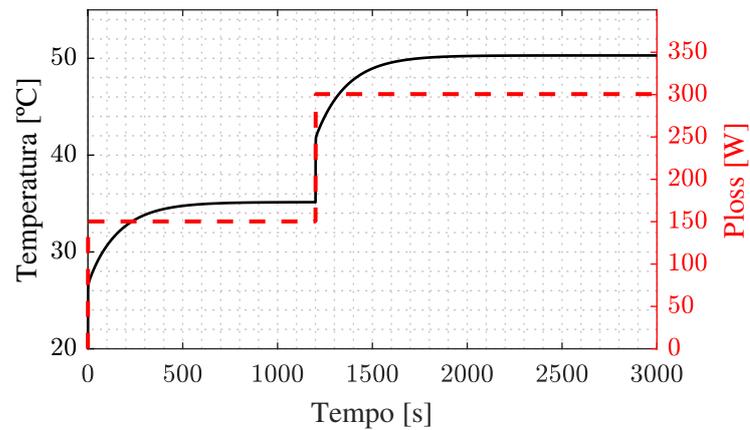
Figura 4.9 – Temperatura de junção frente ao degrau de carga.



Fonte: Próprio autor.

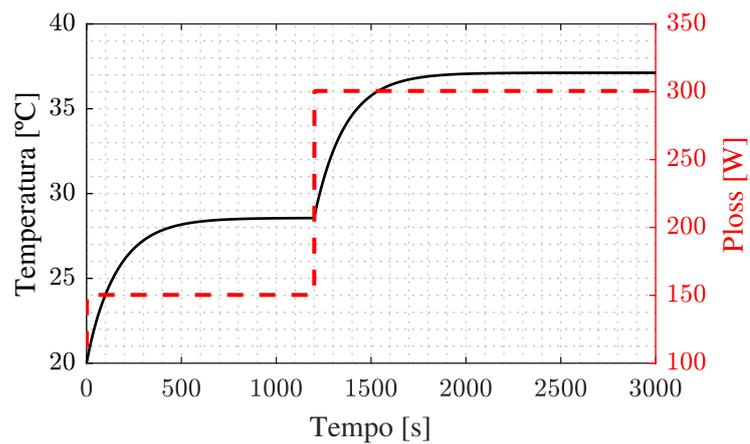
A temperatura da junção do IGBT alcança regime permanente para ambos degraus aplicados o regime é atingindo, mostrando a eficácia do dissipador de calor frente ao nível de carga aplicada. Após o degrau de carga a temperatura a temperatura da junção aumenta abruptamente devido a baixa magnitude da massa térmica do IGBT, refletindo rápida variação da temperatura. A temperatura do *case* é apresentada na Figura 4.10:

A temperatura do dissipador de calor é apresentada na Figura 4.11:

Figura 4.10 – Temperatura do *case* frente ao degrau de carga.

Fonte: Próprio autor.

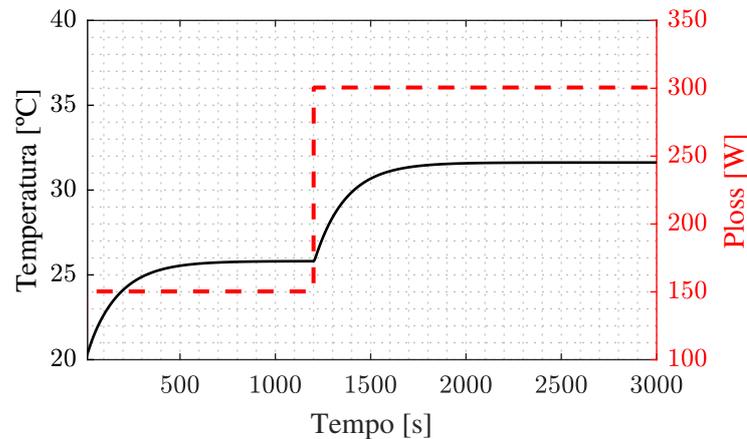
Figura 4.11 – Temperatura do dissipador de calor frente ao degrau de carga.



Fonte: Próprio autor.

A temperatura do líquido de resfriamento é apresentada na Figura 4.12:

Figura 4.12 – Temperatura do líquido de resfriamento frente ao degrau de carga.



Fonte: Próprio autor.

A temperatura do líquido de resfriamento apresentou boa capacidade de retirada de calor do dissipador, visto que a passagem do líquido pelos canais está retirando calor do dissipador. Isso possibilita a redução da resistência térmica do sistema e maior capacidade de processamento de energia por parte do sistema de potência. As características de troca térmica do dissipador podem ser obtidas através da análise da temperatura do dissipador de calor em relação ao líquido de resfriamento, como apresenta a equação (4.16). A resistência térmica resultante do dissipador de calor com a configuração **A** é igual a  $0,0185 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$ .

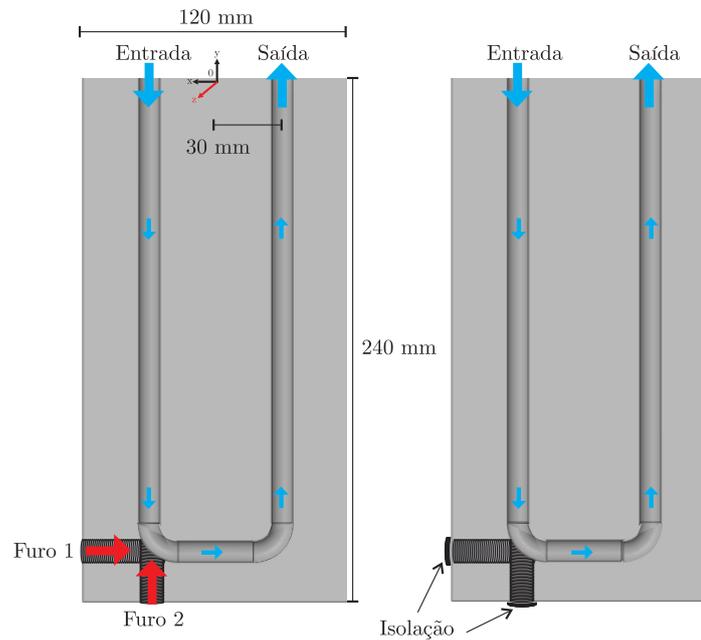
#### 4.2.2 Resfriamento direto: Serpentina

A técnica de resfriamento líquido direto em formato de serpentinas possui menor grau de complexidade de construção se comparado à configuração de canais em formato de aletas. Nessa estrutura, uma serpentina é criada em formato de U, a qual é construída com dois furos paralelos nas posições  $(x,y,z)=(0,-30,0)$  mm e  $(x,y,z)=(0,30,0)$  mm, respectivamente, e são conectados através de um furo paralelo para isolar o fluxo do líquido na posição  $(x,y,z)=(0,0,-220)$  mm e  $(x,y,z)=(0,-30,-220)$  mm. O furo realizado na superfície na direção x é isolado para fechar a serpentina e permitir o fluxo do líquido pela estrutura.

A metodologia de simulação do resfriamento direto em serpentina com formato em U é apresentada desde a concepção da geometria, malha do sistema e resultados de simulação. Os parâmetros construtivos estão presentes na Tabela 3.2 e a geometria é apresentada na Figura 4.13:

A partir da geometria do dissipador de calor, o problema é fragmentado através de malhas, formada por nós, que simplificam a solução. A visão superior da malha do

Figura 4.13 – Geometria do dissipador tipo U em serpentina.



Fonte: Próprio autor.

dissipador de calor é apresentada na Figura 4.14.

Figura 4.14 – Visão superior da malha nos IGBTs e dissipador de calor.

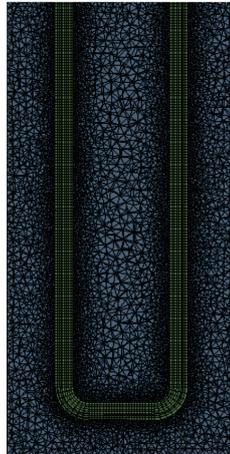


Fonte: Próprio autor.

A Figura 4.14 apresenta o detalhamento da formação das malhas na estrutura dos IGBTs e alumínio e a Figura 4.15, por sua vez, apresenta a formação das malhas internas do dissipador de calor.

Nota-se que a composição das malhas são bem definidas e estruturadas no líquido de resfriamento e nas placa fria possuem malhas não estruturadas. A solução do problema consiste na aplicação de fluxo de calor sobre a superfície da placa fria e resfriamento lí-

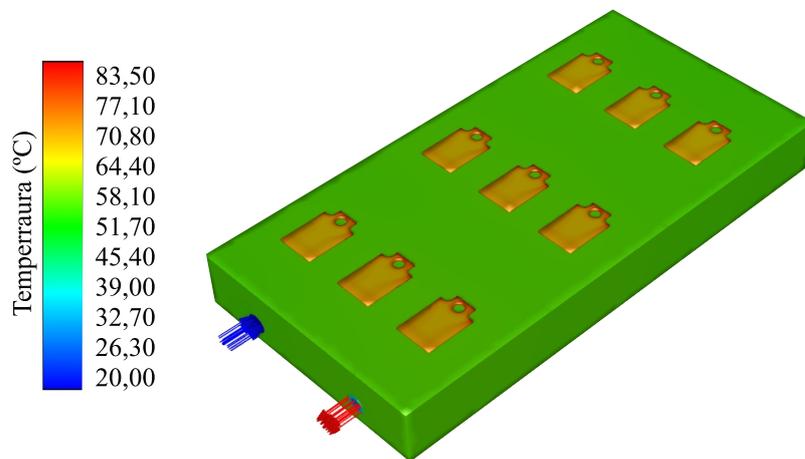
Figura 4.15 – Malha do dissipador de calor.



Fonte: Próprio autor.

quido nas estruturas internas da placa fria. A simulação é iniciada considerando o valor de potência dissipada de 150 W a 300 W pelo sistema de potência. A Figura 4.16 apresenta o perfil de temperatura sob a perspectiva isométrica e os valores adotados para simulação baseiam-se na Tabela 4.1:

Figura 4.16 – Perfil de temperatura do dissipador com estrutura interna em serpentina.



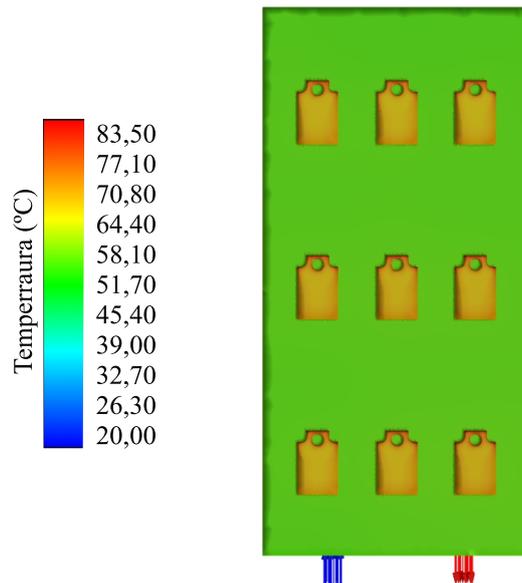
Fonte: Próprio autor.

A Figura 4.17 apresenta o detalhamento do perfil de temperatura das chaves IGBTs e dissipador sob visão superior:

A Figura 4.18 apresenta o perfil de temperatura sob a perspectiva frontal de entrada e saída do fluido de troca térmica:

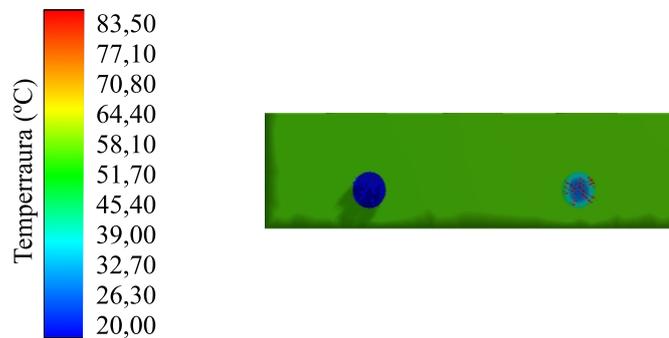
Os resultados obtidos na simulação ANSYS mostraram que a troca térmica foi

Figura 4.17 – Perfil de temperatura sob visão superior.



Fonte: Próprio autor.

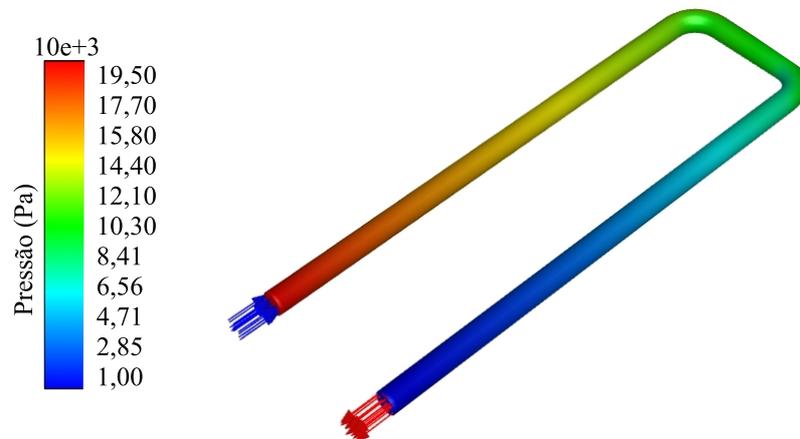
Figura 4.18 – Perfil de temperatura do frontal do dissipador.



Fonte: Próprio autor.

efetiva com uma temperatura média do *case* de 68,00°C, permitindo aplicar o mesmo dissipador para inversores de 30 kW com eficiência de 99%. A distribuição de calor sobre o dissipador não apresentou pontos críticos de elevada temperatura ou sobreaquecimento, possibilitando a operação do sistema com maiores níveis de potência. A influência da estrutura da geometria da placa fria impacta diretamente no escoamento do líquido de resfriamento em velocidade e pressão. Nota-se em que o modelo de dissipador em serpentina apresentou níveis de temperatura superiores em relação ao sistema de aletas. Essas características construtivas são fundamentais para redução de estresses térmicos nas chaves semicondutores em sistemas de tração elétrica. Dessa forma, a Figura 4.19 apresenta o perfil da queda de pressão no líquido de resfriamento ao longo do canal da serpentina.

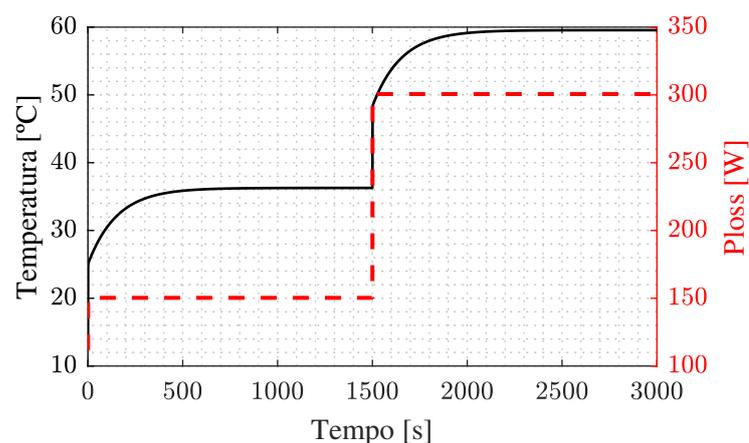
Figura 4.19 – Pressão no fluido do dissipador tipo serpentina.



Fonte: Próprio autor.

A queda de pressão no líquido de resfriamento aumentou consideravelmente nas proximidades da saída do líquido, devido à estrutura da geometria. A queda de pressão representa um problema para os sistemas de resfriamento líquido, pois em certas regiões podem originar pontos de sobreaquecimento, que tornam o sistema elétrico mais suscetível à falhas elétricas. Esse fato pode ser mitigado com mudanças na estrutura da geometria da serpentina ou aumento da velocidade do líquido através de bombas com maior pressão e potência. No entanto, no caso em questão, as modificações são desnecessárias devido a uniformidade na distribuição térmica sobre os IGBTs e próprio dissipador de calor.

Figura 4.20 – Temperatura de junção frente ao degrau de carga.

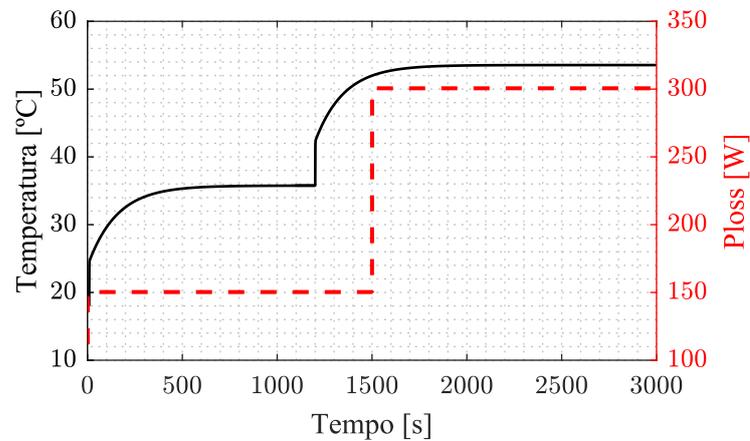


Fonte: Próprio autor.

A Figura 4.21 apresenta a temperatura do *case* frente ao degrau de carga:

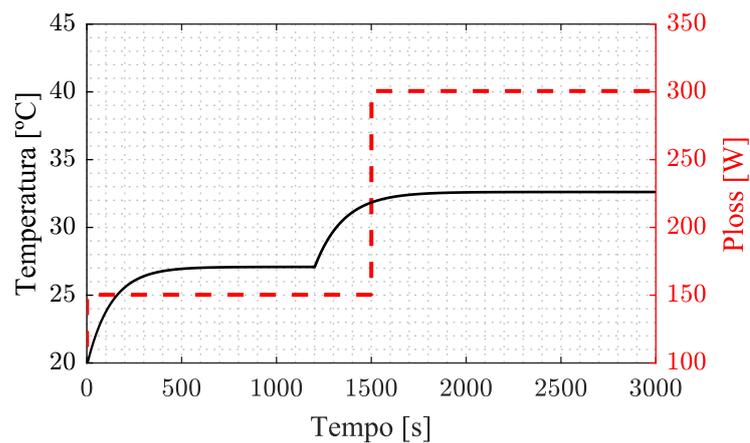
A Figura do 4.22 apresenta a temperatura do dissipador frente ao degrau de carga:

A Figura 4.23 apresenta a temperatura do líquido de resfriamento para degrau de carga:

Figura 4.21 – Temperatura do *case* frente ao degrau de carga.

Fonte: Próprio autor.

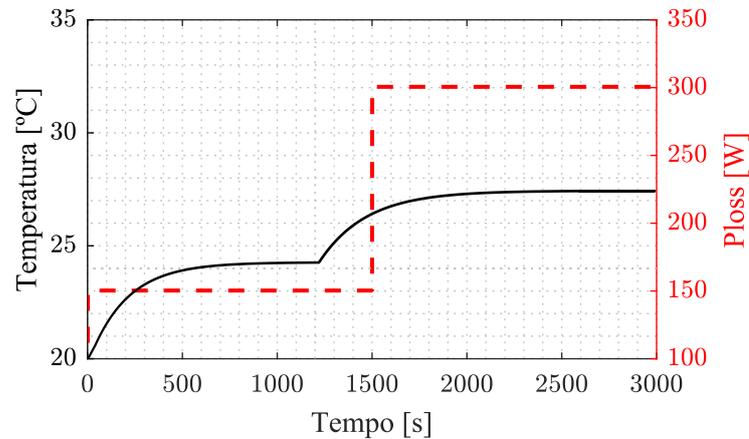
Figura 4.22 – Temperatura do dissipador de calor frente ao degrau de carga.



Fonte: Próprio autor.

Os resultados obtidos mostraram que a temperatura de junção mostrou-se dentro dos limites de operação, tornando a configuração apresentada compatível para aplicação proposta de um conversor de 30 kW com 90% de eficiência. A dinâmica de operação entre junção e *case* alcançou a estabilidade bem como a temperatura do dissipador com serpentina tipo U que realizou troca térmica do sistema de potência. Através da equação (4.16) foi possível obter a resistência térmica do dissipador de calor, resultando em  $0,0387^{\circ}\text{C}/\text{W}$ .

Figura 4.23 – Temperatura do líquido de resfriamento frente ao degrau de carga.



Fonte: Próprio autor.

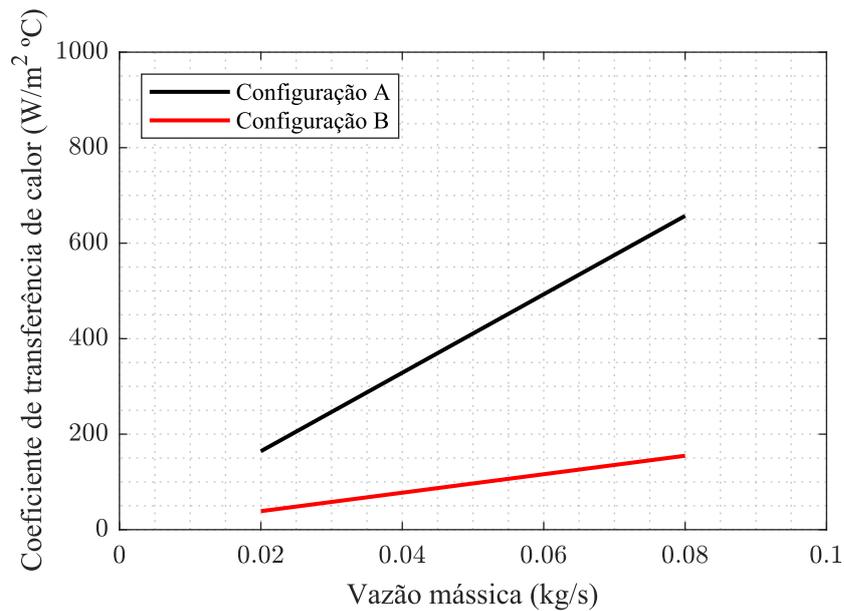
### 4.2.3 Análise comparativa entre os sistemas de troca térmica

O dissipador de calor com canais usinados apresentou uma redução expressiva da resistência térmica, devido à presença dos canais internos e maior superfície de contato entre alumínio e fluido. Além disso, a temperatura de junção do módulo foi reduzida em, aproximadamente, 16%, possibilitando que o sistema de potência opere em níveis de corrente mais elevados. A capacidade de resfriamento do sistema de potência está relacionada com a capacidade de retirada de calor do dissipador por parte do líquido. Nesse sentido, a qualidade da área de escoamento do fluido possui capacidade de mitigar pontos de aquecimento e redução da impedância térmica no sistema de potência. A análise do impacto da mudança do coeficiente de transferência de calor com diferentes valores de vazão mássica são apresentados na Figura 4.24.

O resultado apresentado na Figura 4.24 mostra que o aumento do escoamento do líquido por área apresentou pequena relação de ganho do coeficiente de transferência de calor para o dissipador com estrutura de serpentina se comparado ao modelo de canais usinados. Visto que os parâmetros são considerados constantes, a análise da impedância térmica em função da potência é suprimida. Embora ocorra aumento da temperatura do líquido de resfriamento a densidade do mesmo permanece constante, inalterando o coeficiente de troca de calor por convecção com valores de impedância constantes apesar do aumento do fluxo de calor dissipado. O dissipador com canais usinados apresentou maior eficiência devido área de contato entre placa fria e líquido de resfriamento.

Os dissipadores de calor tipo serpentina e canais usinados possuem características geométricas e construtivas distintas, fato que agrega distinções entre os modelos compu-

Figura 4.24 – Relação do coeficiente de transferência de calor e vazão mássica.



Fonte: Próprio autor.

tacionais desses sistemas. Estas diferenças estão relacionadas à quantidade de malhas do sistema, temperaturas do sistema e são evidenciadas na Tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Características da formação de malhas em ANSYS.

Dissipador	Velocidade do fluido	Quantidade de células	Junção IGBT
Serpentina tipo U	0,072 m/s	305.205,00	77,10°
Canais usinados	0,072 m/s	341.473,00	64,40°

Fonte: Próprio autor.

O modelo de canais usinados apresentou maior quantidade de malhas envolvidas para fragmentação do problema devido a quantidade de canais e detalhamento de curvas em relação ao modelo em serpentina, o que exige maior esforço computacional. A máquina utilizada para a realização das simulações possui as seguintes especificações: Intel Core i7, RAM 16 GB e 8 núcleos.

## 5 SIMULAÇÃO DO MODELO TÉRMICO

O processo de avaliação dos parâmetros obtidos em ambiente ANSYS é realizado utilizando as redes térmicas de Foster e Cauer. Essa etapa representa a análise dinâmica de ambas as configurações de sistemas térmicos de calor frente ao aumento do fluxo de calor sobre a superfície do sistema de troca térmica. Para fins de avaliação da capacidade de troca térmica dos dissipadores de calor, um inversor trifásico é implementado em ambiente de simulação, utilizando os respectivos dissipadores de calor. Nesse processo, é utilizada uma carga RL de 30 kW conectada ao inversor e o mesmo é avaliado a partir das duas topologias de sistema térmico. Os resultados apresentados para comparação entre cada configuração do sistema de troca térmica são as temperaturas de junção e dissipador.

A utilização dessas redes térmicas utiliza como dado de entrada as perdas elétricas do inversor trifásico, possibilitando a obtenção das temperaturas do sistema. A aplicação dos parâmetros térmicos dos dissipadores de calor é realizada na rede de Foster devido a simplicidade na obtenção dos parâmetros via CFD, enquanto os valores térmicos do SiC MOSFET de potência são aplicados na rede Cauer que são obtidos através do seu *datasheet*.

As simulações são realizadas em duas etapas, considerando cada configuração de dissipador de calor. O SiC MOSFET C3M0060065K foi escolhido para compor o inversor trifásico, a fim de estruturar o inversor trifásico. Os parâmetros do SiC MOSFET é apresentado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros do SiC MOSFET C3M0060065K.

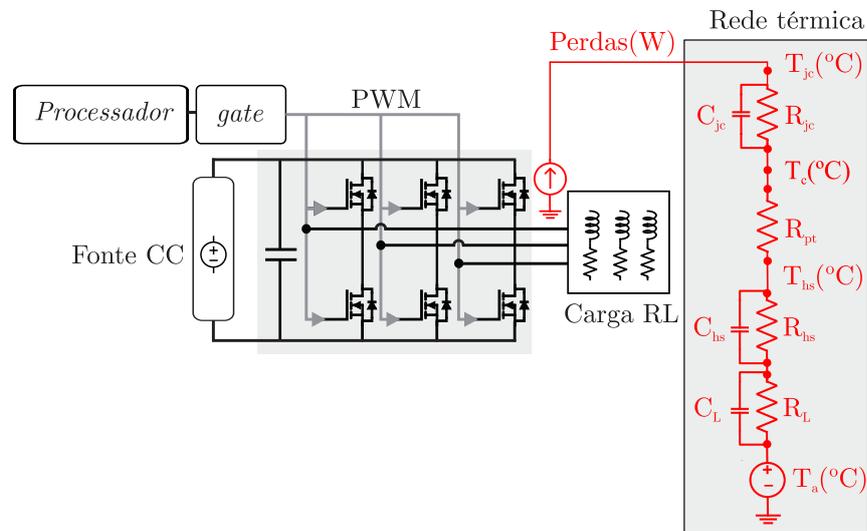
Parâmetros	Valores
Tensão de dreno ( $V_{DSS}$ )	650 V
Corrente de dreno ( $I_D$ )	99 A
Tensão de gate ( $V_{DSon}$ )	-4/15 V
Resistência ( $R_{DSon}$ )	79m $\Omega$
$E_{on}$	67 $\mu$ J
$E_{off}$	5 $\mu$ J
Temperatura máxima de junção	175° C

A estrutura de simulação de um inversor trifásico conectado a uma carga RL é apresentada na Figura 5.1:

Os dados de operação e parâmetros dos dissipadores utilizados obtidos em simulação CFD são utilizados para realização da simulação computacional no *software* Typhoon. Os dados utilizados para realização da simulação são apresentados na Tabela 5.2.

Para realização da simulação foram realizadas algumas considerações, apresentadas a seguir:

Figura 5.1 – Estrutura de simulação inversor trifásico com carga RL e rede térmica de Foster.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 5.2 – Parâmetros de simulação no Typhoon.

Parâmetros	Valores	Símbolos
Tensão	400	V
Frequência de chaveamento	100	kHz
Potência nominal	30	kW
Rendimento	99	%
Resistência térmica dissipador U	0,0387	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
Contante térmica dissipador U	327	s
Resistência térmica dissipador canal	0,0185	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
Contante térmica do dissipador canal	253	s
Resistência térmica IGBT	0,28	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
Temperatura inicial do líquido	20	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura ambiente	20	$^{\circ}\text{C}$

Fonte: Próprio autor.

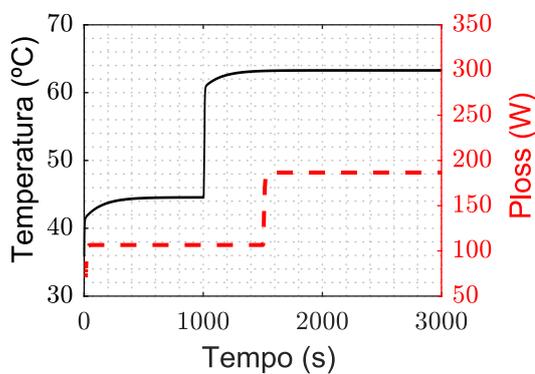
1. As propriedades dos materiais são constante;
2. A troca térmica entre líquido de saída do dissipador com o ambiente é ideal;
3. A temperatura ambiente é considerada constante.

Nesse processo, as perdas do inversor trifásico são computadas e o produto pela resistência térmica da junção somado a temperatura do *case* resulta na temperatura junção. Para realização da simulação é considerado um degrau de carga de 100% no instante 1200 segundos e esse valor é mantido até 3000 segundos.

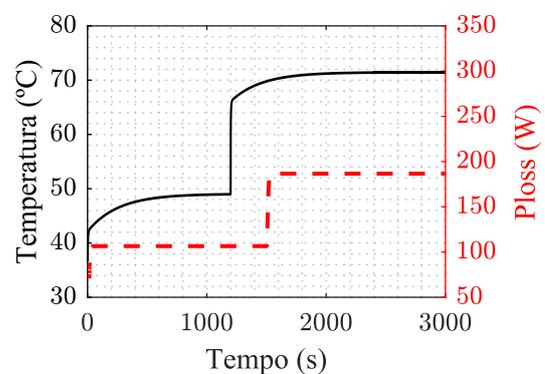
## 5.1 RESULTADOS

Os resultados apresentam o perfil de temperatura dos dissipadores de calor e os impactos causados pela utilização de cada configuração de dissipador na junção dos módulos de potência. Foi utilizado a rede de Cauer para determinação da temperatura da junção e para o dissipador de calor foi utilizado a rede de Foster. Os resultados consistem na aplicação de degrau de carga de 15 kW para 30 kW para um inversor trifásico. A Figura 5.2 apresenta a temperatura da junção aplicando os dois modelos de dissipadores.

Figura 5.2 – Temperatura de junção.



(a) Dissipador de canais.

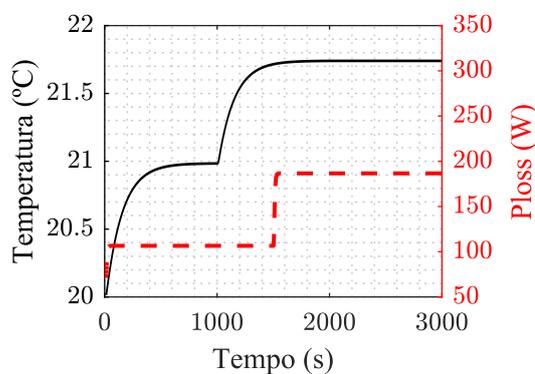


(b) Dissipador de serpentina tipo U.

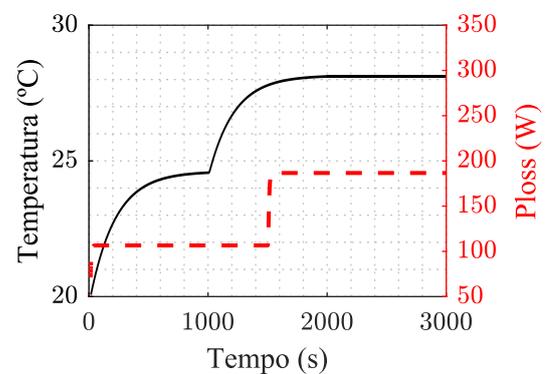
Fonte: Próprio autor.

A Figura 5.3 apresenta a temperatura das placas frias, divididas em configurações A e B. A partir dos resultados obtidos foi possível notar que o dissipador de calor com canais

Figura 5.3 – Temperatura do dissipador de calor.



(a) Dissipador de canais.



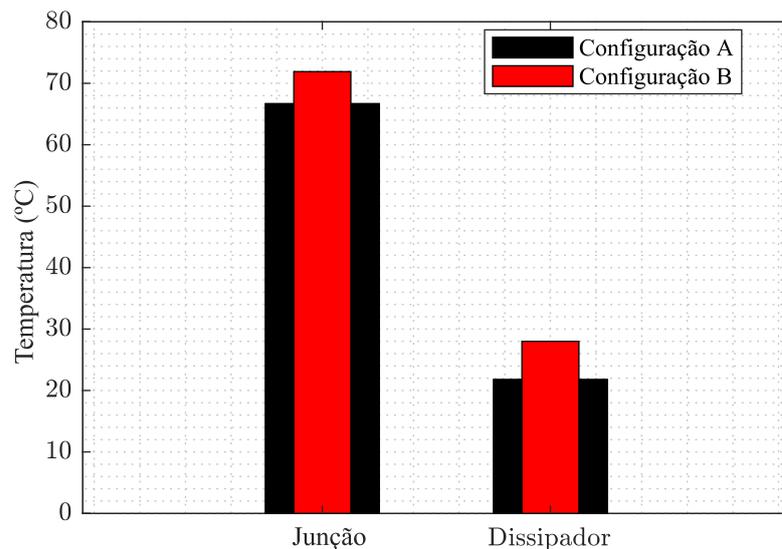
(b) Dissipador de serpentina tipo U.

Fonte: Próprio autor.

aletados apresentaram uma redução de 7,23% na temperatura de junção se comparado a utilização do dissipador em serpentina.

A configuração de canais apresentou maior capacidade de troca térmica entre dissipador e líquido de resfriamento, isso é evidenciado pela menor temperatura do dissipador de calor. A comparação entre os resultados obtidos para as duas configurações são apresentadas na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Comparativo dos resultados de temperatura de junção e dissipador de calor para os dois modelos de troca térmica.



Fonte: Próprio autor.

A aplicação das redes térmicas de Foster e Cauer no software Typhoon possibilitou o estudo térmico de um inversor trifásico para uma carga RL de 30 kW. A simulação computacional permitiu verificar a capacidade de troca térmica para as duas topologias de dissipadores.

Essa etapa torna-se fundamental no projeto de dissipadores de calor em sistemas de tração elétrica, pois permite a aplicação das redes térmicas para o cálculo das temperaturas do sistema, utilizando os parâmetros dos dissipadores por meio de CFD. Com isso, é possível obter maior confiabilidade na operação do sistema de potência, por meio da aplicação de testes, como degraus de potência sobre a superfície dos dissipadores, e verificação dos limites de operação.

## 6 SISTEMA DE AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE DE TROCA TÉRMICA DOS DISSIPADORES DE CALOR

A metodologia adotada para os ensaios experimentais do sistema de troca térmica resfriado por líquido ocorre por meio de uma carga eletrônica para avaliação da capacidade de troca térmica dos dissipadores de calor. A utilização da carga eletrônica representa as perdas produzidas pelos inversores de tração elétrica, fornecendo calor ao dissipador através do uso de chaves IGBTs. Nessa configuração, a placa eletrônica de potência é alimentada por uma tensão contínua, e a corrente é controlada por um microcontrolador STM32F103C8T6 que possui interface amigável e elevada capacidade de processamento de sinais.

O sistema de troca térmica é composto por dissipador de calor que é resfriado por líquido na estrutura interna, um radiador com ventilação forçada e uma bomba de pressão para escoamento do fluido. O sistema de troca térmica é composto por dissipador de calor com líquido de resfriamento, radiador de calor, eletroventilador e bomba de pressão. A presença da bomba elétrica é necessária para que exista escoamento do líquido de resfriamento pelo dissipador e troca térmica do líquido com o ambiente externo por meio de um radiador com o auxílio de ventilação forçada.

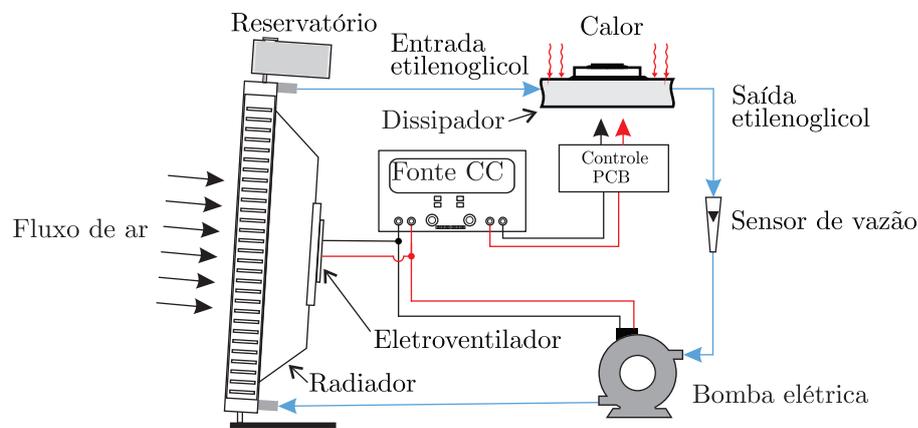
Os componentes do sistema de troca térmica incluem:

- Dissipador de calor: O dissipador de calor utilizado possui um método de resfriamento líquido direto. Nesse processo, a troca de calor é realizada através da condução térmica que ocorre no sólido e convecção que ocorre entre sólido e líquido. A geometria escolhida para a passagem do líquido foi o modelo serpentina em U e o modelo formado por canais internos em formato de aletas;
- Bomba elétrica: A bomba de pressão é responsável pelo escoamento do líquido de resfriamento. A bomba opera em capacidade máxima com potência nominal de 20 W;
- Radiador de calor: O radiador de calor é responsável pela troca térmica do líquido de resfriamento com o meio externo. Um processo de ventilação forçada é mediado por um eletroventilador de 30 W, responsável por refrigerar o líquido envolvido. Em sistemas de tração elétrica, esse processo é mediado pela ventilação natural dos VEs, fato que auxilia no processo de resfriamento do sistema de potência devido à troca térmica do fluido com o meio externo;
- Reservatório do líquido: O tanque do líquido é responsável pelo abastecimento do radiador à medida que houver necessidade de reposição;

- Medidor de vazão: O medidor de vazão é responsável pela medida da velocidade por área do líquido de resfriamento. Essa medida possui relevância para o monitoramento do funcionamento do sistema de bombeamento e possíveis controles de velocidade da bomba.

Cada parte do sistema é responsável pela redução da resistência térmica do sistema e aumento da capacidade de resfriamento do dissipador de calor. A falha ou ausência de qualquer dessas partes do sistema comprometem a operação do sistema de potência, através do aumento da temperatura da junção dos semicondutores. A estrutura do projeto de troca térmica é apresentada na Figura 6.1, enquanto a Figura 6.2 apresenta a estrutura do sistema de troca térmica montado em bancada:

Figura 6.1 – Projeto do sistema térmico.

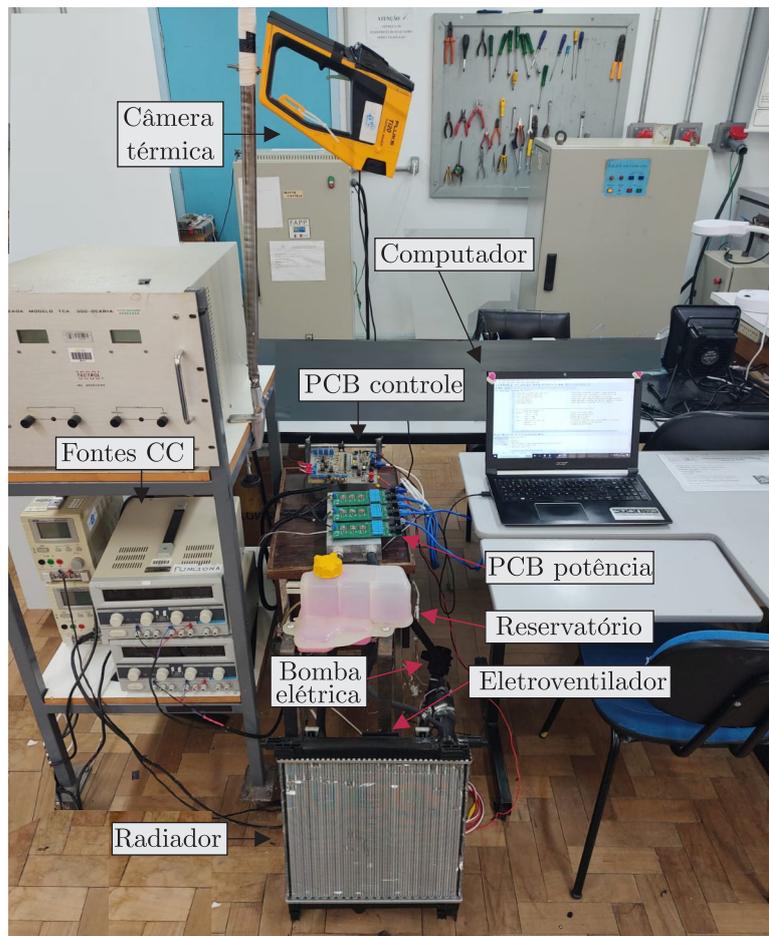


Fonte: Próprio autor.

Dois modelos de dissipadores de calor, com diferentes estruturas construtivas, são avaliados, utilizando o a bancada experimental apresentada na Figura 6.2. A primeira configuração de dissipador (configuração **A**) possui estrutura formada por canais em formato de aletas que formam um circuito de escoamento em formato de uma letra M. A configuração B, por sua vez, é constituída por uma serpentina em formato de U, obtida através da perfuração do material de alumínio. Ambos os dissipadores de calor são refrigerados por uma mistura de etilenoglicol e água, com uma relação de 40/60%, respectivamente, e realizam troca térmica com um radiador de calor com auxílio de ventilação forçada.

As verificações das temperaturas do sistema são obtidas através do uso de sensores NTCs e PT100. Os sensores NTCs são utilizados para o monitoramento das temperaturas do *case* e placas dos dissipadores, enquanto os sensores PT100 são utilizados para verificar a temperatura do líquido de entrada e saída das placas de alumínio. O monitoramento das temperaturas do sistema é realizado a uma frequência de 1 Hz. Além do monitoramento das temperaturas do sistema, a velocidade do líquido é verificada por um sensor digital

Figura 6.2 – Bancada de avaliação de capacidade troca térmica dos dissipadores de calor.



Fonte: Próprio autor.

conectado na saída do dissipador de calor. A obtenção da velocidade do líquido torna-se fundamental para ajustes de simulações computacionais e entendimento do regime de escoamento.

A fonte de calor é proveniente de uma carga eletrônica composta por placa eletrônica de controle e potência. A primeira é responsável pelo processamento de sinais que ativam a operação das chaves de potência, que operam na região ativa, apenas no ciclo de condução. Outra função da placa de controle está relacionada à aquisição de sinais analógicos de temperatura dos trocadores de calor, case dos IGBTs e ambiente, que são processados e armazenados. A placa eletrônica de potência representa um inversor de tração elétrica trifásico em que cada fase é composta por três IGBTs. Assim, são utilizadas três PCBs de potência a fim de representar as perdas de um inversor trifásico. A utilização da carga eletrônica representa a utilização do inversor de tração elétrica no fornecimento de potência dissipada, tornando possível mensurar a capacidade de troca térmica das configurações de dissipadores antes da aplicação final.

## 6.1 AVALIAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO VIA CARGA ELETRÔNICA

### 6.1.1 Placa eletrônica - Controle

A placa de controle possui a função de controlar os níveis da potência dissipada pelo sistema. As funções secundárias da placa de controle incluem a transmissão de dados via USB, leituras analógicas e digitais dos sensores de temperatura.

O circuito necessita de alimentação de -15/15V para operação dos sensores e microcontrolador. A fonte de tensão dos IGBTs de potência é conectada à placa de controle e alimenta a carga eletrônica quando o início do processo é habilitado. O sensoreamento do sistema consiste na verificação da temperatura do fluido de troca térmica, do *case* dos IGBTs, do dissipador de calor e do ambiente. Para verificação da temperatura do fluido, foram utilizados PT100 a três fios que possuem termorresistências que indicam valores de resistência para respectiva temperatura e são convertidos para leitura do microcontrolador. O PT100 é adequado para operar em elevados níveis de temperatura, com escala entre -200 a 600°C, contato direto com o fluido e impactos mecânicos.

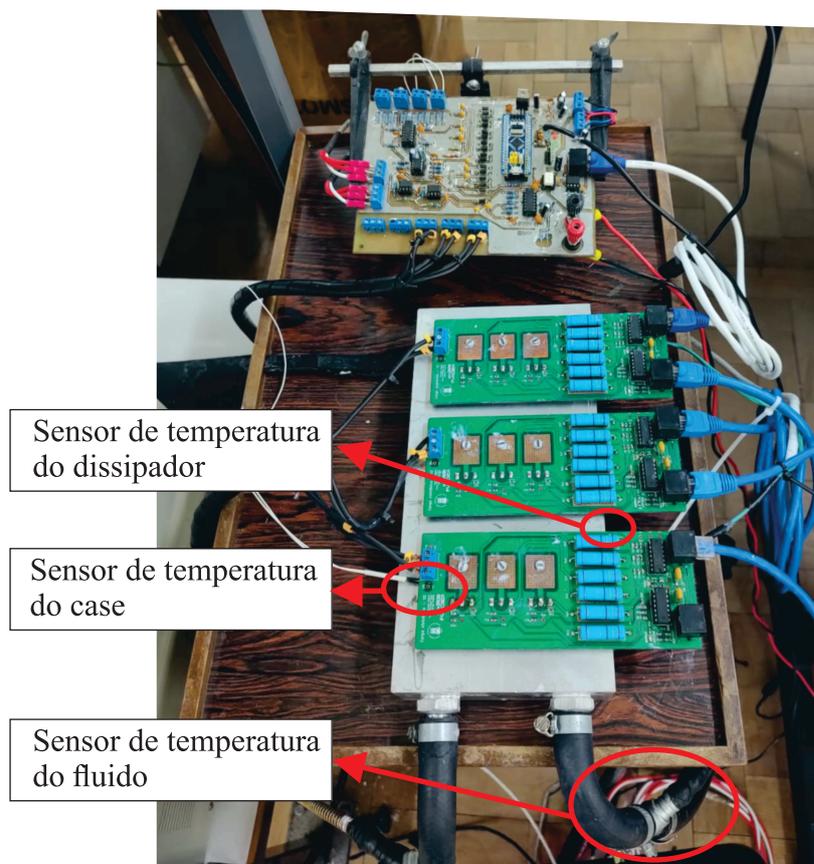
O dimensionamento dos resistores divisores de tensão do sensor é definido a partir dos valores limites máximos e mínimos da temperatura do líquido de resfriamento. O mesmo processo de dimensionamento é realizado para os NTCs (do inglês, Negative Temperature Coefficient - NTC), responsáveis pela leitura das temperaturas do *case*, sistema de troca térmica e ambiente. O NTC torna-se aplicável, neste cenário, pois pode ser facilmente instalado no *case* do IGBT. O mesmo opera com faixa de detecção da temperatura de -55 a 125°C. O sensor possui tolerância de 1% de erro e resistência de 10 k $\Omega$ .

A rotina de ensaios é iniciada através do acionamento do *hardware* pelo *software* Matlab. A conexão foi possível devido à comunicação USB, que além de transmitir os comandos para iniciar ou desligar o sistema de dissipação, também transmite os dados, o que é útil para aquisição e monitoramento de dados. A estrutura de construção da placa eletrônica de controle é apresentada na Figura 6.3:

### 6.1.2 Placa eletrônica - Potência

A placa de potência, que processada pela placa de controle, é utilizada como fonte de calor para o sistema de dissipação térmica que é processada pela placa de controle. A placa eletrônica destinada à dissipação de potência representa a presença de um conversor, através das perdas envolvidas. Essa placa é composta por três IGBTs FGH60N60 que possuem baixa impedância térmica (Fig. A.2) entre junção e *case* e podem ser considerados adequados para atuar como fonte de calor, visto que toda a energia disponibilizada

Figura 6.3 – Placa eletrônica de controle.



Fonte: Próprio autor.

ao transistor é convertida em calor. Nesse sentido, as placas de controle representam as fases de um inversor. A ideia pode ser estendida e inversores de mais fases podem ser representados através da carga eletrônica. Assim, a placa de potência representa uma ferramenta de verificação da capacidade de troca térmica de diferentes tipos de conversores e a compatibilidade do sistema de troca térmica envolvida.

Na aplicação em questão, foram utilizadas três placas de potência, representando, assim, um inversor trifásico. Os sinais de ativação, oriundos da placa de controle, fornecem sinais para ativação dos IGBTs, que operam na região ativa, sem a presença de chaveamento. Dessa forma, as perdas envolvidas ocorrem exclusivamente por condução. A utilização da placa de potência tem grande importância na automatização de processos térmicos de sistemas, pois a carga eletrônica dissipa toda a energia fornecida, permitindo aplicar degraus e regimes de operação.

### 6.1.2.1 Sistema de proteção

O sistema de proteção é responsável pela manutenção da integridade das fases do sistema. O circuito é composto por NTCs que são posicionados nas proximidades do case dos IGBTs e, a partir de um circuito comparador, são gerados gatilhos para a desativação de todas as chaves da fase. A estratégia para o bloqueio das chaves ocorre por histerese, visto que o sistema não deve ser desativado e ativado em faixas próximas de temperatura. Uma vez que o sensor identifica temperaturas de corte, o reestabelecimento do mesmo ocorre após uma variação de temperatura de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A utilização do sistema de proteção é necessária para integridade das chaves de potência, pois garante o desligamento do sistema antes da ocorrência de efeitos de sobretemperatura.

## 6.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais baseiam-se na avaliação da capacidade de troca térmica através da aplicação de um degrau de potência no sistema da carga eletrônica, representando um aumento da fonte de calor para o dissipador. A efetividade do sistema térmico é avaliada a partir de diferentes cenários de testes, divididos em três cenários, apresentados a seguir:

- 1° Cenário: São consideradas a operação da bomba elétrica, para escoamento do líquido, e radiador de calor com presença de ventilação forçada para troca de calor do líquido com o ambiente externo;
- 2° Cenário: São consideradas a operação da bomba elétrica, para escoamento do líquido, e falha no sistema de ventilação forçada do radiador de calor;
- 3° Cenário: São consideradas falhas na operação da bomba, para escoamento do líquido, e na ventilação forçada do radiador.

Os resultados levam em consideração a aplicação do degrau de carga são realizados em simulação computacional e em bancada, considerando duas configurações de dissipadores A e B que representam a geometria de canais usinados e serpentina em U, respectivamente. A estrutura dos testes experimentais consiste em uma rotina de 3000 segundos, onde é aplicado o degrau de carga no instante 1200. O sistema é inicializado com  $16,60\text{ W}$  por chave para  $33,33\text{ W}$ , totalizando um degrau de  $150$  para  $300\text{ W}$  sobre os dissipadores de calor. É válido ressaltar que a ausência de perdas por chaveamento possibilitam do fluxo de calor sobre a superfície do dissipador de calor, aproximadamente constante, em regime permanente.

Os resultados são obtidos a partir da análise do perfil de temperatura no sistema térmico, da resistência térmica em cada configuração de dissipador e do coeficiente de troca térmica por convecção em função da potência aplicada. Dessa forma, algumas considerações são adotadas e apresentadas a seguir:

1. A temperatura do *case* é obtida nas proximidades do IGBT através de um sensor NTC;
2. A temperatura da junção do IGBT é obtida por aproximação, considerando a impedância térmica do mesmo e potência dissipada e temperatura do case (equação 2.10);
3. O sensoriamento do dissipador é realizado através de NTCs que são instalados na superfície do alumínio;
4. A temperatura ambiente é obtida a partir de sensores NTCs;
5. O funcionamento da placa eletrônica de potência é interrompido em cenários de sobretemperatura;
6. Após o final de cada teste a sala ambiente é refrigerada por um ar-condicionado que possibilita a redução de temperatura do sistema para cada ensaio.

Os testes foram realizados sem o controle da temperatura ambiente, do dissipador e do líquido de resfriamento. Dessa forma, os resultados são analisados a partir da variação térmica em relação à temperatura ambiente. Os resultados são apresentados em três cenários diferentes: Operação adequada do sistema; falha no bomba elétrica e falha no eletroventilador. Os resultados obtidos em ambiente de simulação CFD são comparados com os resultados experimentais para o cenário de operação sem a presença de falhas através da resistência térmica dos modelos de dissipadores. Dessa forma, pode-se avaliar a efetividade do projeto de dissipadores de calor em ambiente CFD.

### 6.2.1 1º Cenário

Nesta etapa, o sistema de troca térmica é avaliado com a presença de todas as partes do sistema, sem a ocorrência de falhas no sistema de escoamento do fluido e no eletroventilador do radiador. As condições iniciais para a realização dos testes experimentais são apresentadas na Tabela a seguir:

A temperatura de junção para ambos sistemas de troca térmica são apresentadas na Figura 6.4:

A temperatura do *case* para ambas configurações de sistemas de troca térmica são apresentadas na Figura 6.5:

Tabela 6.1 – Valores iniciais de temperatura para o 1° cenário.

Condições iniciais	Canal	Serpentina
Temperatura ambiente	27,20°C	26,70 °C
Temperatura do fluido	20,83°C	22,39 °C
Temperatura do dissipador	24,01°C	26,21°C

Fonte: Próprio autor.

Figura 6.4 – Temperatura da junção do IGBT.

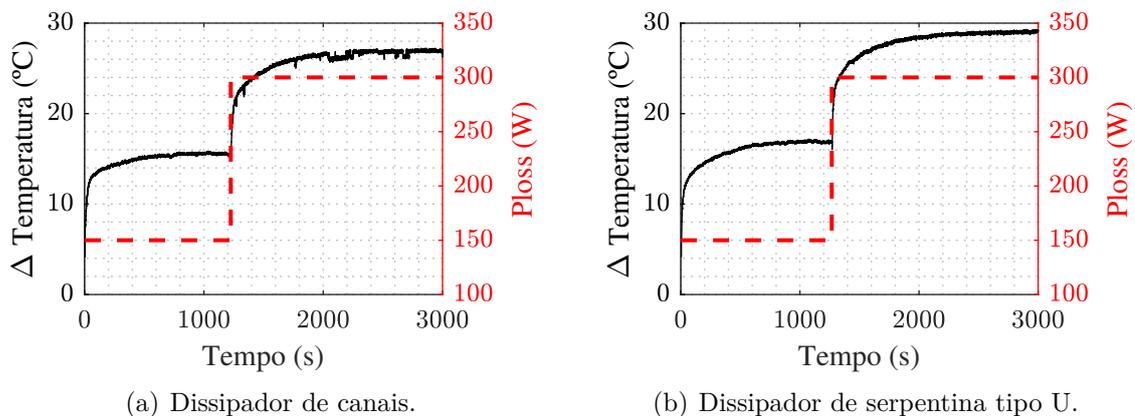
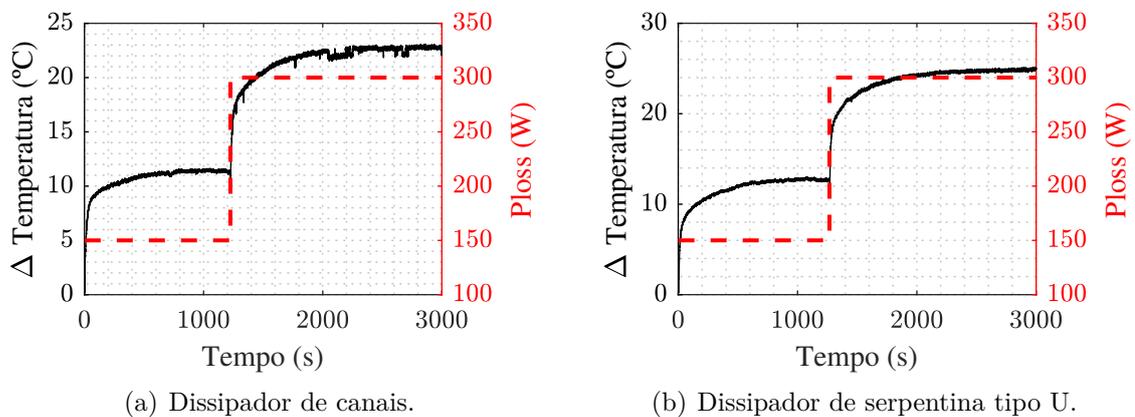


Figura 6.5 – Temperatura do case do IGBT.



A temperatura dos dissipadores de calor dos sistemas de troca térmica são apresentadas na Figura 6.6:

A temperatura do líquido de resfriamento dos sistemas de troca térmica é apresentada na Figura 6.7:

Os resultados para o 1° cenário de teste apresentaram valores dentro dos limites de operação do IGBT com a estabilização da temperatura na junção, case, dissipador e líquido. Em ambos dissipadores a troca térmica foi efetiva, possibilitando o aumento da margem de fluxo de calor dissipado sobre a superfície do dissipador. A configuração A

Figura 6.6 – Temperatura do dissipador de calor.

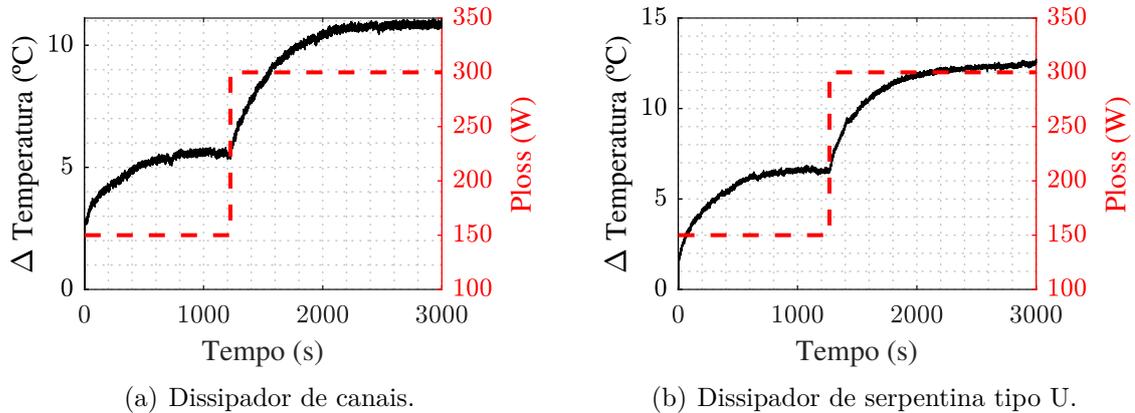
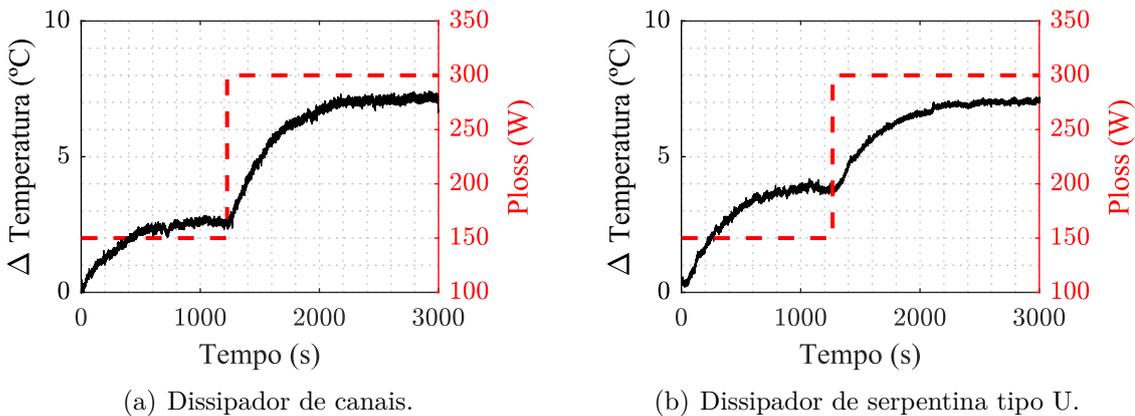


Figura 6.7 – Temperatura do líquido de resfriamento.

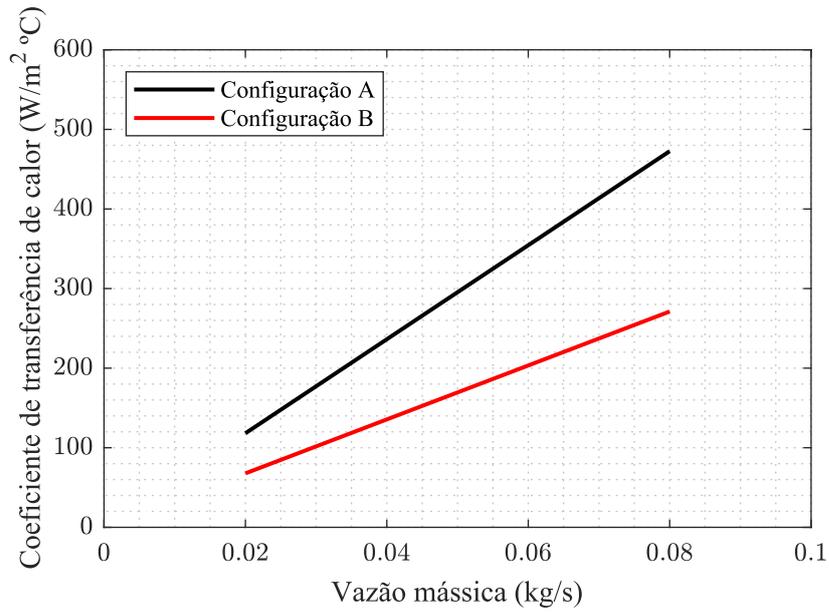


apresentou menor variação de temperatura em todas partes do sistema. Essa configuração apresentou redução expressiva de, aproximadamente, 17,5% na temperatura de junção, se comparado aos mesmos resultados da configuração **B**. A temperatura do *case* e dos dissipadores apresentaram menores níveis de temperatura para a configuração **A**, o que permite afirmar que essa configuração apresenta maior capacidade de resfriamento devido à sua maior área de contato e volume. Pode-se observar o comportamento do coeficiente de troca térmica a partir da vazão mássica, dada pela equação (4.13) que fornece a relação entre transferência de massa e troca de calor do sistema térmico, evidenciada na Figura 6.8:

Os resultados são evidenciados na Figura a seguir, considerando as variações térmicas de ambos dissipadores. A Figura 6.9 destaca um comparativo entre as configurações **A** e **B**:

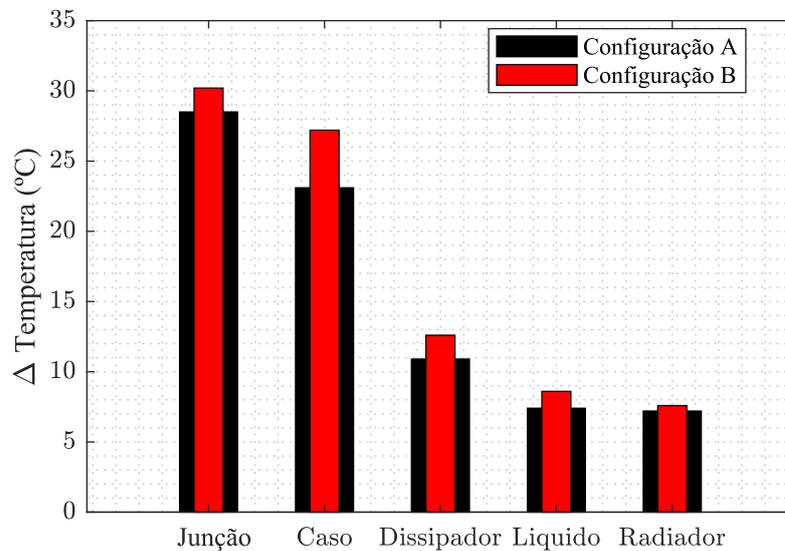
A temperatura entre os dissipadores manteve-se com níveis próximos de temperatura, devido ao maior coeficiente térmico de fluxo de calor por parte da configuração **A**. A temperatura de junção e *case* do sistema obtiveram valores inferiores a configuração **B**,

Figura 6.8 – Coeficiente de transferência de calor por vazão mássica.



Fonte: Próprio autor.

Figura 6.9 – Análise comparativa das variações térmicas no sistema.



Fonte: Próprio autor.

que é justificado pelo aumento da temperatura do líquido e troca térmica com o ambiente externo através da ventilação forçada do radiador. A partir dos resultados obtidos nota-se a transferência de calor da potência dissipada na junção do IGBT ao radiador de calor, apresentando uma troca efetiva entre o sistema de potência e de refrigeração térmica. Os dados obtidos em simulação computacional e ensaios experimentais da temperatura máxima de junção do IGBT são apresentados na Tabela 6.2.

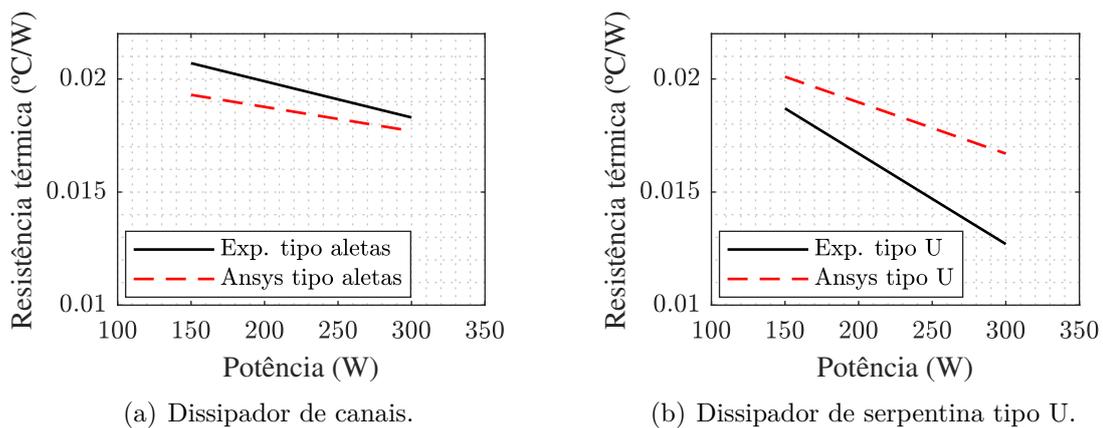
Tabela 6.2 – Comparativo entre FVM e resultados experimentais.

	Configuração A		Configuração B	
	Ansys	Experimental	Ansys	Experimental
<b>T(°C) Junção</b>	58,64	60,20	59,8	56,20

Fonte: Próprio autor.

O comparativo entre os sistema projetado em CFD e o resultado experimental podem ser avaliados através da resistência térmica entre as configurações dos dissipadores. A resistência térmica do dissipador, apresentada numericamente em 4.16, representa a capacidade do sistema de troca térmica em roubar obtida para ambas as configurações é apresentada na Figura 6.10:

Figura 6.10 – Resistência térmica para os modelos de dissipadores.



Nota-se que o dissipador com geometria em serpentina apresentou menor resistência térmica em relação ao modelo de canais. Espera-se, com isso, que a temperatura do dissipador em serpentina apresente menores níveis de temperatura, devido a propagação de calor entre junção do dispositivo de potência ao dissipador de calor. No entanto, os resultados apresentados na Figura 6.7 mostram que o dissipador de canais apresentou menores níveis de temperatura no dissipador e isso está relacionado a massa térmica das geometrias apresentadas, devido a influência da constante térmica de cada modelo. O dissipador com geometrias em canais apresenta maior volume e necessita de maior quantidade de calor se comparado ao modelo em serpentina para atingir a mesma temperatura, visto que a quantidade de calor para ambos os casos foi a mesma, o dissipador de calor em canais apresentou menores valores de temperatura.

### 6.2.2 2º Cenário

O 2º cenário é ensaiado com uma ocorrência de falha no eletroventilador do radiador, enquanto a bomba de pressão está em funcionamento. O líquido escoar pelo radiador de calor sem a presença de ventilação forçada, situação similar a de operação de um VE com níveis elevados de potência e pouco fluxo de ar pelo radiador. Essa falha reduz a capacidade de operação do sistema de potência devido aumento do estresse térmico e a redução da taxa de transferência de calor por convecção do líquido de resfriamento. O estado térmico no inícios dos ensaios experimentais são apresentados a seguir:

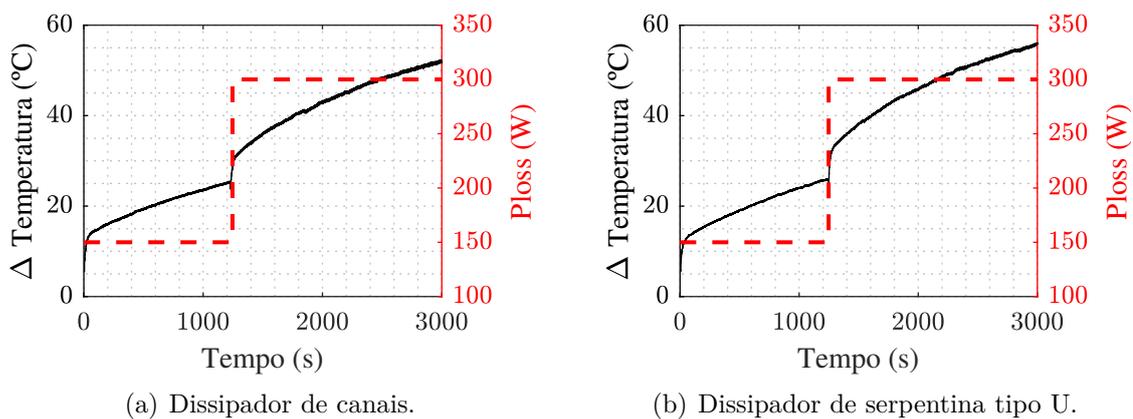
Tabela 6.3 – Valores iniciais de temperatura para o 2º cenário.

Condições iniciais	Canal	Serpentina
Temperatura ambiente	26,20°C	24,80°C
Temperatura do fluido	22,76 °C	17,97 °C
Temperatura do dissipador	25,07°C	21,79°C

Fonte: Próprio autor.

As variações da temperatura de junção para as duas configurações de dissipadores são apresentadas na Figura 6.11:

Figura 6.11 – Temperatura da junção do IGBT.



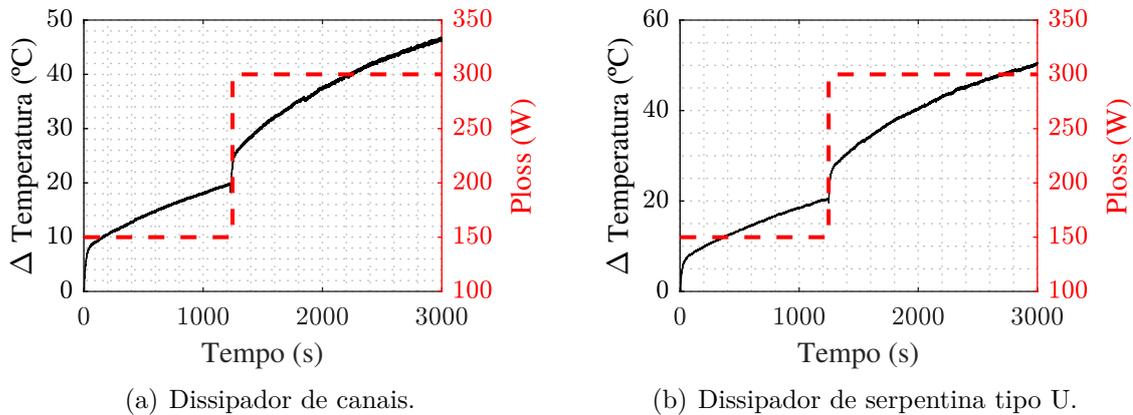
Fonte: Próprio autor.

A variação de temperatura do *case* é apresentada na Figura 6.12:

A Figura 6.13 apresenta a variação térmica obtidas nas configuração **A** e **B**:

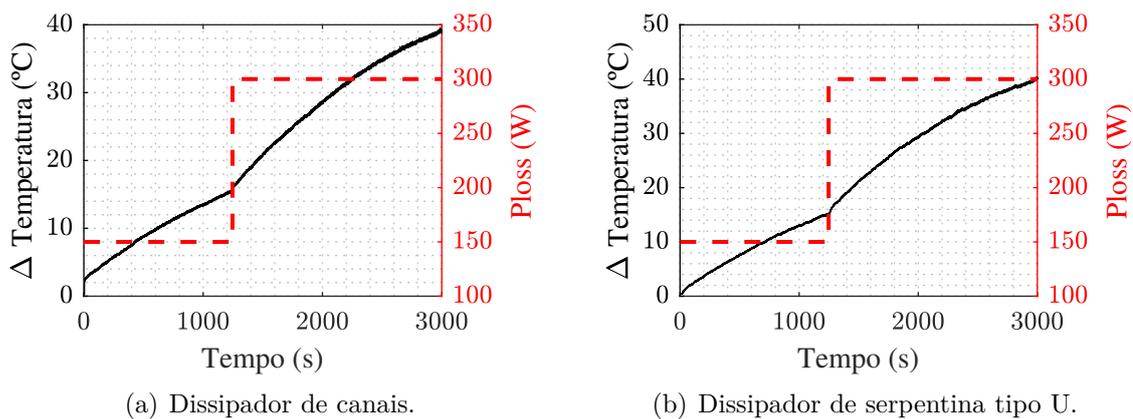
A variação térmica do líquido de resfriamento é apresentada na Figura 6.14:

Nessa etapa, considera-se a ausência do eletroventilador do sistema, representando uma falha na transferência de calor. Com isso, o sistema atinge maiores níveis resistência

Figura 6.12 – Temperatura do *case* do IGBT.

Fonte: Próprio autor.

Figura 6.13 – Temperatura do dissipador de calor.

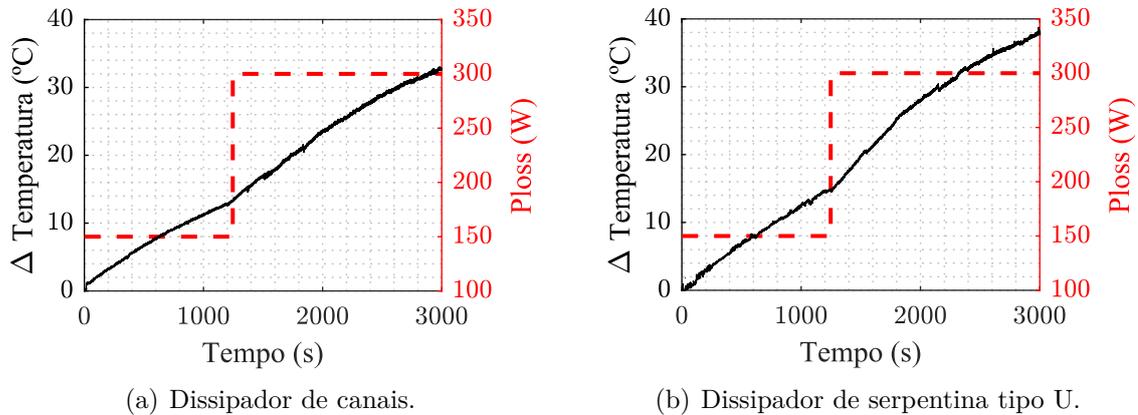


Fonte: Próprio autor.

térmica da junção se comparado aos resultados apresentados no 1º cenário. Nesse caso, a troca térmica entre líquido é prejudicada pela ausência do eletroventilador e isso é evidenciado pela redução da capacidade de troca térmica do sistema. O comportamento de ambas configurações apresentam aumento constante da variação de temperatura.

A configuração **A** apresentou menores variações de temperatura em relação a configuração **B**, mas o nível de variação térmica torna-se irrelevante entre as configurações de dissipadores, pois a curva de crescimento da temperatura aumenta gradativamente e atinge os mesmos níveis de temperatura em alguns instantes de tempo. É importante ressaltar que a diferença entre a espessura das configurações de dissipadores envolvidos influenciam na análise dos resultados, nota-se que a configuração A apresenta menor variação térmica no dissipador devido maior massa e volume. Além disso, a estrutura em canais apresentou maior capacidade de troca térmica em relação a configuração B, devido a maior área de contato. Isso refletiu no aumento da temperatura do radiador da con-

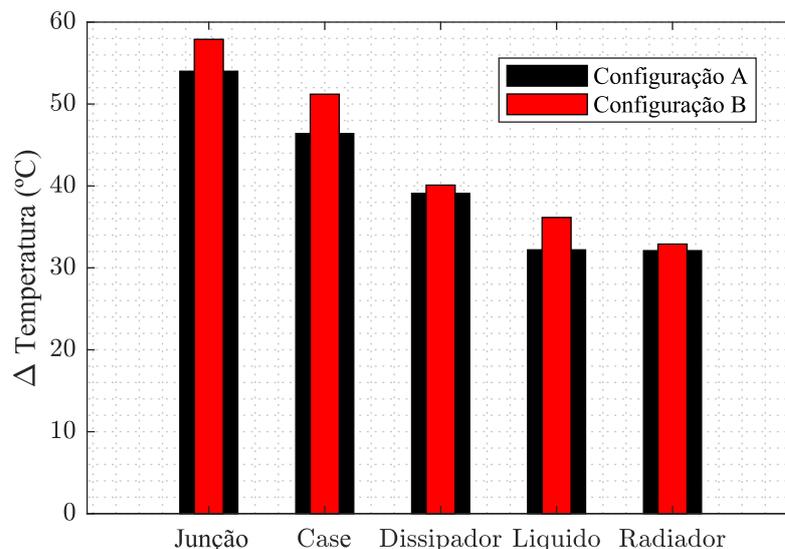
Figura 6.14 – Temperatura do líquido de resfriamento.



Fonte: Próprio autor.

figuração A. A Figura 6.15 apresenta um comparativo entre os resultados para as duas configurações de dissipadores considerando falha na ventilação forçada do radiador.

Figura 6.15 – Análise comparativa das variações térmicas no sistema.



Fonte: Próprio autor.

Pode-se afirmar, portanto, que a temperatura em ambas configurações crescem indefinidamente devido a característica do dissipador elevar a resistência térmica devido a falha na troca térmica do líquido. O líquido de resfriamento que circula no interior da placa fria troca calor com o ambiente externo lentamente, reduzindo a capacidade de troca térmica do sistema. A temperatura da junção aumentou linearmente, o que representa a incapacidade de troca térmica do dissipador de calor e bomba de pressão na redução dos níveis de temperatura e resistência térmica do sistema de potência.

### 6.2.3 3º Cenário

Nesse cenário, o ensaio realizado consiste na verificação da variação térmica considerando as falhas no sistema de ventilação forçada do radiador e bomba de pressão. Nos ensaios realizados foram desconsiderados degrau de carga, pois foi interrompido devido ao aumento linear da temperatura do sistema e atuação do sistema de proteção.

Os testes foram realizados considerando 1200 segundos, metade do tempo utilizado nos cenários realizados anteriormente. Os resultados térmicos do líquido de resfriamento e radiador são suprimidos devido a inatividade da bomba de pressão e sistema de ventilação forçada do radiador. A Tabela 6.4 apresenta as condições iniciais dos ensaios térmicos.

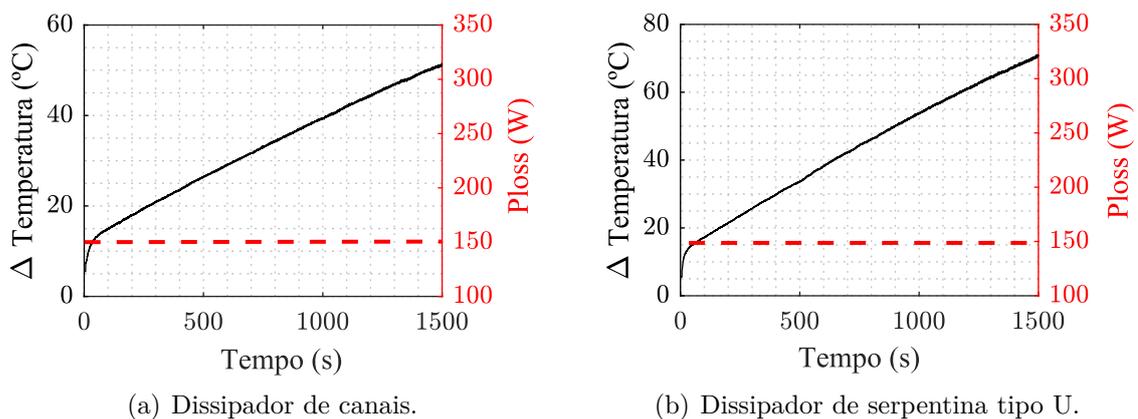
Tabela 6.4 – Valores iniciais de temperatura para o 3º cenário.

Condições iniciais	Canal	Serpentina
Temperatura ambiente	25,40°C	25,40°C
Temperatura do dissipador	25,19°C	24,43°C

Fonte: Próprio autor.

As variações da temperatura de junção são apresentadas na Figura 6.16:

Figura 6.16 – Temperatura da junção do IGBT.

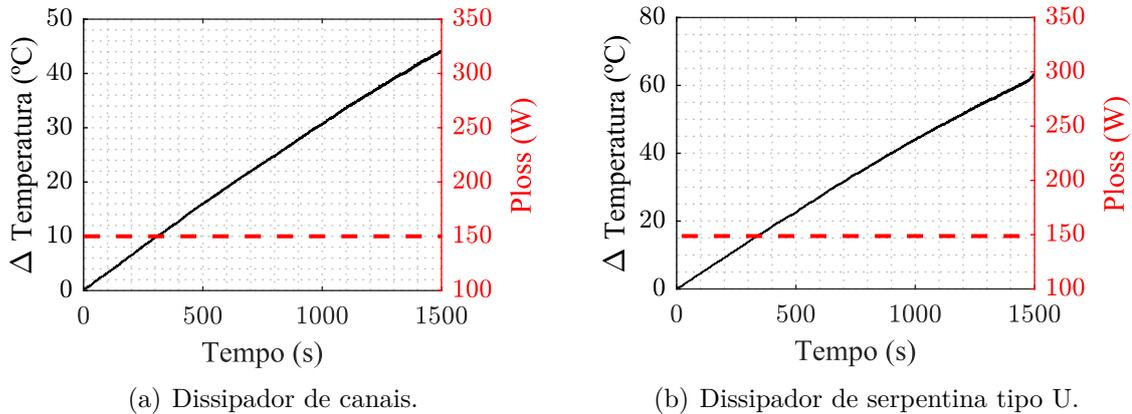


Fonte: Próprio autor.

A variação da temperatura do *case* utilizando as configurações A e B são apresentadas na Figura 6.17:

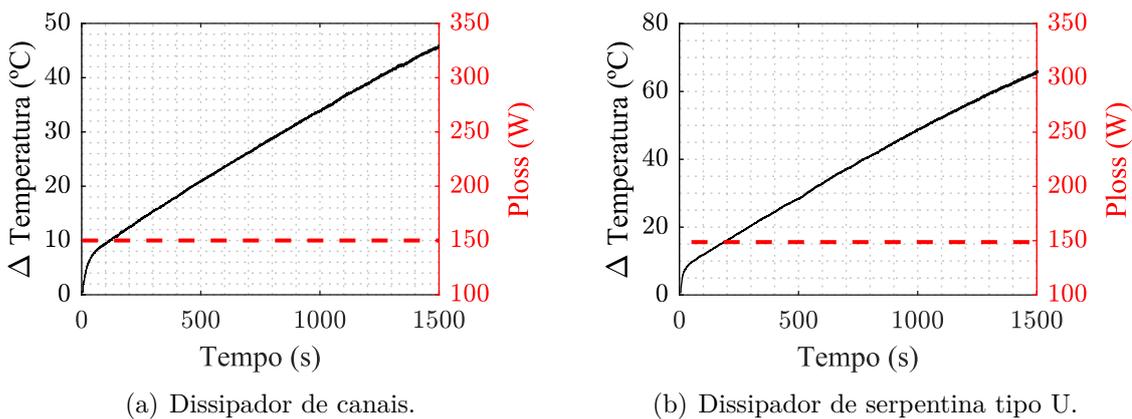
As variações térmicas das configurações dos dissipadores são apresentadas na Figura 6.18:

Os resultados obtidos mostram que ambas configurações de dissipadores apresentaram aumento linear dos níveis de temperatura. A estrutura em canais, embora possua

Figura 6.17 – Temperatura do *case* do IGBT.

Fonte: Próprio autor.

Figura 6.18 – Temperatura dos dissipadores.



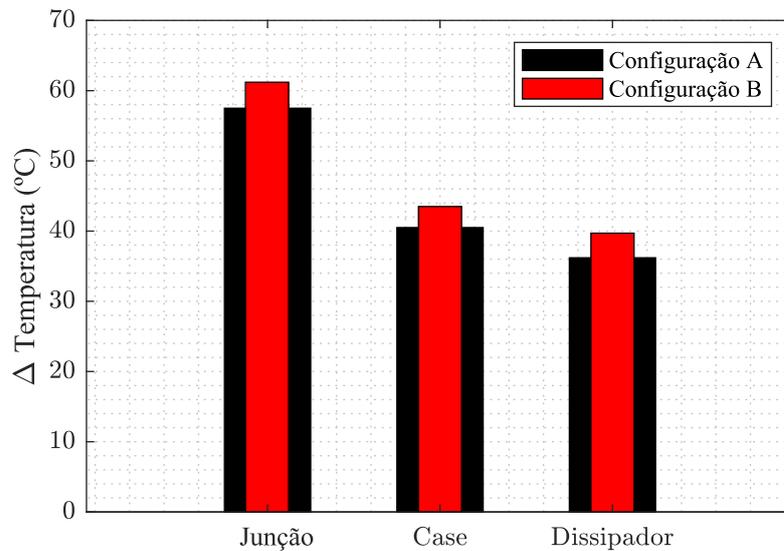
Fonte: Próprio autor.

maior superfície de contato com o líquido de resfriamento, apresentou menores níveis de temperatura em relação ao modelo de serpentinas devido maior volume e massa térmica. No entanto, ambos sistemas mostram-se ineficientes em situações de falhas do eletroventilador e bomba de pressão.

A configuração **A** apresenta 1 centímetro a mais em espessura que a configuração **B**, no entanto a fixação da estrutura inferior para isolamento dos canais, realizada com cola silicone, agregam maior resistência térmica ao dissipador o que torna ainda mais essa estrutura ineficiente em situações de falhas do sistema de escoamento e ventilação forçada. Frente a essas considerações, nota-se que o aumento da resistência térmica é refletido na carga eletrônica, aumentando pontos de aquecimento e reduzindo a capacidade de operação do sistema eletrônico em maiores níveis de potência. A Figura 6.19 apresenta um comparativo entre os resultados obtidos para as diferentes configurações:

Portanto, as configurações de dissipadores apresentadas mostraram-se ineficientes

Figura 6.19 – Análise comparativa das variações térmicas no sistema.



Fonte: Próprio autor.

com a ausência dos sistemas ativos, pois a superfície do material alumínio troca calor diretamente com o meio externo de forma natural. Visto que a superfície de contato entre ambiente externo e dissipadores é mínima, o coeficiente de troca de calor reduz em grandes proporções seus valores.

O capítulo apresentou três cenários de aplicação para o sistema de troca térmica. A técnica de resfriamento direta utilizada nos dissipadores de calor mostraram-se eficientes apenas para o primeiro cenário de aplicação onde estão presentes eletroventilador e bomba elétrica. A ausência das partes do sistema do trocador de calor resultam incremento de resistência térmica do sistema e, conseqüentemente, aumento da temperatura do sistema. Os resultados obtidos no primeiro cenário foram avaliados comparativamente com os resultados obtidos em ambiente de simulação e obteve-se parâmetros térmicos próximos aos valores reais. Notou-se que a medida que ocorreu o degrau de potência dissipada a capacidade de troca térmica de ambos dissipadores aumentou e a resistência térmica dos trocadores de calor diminuíram. A mesma comparação não foi realizada para os demais cenários visto que a determinação das resistências térmicas dos dissipadores não atingem estabilidade e, dessa forma, torna-se impraticável determinar a temperatura do fluido e dissipador em regime, visto que o sistema atinge os limites de operação devido sobretemperatura.

## 7 CONCLUSÃO

Esta dissertação apresenta uma visão geral sobre o crescimento dos VE e o desenvolvimento de tecnologias de dispositivos semicondutores. É feita uma abordagem sobre o aumento dos VE e os efeitos benéficos pela sua inserção e redução da emissão de gases poluentes. Além disso, são levantados pontos a respeito do melhoramento das técnicas de processamento de semicondutores e a evolução dos sistemas microprocessados de alto desempenho aplicados em sistemas de tração. É realizada uma revisão bibliográfica relacionando o progresso de inversores de elevada densidade de potência e medidas de gerenciamento térmico, onde é apresentada uma visão geral sobre as principais técnicas de sistemas de troca térmica. Também é pontuada a importância de simulações computacionais e sistemas experimentais para avaliação da capacidade de troca térmica de dissipadores de calor aplicados em inversores de tração elétrica.

Uma visão geral sobre a estrutura de inversores aplicados em sistemas de tração elétrica é apresentada no segundo capítulo. Nessa seção, é apresentada a estrutura do conversor *half-bridge* e é realizada uma abordagem sobre as perdas elétricas envolvidas nesses conversores. O modelo térmico do sistema de potência é abordado, considerando as redes térmicas de Cauer e Foster, e as distinções entre essas redes térmicas são realizadas. A partir das redes térmicas, pode-se aplicar as resistências térmicas do sistema de potência e obter as temperaturas do sistema.

As diferentes técnicas de resfriamento são enfatizadas no terceiro capítulo. Os diferentes métodos de troca térmica são direcionados aos sistemas de resfriamento indiretos ou externos, diretos ou integrados e duplos. Em cada metodologia de sistema térmico, os sistemas são descritos e associados aos veículos elétricos ou híbridos que utilizam a respectiva técnica de gerenciamento térmico. Essa descrição representa uma revisão bibliográfica das técnicas utilizadas nas aplicações de inversores de tração elétrica e serve como suporte para o desenvolvimento de simulações em ambiente computacional e construção de protótipos.

A partir da visão geral dos métodos de resfriamento, foram dimensionados e projetados dois dissipadores de calor em ambiente computacional utilizando o software ANSYS. Uma visão sobre a metodologia de simulação em ANSYS é apresentada, realizando considerações sobre metodologias de simulação e funções básicas para construção de sistemas térmicos. Os dissipadores de calor projetados possuem a técnica de resfriamento direto, pois possuem menor custo de fabricação e boa capacidade de troca térmica. Ambos sistemas foram simulados individualmente e os parâmetros térmicos dos dissipadores foram obtidos, a fim de avaliar a capacidade de resfriamento líquido e troca térmica.

A partir disso, os parâmetros foram simulados em ambiente computacional para análise dos índices de temperatura dos dissipadores de calor. Para isso, foram utilizadas as redes térmicas para representar um inversor de tração elétrica, onde o sistema de

potência é composto pela impedância térmica dos IGBTs e os dissipadores possuem uma rede térmica para resistência térmica obtida em simulação ANSYS. Nesse cenário, um inversor de 30 kW foi simulado e uma análise sobre a capacidade de troca térmica dos dissipadores de calor foi realizada.

A utilização da carga eletrônica representa a potência dissipada um inversor de tração elétrica, no qual a carga tem a função de dissipar, aproximadamente, toda energia de entrada. Dessa forma, o sistema representa uma fonte de calor para os dissipadores de calor, permitindo avaliar a capacidade de resfriamento do sistema frente a degraus de carga de inversores ou picos de potência. A bancada experimental foi avaliada a partir de três cenários, onde os dissipadores mostraram-se eficientes quando acompanhados por bomba de pressão e radiador de calor com ventilação forçada. Ambas configurações de dissipadores mostraram-se ineficientes e com baixa capacidade de troca térmica em ocorrências de falhas.

## 7.1 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO

Frente ao exposto, pode-se destacar as principais contribuições do trabalho, expostas a seguir:

- Revisão bibliográfica das técnicas de resfriamento aplicados em inversores de tração elétrica;
- Simulação CFD de dissipadores de calor para a obtenção de parâmetros térmicos;
- Avaliação da capacidade de troca térmica dos dissipadores de calor através de uma carga eletrônica.

## REFERÊNCIAS

- ANWAR, M. et al. Power dense and robust traction power inverter for the second-generation chevrolet volt extended-range ev. **SAE International Journal of Alternative Powertrains**, JSTOR, v. 4, n. 1, 2015.
- ARCHSMITH, J.; MUEHLEGGGER, E.; RAPSON, D. S. Future paths of electric vehicle adoption in the united states: Predictable determinants, obstacles, and opportunities. **Environmental and Energy Policy and the Economy**, The University of Chicago Press Chicago, IL, v. 3, n. 1, p. 71–110, 2022.
- BAHMAN, A. S.; MA, K.; BLAABJERG, F. General 3d lumped thermal model with various boundary conditions for high power igt modules. p. 261–268, 2016.
- BENNION, K.; MORENO, G. **Thermal Management of Power Semiconductor Packages-Matching Cooling Technologies with Packaging Technologies (Presentation)**. [S.l.], 2010.
- BOTELER, L. et al. Thermal performance of a dual 1.2 kv, 400 a silicon-carbide mosfet power module. In: IEEE. **2010 26th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)**. [S.l.], 2010. p. 170–175.
- BÜNNAGEL, C. et al. Forced air cooled heat sink with uniformly distributed temperature of power electronic modules. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 199, p. 117560, 2021.
- BURRESS, T.; CAMPBELL, S. Benchmarking ev and hev power electronics and electric machines. In: IEEE. **2013 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)**. [S.l.], 2013. p. 1–6.
- BURRESS, T. A. et al. **Evaluation of the 2010 Toyota Prius hybrid synergy drive system**. [S.l.], 2011.
- CAIRNIE, M.; GERSH, J.; DIMARINO, C. Thermal and thermomechanical analysis of a 10 kv sic mosfet package with double-sided cooling. In: IEEE. **2021 IEEE 8th Workshop on Wide Bandgap Power Devices and Applications (WiPDA)**. [S.l.], 2021. p. 394–399.
- CATALANO, A. P. et al. Numerical simulation and analytical modeling of the thermal behavior of single-and double-sided cooled power modules. **IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology**, IEEE, v. 10, n. 9, p. 1446–1453, 2020.
- CHRISTEN, D.; STOJADINOVIC, M.; BIELA, J. Energy efficient heat sink design: natural versus forced convection cooling. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE, v. 32, n. 11, p. 8693–8704, 2016.

- COVA, P. et al. Thermal optimization of water heat sink for power converters with tight thermal constraints. **Microelectronics Reliability**, Elsevier, v. 53, n. 9-11, p. 1760–1765, 2013.
- EPPSTEIN, M. J. et al. An agent-based model to study market penetration of plug-in hybrid electric vehicles. **Energy Policy**, v. 39, n. 6, p. 3789–3802, 2011. ISSN 0301-4215. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301421511002904>>.
- ERP, R. V.; KAMPITSIS, G.; MATIOLI, E. Efficient microchannel cooling of multiple power devices with compact flow distribution for high power-density converters. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE, v. 35, n. 7, p. 7235–7245, 2019.
- GAY, W.; GAY, W. Stm32f103c8t6 gpio pins. **Beginning STM32: Developing with FreeRTOS, libopencm3 and GCC**, Springer, p. 393–400, 2018.
- GILLOT, C. et al. Double-sided cooling for high power igbt modules using flip chip technology. **IEEE Transactions on components and packaging technologies**, IEEE, v. 24, n. 4, p. 698–704, 2001.
- HAN, F.; GUO, H.; DING, X. Design and optimization of a liquid cooled heat sink for a motor inverter in electric vehicles. **Applied Energy**, Elsevier, v. 291, p. 116819, 2021.
- HIRAO, T. et al. Ev traction inverter employing double-sided direct-cooling technology with sic power device. In: IEEE. **2018 International Power Electronics Conference (IPEC-Niigata 2018-ECCE Asia)**. [S.l.], 2018. p. 2082–2085.
- HSU, J. **Report on toyota prius motor thermal management**. [S.l.], 2005.
- IEA. **Global EV Outlook 2022**. 2022. Url<https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2022>.
- IMRAN, A. A.; MAHMOUD, N. S.; JAFFAL, H. M. Numerical and experimental investigation of heat transfer in liquid cooling serpentine mini-channel heat sink with different new configuration models. **Thermal Science and Engineering Progress**, Elsevier, v. 6, p. 128–139, 2018.
- JONES-JACKSON, S. et al. Overview of current thermal management of automotive power electronics for traction purposes and future directions. **IEEE Transactions on Transportation Electrification**, IEEE, v. 8, n. 2, p. 2412–2428, 2022.
- KI, S. et al. A bio-inspired, low pressure drop liquid cooling system for high-power igbt modules for ev/hev applications. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 161, p. 106708, 2021.
- LI, B. et al. A compact double-sided cooling 650v/30a gan power module with low parasitic parameters. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE, v. 37, n. 1, p. 426–439, 2021.

- LIU, C.-K. et al. Effects of thermal characteristics of power module on electric vehicle inverter. In: IEEE. **2021 16th International Microsystems, Packaging, Assembly and Circuits Technology Conference (IMPACT)**. [S.l.], 2021. p. 143–146.
- LUTSEY, N.; CUI, H.; YU, R. Evaluating electric vehicle costs and benefits in china in the 2020–2035 time frame. **International Council on Clean Transportation, China Automotive Technology and Research Center**, 2021.
- MA, K. et al. Frequency-domain thermal modeling and characterization of power semiconductor devices. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE, v. 31, n. 10, p. 7183–7193, 2015.
- MADDEMLIS, G. et al. Multidisciplinary cooling design tool for electric vehicle sic inverters utilizing transient 3d-cfd computations. **eTransportation**, Elsevier, v. 7, p. 100092, 2021.
- MATSUOKA, T.; NAKAMURA, M.; HASEGAWA, K. **Development of the intelligent power unit for 2006 civic hybrid**. [S.l.], 2006.
- MOELLER, S. et al. Application considerations for double sided cooled modules in automotive environment. In: VDE. **CIPS 2020; 11th International Conference on Integrated Power Electronics Systems**. [S.l.], 2020. p. 1–7.
- MORENO, G. et al. Evaluation of performance and opportunities for improvements in automotive power electronics systems. In: IEEE. **2016 15th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)**. [S.l.], 2016. p. 185–192.
- NEMETH, T. et al. A simulation platform for optimization of electric vehicles with modular drivetrain topologies. **IEEE Transactions on Transportation Electrification**, IEEE, v. 4, n. 4, p. 888–900, 2018.
- OLEJNICZAK, K. et al. A compact 110 kva, 140 c ambient, 105 c liquid cooled, all-sic inverter for electric vehicle traction drives. In: IEEE. **2017 IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC)**. [S.l.], 2017. p. 735–742.
- PARDO-BOSCH, F. et al. Sustainable deployment of an electric vehicle public charging infrastructure network from a city business model perspective. **Sustainable Cities and Society**, Elsevier, v. 71, p. 102957, 2021.
- RAMANI, V.; GHOSH, D.; SODHI, M. S. Understanding systemic disruption from the covid-19-induced semiconductor shortage for the auto industry. **Omega**, Elsevier, v. 113, p. 102720, 2022.
- RAVI, S. S.; AZIZ, M. Utilization of electric vehicles for vehicle-to-grid services: Progress and perspectives. **Energies**, MDPI, v. 15, n. 2, p. 589, 2022.
- REIMERS, J. et al. Automotive traction inverters: Current status and future trends. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, IEEE, v. 68, n. 4, p. 3337–3350, 2019.

- RICHARDSON, D. B. Electric vehicles and the electric grid: A review of modeling approaches, impacts, and renewable energy integration. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 19, p. 247–254, 2013.
- SAKANOVA, A. et al. Investigation on weight consideration of liquid coolant system for power electronics converter in future aircraft. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 104, p. 603–615, 2016.
- SATO, Y. et al. **Development of high response motor and inverter system for the Nissan LEAF electric vehicle**. [S.l.], 2011.
- STAUNTON, R. H.; BURRESS, T. A.; MARLINO, L. D. **Evaluation of 2005 Honda Accord hybrid electric drive system**. [S.l.], 2006.
- WANG, L.; WANG, X.; YANG, W. Optimal design of electric vehicle battery recycling network—from the perspective of electric vehicle manufacturers. **Applied Energy**, Elsevier, v. 275, p. 115328, 2020.
- WOLBERTUS, R. et al. Charging infrastructure roll-out strategies for large scale introduction of electric vehicles in urban areas: An agent-based simulation study. **Transportation Research Part A: Policy and Practice**, Elsevier, v. 148, p. 262–285, 2021.
- XU, M. et al. Modeling and correlation of two thermal paths in frequency-domain thermal impedance model of power module. **IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics**, IEEE, v. 9, n. 4, p. 3971–3981, 2020.
- YAN, S. The economic and environmental impacts of tax incentives for battery electric vehicles in europe. **Energy Policy**, Elsevier, v. 123, p. 53–63, 2018.
- YANG, Y. et al. Automotive power module packaging: Current status and future trends. **IEEE Access**, IEEE, v. 8, p. 160126–160144, 2020.
- YANNICK, H. Electromobility in the automotive industry: A technological and geopolitical shift. **Multidiszciplináris Tudományok**, v. 11, n. 5, p. 428–437, 2021.
- YE, J. et al. A fast electro-thermal model of traction inverters for electrified vehicles. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE, v. 32, n. 5, p. 3920–3934, 2016.
- YU, S. et al. The potential impact of using traction inverters with sic mosfets for electric buses. **IEEE Access**, IEEE, v. 9, p. 51561–51572, 2021.
- ZHANG, C. et al. A sic-based 100 kw high-power-density (34 kw/l) electric vehicle traction inverter. In: IEEE. **2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)**. [S.l.], 2018. p. 3880–3885.

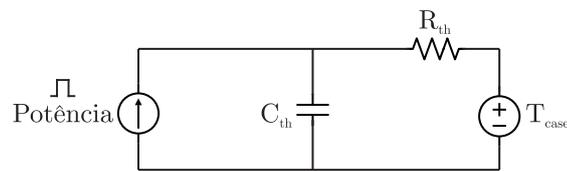
## APÊNDICES

---

## Apêndice A – Impedância térmica

A impedância térmica do transistor de potência é fundamental para o cálculo da temperatura de junção. As características de operação são baseadas em dados de *datasheet* do IGBT. O dispositivo é modelado a partir de um circuito RC que representa o circuito térmico do transistor. O modelo térmico do IGBT é apresentado na Figura A.1 que representa a dinâmica entre a junção e temperatura do *case*.

Figura A.1 – Modelo do circuito RC que representa o modelo térmico do sistema de potência.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela A.1 apresenta os parâmetros de operação do IGBT.

Tabela A.1 – Parâmetros para o circuito térmico do IGBT.

Parâmetros	Valores	Símbolos
Tempo $t$	0,10	$s$
Constante térmica $\tau$	0,50	
Restância térmica $R_{th}$	0,33	$^{\circ}C/W$
Capacitância térmica $C_{th}$	0,18	$J/^{\circ}C$

Fonte: Próprio autor.

O modelo que representa o circuito RC é dadoo pelo pela equação (A.1):

$$z_{jc}(t) = z_{jc}(1 - e^{-t/R_{th}C_{th}}), \quad (A.1)$$

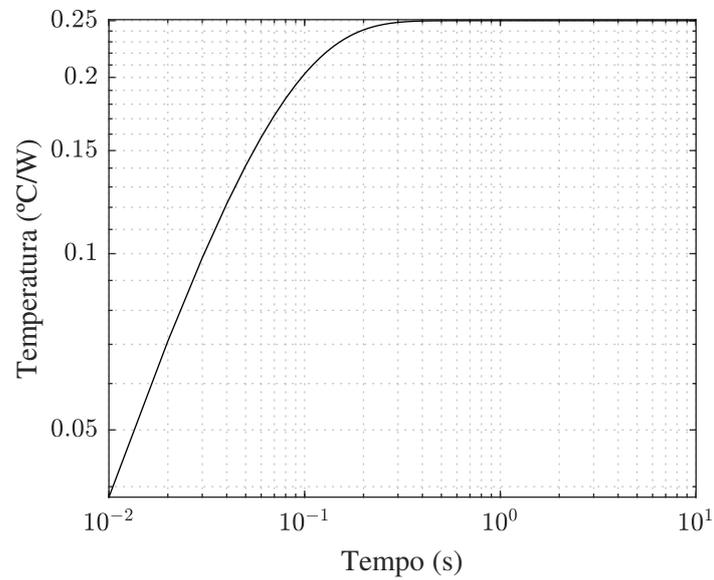
onde a capacitância pode ser definida como:

$$C_{th} = \frac{t(s)}{\tau R_{th}} \quad (A.2)$$

Dessa forma, a impedância térmica do IGBT pode ser obtida através da equação (A.1):

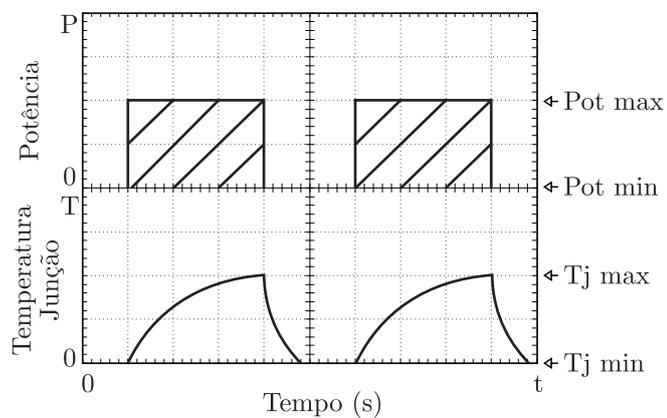
Assim, o circuito RC pode ser avaliada a partir do nível de potência sobre o IGBT e a temperatura de junção resultante como apresenta a Figura A.3:

Figura A.2 – Perfil de impedância térmica do IGBT.



Fonte: Próprio autor.

Figura A.3 – Representação do comportamento da temperatura de junção frente ao degrau de potência sobre o IGBT.



Fonte: Próprio autor.

## Apêndice B – Microcontrolador STM

### B.1 VISÃO GERAL SOBRE STM32F103C8T6

A família da linha de desempenho STM32F103xx possui internamente um núcleo RISC ARM Cortex-M3 de 32 bits com elevada capacidade de processamento de sinal, operando com frequência de 72 MHz, memórias embutidas de alta velocidade como memória flash e SRAM. O STM32F103C8T6 possui dois ADCs de 12 bits, três temporizadores de 16 bits de uso geral e um *Pulse Width Modulation PWM*. Além disso, possui interfaces de comunicação padrão e avançadas compostas por dois I2Cs e SPIs, três USARTs, um USB e um CAN. Esse microcontrolador opera na faixa de temperatura de -40 a +105 °C, utilizando fonte de alimentação de 2,0 a 3,6 V. Um conjunto abrangente de modo de economia de energia permite projetar aplicativos de baixo consumo de energia. A utilização desses microcontroladores possuem ampla abrangência de aplicações, tais como:

- Acionamento e controle de motores e geradores;
- Automação de processos industriais e residenciais;
- Sistemas embarcados em computadores, sistemas de monitoramento e segurança;
- Aplicações industriais: inversores, impressoras e scanners.

#### B.1.1 Barramento serial universal (USB)

O STM32F103C8T6 possui um periférico de dispositivo USB compatível com USB Full-speed 12 Mbs. A interface USB implementa uma interface de função de velocidade máxima (12 Mbit/s). Possui configuração ajustável via software e suporte para iniciar ou finalizar processos. O contador de tempo é de 48 MHz e é gerada a partir do PLL principal interno.

#### B.1.2 GPIOs (entradas/saídas de uso geral)

Os pinos GPIO podem ser configurados por software como saída ou como entrada. A maioria dos pinos GPIOs são compartilhados com funções alternativas digitais ou analógicas.

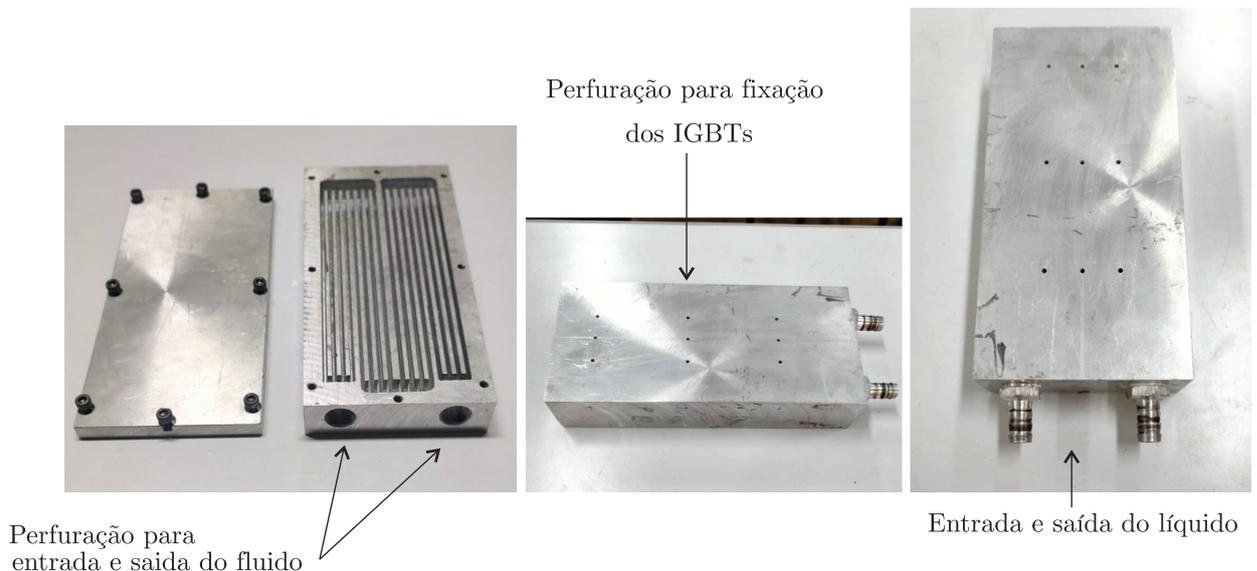


## Apêndice C – Estrutura dos dissipadores de calor

### C.1 DISSIPADOR DE CALOR COM GEOMETRIA EM CANAIS

O modelo de dissipador de canais de resfriamento possui estruturas relativamente simples e baixos custos de fabricação. Nesse sistema de troca térmica, um dos maiores problemas está relacionado à isolação entre os canais usinados e o meio externo, visto que a presença de colas fixadoras introduz certo grau de resistência térmica ao dissipador. Por outro lado, a ausência de colas fixadoras reduz o grau de confiabilidade em possíveis vazamentos. A Figura C.1 apresenta a estrutura do dissipador de canais.

Figura C.1 – Estrutura de adaptação para instalação do eletroventilador no radiador de calor.



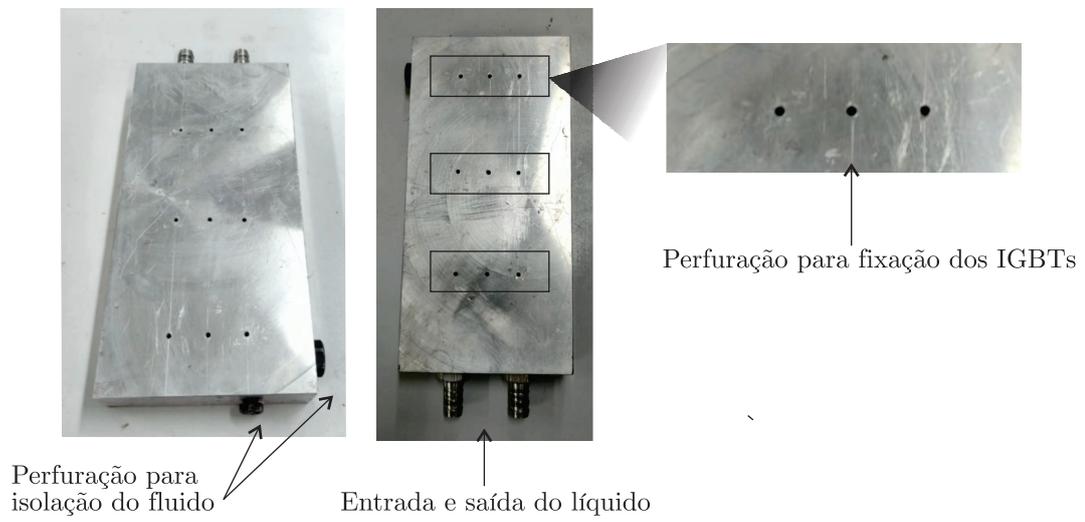
Fonte: Próprio autor.

Nota-se que o dissipador possui furos para fixação dos IGBTs de potência e o sensor de temperatura do dissipador é instalado na face lateral do mesmo.

### C.2 DISSIPADOR DE CALOR COM GEOMETRIA EM SERPENTINA TIPO U

O dissipador de resfriamento com topologia tipo U exige menor esforço de mão-de-obra se comparado ao modelo de canais usinados em sua construção, pois são necessárias apenas duas perfurações e a isolação dos canais. Assim como o modelo de canais, furos de fixação dos IGBTs são construídos ao longo do dissipador. A Figura C.2 apresenta a estrutura do dissipador em serpentina tipo U.

Figura C.2 – Estrutura de adaptação para instalação do eletroventilador no radiador de calor.

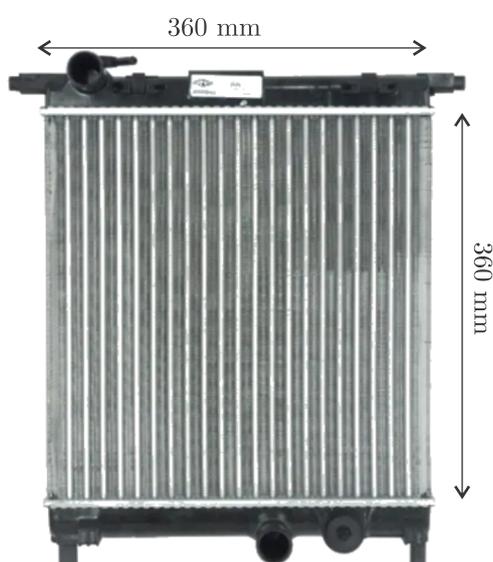


Fonte: Próprio autor.

## Apêndice D – Dimensionamento do radiador de calor

O radiador de calor possui papel de troca térmica do líquido de resfriamento com o ambiente externo com o auxílio de um eletroventilador que realiza ventilação forçada no sistema. O eletroventilador foi instalado em uma estrutura de zinco para possibilitar a troca térmica efetiva do sistema. Foi utilizado o Radiador Volkswagen Up Ano 2014 para compor a estrutura de troca de calor do sistema de potência e é apresentado na Figura D.1:

Figura D.1 – Radiador de calor.



Fonte: Próprio autor.

A estrutura do radiador de calor com reservatório e eletroventilador é apresentada na Figura D.2.

Foi montado uma estrutura de zinco para instalação de um eletroventilador e aumento da área útil para troca térmica do radiador com o ambiente externo. Os parâmetros do radiador de calor e dos elementos envolvidos na operação são apresentados Tabela D.1:

Figura D.2 – Estrutura de adaptação para instalação do eletroventilador no radiador de calor.



Fonte: Próprio autor.

Tabela D.1 – Parâmetros de operação do medidor de vazão.

Parâmetros	Valores	Símbolos
Calor específico do ar ( $c_{p_{ar}}$ )	1,007	$KJ/kg.^{\circ}C$
Calor específico do líquido ( $c_{p_{líquido}}$ )	1,1	$KJ/kg.^{\circ}C$
Densidade do ar ( $\rho_{ar}$ )	1,184	$kg/m^3$
Densidade do líquido ( $\rho_{líquido}$ )	1109	$(kg/m^3)$
Número de Prandtl do ar ( $Pr_{ar}$ )	0,7286	
Número de Prandtl do líquido ( $Pr_{líquido}$ )	0,017	
Velocidade do ar ( $V_{ar}$ )	1,563e-5	$m^2/s$
Condutividade térmica do ar ( $k_{ar}$ )	0,02699	$W/m.^{\circ}C$
Condutividade térmica do líquido ( $k_{líquido}$ )	0,252	$W/m.^{\circ}C$
Altura x largura	360 x 360	mm

Fonte: Próprio autor.

A efetividade do sistema pode ser obtida através do método e-NTU que relaciona a rotação do eletroventilador e a distância do eletroventilador ao radiador. Assim, a massa específica do radiador pode ser definida através da relação com a distância do eletroventilador e radiador, apresentados nas expressões (D.1) e (D.2):

$$\dot{m}_{ar}(j) = u_{ar}\rho_{ar}(N_{a(m)}A_{esp}) \quad (D.1)$$

$$\dot{m}_{ar}(j) = u_{ar}\rho_{ar}(N_{a(m)}L * E_a) \quad (D.2)$$

A capacidade térmica do ar pode ser definida por:

$$C_{ar}(i) = \dot{m}_{ar}(j)c_{par} \quad (D.3)$$

A capacidade térmica do líquido de resfriamento é dado por:

$$C_{líquido}(i) = \dot{m}_{ar}(i)c_{par} \quad (D.4)$$

Assim, a relação entre as capacidades térmicas obtidas são obtidas por meio da expressão (D.5):

$$C^*(i) = \frac{C_{\min}(i)}{C_{\max}(i)} \quad (D.5)$$

A taxa máxima de transferência de calor entre os fluidos é apresentada na equação (D.6):

$$\dot{Q}_{\max}(i) = C_{\min}(i)(T_{q,1} - T_{f,1}) \quad (D.6)$$

A efetividade do sistema é dada por D.7:

$$e(i) = \frac{\dot{Q}(i)}{\dot{Q}_{\max}(i)} \quad (D.7)$$

A partir disso calcula-se o coeficiente global de transferência de calor, onde depende da velocidade do ar na parede do ar em função da distância do eletroventilador e radiador, exposta em D.8:

$$U(i) = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}(i)} + \frac{\delta_p}{k_p} + \frac{1}{h_{ext}(j)}} \quad (D.8)$$

Para encontrar o número de unidades de transferência deve-se variar a rotação do eletroventilador, utilizando o método de newton, como se nota em D.9:

$$f(NUT_n) = 1 - \epsilon(i) - \exp\left(\frac{NUT_{0,22}^n}{C^*(i)} [\exp(-C * NUT_{0,78}^n) - 1]\right) \quad (D.9)$$

a partir da unidade de transferência de calor pode-se determinar a área total que ocorre a transferência de calor, como apresenta a equação (D.10):

$$A_{it} = \frac{NUT(i)C_{\min}(i)}{U(i)} \quad (D.10)$$

A partir da área útil pode-se determinar a o número de aletas para o sistema de troca de

calor, exposto na D.11:

$$Na(a + 1) = \frac{A_{it}}{A_s} \quad (D.11)$$

A partir disso, calcula-se o valor da área necessária para troca de calor:

$$A_{\text{frontal}}(i, j) = Na(m)(A_{\text{esp}} + E_{\text{sa}} * L) \quad (D.12)$$

## Apêndice E – Leitura da vazão

### E.1 MEDIDOR DE VAZÃO

Foi utilizado o modelo YF-S201B que possui faixa de operação de 1 a 30 L/min, com limite de temperatura de -25 a 80 °, pressão máxima de 2,0 Mpa, tensão de operação de 5 a 24 volts e utiliza o sensor Hall para verificação da vazão. Esse sensor é formado por uma estrutura rotativa com ímã acoplado e a medição é dada por um sensor Hall. Os sinais de medição são gerados em forma de pulsos. A partir da frequência dos pulsos pode-se determinar a vazão do líquido de resfriamento.

Tabela E.1 – Parâmetros de operação do medidor de vazão.

<b>Parâmetros</b>	<b>Símbolos</b>
Erro de medida	10%
Pulso	450
Frequência	7,5*Fluxo(L/min) (Hz)
Comprimento do cabo	15cm
Dimensão conexão	21,7 mm
Dimensão diâmetro interno	19,812 mm
Dimensão externa	63,5 x 35,56 x 35,56 mm

Fonte: Próprio autor.