



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CAMPUS JOINVILLE

PROGRAMA DE PÓS- GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS

MECÂNICAS

Bruno José de Sousa

**Análise de robustez da performance térmica de dissipadores de calor por  
convecção utilizados em microprocessadores**

Joinville

2023

Bruno José de Sousa

**Análise de robustez da performance térmica de dissipadores de calor por convecção utilizados em microprocessadores**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em engenharia e ciências mecânicas.

Orientador: Prof. Dr. Diogo Lôndero Da Silva

Joinville

2023

## Ficha de identificação da obra

De Sousa, Bruno José

Análise de robustez da performance térmica de dissipadores de calor por convecção utilizados em microprocessadores /Bruno José De Sousa ; orientador, Diogo Lôndero Da Silva, 2023.  
107 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Projeto Robusto. 3. Método de Monte Carlo. 4. Dissipador de calor. 5. Microprocessadores. I. Da Silva, Diogo Lôndero . II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. III. Título.

Bruno José de Sousa

**Análise de robustez da performance térmica de dissipadores de calor por convecção utilizados em microprocessadores**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado, em 28 de agosto de 2023, e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Pedro Paulo de Andrade Júnior, Dr.Eng.  
Instituição Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Talita Sauter Possamai, Dr.Eng.  
Instituição Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Guilherme Borges Ribeiro, Dr.Eng.  
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

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

---

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

---

Prof. Diogo Lôndero Da Silva, Dr.Eng.  
Orientador

Joinville, 2023.

Este trabalho é dedicado a Deus e a minha família.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, agradeço por sua sabedoria e orientação ao longo desta jornada, por me dar força e coragem para enfrentar os desafios e por me proporcionar a oportunidade de realizar este trabalho. A minha esposa Dyeniffer Balçanelli, por sua incansável dedicação e amor, sem ela, não teria sido possível chegar até aqui. A minha filha Olivia, por ser minha fonte constante de inspiração e alegria.

Agradeço aos meus professores, em particular ao Professor Doutor Diogo Lôndero da Silva, pela valiosa orientação, ensinamentos e apoio constante. A Universidade Federal de Santa Catarina e ao Departamento de Engenharia e Ciências Mecânicas, por me proporcionar as condições necessárias para a realização desta dissertação e por fornecer a oportunidade de desenvolver minhas habilidades e conhecimentos.

A todos vocês, meu muito obrigado. Este trabalho é dedicado a vocês, com toda minha gratidão.

## RESUMO

A dissipação de calor é um desafio crítico na indústria eletrônica devido à constante evolução tecnológica e miniaturização dos componentes. Muitos estudos têm sido realizados para otimizar a transferência de calor, mas a complexidade do tema ainda impõe desafios. Atualmente, o método mais comum é a dissipação de calor por meio de superfícies estendidas que estabelecem contato térmico com o ar. A eficácia deste método depende fortemente dos parâmetros geométricos, propriedades termo físicas, condições operacionais e pode não ser eficaz em todas as situações. Por tais motivos, o presente trabalho tem como objetivo geral analisar a robustez da performance térmica de dissipadores de calor por convecção utilizados em microprocessadores para controlar a temperatura de junção dentro de limites seguros para a operação. A pesquisa é baseada em estudos teóricos e experimentais, aplicando técnicas de simulação e análise de dados para avaliar o desempenho térmico dos dispositivos eletrônicos. A metodologia consiste no emprego do método Projeto Robusto (Método de Taguchi) e do método de Monte Carlo combinados a um modelo matemático do dissipador de calor. O método baseia-se em aplicar matrizes ortogonais para o plano de testes de simulação, estudando vários fatores simultaneamente com níveis de confiança aceitáveis e com número reduzido de testes para obter a combinação otimizada mais aproximada da média da variável resposta bem como desvio padrão menor. A análise dos resultados em 5 conceitos de dissipadores se baseou na aplicação de um plano de simulação L27 de Taguchi, constando 4 fatores de controle: velocidade do fluido, altura da aleta, condutância de contato e condutividade térmicas bem com um fator de ruído caracterizado pela temperatura ambiente. Ambos foram simulados em 3 níveis: nominal, nominal mais limite de especificação e nominal menos limite de especificação. Assim a aplicação do Projeto Robusto demonstrou que o conceito CCPFHSpar se tornou mais robusto e atingiu o valor alvo da variável resposta aos níveis de fator de condutividade térmica de  $570 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  e altura da aleta de 15,17 mm, elevando a relação sinal ruído original de 3,40 dB para 3,73 dB representado um ganho de 10 %. O mesmo conceito simulado em material de Cobre puro de condutividade térmica de  $400 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  e altura de aletas de 15,69 mm obteve 3,5 dB de sinal ruído demonstrando um ganho de 3 % em relação a condição inicial do conceito. No modelo CPFHSst o fator velocidade foi ajustado de  $6,00 \text{ m s}^{-1}$  para  $6,03 \text{ m s}^{-1}$ , resultando em 3,38 dB em contrapartida dos originais 3,35 dB de sinal ruído evidenciando que modelo já estava em sua melhor condições em termos de robustez. Desta forma constatou-se que o método Projeto Robusto foi eficaz, atingindo o objetivo de operar, o microprocessador, a  $80,00 \text{ }^\circ\text{C}$  mesmo com variação de  $\pm 1,50^\circ\text{C}$  na temperatura ambiente. Em suma, os resultados obtidos pelo estudo realizado além de contribuir para compreensão da dissipação de calor em dispositivos eletrônicos e otimização da robustez da transferência de calor, abre caminhos para novos estudos de pesquisas, sejam na consideração de materiais alternativos, contextos diferentes, exploração de novos parâmetros e integração com tecnologias emergentes.

Palavras chaves: dissipador de calor; aletas; microprocessador; método Projeto Robusto; método de Monte Carlo.

## ABSTRACT

Heat dissipation is a critical challenge in the electronics industry due to constant technological evolution and miniaturization of components. Many studies have been carried out to optimize heat transfer, but the complexity of the topic still poses challenges. Currently, the most common method is heat dissipation through extended surfaces that establish thermal contact with air. The effectiveness of this method strongly depends on geometric parameters, thermophysical properties, operational conditions and may not be effective in all situations. For these reasons, the general objective of this work is to analyze the robustness of the thermal performance of convection heat sinks used in microprocessors to control the junction temperature within safe limits for operation. The research is based on theoretical and experimental studies, applying simulation and data analysis techniques to evaluate the thermal performance of electronic devices. The methodology consists of using the Robust Design method (Taguchi Method) and Monte Carlo method combined with a mathematical model of the heat sink. The method is based on applying orthogonal matrices to the simulation test plan, studying several factors simultaneously with acceptable confidence levels and with a reduced number of tests to obtain the closest optimized combination of the mean of the response variable as well as the lowest standard deviation. The analysis of the results in 5 heatsink concepts was based on the application of a Taguchi L27 simulation plan, consisting of 4 control factors: fluid speed, fin height, contact conductance and thermal conductivity as well as a noise factor characterized by room temperature. Both were simulated at 3 levels: nominal, nominal plus specification limit and nominal minus specification limit. Thus, the application of the Robust Project demonstrated that the CCPFHSpars concept became more robust and reached the target value of the response variable at thermal conductivity factor levels of  $570 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  and fin height of 15,17 mm, increasing the original signal-to-noise ratio of 3,40 dB to 3,73 dB represented a gain of 10%. The same concept simulated in pure copper material with thermal conductivity of  $400 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  and fin height of 15,69 mm obtained 3,5 dB of signal-to-noise, demonstrating a gain of 3% in relation to the initial condition of the concept. In the CPFHSt model, the speed factor was adjusted from  $6,00 \text{ m s}^{-1}$  to  $6,03 \text{ m s}^{-1}$ , resulting in 3,38 dB in contrast to the original 3,35 dB of signal noise, showing that the model was already at its best conditions in terms of robustness. In this way, it was found that the Robust Project method was effective, achieving the objective of operating the microprocessor at  $80,00 \text{ }^\circ\text{C}$  even with a variation of  $\pm 1,50 \text{ }^\circ\text{C}$  in the ambient temperature. In summary, the results obtained from the conducted study not only contribute to the understanding of heat dissipation in electronic devices and the optimization of heat transfer robustness but also pave the way for new research studies. These could involve the understanding of alternative materials, different contexts, exploration of new parameters, and integration with emerging technologies.

**Keywords:** heat sink; fins; microprocessors; Robust Design method; Monte Carlo method.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Principais causas de falhas eletrônicas.....	19
Figura 2: Fator de taxa de falha em comparação com a temperatura.....	20
Figura 3: Comparação de eficiência de transferência de calor.....	20
Figura 4: Evolução do número de cálculos por segundo para US \$1000.....	21
Figura 5: Classificação geral dos métodos de dissipação de calor.....	26
Figura 6: Comparação entre os métodos de dissipação de calor.....	30
Figura 7: Típicos exemplos de superfícies estendidas.....	32
Figura 8: Diagrama P genérico.....	34
Figura 9: Artigos de engenharia publicados com o termo de pesquisa “Taguchi Method” ou “Robust Design”.....	43
Figura 10: Diagrama P exploratório do sistema de transferência.....	44
Figura 11: Diagrama P definido para simulação do sistema de transferência.....	45
Figura 12: Esquema de fluxo de calor simplificado.....	46
Figura 13: Representação esquemática da simulação de Monte Carlo.....	47
Figura 14: Esquema de resistências térmicas.....	54
Figura 15: Algoritmo de simulação desenvolvido no EES.....	59
Figura 16: Modelos tridimensionais experimentados pelos autores Abuska e Çorumlu (2023) para dissipador retangular perpendicular – CCPFHSperp (a), dissipador retangular alinhado - CCPFHSpar (b), dissipador cônico não alinhado – CPFHSst (c) e dissipador cônico alinhado - CPFHSmst (d).....	62
Figura 17: Representação do sentido do fluxo de ar em relação aos dissipadores de calor.....	63
Figura 18: Comparação entre resultados do modelo matemático e experimento com aletas retangulares alinhadas para temperatura de junção (a) e temperatura do ar na saída do dissipador (b).....	64
Figura 19: Comparação entre resultados do modelo matemático e experimento com aletas não alinhada CPFHSst para temperatura de junção (a) e temperatura do ar na saída do dissipador (b).....	65
Figura 20: Análise de sensibilidade dos fatores de entrada de para temperatura de ambiente (a), altura da aleta (b) e altura da base do dissipador (c).....	68
Figura 21: Gráfico de contribuição das resistências compostas no modelo: resistência térmica convectiva do ar (R1), resistência de contato (R2) e resistência da base do	

dissipador (R3).....	69
Figura 22: Representação gráfica do microprocessador Ryzen 9 5900X da fabricante AMD (a) e sua modelagem tridimensional com dimensões em mm (b) .....	70
Figura 23: Representação tridimensional do modelo de dissipador CCPFHSpersp (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c) .....	72
Figura 24: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHSpersp .....	74
Figura 25: Representação tridimensional do modelo de dissipador CCPFHSpars (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c) .....	75
Figura 26: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHSpars .....	76
Figura 27: Representação tridimensional do modelo de dissipador CPFHSt (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c) .....	77
Figura 28: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPHSt.....	79
Figura 29: Representação tridimensional do modelo de dissipador CPFHSmst (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c) .....	79
Figura 30: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHmst .....	81
Figura 31: Modelo tridimensional do dissipador CPAN de conceito ventilação natural .....	82
Figura 32: Representação da dispersão da variável temperatura de junção no modelo CPAN (a) e o histograma da distribuição (b).....	82
Figura 33: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CPAN .....	84
Figura 34: Gráfico de probabilidade normal dos resíduos.....	90
Figura 35: Gráfico de resíduos versus valores ajustados.....	90
Figura 36: Gráfico de resíduos versus linha de simulação .....	91
Figura 37: Histograma do conceito Robusto 01 .....	93
Figura 38: Histograma do conceito Robusto 02 .....	94
Figura 39: Histograma do conceito Robusto 02 .....	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 01 : Trabalhos científicos identificados durante a revisão bibliográfica. ....	42
Tabela 02 : Dados de dimensões de cotas dos modelos tridimensionais experimentais. ....	62
Tabela 03 : Dados comparativos referente ao dissipador CCPFHSpár.....	66
Tabela 04 : Dados comparativos referente ao dissipador CPFHSst. ....	67
Tabela 05 : Dados referente aos conceitos de dissipadores e variáveis de simulação. .....	72
Tabela 06 : Dados comparativos dos conceitos simulados. ....	85
Tabela 07 : Plano de simulação empregando DOE de Taguchi. ....	87
Tabela 08 : Primeira análise de variância.....	88
Tabela 09 : Última análise de variância. ....	89
Tabela 10 : Resultados comparativos dos modelos otimizados. ....	96

## LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

ANOVA	<i>Analysis of Variance</i> (Análise de Variância)
CP	Capabilidade de Processo
DOE	<i>Design Of Experiments</i> (Design de Experimentos)
EES	<i>Engineering Equation Solver</i> (Solucionador de Equações de Engenharia)
LIE	Limite Inferior de Especificação
LSE	Limite Superior de Especificação
MAM	Maior é Melhor
MEM	Menor é Melhor
NEM	Nominal é Melhor
PCM	<i>Phase Change Material</i> (Material de Mudança de Fase)
S/N	Relação sinal ruído

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
$A$	Área	$[m^2]$
$A_b$	Área da base	$[m^2]$
$A_a$	Área da aleta	$[m^2]$
$A_t$	Área total	$[m^2]$
$A_{tr}$	Área transversal da aleta	$[m^2]$
$c_p$	Calor específico a pressão constante	$[kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
$CP$	Capabilidade de processo	$[-]$
$D$	Densidade do ar	$[kg\ m^{-3}]$
$D_c$	Diâmetro da base circular do cone	$[m]$
$D_h$	Diâmetro hidráulico	$[m]$
$dq_{conv}$	Diferencial de taxa convectiva	$[W]$
$dT$	Diferencial em relação à temperatura	$[K]$
$dx$	Diferencial em relação à coordenada x	$[m]$
$F_t$	Fator de falha	$[-]$
$g$	Aceleração gravitacional	$[m\ s^{-2}]$
$Gr$	Número de Grashof	$[-]$
$h$	Coefficiente de convecção térmica do fluido	$[W\ m^{-2}\ K^{-1}]$
$h_{ar}$	Coefficiente de convecção térmica do ar	$[W\ m^{-2}\ K^{-1}]$
$h_c$	Condutância térmica de contato	$[W\ m^{-2}\ K^{-1}]$
$i$	Índice inicial	$[-]$
$I_1$	Equação de Bessel de primeira espécie e primeira ordem	$[-]$
$I_2$	Equação de Bessel de primeira espécie e segunda ordem	$[-]$
$k$	Coefficiente de condutividade térmica do material	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$
$k_{al}$	Coefficiente de condutividade térmica do alumínio	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$
$k_{ar}$	Coefficiente de condutividade térmica do ar	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$
$k_{ca}$	Coefficiente de condutividade térmica do conjunto de aletas	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$

$L$	Dimensão de comprimento de altura ou comprimento característico	[m]
$L_a$	Altura da aleta	[m]
$L_b$	Altura da base	[m]
$L_c$	Altura corrigida aleta	[m]
$m$	Simplificação de equação diferencial	[-]
$n$	Índice final	[-]
$N$	Número de aletas	[-]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P$	Perímetro	[m]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$q$	Taxa de transferência de calor	[W]
$qb$	Taxa de transferência de calor da base da aleta	[W]
$Q_c$	Taxa de transferência de calor	[W]
$Q_{cond}$	Taxa de transferência de calor por condução	[W]
$Q_{conv}$	Taxa de transferência de calor por convecção	[W]
$q_f$	Taxa de transferência de calor da aleta	[W]
$Q_{rad}$	Taxa de transferência de calor por radiação	[W]
$q_x$	Quantidade de calor que atravessa o sólido na direção x	[W]
$Ra$	Número de Rayleigh	[-]
$R_{ar}$	Resistência térmica convectiva do ar	[K W <sup>-1</sup> ]
$R_b$	Resistência térmica da base do dissipador	[K W <sup>-1</sup> ]
$R_c$	Resistência térmica de contato	[m <sup>2</sup> K W <sup>-1</sup> ]
$R_{ca}$	Resistência térmica de conjunto de aletas	[K W <sup>-1</sup> ]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$R_{eq}$	Resistência térmica equivalente	[K W <sup>-1</sup> ]
$s$	Desvio padrão	[-]
$S$	Dimensão de espaçamento entre as aletas	[m]
$SN_{NEM}$	Relação sinal ruído nominal é melhor	[dB]
$SN_{MEM}$	Relação sinal ruído menor é melhor	[dB]
$SN_{MAM}$	Relação sinal ruído maior é melhor	[dB]
$t$	Largura da aleta	[m]

$T_1$	Temperatura de referência 1	[K]
$T_2$	Temperatura de referência 2	[K]
$T_{ar}$	Temperatura do ar	[K]
$T_{entrada}$	Temperatura de entrada	[K]
$T_{\infty}$	Temperatura do fluido	[K]
$T_{in}$	Temperatura de entrada na simulação	[K]
$T_j$	Temperatura de junção	[K]
$T_s$	Temperatura de superfície	[K]
$T_{saída}$	Temperatura de saída	[K]
$T_{sur}$	Temperatura absoluta em torno	[K]
$V$	Velocidade do fluido no diâmetro hidráulico	[m s <sup>-1</sup> ]
$V_c$	Velocidade do fluido	[m s <sup>-1</sup> ]
$\nu_{is}$	Viscosidade cinemática do ar	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$W$	Largura do duto de ar	[m]
$W_b$	Largura do dissipador	[m]
$W_c$	Profundidade do dissipador	[m]
$y$	Variável resposta	[-]

## LETRAS GREGAS

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidade</b>
$\beta$	Coeficiente de expansão volumétrica	[K <sup>-1</sup> ]
$\beta_0$	Intersecção da linha de regressão	[-]
$\beta_1$	Inclinação da regressão	[-]
$\delta$	Espessura da camada limite	[m]
$\varepsilon$	Emissividade de radiação	[-]
$\varepsilon_f$	Eficácia da aleta	[-]
$\varepsilon_o$	Eficácia do conjunto de aletas	[-]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\eta_a$	Eficiência da aleta	[-]
$\eta_o$	Eficiência do conjunto de aletas	[-]
$\vartheta$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Densidade	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ou desvio padrão	[-]

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	18
1.1 MOTIVAÇÃO.....	18
1.2 OBJETIVOS GERAL E ESPECÍFICOS.....	22
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	23
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
2.1 MÉTODOS DE DISSIPACÃO DE CALOR EM COMPONENTES ELETRÔNICOS.....	24
2.1.1 Métodos de resfriamento alternativos.....	26
2.2 SUPERFÍCIES ESTENDIDAS.....	30
2.3 PROJETO ROBUSTO.....	33
2.3.1 Diagrama P.....	34
2.3.2 Relação sinal ruído.....	34
2.3.3 Análise da variância (ANOVA).....	36
2.3.4 Análise de regressão.....	37
2.4 TRABALHOS REALIZADOS EMPREGANDO O MÉTODO PROJETO ROBUSTO EM DISSIPADORES TÉRMICOS.....	38
3. METODOLOGIA.....	44
3.1 SIMULAÇÃO DE MONTE CARLO E MÉTODO PROJETO ROBUSTO.....	47
4. EQUACIONAMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	50
4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	50
4.2 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	58
5. RESULTADOS.....	61
5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	61
5.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO MODELO MATEMÁTICO.....	67
5.3 COMPARAÇÃO DOS CONCEITOS DE DISSIPADORES.....	70
5.4 OTIMIZAÇÃO DOS FATORES DE CONTROLE.....	86
6. CONCLUSÕES.....	97
REFERÊNCIAS.....	101
ANEXO A – Processador AMD Ryzen 9 5900X.....	107

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 MOTIVAÇÃO

A descoberta dos chamados semicondutores foi um marco para o desenvolvimento tecnológico do mundo, uma vez que estes componentes, constituídos por silício, são capazes de armazenar e manipular informações por meio de pulsos de sinais elétricos. Segundo Swart (2008), a intensificação do emprego dos semicondutores se deu a partir das limitações das antigas válvulas, que apresentavam diversos problemas como: reduzida durabilidade, grandes dimensões, alto consumo de energia e baixa eficiência computacional. As válvulas foram substituídas pelos chamados transístores, possibilitando assim o aumento de processamento e miniaturização.

Os microprocessadores, que contêm milhões ou até bilhões de transistores, revolucionaram a computação e abriram caminho para uma série de avanços tecnológicos desempenhando um papel fundamental no mundo moderno, sendo amplamente utilizados em diversas áreas e desempenhando um papel essencial na transformação da sociedade.

Com o advento do avanço tecnológico ocorrido no último século e com demandas de mercado cada vez mais exigentes, o desenvolvimento de produtos adequou-se a essas necessidades empregando eletrônica embarcada para tornarem os produtos cada vez mais inteligentes.

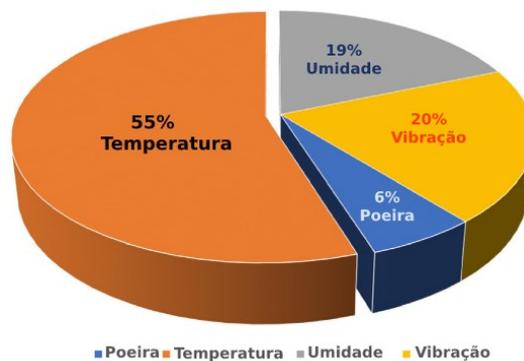
Moore (2016), fundador da Intel Corporation formulou a Lei de Moore, prevendo que o número de componentes eletrônicos em um chip dobraria a cada intervalo de 18 a 24 meses, enquanto seu desempenho abrangente também dobraria.

Decorrente do processo de miniaturização somado ao aumento de potência, os produtos eletrônicos enfrentam a barreira física de alto fluxo de calor e distribuição não uniforme que ocasiona a perda de confiabilidade e diminuição da vida útil do dispositivo. Tal característica impõe grandes desafios tecnológicos para o desenvolvimento de processadores de alto desempenho. Ao considerar o projeto de um dissipador térmico para microprocessadores, uma das principais preocupações é a transferência eficiente de calor. O dissipador térmico deve ser capaz de remover o calor gerado pelo processador e transferi-lo para o ambiente circundante, e sob a ótica

robusta deve ser eficiente mesmo atentando as incertezas e variações nos parâmetros de projeto.

Na Figura 01, He *et al.* (2021) segmentaram por meio de estudos que a maior causa de falhas eletrônicas são a alta temperatura, umidade, vibração e poeira, onde 55% é relativo às temperaturas acima do limite de tolerância, ou seja, mais que a metade é causado por problemas térmicos. Garimella *et al.* (2008) ressaltaram que a dissipação de calor em dispositivos eletrônicos tem importância substancial porque afeta o desempenho, eventualmente levando a mau funcionamento ou falhas se não for gerenciado corretamente.

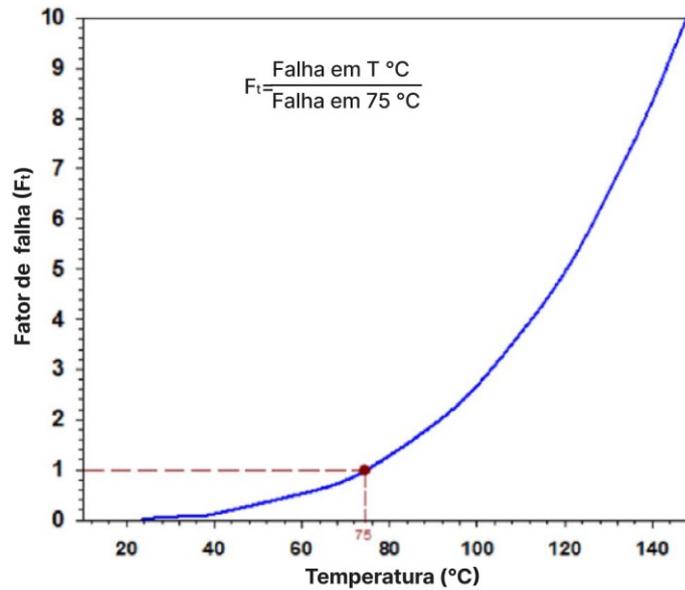
Figura 01: Principais causas de falhas eletrônicas.



Fonte: Adaptado de He *et al.*, 2021.

De acordo com o relatório de predição de confiabilidade de equipamentos eletrônicos desenvolvido pelo departamento de defesa dos Estados Unidos da América (USDD, 1974), o fator de falha em componentes eletrônicos acentua-se após a temperatura de 75°C. O fator de falha é a taxa de falha relativa em qualquer temperatura em relação à taxa de falha em 75 °C, exemplificado pela Figura 02, que demonstra de forma gráfica o fator de taxa de falha representado por  $F_t$ , onde observa-se uma curva exponencial que se acentua após 75°C.

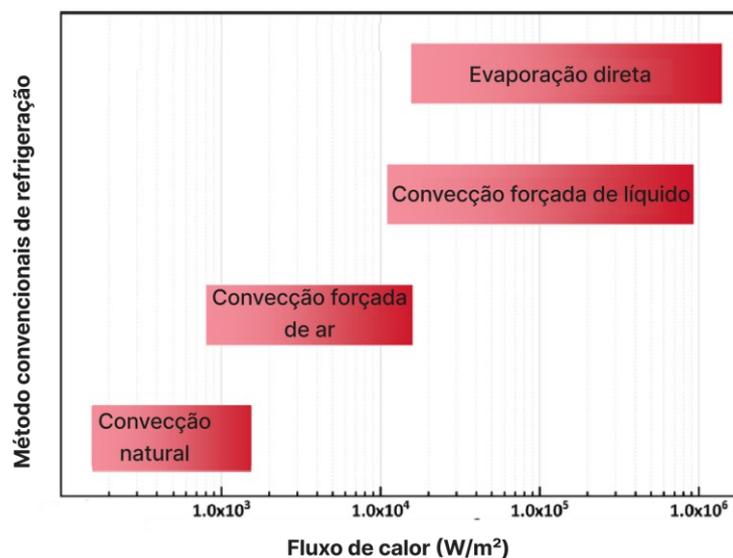
Figura 02: Fator de taxa de falha em comparação com a temperatura.



Fonte: Adaptado do Departamento dos Estados Unidos, 1974.

Por essa razão selecionar de modo inteligente conceitos e métodos de dissipação de calor é crucial para o desenvolvimento de equipamentos eletrônicos. Baseados na taxa de transferência de calor por unidade de área, Murshed e Castro (2017) elencaram 4 categorias gerais dos métodos de resfriamento por transferência de calor: a convecção natural, convecção forçada de ar, convecção forçada de líquido e evaporação direta. A Figura 03, abaixo, demonstra a comparação dos métodos citados acima em relação ao fluxo de transferência de calor.

Figura 03: Comparação de eficiência de transferência de calor.

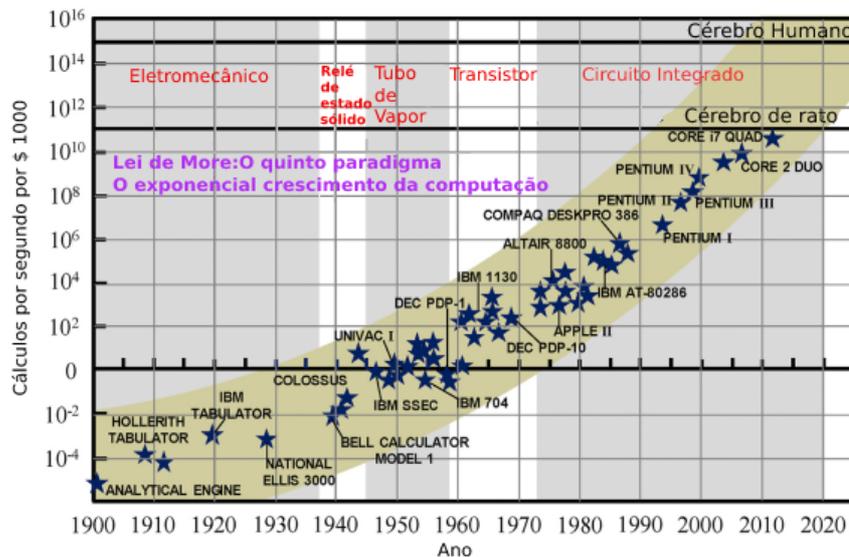


Fonte: Adaptado de Murshed e Castro, 2017.

Em termos de relevância prática do tema abordado, observa-se que o mercado de eletrônicos prevê potencial de crescimento futuro, exigindo maiores capacidades de processamento de dados. Dentre os motivos, destaca-se a expansão das redes 5G que permitem a transferência de grandes quantidades de dados em tempo real, promovendo conceitos como cidades inteligentes e interconectividade de objetos. De acordo com dados estatísticos globais em um período de progressão dos anos de 2013 a 2026, a receita oriunda de dispositivos eletrônicos crescerá aproximadamente 39%, subdivididos em categorias de produtos voltados à computação, drones, telefonia, televisão e seus periféricos, rádio e multimídia (Statista, 2021).

A Figura 04 apresenta a evolução da velocidade de processamento de microprocessadores por 1000 dólares, também apresentando os tipos de tecnologia empregados e os principais modelos comercializados. (HE *et al.*, 2021)

Figura 04: Evolução do número de cálculos por segundo por \$1000.



Fonte: Adaptado de He *et al.*, 2021.

Como observado, por mais que as pesquisas avancem no desenvolvimento de tecnologias e essas sejam dotadas dos mais altos padrões, um grande desafio ainda é manter a temperatura dos microprocessadores dentro de faixas aceitáveis de operação, mesmo diante das variabilidades de fabricação e montagem dos componentes. Por este motivo, diferentes métodos de projeto podem ser empregados, como por exemplo o Projeto Robusto, também conhecido como método de Taguchi.

O método Projeto Robusto é uma abordagem de projeto e análise que busca lidar com incertezas e variações nos parâmetros do sistema, visando obter soluções confiáveis e eficientes. Seu objetivo principal é desenvolver sistemas que sejam capazes de funcionar de forma satisfatória mesmo diante de condições adversas ou imprevistas, reconhecendo que, na prática, muitos sistemas estão sujeitos a essas variações nos parâmetros, incertezas nos dados de entrada, ruídos ou mudanças imprevistas no ambiente operacional afetando negativamente o desempenho e a confiabilidade do sistema. Portanto, o propósito do método Projeto Robusto é projetar produtos ou sistemas que sejam capazes de lidar com essas variações e incertezas, mantendo um desempenho aceitável e um nível adequado de confiabilidade.

A contribuição do trabalho do ponto vista prático, permite que os engenheiros de projeto desenvolvam dissipadores eletrônicos que sejam robustos e resistentes aos ruídos de variabilidade de projeto, o que é essencial para garantir a confiabilidade e a eficiência do sistema. Do ponto de vista teórico, em estudos recentes existe uma lacuna na aplicação da essência da metodologia de Taguchi no campo da transferência para desenvolvimento de dissipadores em microprocessadores.

## 1.2 OBJETIVOS GERAL E ESPECÍFICOS

De acordo com os desafios e tendências apresentados, o objetivo geral do presente trabalho consiste em analisar a robustez da performance térmica de dissipadores de calor por convecção utilizados em microprocessadores para controlar a temperatura de junção dentro de limites seguros para a operação deste componente. Para atingir este objetivo geral, são propostos os seguintes objetivos específicos:

- Identificar as principais variáveis de projeto e operacionais de um dissipador de calor;
- Implementar um modelo matemático para simular o comportamento térmico de um dissipador de calor;
- Validar o modelo matemático com dados da literatura;
- Empregar o método Projeto Robusto e o método de Monte Carlo para identificar conceitos e a combinação ou níveis dos fatores de controle que reduzem a influência das condições operacionais sobre o desempenho térmico do dissipador.

### 1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Esta dissertação é composta por cinco capítulos. O primeiro capítulo introduz o tema em questão, o objetivo geral e os objetivos específicos do trabalho. O segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica sobre transferência de calor, conceitua as superfícies estendidas, elenca métodos alternativos de transferência de calor, aborda o método Projeto Robusto e discorre sobre ferramentas estatísticas complementares ao método. O terceiro capítulo descreve os métodos empregados, as características do microprocessador definido para simulação, aspectos do modelo matemático desenvolvido para o cenário microprocessador-dissipador de calor e a aplicação conjunta do método Projeto Robusto e o método de Monte Carlo. O quarto descreve o equacionamento e implementação do modelo matemático discorrendo sobre as equações governantes. O capítulo 5 apresenta os resultados, que foram analisados e validados, e finalmente, no sexto capítulo, as conclusões são discutidas e propostas para futuros trabalhos são sugeridas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta os principais conceitos e trabalhos relacionados com a dissipação de calor em componentes eletrônicos e o método Projeto Robusto.

### 2.1 MÉTODOS DE DISSIPACÃO DE CALOR EM COMPONENTES ELETRÔNICOS

Os métodos empregados para a dissipação de calor podem variar de acordo com as necessidades específicas do projeto eletrônico. Existem várias razões pelas quais os métodos de dissipação de calor podem ser diferentes. Murshed (2019) explica que a potência dos componentes eletrônicos desempenha um papel importante nessa variação. Componentes de alta potência, como processadores de computador de alto desempenho ou dispositivos semicondutores de potência, dissipam mais calor e exigem métodos de transferência de calor mais eficientes. Por outro lado, componentes de baixa potência podem ser resfriados com métodos mais simples, como resfriamento a ar.

Outra razão para a variação nos métodos de dissipação em componentes eletrônicos é a restrição de espaço. Muitos projetos eletrônicos têm espaço limitado disponível, limitando a aplicação de determinados métodos de dissipação que exigem mais espaço físico, como grandes dissipadores de calor ou sistemas de resfriamento líquido com trocadores de calor de grandes volumes. Em espaços reduzidos e confinados, pode ser necessário recorrer a métodos mais compactos, como resfriamento por tubos de calor por exemplo (ZHOU *et al.*, 2023).

A eficiência é outro fator a ser considerado ao escolher os métodos de dissipação. Alguns métodos, como resfriamento líquido ou resfriamento por imersão, podem oferecer uma dissipação de calor mais eficiente em termos de consumo de energia, em comparação com o resfriamento a ar convencional, por serem capazes de dissipar mais calor por unidade de área. Apesar do maior custo destes métodos, eles são opções interessantes em sistemas que necessitam de requisitos rigorosos de eficiência energética (ZHANG *et al.*, 2021).

Segundo Steinberg (1991) a confiabilidade e a vida útil dos componentes eletrônicos também são influenciadas pelos métodos de dissipação de calor. Componentes que operam em altas temperaturas por longos períodos podem sofrer

degradação ou falhas prematuras. Portanto, os métodos de dissipação devem ser selecionados de acordo com os requisitos de temperatura operacional dos componentes, garantindo que eles sejam mantidos em níveis seguros para um funcionamento confiável a longo prazo.

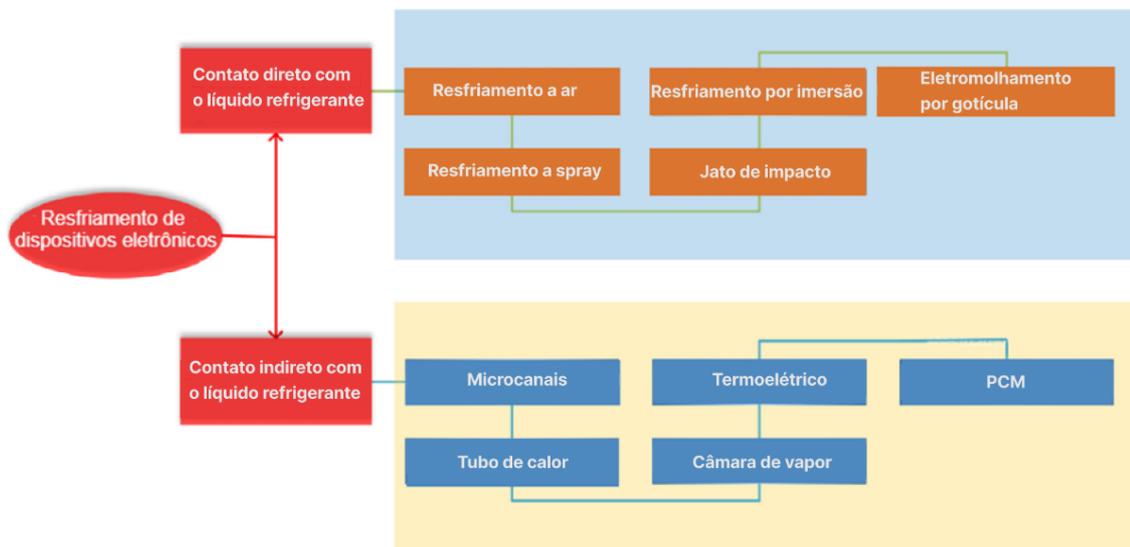
Por fim, o custo, que é um fator importante na escolha dos métodos de dissipação. Alguns métodos, como resfriamento líquido, podem ser mais caros devido à necessidade de componentes adicionais, como bombas, trocadores de calor ou fluidos especiais, por isso Khattak e Ali (2019) acreditam que além do baixo custo, a fácil aplicação são os fatores principais na seleção de um dissipador de calor.

Zhang *et al.* (2021) categorizaram os conceitos de gerenciamento térmico em ativo, passivo, direto e indireto. Os conceitos passivos são baseados em convecção natural também reconhecidos como ventilação natural e os ativos requerem algum tipo de energia externa impondo a retirada de calor. A classificação de conceito direto, entende-se pelos métodos de retirada de calor que dispõe contato direto com o fluido, apresentando tecnologias de refrigeração a ar, *spray*, jato de impacto, por imersão e por gotículas carregadas eletricamente. Por outro lado, os de classificação indireta são representados por tecnologias tais como micro canais, tubos de calor, câmara de vapor, termoeletricidade e material de mudança de fase (PCM). A Figura 05 ilustra os métodos de refrigeração ramificando-os em suas devidas categorias.

Dentre os métodos elencados de refrigeração de componentes, onde o ar é o fluido, perduram basicamente dois conceitos, o de convecção natural e o de convecção forçada, também conhecido como o de ventilação forçada. Murshed e Castro (2017) realizaram a comparação entre os métodos e elencaram que a convecção natural, embora seja o mais popular, possui certa limitação quanto à taxa de fluxo de calor tratada, que por outro lado a ventilação forçada, embora também tenha restrição tanto o quanto, a taxa de fluxo ainda é maior e utiliza área de dissipação reduzida em relação à convecção natural. Diversas maneiras são estudadas visando o aproveitamento da taxa de transferência de calor valendo-se do ar como fluido, Nilpueng *et al.* (2021) estudaram por meio de experimentos os efeitos do formato de aleta do tipo pino circular, quadrada e quadrada à 45° em relação ao fluxo de ar forçado, comparando-os dentre outras métricas o coeficiente de transferência de calor, onde a geometria quadrática apresentou 12,52% a mais que a geometria circular e a geometria quadrada à 45° evidenciou-se 13,09% maior que a puramente quadrática.

Abuska e Çorumlu (2023) realizaram uma análise experimental comparativa do desempenho térmico de geometrias na aplicação em dissipadores de calor de aleta com layout alinhado e desalinhado sob convecção forçada. A conclusão obtida foi que a influência da orientação das aletas no dissipador de calor tornou-se significativa com o aumento do número de Reynolds de modo que a configuração de aletas desalinhadas apresentou temperaturas da superfície e de junção 2 a 7 °C mais baixas do que as aletas alinhadas de forma padrão.

Figura 05: Classificação geral dos métodos de dissipação de calor.



Fonte: Adaptado de Zhang *et al.*, 2021.

Apesar dos métodos que empregam a convecção natural e forçada de ar serem os mais empregados na atualidade para o resfriamento de componentes eletrônicos, na sequência são apresentadas as características básicas e alguns estudos sobre métodos alternativos de resfriamento de componentes eletrônicos.

### 2.1.1 Métodos de resfriamento alternativos

O resfriamento por pulverização ou *spray*, é um método eficiente de refrigeração usado para dissipar o calor de componentes eletrônicos em diversos dispositivos e sistemas, destacando-se como uma técnica muito empregada em aplicações que requerem alta taxa de transferência de calor, como computadores,

servidores, equipamentos de comunicação, sistemas de iluminação de LED, entre outros. O princípio básico do resfriamento por pulverização consiste em direcionar um jato de líquido refrigerante diretamente sobre a superfície do componente eletrônico que requer resfriamento. O líquido absorve o calor gerado pelo componente e, em seguida, evapora-se rapidamente dissipando o calor. A principal vantagem do resfriamento por pulverização em relação a outros métodos de refrigeração reside no seu alto fluxo de transferência de calor. Cader *et al.* (2004) realizaram estudos comparativos entre uma versão resfriada a ar de uma placa e uma versão resfriada por pulverização. Para condições idênticas, a temperatura do diodo do processador do microprocessador resfriado por *spray* foi 33,3°C mais baixa.

De forma análoga ao conceito de pulverização do fluido refrigerante, existe o jato de impacto, embora ambos envolvam o uso de um jato de fluido para resfriar componentes eletrônicos, a diferenciação entre eles está na forma como o fluido é aplicado sobre a superfície do componente eletrônico. O jato de impacto envolve um jato direcionado de fluido, enquanto o de *spray* usa gotículas atomizadas de líquido refrigerante (SARKAR *et al.*, 2023).

O resfriamento por imersão é um método inovador de refrigeração de componentes eletrônicos que tem ganhado popularidade nos últimos anos. Nesse método, os componentes eletrônicos são submersos em um líquido dielétrico (ou não condutivo) altamente eficiente em transferência de calor, como óleos minerais especiais ou fluidos fluoro carbonetos. Este método é empregado nas aplicações de alto desempenho, como data centers, supercomputadores, servidores de alto rendimento e sistemas de inteligência artificial, onde a eficiência de resfriamento é essencial para garantir o desempenho adequado dos componentes eletrônicos (BIRBARAH *et al.*, 2020).

O eletro molhamento de gotículas ou do inglês *droplet electrowetting* é um método promissor e inovador de refrigeração de componentes eletrônicos. Esse método se baseia nas propriedades do eletro molhamento, que é o fenômeno em que a tensão superficial de uma gotícula líquida pode ser controlada aplicando-se uma voltagem elétrica. Ao aplicar uma diferença de potencial elétrica através de um eletrodo em um substrato que contém uma gotícula líquida, é possível modificar o ângulo de contato entre o líquido e a superfície. Isso significa que é possível alterar a forma da gotícula e sua posição na superfície por meio do controle elétrico (ZHANG *et al.*, 2021; XU *et al.*, 2021).

Dentre os métodos de contato indireto com o fluido, o emprego de estruturas chamadas de micro canais têm sido bastante estudada por pesquisadores. O resfriamento por micro canais é uma técnica avançada de dissipação de calor aproveitando-se de pequenos canais ou de dutos com dimensões da ordem de micrômetros para aumentar significativamente a área de contato entre o fluido de resfriamento e a superfície do componente, proporcionando uma transferência de calor mais eficiente (MURSHED e CASTRO, 2017; TUCKERMAN e PEASE, 1981).

O método de transferência térmica por tubos de calor, é um método de refrigeração amplamente utilizado para dissipar o calor gerado por componentes eletrônicos de alta potência. Os tubos de calor são dispositivos passivos que aproveitam os princípios da transferência de calor por mudança de fase para promover a dissipação eficiente do calor. Ele é composto por um tubo selado e hermeticamente fechado, geralmente feito de cobre ou outro material altamente condutor de calor e um líquido refrigerante. Quando o calor é aplicado na extremidade quente do tubo de calor, onde os componentes eletrônicos estão localizados, o líquido refrigerante evapora e se transforma em vapor. Esse vapor de alta pressão flui para a extremidade fria do tubo, onde é condensado de volta em líquido devido à troca de calor com o ambiente mais frio através do efeito de capilaridade oriunda da estrutura porosa interna ao tubo. Esse ciclo de evaporação e condensação ocorre continuamente enquanto o componente eletrônico estiver gerando calor (JOSÉ e HOTTA, 2023).

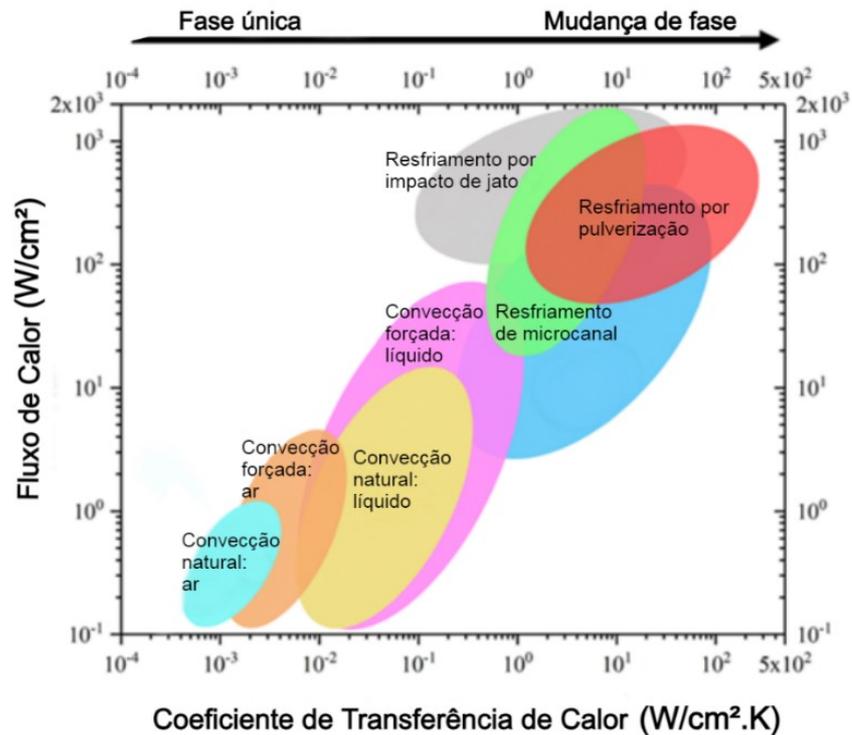
Semelhantemente aos tubos de calor, a câmara de vapor é uma tecnologia que possui uma abordagem especialmente útil em aplicações que exigem uma dissipação de calor eficiente e uniforme em áreas extensas. A tecnologia consiste na utilização placas finas e seladas contendo um líquido refrigerante em seu interior, assim como no tubo de calor. Entretanto, a estrutura da câmara de vapor é plana e geralmente possui uma construção em formato de sanduíche, com camadas de revestimento, material poroso e um condensador na parte superior. Quando o calor é aplicado em um ponto da superfície, o líquido refrigerante evapora e se transforma em vapor. Esse vapor se move para áreas superiores da câmara (zonas quentes), onde é condensado e volta à forma líquida, retornando por efeitos de gravidade e capilaridade para as zonas quentes. Esse ciclo contínuo de evaporação e condensação permite que a câmara distribua o calor uniformemente por toda a sua extensão (XIE *et al.*, 2021; CHEN *et al.*, 2023).

Adicionalmente aos métodos de dissipação de calor atuais, o método termoelétrico é comumente utilizado em aplicações que requerem um controle preciso da temperatura, onde o tamanho compacto, a simplicidade e a ausência de partes móveis são fundamentais. O princípio do resfriamento termoelétrico é baseado no efeito Peltier e acontece quando uma corrente elétrica é aplicada a dois materiais semicondutores diferentes em contato, chamados de materiais termoelétricos ou termopares. Um material termoelétrico é um material que pode gerar uma diferença de temperatura quando uma corrente elétrica flui através dele. Esses materiais são conhecidos por suas propriedades termoelétricas, o que significa que podem atuar como dispositivos de aquecimento ou resfriamento, dependendo da direção da corrente elétrica. O resfriamento termoelétrico é um processo controlável, permitindo ajustar a temperatura conforme necessário (CAI *et al.*, 2019; LIN *et al.*, 2019).

Por fim apresenta-se o método de dissipação empregando o material de mudança de fase, também conhecido pela sigla inglês PCM (*Phase Change Material*), sendo um método de dissipação inovador e eficiente para resfriar componentes eletrônicos. Esse método se baseia na capacidade de certos materiais de mudarem de fase entre sólido e líquido em uma temperatura específica, absorvendo ou liberando uma quantidade significativa de calor latente gerado por componentes eletrônicos em funcionamento. Esse processo é cíclico e ocorre continuamente enquanto o componente eletrônico estiver operando (HEMATI *et al.*, 2022; AFAYNOU *et al.*, 2023; LI *et al.*, 2023).

De maneira geral Xu *et al.* (2021) realizou a comparação entre os métodos de dissipação de calor de acordo com fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor. Então na Figura 06 é apresentado a comparação entre os métodos onde é possível verificar a abrangência de cada um quanto ao fluxo de calor em relação ao coeficiente de transferência de calor.

Figura 06: Comparação entre os métodos de dissipação de calor.



Fonte: Adaptado de Xu *et al.*, 2022.

Em resumo, os métodos de dissipação de calor utilizados na engenharia e na tecnologia podem variar em complexidade e aplicação, mas a maioria deles se baseia no princípio físico fundamental de aumentar a superfície de contato com o ar por intermédio de estruturas chamadas de superfícies estendidas. Essa abordagem permite que o calor seja transferido de maneira mais eficiente para o ambiente circundante, garantindo assim o resfriamento adequado de componentes e sistemas.

## 2.2 SUPERFÍCIES ESTENDIDAS

Na indústria de eletrônicos a miniaturização dos componentes geralmente é compensada pelo aumento da área de troca térmica, para que a temperatura do componente possa ser mantida dentro de faixas aceitáveis (VENTOLA *et al.*, 2020). Para tanto, empregam-se superfícies estendidas, também conhecidas como aletas, para essa finalidade. Segundo Kraus *et al.* (2001), as superfícies estendidas podem apresentar diversas geometrias como circulares, espinhas longitudinais ou até radiais.

Do ponto de vista econômico, o objetivo principal de um projeto de dissipadores de calor é maximizar a quantidade de calor transferido por unidade de

superfície a um custo mínimo (ANNARATONE, 2010 e YAKUT *et al.*, 2006).

Além da geometria, o material empregado tem grande influência na transferência de calor. Tipicamente, as aletas são fabricadas em cobre ou alumínio, sendo o fluido externo, para o qual é realizada a remoção de calor, gases, líquidos, fluido bifásico e nano fluido (VENTOLA *et al.*, 2020).

As aletas, que são estruturas que compõem os dissipadores de calor são necessárias em diversos componentes eletrônicos, pois viabilizam a manutenção da temperatura dos mesmos dentro de limites que não comprometam a sua funcionalidade e vida útil. De uma maneira geral, os fundamentos termodinâmicos e transferência de calor são a base para o entendimento do comportamento físico dos dissipadores de calor. A transferência de calor dispõe de três modos ou mecanismos: condução, convecção e radiação (LEE, 2010).

A condução ocorre quando a energia é transportada por meio da interação molecular entre as substâncias envolvidas. De acordo com a lei de condução de calor de Fourier, este modo de transferência de calor pode ser expresso por

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

onde  $q_x$  representa a taxa de calor transferida no eixo  $x$ ,  $k$  equivale a condutividade térmica do material,  $A$  significa a área da secção transversal da geometria e  $\frac{dT}{dx}$  significa o diferencial de temperatura em relação ao eixo  $x$ .

O modo de convecção corresponde a transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido em movimento, sendo expressa por

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

onde  $q$  representa a taxa de transferência por convecção,  $h$  define o coeficiente de convecção térmica,  $A$  representa a área da superfície em contato com o fluido,  $T_s$  a temperatura da superfície do dissipador de calor e  $T_\infty$  a temperatura do fluido.

Por sua vez, o modo de transferência de calor por radiação consiste na transferência de energia térmica emitida na forma de ondas eletromagnéticas pelos corpos/substâncias envolvidas. A taxa de transferência de calor por radiação pode ser expressa por

$$q = A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (3)$$

onde  $\varepsilon$  corresponde a emissividade e  $\sigma$  equivale a constante de Stefan - Boltzman.

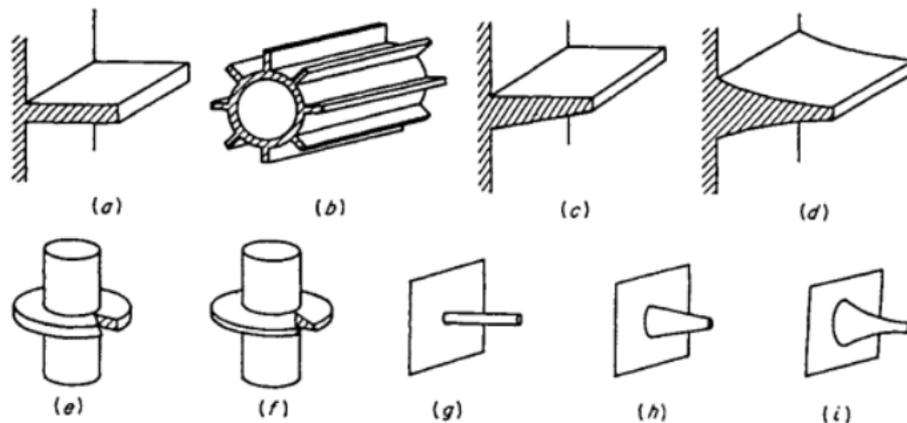
Aplicando o princípio de conservação da energia, em regime permanente e sem o efeito da radiação, a um elemento infinitesimal unidimensional de uma aleta obtém-se

$$q_x = dq_{conv} + q_{x+dx} \quad (4)$$

onde  $q_x$  representa a quantidade de calor que adentra o elemento,  $dq_{conv}$  a transferência de calor via convecção com fluido em contato com a aleta e  $q_{x+dx}$  a quantidade calor que sai do elemento na extremidade oposta. A equação 4 estabelece a base para a modelagem da transferência de calor em superfícies estendidas.

Segundo Kraus *et al.* (2001), o estudo da transferência de calor em superfícies estendidas tem como objetivo estabelecer a relação entre os parâmetros físicos, geométricos e operacionais envolvidos. Como demonstra a Figura 07, tais componentes podem ser encontrados em diversas geometrias e configurações.

Figura 07: Típicos exemplos de superfícies estendidas.



Fonte: Adaptado de Kraus *et al.*, 2001.

Segundo Yakut *et al.* (2006) para projetar um dissipador de calor eficaz, alguns critérios como maior taxa de transferência de calor, menor queda de pressão adimensional, usinagem mais fácil, estrutura mais simples e menor custo devem ser considerados. Além disso, a eficiência de um dissipador de calor do tipo pino (Figura 07: g, h e i) pode ser aumentada por diferentes arranjos de aletas de pino, como arranjo comum ou escalonado e de acordo com o arranjo angular de aletas de pino.

Kotcioglu *et al.* (2013) afirmaram que os processos de transferência de calor em um trocador de calor são significativamente melhorados por promotores de

turbulência, devido às diferentes características geométricas e orientações para fornecer condição de fluxo ideal.

Outros estudos apontam a utilização de materiais de mudança de fase em meio a superfícies estendidas, possuindo absorção de calor a temperatura constante e estabilidade química, propriedades essas favoritas para escolha desses materiais (PAKROUH *et al.*, 2015).

Os trabalhos analisados em relação à superfície estendidas evidenciam que tais componentes são amplamente empregados na indústria eletrônica e que recentes trabalhos científicos continuam ser desenvolvidos com o intuito de aumentar a eficiência dos mesmos. Por exemplo, Ventola *et al.* (2020) desenvolveu um conjunto de aletas texturizado com micro padrões gravados a laser adicionando as características geométricas que são propriedades que afetam a dinâmica dos fluidos térmicos no processo de transferência de calor.

### 2.3 PROJETO ROBUSTO

O Projeto Robusto pode ser considerado um método de engenharia que auxilia no projeto de produtos e processos capazes de manter suas características de desempenho mesmo quando submetido à diferentes fontes de variabilidade, conhecidas como ruídos. (TAGUCHI *et al.*, 2005). Desta forma, um produto ou processo capaz de apresentar este desempenho em diferentes condições de operação é considerado robusto.

Arnér (2014) mostra que apesar das variáveis de ruído geralmente não poderem ser controladas na vida real, elas podem ser controladas durante a realização de experimentos. Fatores de ruído típicos são a variação de fabricação, comportamento do cliente, do operador e condições ambientais, como temperatura ou umidade relativa. Por outro lado, as variáveis de controle ou fatores de controle são os fatores sobre os quais o engenheiro pode tomar decisões e afetam a variável resposta do produto.

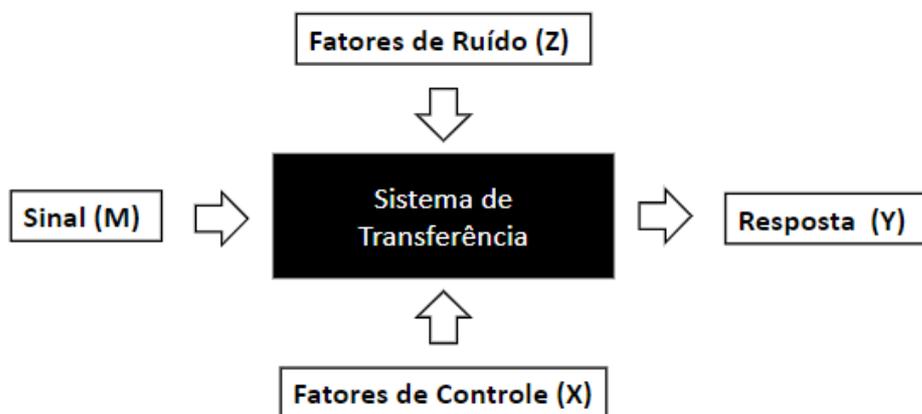
A aplicação do método projeto robusto pode utilizar experimentos estatísticos para controlar e otimizar as características de qualidade do produto, ou seja; em minimizar a variação dos resultados e maximizar a robustez do produto, mantendo sua capacidade de funcionar corretamente em condições variadas, ao invés de

apenas avaliar se o produto atende aos requisitos especificados.

### 2.3.1 Diagrama P

No Projeto Robusto, utiliza-se o diagrama P como uma ferramenta para visualizar o funcionamento de um produto ou processo. O diagrama P representa o produto ou processo em questão, indicado na Figura 08. Nesse contexto, os fatores de controle referem-se aos parâmetros de projeto que são manipuláveis para otimizar o desempenho do sistema, buscando alcançar a resposta ideal desejada. Em contraste, os fatores de ruído são parâmetros ligados a fontes de variação que não podem ser controladas. Por sua vez, o fator de sinal é aquilo que o cliente deliberadamente aplica para alterar a resposta (ARNÉR, 2014).

Figura 08: Diagrama P genérico.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

### 2.3.2 Relação sinal ruído

Para avaliar os resultados e garantir a qualidade dos produtos ou processos desenvolvidos, é usualmente empregada uma grandeza conhecida como relação sinal-ruído, representada pela sigla S/N.

A relação S/N é uma métrica fundamental que leva em conta tanto a média quanto a variabilidade dos dados analisados, sendo empregada para quantificar a robustez de produtos e processos.

Ao calcular a relação S/N, é possível obter informações sobre o desempenho do produto ou processo, considerando as variações provocadas pelos fatores de ruído. Dessa forma, os engenheiros podem selecionar a melhor configuração dos fatores de controle que reduzam o efeito dos fatores de ruído.

Vale ressaltar que a maneira de calcular a relação S/N varia de acordo com a natureza da variável resposta que se deseja analisar. Dependendo do caso, pode ser necessário utilizar uma abordagem em que o tipo "nominal é melhor". Nesse cenário, essa relação é aplicada quando há um valor alvo esperado para variável resposta (MEHAT e KAMARUDDIN, 2012). Para realizar o cálculo específico da relação S/N nesse contexto, emprega-se

$$SN_{NEM} = 10 \log \left( \frac{\bar{y}}{s} \right)^2 \quad (5)$$

A relação S/N do tipo menor é melhor, é empregada quando pretende-se minimizar o valor esperado. Sua relação S/N é definida por

$$SN_{MEM} = -10 \log (s^2 + \bar{y}^2) \quad (6)$$

Por fim, no caso maior é melhor, o valor esperado é infinito ou o maior possível. Sua relação S/N é expressa por

$$SN_{MAM} = -10 \log \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (7)$$

onde  $n$  representa o número total de dados do conjunto,  $y_i$  significa um valor qualquer do conjunto de dados na posição  $i$ , e por último  $s$  e  $\bar{y}$  significam o desvio padrão e a média, respectivamente, calculados por

$$s = \sqrt{\frac{\sum y_i - \bar{y}}{n - 1}} \quad (8)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum y_i}{n} \quad (9)$$

A utilização da relação sinal-ruído no desenvolvimento de produtos proporciona algumas vantagens, tais como:

- Oferece de maneira quantitativa, avaliar e otimizar a qualidade de um produto, comparando a variável resposta, que representa a característica ou função principal do produto, com o ruído indesejado;
- Reduz custos e desperdícios, uma vez que permite identificar e eliminar fontes de ruído que podem afetar negativamente a qualidade ou a eficiência do produto em fases anteriores ao lançamento.
- Prevê o desempenho do produto em condições reais de uso, tornando possível a realização de testes mais precisos e aprimoramentos contínuos.

### **2.3.3 Análise da variância (ANOVA)**

A análise de variância, comumente referida como ANOVA, é uma ferramenta essencial no Projeto Robusto para analisar os resultados de teste. Ela permite avaliar a influência de cada fator escolhido e determinar se um fator específico é significativo para uma variável de resposta em particular. Além disso, o ANOVA auxilia a identificar as fontes de variação, destacando os níveis dos parâmetros que reduzem a variabilidade (ARNÉR, 2014).

Após a obtenção dos resultados de desempenho do produto ou processo, Taguchi propõe uma análise estatística dos mesmos em duas etapas distintas: primeiro, submeter os valores da relação S/N (Sinal-Ruído) calculados a partir das variáveis de resposta ao teste ANOVA, visando identificar os fatores de controle ou parâmetros que têm influência significativa. No segundo passo, submeter as médias das respostas do experimento ao teste ANOVA para identificar os fatores que apresentam uma relação linear com a resposta.

É importante mencionar que os resíduos desempenham um papel fundamental na avaliação da adequação do modelo em um planejamento experimental ou de testes, conforme apontado por Montgomery (2001). A análise ANOVA pressupõe que as observações sejam normalmente distribuídas e independentes, com igual variância para cada tratamento ou nível de fator. Para verificar essas suposições, é necessário analisar os resíduos, que representam as diferenças entre as observações reais e os valores estimados ou ajustados pelo modelo estatístico utilizado.

A normalidade dos resíduos pode ser avaliada por meio do gráfico de probabilidade normal, no qual os resíduos são inseridos graficamente em relação aos níveis dos fatores, permitindo comparar sua dispersão.

### 2.3.4 Análise de regressão

A análise de regressão é uma técnica estatística empregada para examinar e modelar a relação entre duas ou mais variáveis em um teste. Segundo Montgomery (2001), essa técnica é útil para encontrar um modelo que otimize o processo estudado, seja maximizando ou minimizando o valor esperado. Em um cenário específico da regressão linear simples, onde há apenas um regressor ou preditor, representado por  $x$ , e uma variável de resposta  $Y$ , o equacionamento pode ser expresso por

$$E(Y|x) = \beta_0 + \beta_1 x \quad (10)$$

sendo  $\beta_0$  a intersecção e  $\beta_1$  a inclinação, que são coeficientes desconhecidos da regressão. As estimativas de mínimos quadrados da intersecção e da inclinação no modelo de regressão linear simples são dadas por

$$\hat{\beta}_0 = \bar{y} - \hat{\beta}_1 \bar{x} \quad (11)$$

$$\hat{\beta}_1 = \frac{\sum_{i=1}^n y_i - \frac{(\sum_{i=1}^n y_i)(\sum_{i=1}^n x_i)}{n}}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n x_i)^2}{n}} \quad (12)$$

onde  $\bar{y}$  médio,  $\bar{x}$  médio e curva ajustada de regressão são representadas pelas equações abaixo respectivamente

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (13)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (14)$$

$$\bar{y} = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 \bar{x} \quad (15)$$

Por fim, a análise de regressão permite identificar e quantificar relações entre variáveis, fornecendo uma estrutura sólida para compreender e prever comportamentos e fenômenos complexos.

#### 2.4 TRABALHOS REALIZADOS EMPREGANDO O MÉTODO PROJETO ROBUSTO EM DISSIPADORES TÉRMICOS

Matsushima e Almerbati (2021) valeram-se do método de Projeto Robusto para otimização de aletas do tipo pino de formato geométrico cilíndrico em meio ao fluxo de água. Neste trabalho, consideraram 3 níveis e 7 fatores de controle, sendo estes o tipo de material construtivo e dimensões de diâmetro em meio ao fator de ruído caracterizado como a dimensão de espaço entre o topo das aletas e a parede de cobertura do conjunto aletado. Assim, simularam a combinação dos parâmetros por meio de plano ortogonal L18 (TAGUCHI *et al.*, 2005) obtendo ótimo valor para resistência térmica com diâmetro de 3 mm e material de cobre, e para variáveis respostas simultâneas como mínima resistência térmica e queda de pressão com diâmetro de 2 mm com material construtivo de alumínio.

Naqiuddin *et al.* (2018) valeram-se da estrutura de superfícies estendidas inserindo micro canais para melhoria do desempenho térmico por intermédio do método de Taguchi, considerando um plano ortogonal L27 e equação sinal-ruído do tipo menor é melhor, obtendo a combinação de largura de aleta de 1 mm, comprimento de aleta de 2 mm, distância transversal de 5 mm e largura do canal de 1 mm que foram capazes de resfriar um processador de 800 W a 56,6 °C utilizando-se de água como fluido.

Por meio do método Projeto Robusto Yakut *et al.* (2006) identificaram a combinação de parâmetros mais robustos em termos de taxa máxima de transferência de calor e mínima queda de pressão. Os resultados obtidos no trabalho mostraram que aletas do tipo pino de geometria hexagonal em um plano ortogonal L18

apresentaram maiores taxas de transferência de calor empregando largura da aleta de 14 mm, altura da aleta de 150 mm, distância entre os vértices do hexágono de 20 mm, distância entre aletas de 10 mm e velocidade de fluxo de 4 m/s.

Bopanna *et al.* (2023) realizaram um estudo aplicando o método de otimização Taguchi para criar um dissipador de calor do tipo pino com geometria específica e analisá-la por meio de simulações computacionais. Um arranjo ortogonal foi usado para estudar várias características de desempenho, como dimensões de base, altura, largura e espaçamento da aleta. O arranjo L9 foi escolhido para os testes, conduzidos com *software* de simulação comercial em um ambiente de estado estacionário. O objetivo era determinar o projeto mais eficiente analisando a relação sinal-ruído e comparando gráficos resultantes. O estudo concluiu que os modelos de dissipadores de calor do tipo pino apresentaram maior capacidade de dissipação de calor quando o espaço entre as aletas é reduzido e a largura da aleta é aumentada para atingir um modelo otimizado.

Kotcioglu *et al.* (2013) avaliaram experimentalmente diversas geometrias de dissipadores do tipo pino sob ventilação forçada empregando o método robusto. Diferentes geometrias de aletas foram testadas, e o desempenho térmico é avaliado usando o método Taguchi. Os fatores e níveis das características de desempenho foram examinados individualmente usando as relações sinal-ruído e métodos de análise de variância (ANOVA) para várias geometrias e condições ideais. Na conclusão do estudo, as aletas hexagonais apresentaram o melhor desempenho, seguidas pelas aletas quadradas. Em um outro estudo realizado Kotcioglu *et al.* (2018), aplicaram o método projeto robusto na determinação de valores ótimos dos parâmetros de projeto em um trocador de calor com um duto retangular. A investigação experimental para o trocador de calor estabelecido envolveu aletas retangulares curtas fixadas em matrizes 8x8 em uma superfície com vários ângulos de inclinação. Os efeitos de seis parâmetros de projeto, como a razão da largura para a altura do duto, a razão do comprimento das aletas para o comprimento do duto, os ângulos de inclinação das aletas, o número de Reynolds, a velocidade do fluxo e a queda de pressão, foram investigados.

A análise empregando o método Projeto Robusto foi conduzida como um processo de otimização para alcançar a mínima queda de pressão (fator de atrito) e a máxima transferência de calor (número de Nusselt) para o trocador de calor projetado. Os resultados experimentais concluíram que a inclinação das aletas desempenha um

papel significativo na melhoria da transferência de calor. Conforme o ângulo de inclinação da aleta aumenta, o efeito de mistura na região intermediária entre as aletas melhora ainda mais as características de transferência de calor.

Em artigo apresentando uma investigação numérica sobre a otimização geométrica de dissipadores de calor com aletas adicionando PCM, Pakrouh et al. (2015) utilizaram-se da parafina RT44HC como PCM, enquanto as aletas e a base do dissipador de calor eram de alumínio. O objetivo principal do estudo foi obter configurações que maximizem o tempo operacional do dissipador de calor, empregando uma abordagem que combinava o método Taguchi com simulações numéricas. Os parâmetros estudados para a otimização foram o número de aletas, a altura das aletas, a espessura das aletas e a espessura da base. A combinação ótima dependeu fortemente do número de aletas, da altura e da espessura das aletas, bem como da temperatura crítica. As porcentagens ótimas de volume de PCM foram encontradas em 60,61%, para a um dissipador de calor com 100 aletas de 4 mm de espessura e temperatura crítica de 50 °C, e de 82,65% para a um dissipador de calor com 100 aletas de 2 mm de espessura e para demais temperaturas críticas.

As aplicações de materiais PCM como potencializador na troca calor despertam interesse na comunidade científica resultando em crescentes publicações de artigos nessa área, como Yang *et al* (2023), que em estudo recente realizaram uma pesquisa experimental e numérica sobre o desempenho térmico de um dissipador de aletas retangulares preenchidos com PCM buscando a otimização do dissipador por meio dos efeitos dos parâmetros de estrutura das aletas, potência de aquecimento, velocidade do ar de resfriamento e número de ciclos intermitentes. Os resultados mostraram que o dissipador de calor PCM com 8 aletas, altura das aletas de 15 mm e espessura das aletas de 2 mm obteve o estágio mais longo na temperatura crítica da base de 348 K e atingiu o tempo de operação máximo de 1193 s durante o ciclo de carregamento.

Garud e Lee (2023) realizaram uma análise baseada na relação de Grey e no método Taguchi para avaliar o efeito de fatores influentes no desempenho de transferência de calor de um sistema de resfriamento por pulverização direta de óleo para o motor de veículos elétricos. Foram avaliadas as características do fluxo de pulverização considerando três tipos de bicos: espiral, cone cheio e cone oco, bem como a temperatura do refrigerante, capacidade de aquecimento, taxa de fluxo, distância entre o bico de pulverização e a fonte de calor nos desempenhos de

transferência de calor, como temperatura máxima, uniformidade de temperatura, pressão máxima de injeção, coeficiente de transferência de calor, fator de atrito e número de Nusselt. Como resultado obtiveram contribuições percentuais correspondentes de 39,16% para taxa de fluxo, 33,99% para capacidade de aquecimento, 14,16% para temperatura do refrigerante e 12,68% para fonte de calor para a relação de Grey do coeficiente de transferência de calor e consumo de energia de pulverização, e com contribuições percentuais correspondentes de 86,02% de taxa de fluxo, 7,98% de capacidade de aquecimento, 3,54% de fonte de calor e 2,46% de temperatura do refrigerante para a relação de Grey do número de Nusselt e fator de atrito.

Atualmente, a aplicação comercial do resfriador termoelétrico de Peltier tem aumentado amplamente em diversas áreas e dispositivos no cenário do gerenciamento térmico. Abdulghani (2022) realizou um estudo de caso experimental em um resfriador de ar atrelado a módulos termoelétricos de Peltier otimizando-o empregando o método robusto. Foram realizadas variações nas condições térmicas do fluido, na potência de entrada e no número de módulos do resfriador para otimizá-lo em termos de coeficiente de desempenho, eficiência energética e custo por unidade de resfriamento. O número de módulos foi alterado de 1 para 2, 3 e 4, enquanto a taxa de fluxo de ar e a potência de entrada variaram entre 30 e 78 m<sup>3</sup>/h e 22 a 60 W, respectivamente, em cada teste realizado. Os resultados mostraram que o aumento do número de módulos aumenta o coeficiente de desempenho e a eficiência energética, reduzindo o custo. O número ótimo de módulos foi 4, enquanto a potência de entrada ideal foi o nível 1. Assim o número de módulos foi o fator mais influente em todos os aspectos, contribuindo com aproximadamente 50%, seguido da potência de entrada e do fluxo de ar.

Na Tabela 01 são apresentados trabalhos científicos identificados durante a revisão bibliográfica, que se baseiam na aplicação prática dos métodos do Projeto Robusto, na maioria envolvendo as áreas de transferência de calor e tecnologia de circuitos eletrônicos. Estes trabalhos incluem informações sobre o ano de publicação, país de origem e área de aplicação dos estudos. Embora exista uma ampla variedade de aplicações para esses métodos, a revisão bibliográfica destaca uma lacuna significativa na consideração dos fatores de ruído nos planos de experimentos ou de testes, acarretando em uma abordagem apenas de otimização de fatores sob o controle da engenharia.

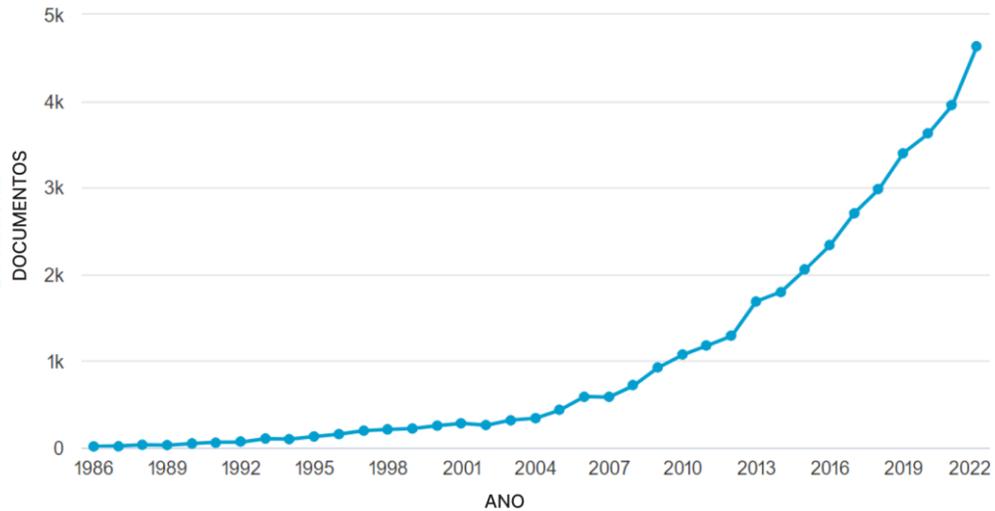
Tabela 01 : Trabalhos científicos identificados durante a revisão bibliográfica.

<b>Autores</b>	<b>Ano</b>	<b>Origem</b>	<b>Aplicação</b>
Taguchi e Tsai	1995	Japão	Tecnologia de circuitos eletrônicos
Chiang	2005	China	Transferência de calor
Yakut <i>et al.</i>	2006	Turquia	Transferência de calor
<i>Park et al.</i>	2011	Coréia	Fabricação de placa eletrônicas
Huang <i>et al.</i>	2012	Hong Kong	Fabricação de placa eletrônicas
Kotcioglu <i>et al.</i>	2013	Turquia	Transferência de calor
Pakrouh <i>et al.</i>	2015	Irã	Transferência de calor
Chen e Huang	2017	Taiwan	Tecnologia de circuito eletrônicos
Kotcioglu <i>et al.</i>	2018	Turquia	Transferência de calor
Naqiuddin <i>et al.</i>	2018	Malásia	Transferência de calor
Sahin <i>et al.</i>	2019	Turquia	Transferência de calor
Lin <i>et al.</i>	2019	China	Transferência de calor
Ventola <i>et al.</i>	2020	Itália	Transferência de calor
Ma <i>et al.</i>	2020	Taiwan	Tecnologia de circuito eletrônicos
He <i>et al.</i>	2021	China	Revisão literária
Matsushima e Almerbati	2021	Japão	Transferência de calor
Habib <i>et al.</i>	2022	Paquistão	Transferência de calor
Bopanna <i>et al.</i>	2023	Índia	Transferência de calor
Garud e Lee.	2023	Korea	Transferência de calor
Abdulghani	2022	Arabia Saudita	Transferência de calor
Chen <i>et al.</i>	2023	Taiwan	Transferência de calor
Yang <i>et al.</i>	2023	China	Transferência de calor

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

O crescimento no emprego do método de método Projeto Robusto ou de Taguchi após sua teorização é comprovado por meio do aumento de publicações científicas em periódicos. A Figura 09 apresenta a evolução de publicações de artigos científicos, de acordo com a fonte Scopus, utilizando como termo de pesquisa “*Taguchi Method*” ou “*Robust Design*” no período do ano de 1986 até 2022, restringindo-se em artigos. Entre os anos de 2000 e 2022 observou-se um salto de 252 para 4638 artigos publicados ao ano, empregando o método Projeto Robusto.

Figura 09: Artigos de engenharia publicados com o termo de pesquisa “Taguchi Method” ou “Robust Design”.



Fonte: Scopus, 2022.

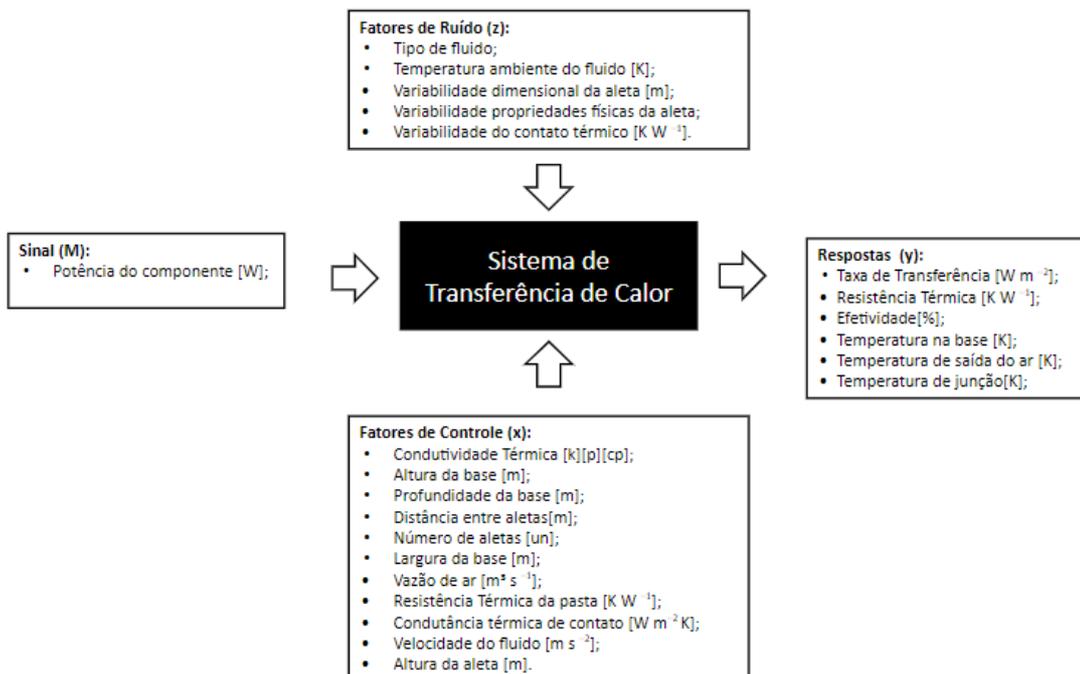
Embora exista o crescimento de publicações acadêmicas empregando o método Projeto Robusto, em projetos de dissipadores de calor tem se demonstrado apenas a aplicação do DOE de Taguchi, sem a devida inserção de ruídos, se apresentando apenas como um método de otimização. Dentre as diversas fontes recentes sobre transferência térmica de dissipadores utilizando a metodologia de Taguchi, Habib *et al.* (2022) emprega o método somente com o objetivo de identificar a combinação mais otimizada, para Gao *et al.* (2022) representa um eficaz método estatístico que pode reduzir o custo experimental e melhorar a qualidade experimental, o que pode permitir que os pesquisadores tenham uma compreensão mais profunda dos parâmetros de controle. Por outro lado, Park e Antony (2008) expõe que diferentemente de outros métodos, Taguchi é majoritariamente selecionado quando o autor necessita inserir nas matrizes de testes fatores controláveis e incontroláveis (ruídos).

### 3. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados detalhes referentes ao (i) método empregado para atingir os objetivos estabelecidos neste trabalho, as (ii) características do microprocessador selecionado, os (iii) aspectos do modelo matemático desenvolvido para o conjunto microprocessador-dissipador de calor, bem como a (iv) forma adotada para empregar tal modelo em conjunto com o método Projeto Robusto e o método de Monte Carlo.

O microprocessador selecionado foi o da fabricante AMD, modelo Ryzen 9 5900X, de potência nominal de 105 W e temperatura máxima de junção de 90°C (ver anexo A). Por tais motivos, adotou-se a temperatura 80°C na junção como valor de referência para as análises. Os 4 modelos de dissipadores sob convecção forçada avaliados foram selecionados da literatura (Abuska e Çorumlu, 2023), em contra partida apenas um modelo de dissipador sob convecção natural foi dimensionado para título de comparação. Para formular e entender as principais entradas e saídas do sistema de dissipação de calor de superfícies estendidas foi empregado o diagrama P. A Figura 10 demonstra a versão exploratória do diagrama P proposto para um dissipador de calor genérico, onde são apresentados os principais fatores de controle, o fator de sinal e os fatores de ruído envolvidos no projeto de um dissipador de calor.

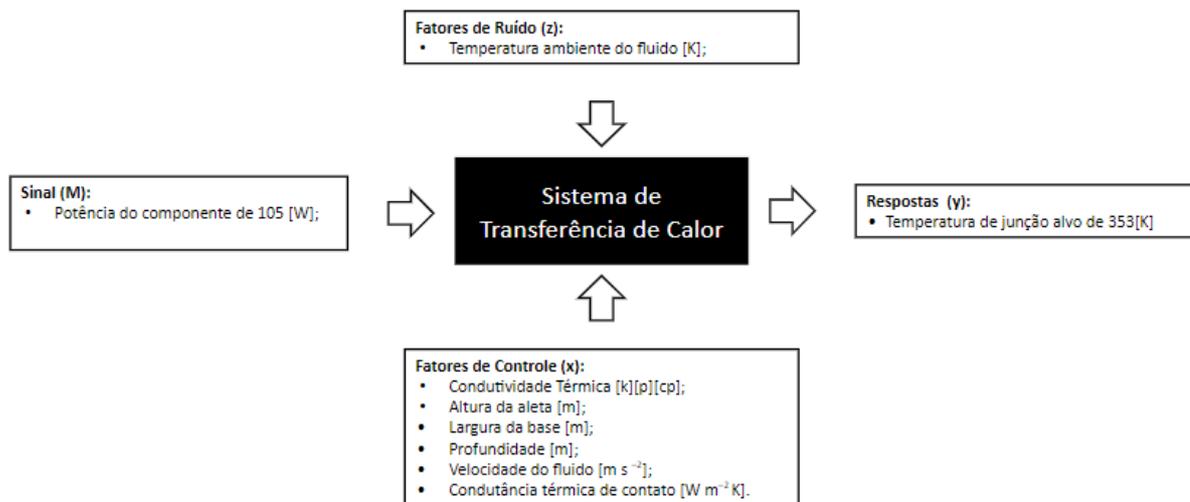
Figura 10: Diagrama P exploratório do sistema de transferência.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A partir do diagrama P exploratório foram selecionadas as variáveis a serem consideradas pelo modelo matemático, que estão apresentadas no diagrama P da Figura 11. Como pode ser observado, a variável resposta selecionada foi a temperatura de junção, que é uma função dos demais fatores apresentados. O fator classificado como ruído foi a temperatura ambiente, porque introduz variações indesejadas aos testes não fazendo parte do controle da engenharia, ou pela complexidade ou alto custo em controlá-los no contexto real de aplicação. Por outro lado, a temperatura de junção foi selecionada dentre as demais, pois é uma variável crítica em projeto de dissipadores térmicos, afetando diretamente o desempenho e a confiabilidade dos componentes eletrônicos (CHEN *et al.*, 2021a).

Figura 11: Diagrama P definido para simulação do sistema de transferência.

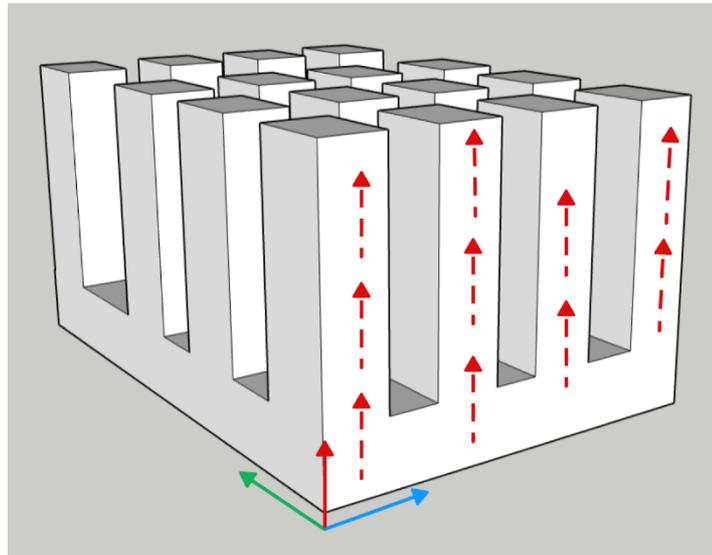


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

O modelo matemático do conjunto microprocessador - dissipador de calor, cujo equacionamento será apresentado no capítulo 4, foi desenvolvido com base nos princípios termodinâmicos e de transferência de calor. O modelo permite o cálculo da temperatura de junção do microprocessador em função dos fatores de sinal, ruído e controle apresentados na Figura 11. As principais simplificações adotadas para a elaboração do modelo matemático foram:

- Modelagem unidimensional: refere-se à representação do sistema usando apenas uma dimensão espacial, como apresentado na Figura 12. A modelagem unidimensional foi adotada, uma vez que as variações nas outras dimensões não são relevantes devido a elevada condutividade térmica do dissipador.

Figura 12: Esquema de fluxo de calor simplificado.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

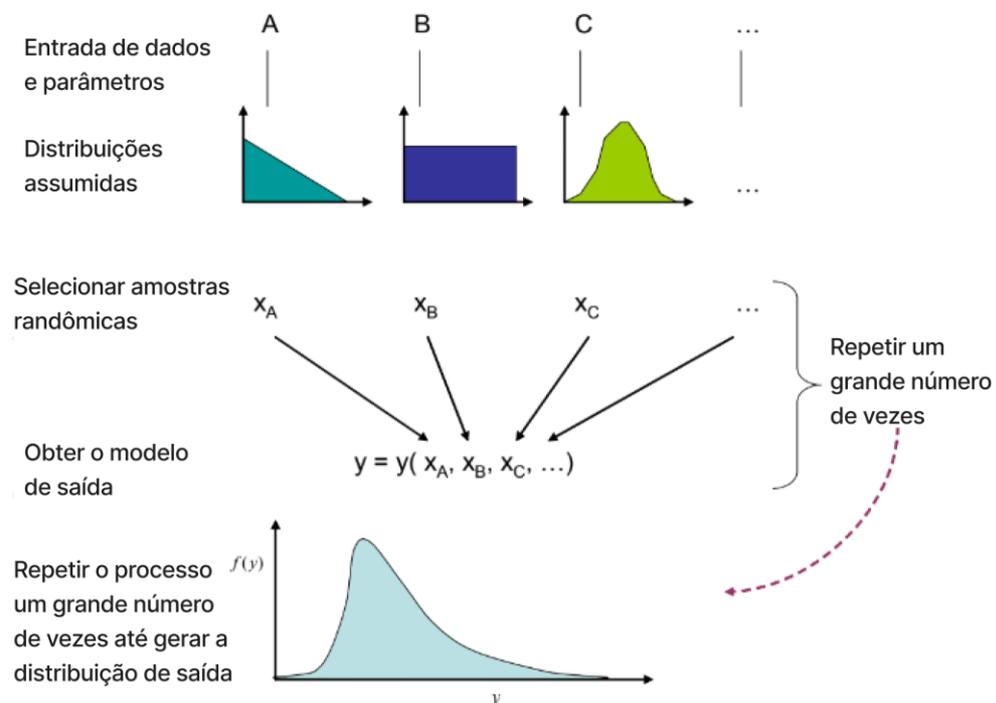
- Regime permanente: significa que a condição das variáveis do modelo permanece constantes ao longo do tempo. Nesse estado, as grandezas físicas não apresentam variações significativas e mantêm-se em equilíbrio estável em relação ao tempo, opostamente ao regime transiente que variam ao longo do tempo. Isso implica por exemplo em considerar o escoamento uniforme.
- Propriedades físicas uniformes: consiste em considerar as propriedades físicas uniformes ou isotrópicas em todas as partes ou regiões relevantes do sistema. Isso implica que as propriedades físicas, como condutividade térmica, densidade, viscosidade, entre outras, não variam espacialmente.
- Base do microprocessador adiabática: significa considerar que todo o calor dissipado pelo microprocessador é transferido para o dissipador.
- Resistência por radiação desprezada: Esta simplificação foi adotada uma vez que o calor dissipado por radiação calculado representou 1,36 % da potência nominal do microprocessador.
- Dissipação térmica uniforme na área de contato: significa assumir que a transferência de calor entre o dissipador e a fonte de calor é uniforme em toda a área de contato.
- Topo da aleta não adiabático: ao assumir que o topo de aleta é não adiabático, significa considerar que o topo da aleta pode receber ou ceder calor para o ambiente.

### 3.1 MÉTODO DE MONTE CARLO E MÉTODO PROJETO ROBUSTO

O modelo matemático desenvolvido foi empregado em conjunto com o método de Monte Carlo, sendo esta uma técnica computacional que utiliza a aleatoriedade para analisar o efeito da variação dos parâmetros de um modelo. Tal técnica trata os parâmetros de entrada de um modelo computacional como variáveis aleatórias, permitindo que o modelo matemático gere um grande número de cenários (LANDAU e BINDER, 2014; STEVENS, 2022).

Uma representação esquemática do método de Monte Carlo é apresentada na Figura 13. Observa-se que os parâmetros de entrada do modelo são processados como variáveis aleatórias A, B e C, com distribuições estatísticas específicas. A aleatoriedade das variáveis de entrada é alimentada no modelo matemático que, por sua vez, prevê a variabilidade propagada para as variáveis resposta do modelo.

Figura 13: Representação esquemática do método de Monte Carlo.



Fonte: Adaptado BUI, 2005.

As principais vantagens do uso do método de Monte Carlo são elencadas como:

- **Velocidade na determinação de variabilidade:** ao repetir este cálculo um grande número de vezes, utilizando sempre diferentes seleções aleatórias de cada

parâmetro, o engenheiro seria novamente capaz de determinar a variabilidade de uma variável resposta (STEVENS, 2022).

- Otimização: o método não é apenas para estimativa e compreensão da variável de interesse e pode incorporar diversas técnicas otimização (KROESE *et al*, 2011).
- Multidisciplinariedade: o método é uma solução para uma série de tarefas das diversas áreas do conhecimento científico (MAZHDRAKOV *et al*, 2018).

Desta forma cada fator de controle representando pela Figura 11, foi submetido a uma distribuição normal, contemplando 500 dados dispostos de forma aleatória, com referências de desvio padrão de CP (Controle de Processo) de 1,33 e 5% em relação aos limites de especificação. Por outro lado, o fator de ruído foi submetido a uma distribuição normal, de forma aleatória, com desvio padrão de 1,5 °C, representando a faixa de ruído em que o sistema de transferência de calor será inserido. O número de 500 dados selecionados representa o número de vezes ou iterações que a simulação irá calcular.

A distribuição de saída da temperatura de junção gerada da aplicação do método de Monte Carlo para cada modelo de dissipador foi avaliada quanto a normalidade utilizando a estatística de Anderson Darling (Stephens, 2011) e variâncias dos dados.

A partir da validação do modelo, adotando as simplificações citadas na seção anterior, a análise de sensibilidade e contribuição das resistências térmicas permitiram indicar fatores que não são significativos para a temperatura de junção, os quais foram largura e profundidade da base do dissipador, sendo estes eliminados para os cálculos da relação sinal ruído. Para o cálculo da relação sinal ruído para cada modelo de dissipador foi desenvolvida uma matriz ortogonal L27, representada por 4 fatores de controle (condutividade térmica, altura da aleta, velocidade do fluido e condutância térmica de contato) e 1 fator de ruído (temperatura ambiente) em 3 níveis: nominal, nominal mais limite superior de especificação e nominal menos limite inferior de especificação.

Os resultados obtidos de S/N foram analisados quanto a robustez e viabilidade, sendo elencados 2 modelos de dissipadores para otimização. Para otimização primeiramente foi aplicado a análise de regressão para obter equações que representam o modelo matemático. As equações de regressão primeiramente

foram obtidas incluindo todos coeficientes, exemplificado pela Equação 38, todavia foram simplificadas de acordo com a significância dos coeficientes, realizando iterações excluindo cada termos de menor significância estatística, até que todos fossem significativos, resultando nas Equações 39 e 41.

Para avaliação da variabilidade foi utilizada a equação da variância combinada (Equação 37), onde a partir de sua aplicação em termos da variável de temperatura de ambiente (fator de ruído) resultou nas Equações 41 e 42.

O processo de otimização em relação à robustez se deu a partir do método simplex (VAGASKÁ *et al.*, 2023), onde o objetivo foi localizar valores de variável que minimizem o desvio padrão, por meio das Equações 41 e 42 e ao mesmo tempo mantenham a temperatura de junção na média especificada.

Por fim, o método de Monte Carlo foi empregado para quantificar a robustez de dissipadores de calor do tipo pino em formatos geométricos cônicos e retangulares com base na média de temperatura de junção, desvio padrão, relação sinal ruído e a viabilidade técnica de cada configuração. No presente trabalho a relação sinal ruído empregada foi a do tipo nominal é melhor, uma vez que se definiu a temperatura de junção igual a 80,00°C como referência para o estudo.

## 4. EQUACIONAMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo são apresentadas as equações governantes empregadas no modelo matemático do conjunto microprocessador-dissipador de calor e detalhes referentes a implementação do algoritmo utilizado para o cálculo da temperatura de junção.

### 4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Sabe-se que as propriedades do fluido que escoam sobre o dissipador são modificadas em função da temperatura. Para considerar a variação de temperatura do ar ao longo do dissipador sujeito a convecção forçada, as propriedades do ar foram avaliadas com base na temperatura média, calculada por

$$T_{ar} = \frac{T_{saída} + T_{entrada}}{2} \quad (16)$$

A temperatura de entrada representa a temperatura do ar anteriormente ao dissipador onde ainda não ocorreu as interações de troca de calor por convecção. A temperatura de saída por sua vez representa a temperatura do ar mensurada logo após o dissipador.

Para as situações na qual considerou-se ventilação natural do dissipador de calor, a temperatura média do ar foi considerada como

$$T_{ar} = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} \quad (17)$$

onde  $T_s$  representa a temperatura superficial e  $T_{\infty}$  a temperatura do ambiente na vizinhança do dissipador de calor.

O número adimensional Reynolds é empregado para descrever o regime de escoamento de um fluido, sendo expresso por

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (18)$$

onde  $\rho$  representa densidade do ar em  $\text{kg/m}^3$ ,  $V$  a velocidade do fluido em  $\text{m/s}^2$  e  $\mu$  a viscosidade dinâmica em  $\text{kg/m.s}$ . Por sua vez o diâmetro hidráulico simbolizado por  $D_h$  é calculado por meio da equação

$$D_h = \frac{2WL}{W + L} \quad (19)$$

o qual a variável  $W$  representa a dimensão da largura da secção transversal da tubulação e  $L$  por sua vez a altura.

Semelhantemente, o número adimensional de Nusselt

$$Nu = \frac{h L}{k} \quad (20)$$

foi empregado para determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor ( $h$ ) para escoamentos forçados, onde  $L$ , que significa o comprimento característico e pode ser substituído por  $D_h$  e  $k$  o coeficiente de condutividade térmica. De uma maneira geral o número de  $Nu$  pode ser expresso em função dos números de Reynolds e/ou Prandtl, como

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (21)$$

As correlações do número de Nusselt empregadas foram desenvolvidas com base em dados experimentais da literatura (Abuska e Çorumlu, 2023) coletados para diferentes geometrias e correlacionados em função do número de Reynolds conforme detalhado a seguir:

*Dissipador de geometria cônica desalinhada ao fluxo de ar*

$$Nu = 21,827 \left( \frac{Re}{1000} \right)^{0,9728} \quad (21.1)$$

*Dissipador de geometria cônica alinhada ao fluxo de ar*

$$Nu = 17,872 \left( \frac{Re}{1000} \right)^{0,9982} \quad (21.2)$$

*Dissipador de geometria retangular desalinhada ao fluxo de ar*

$$Nu = 19,045 \left( \frac{Re}{1000} \right)^{1,0138} \quad (21.3)$$

*Dissipador de geometria retangular alinhada ao fluxo de ar*

$$Nu = 13,726 \left( \frac{Re}{1000} \right)^{0,9984} \quad (21.4)$$

Por sua vez, o número de Prandtl é aplicado para caracterizar a relação entre a difusividade térmica e a difusividade de quantidade de movimento como

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (22)$$

onde  $\mu$  representa a viscosidade dinâmica,  $c_p$  o calor específico do fluido a pressão constante e  $k$  a condutividade térmica do fluido.

De forma análoga aos números de Nusselt e Reynolds, que são empregados em conceitos de resfriamento de ventilação forçada, na ventilação natural os números adimensionais de Rayleigh e Grashof são aplicados.

O número de Grashof rege o escoamento de convecção natural, cujo é representada pela razão entre a força de empuxo e a força viscosa que agem sobre o fluido, sendo expresso por

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (23)$$

onde  $g$  representa a aceleração gravitacional,  $\beta$  o coeficiente de expansão volumétrica,  $T_s$  a temperatura da superfície e  $T_\infty$  a temperatura do ambiente,  $L_c$  comprimento característico da geometria e  $\nu$  viscosidade cinemática.

Por sua vez o número de Rayleigh, é uma função de produto entre os números de Grashof e Prandtl, sendo expresso como

$$Ra = Gr Pr \quad (24)$$

Dentre as equações existentes para ventilação natural, a correlação empregada no modelo para aletas em formato geométrico retangular estendendo-se longitudinalmente foi

$$Nu = \sqrt{\left[ \frac{576}{(Ra S L^{-1})^2} + \frac{2873}{\sqrt{Ra S L^{-1}}} \right]} \quad (25)$$

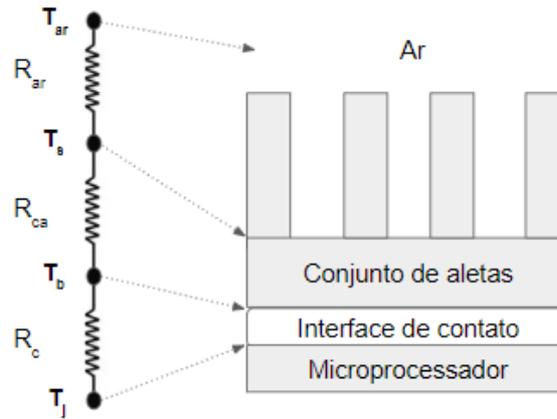
onde S representa a dimensão de espaçamento entre as aletas e L a dimensão de comprimento longitudinal (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Dentre as possibilidades para o cálculo de temperatura de junção a uma potência estabelecida, selecionou-se o método das resistências térmicas equivalentes, expressa por

$$Q_c = \frac{T_j - T_{ar}}{R_{eq}} \quad (26)$$

onde  $Q_c$  representa a taxa de transferência de calor,  $R_{eq}$  representam as resistências térmicas equivalentes, ou seja; o somatório das resistências presentes na análise térmica,  $T_j$  e  $T_{ar}$  simbolizam as temperaturas de junção e do ar respectivamente. A Figura 14 representa o esquemático das resistências térmicas do cenário experimental a ser validado.

Figura 14: Esquema de resistências térmicas.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A resistência térmica equivalente é composta pela soma das resistências do ar ( $R_{ar}$ ), resistência do conjunto de aletas ( $R_{ca}$ ) e a resistência oferecida pela interface de contato ( $R_c$ ). As temperaturas da base e superfície do dissipador são representadas pelos nós  $T_b$  e  $T_s$  respectivamente.

A interface de contato localizada entre o componente emissor de potência e conjunto de aletas impõe uma resistência térmica a transferência de calor. Tal resistência depende de parâmetros como a pressão entre os componentes e a rugosidade do material, podendo ser expressa como

$$R_c = \frac{1}{h_c} \quad (27)$$

onde  $h_c$  é a condutância térmica de contato.

A resistência térmica na base da aleta é denominada  $R_{ca}$  e expressa por

$$R_{ca} = \frac{L_b}{k_{ca} A_b} \quad (28)$$

onde  $L_b$  representa a altura da base do conjunto de aletas,  $k_{ca}$  a condutância térmica do material de construção do conjunto e  $A_b$  significa a área da base. A última parcela para compor a resistência térmica equivalente é a oferecida pelo ar ou fluido sobre as aletas, e é expressa como

$$R_{ar} = \frac{1}{\eta_o h_{ar} A_t} \quad (29)$$

de tal forma que  $\eta_o$  simboliza a eficiência do conjunto de aletas,  $h_{ar}$  o coeficiente de convecção térmica do ar e  $A_t$  a área de superfícies exposta ao ar total do conjunto, ou seja; aleta e base.

Para levar em conta o fato de que a superfície aletada não apresenta uma temperatura igual à da base do dissipador, emprega-se a definição de eficiência do conjunto de aletas, representada dado por

$$\eta_o = 1 - \frac{N A_a}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (30)$$

onde  $A_a$  representa a área de superfície da aleta singular,  $N$  o número de aletas e  $\eta_a$  simboliza a eficiência de uma única aleta. Para o cálculo de eficiência de uma única aleta o equacionamento depende da geometria empregada, para aletas de formato retangular é expresso como

$$\eta_a = \frac{\tanh(m L_c)}{(m L_c)} \quad (31)$$

assim a variável  $m$ , representa a simplificação de equações diferenciais onde pode ser obtida por meio da expressão

$$m^2 = \frac{h_{ar} P}{k_{ca} A_{tr}} \quad (32)$$

onde  $P$  representa o perímetro e  $A_{tr}$  representa a área transversal, ambas da seção da aleta.

Conforme mencionado no início deste capítulo entre as condições de contorno descritas, adicionalmente foi considerado que o topo da aleta é não adiabático, ou seja; há troca de calor convectiva na superfície da extremidade da aleta e o modelo

prismático de aleta, contudo para simplificação dos cálculos de eficiência da aleta é empregado um artifício de correção na dimensão da altura da aleta ( $L_c$ ), descrito por

$$L_c = L_a - \frac{t}{2} \quad (33)$$

de maneira que  $L_a$  representa a altura original da aleta e  $t$  a largura da aleta.

Na aplicação de geometrias cônicas o cálculo de eficiência de uma única aleta se diferencia das retangulares e é encontrada na literatura (ÇENGEL e GHAJAR, 2012) da seguinte forma

$$\eta_a = \frac{2 I_2 (2 m L_a)}{m L_a I_1 (2 m L_a)} \quad (34)$$

onde  $L_a$  representa a altura da aleta com referência do centro da base circular do cone até ao topo, a variável  $m$  também é uma simplificação de equações diferenciais e variam com geometria, para formato cônico é representada

$$m^2 = \frac{4 h_{ar}}{k_{ca} D_c} \quad (35)$$

onde  $D_c$  representa o diâmetro da base circular do cone. Os símbolos  $I_2$  e  $I_1$  são equações de Bessel modificadas de primeira espécie e de segunda e primeira ordem respectivamente.

Para considerar a variabilidade dos dados de entrada do modelo matemático, geralmente associada à presença de fatores de ruídos, foram estabelecidos limites inferiores e superiores para cada variável. Para relacionar estes limites com a variabilidade esperada para tais variáveis de entrada, empregou-se o conceito de capacidade do processo, expressa por

$$Cp = \frac{LSE - LIE}{6\sigma} \quad (36)$$

onde LSE representa o limite superior de especificação, LIE o limite inferior de especificação e  $\sigma$  o desvio padrão (MONTGOMERY, 2001).

A capacidade de processo ( $C_p$ ) quantifica a relação entre os limites aceitáveis e variabilidade observada. Neste trabalho, utilizou-se o valor de 1,33 indicando que a variação do processo é cerca de 1,33 vezes menor do que a metade da tolerância especificada e que o processo é capaz de produzir resultados consistentes e dentro dos limites de especificação.

Enquanto o  $C_p$  avalia apenas a largura das especificações em relação à variação do processo, o  $C_{pk}$  vai além e também considera o posicionamento do processo em relação ao centro das especificações. O  $C_{pk}$  é geralmente preferido em situações onde se deseja ter uma visão mais abrangente da capacidade do processo, levando tanto a largura quanto a centralização das especificações em consideração.

O  $C_{pk}$  pode ser calculado por

$$C_{pk} = \min\left(\frac{LSE - \mu}{3\sigma}; \frac{\mu - LIE}{3\sigma}\right) \quad (36.1)$$

onde  $C_{pk}$  é a escolha do mínimo valor entre os termos que representam a capacidade de processo do limite superior  $\left(\frac{LSE - \mu}{3\sigma}\right)$  e a capacidade de processo do limite inferior  $\left(\frac{\mu - LIE}{3\sigma}\right)$ ,  $\mu$  representa a média e  $\sigma$  o desvio padrão (MONTGOMERY, 2001).

Para análise da interferência dos ruídos na variabilidade do valor resposta, utilizou-se a equação de variância combinada dada por

$$V_z[y(x, z)] = \sigma_z^2 \sum_{i=1}^r \left[\frac{\partial y(x, z)}{\partial z_i}\right]^2 + \sigma^2 \quad (37)$$

onde  $\sigma_z$  significa o desvio padrão da variável ruído do sistema obtido pela relação de capacidade de processo,  $\partial y(x, z)$  representa a derivada parcial em relação a  $z$  e o último termo de desvio padrão ao quadrado é proveniente da somatória dos erros dos quadrados médios obtidos no ANOVA (MONTGOMERY e RUNGER, 2011).

## 4.2 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

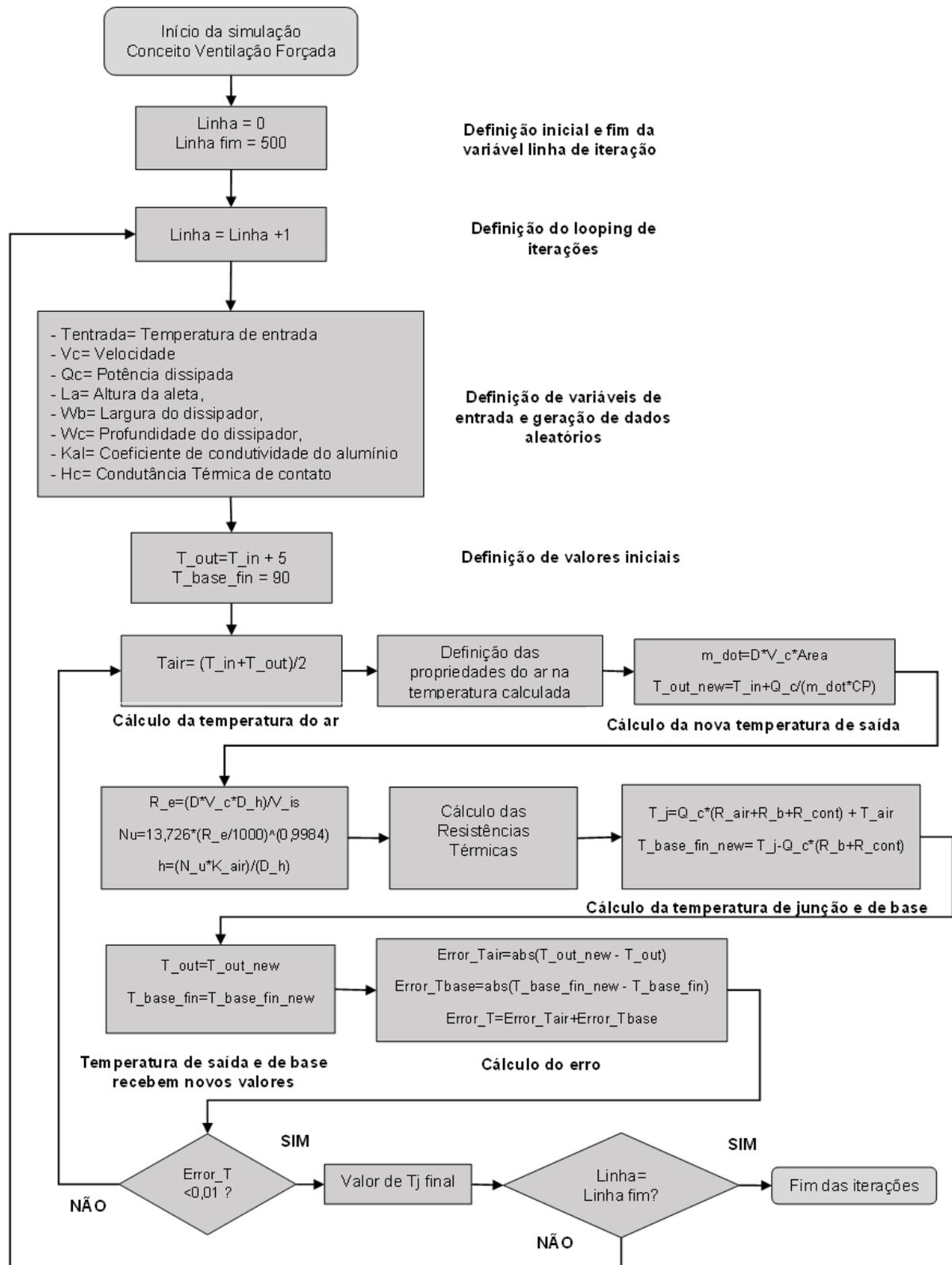
A simulação computacional desempenha um papel fundamental na resolução de problemas complexos de engenharia, permitindo o desenvolvimento de projetos mais eficientes, economia de recursos, inovação e tomada de decisões mais embasada. Programas computacionais de engenharia tem um impacto significativo na forma como a engenharia é conduzida, ajudando a impulsionar avanços tecnológicos e científicos em diversas áreas.

O modelo matemático descrito na seção 3.1 foi implementado no programa computacional *Engineering Equation Solver* (EES), que além de permitir a solução de sistemas de equações, possui um banco de dados de propriedades termo físicas que podem ser acessadas durante os cálculos.

A Figura 15 representa graficamente o algoritmo desenvolvido. Observa-se que após ser definido o número de cenários (500), são gerados dados aleatórios para as variáveis de entrada do modelo. Cada cenário corresponde a uma combinação aleatório dos dados de entrada do modelo. Adicionalmente, observa-se a necessidade de um laço iterativo para o cálculo das propriedades termo físicas do ar, que dependem da temperatura de saída, como mostra a Equação 16. Este processo iterativo é atendido quando a variável  $Erro\_T$ , que representa a diferença entre o valor estimado e o valor calculado para a temperatura do ar na saída do dissipador, for menor que  $0,01^{\circ}C$ .

Após a determinação dos números adimensionais, é possível obter o coeficiente de convecção ( $h$ ) e avançar no cálculo das resistências térmicas envolvidas para que por fim possa ser obtido a temperatura de junção e de base parcial. Este procedimento é repetido até que o número total de cenários escolhido seja avaliado.

Figura 15: Algoritmo de simulação desenvolvido no EES.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

O modelo matemático foi validado com dados experimentais de Abuska e Çorumlu (2023) que testou 4 diferentes geometrias de dissipador de calor em um túnel de vento composto por um duto de secção quadrada, com área transversal igual  $0,0064 \text{ m}^2$ . Para validação também foram considerados 5 estágios de velocidade com faixa de variação entre 1 a 6 m/s e potências 33 W, 66 W e 99 W.

O autor utilizou as cotas  $W$  (0,08 m) e  $L$  (0,08 m) do duto como comprimento característico para cálculo do diâmetro hidráulico conforme Equação 19.

Após o modelo ter sido validado, ele foi utilizado para identificar o conceito de dissipador de calor mais robusto com base na relação S/N descrita pela equação Equação 6.

Os conceitos que representam maior robustez foram otimizados por meio do método *simplex* (VAGASKÁ *et al.*, 2023) em relação aos fatores de controles significativos ao sistema, o quais se apresentaram a velocidade do fluido de ar, a dimensão de de altura das aletas, condutância térmica de contato e condutividade térmica do material do dissipador. O fator de ruído, considerado no processo de otimização foi a temperatura ambiente.

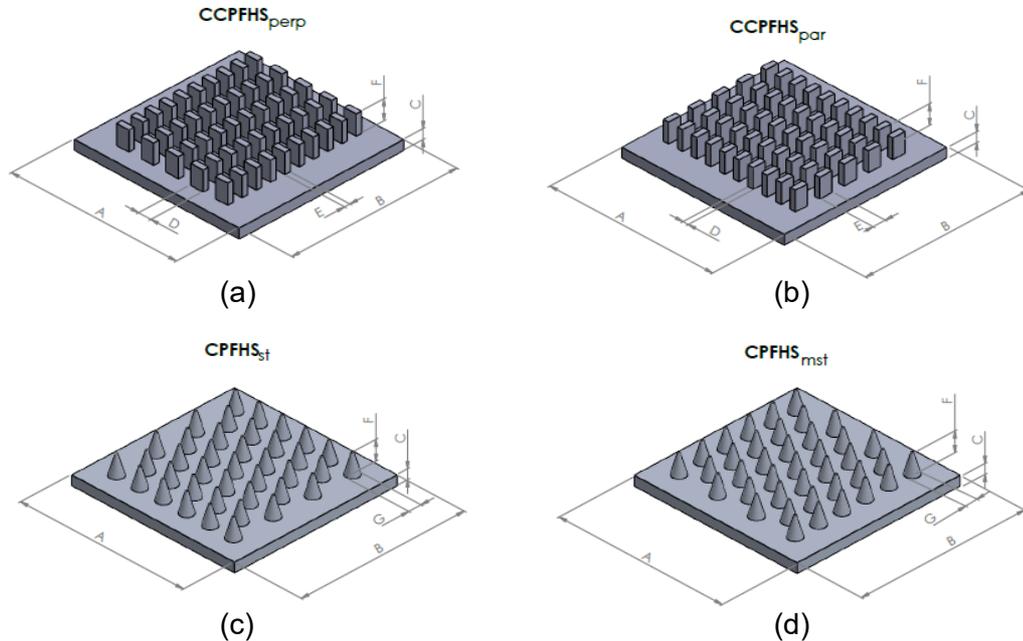
## 5. RESULTADOS

O presente capítulo apresenta a validação do modelo matemático com dados experimentais, a análise de sensibilidade do sistema térmico, a avaliação de robustez dos conceitos de dissipadores de calor analisados, a seleção do conceito mais robusto e a utilização do método de Monte Carlo para reduzir a variabilidade da temperatura de junção do microprocessador quando submetido a diferentes fontes de ruído.

### 5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Como primeiro passo realizou-se a validação do modelo teórico matemático descrito no capítulo 4, considerando os dados experimentais de Abuska e Çorumlu (2023), que publicaram dados experimentais referentes ao comportamento térmico de dissipadores de calor com aletas do tipo pino retangulares e cônicos sujeitos ao escoamento forçado de ar. As Figuras 16 (a) e (b) representam o modelo tridimensional dos dissipadores retangulares testados diferenciados pela orientação das aletas, perpendiculares e paralelas em relação ao fluxo de fluido respectivamente, sob outra perspectiva a Figura 16 (c) e (d) representam formato geométrico cônico com distribuição alinhada e desalinhada na devida ordem. Adicionalmente, na Tabela 02, são expostas as principais dimensões das cotas indicadas nos modelos tridimensionais da Figura 16.

Figura 16: Modelos tridimensionais experimentados pelos autores Abuska e Çorumlu (2023) para dissipador retangular perpendicular – CCPFHSp<sub>erp</sub> (a), dissipador retangular alinhado - CCPFHSp<sub>ar</sub> (b), dissipador cônico não alinhado – CPFHSt (c) e dissipador cônico alinhado - CPFHSmst (d).



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

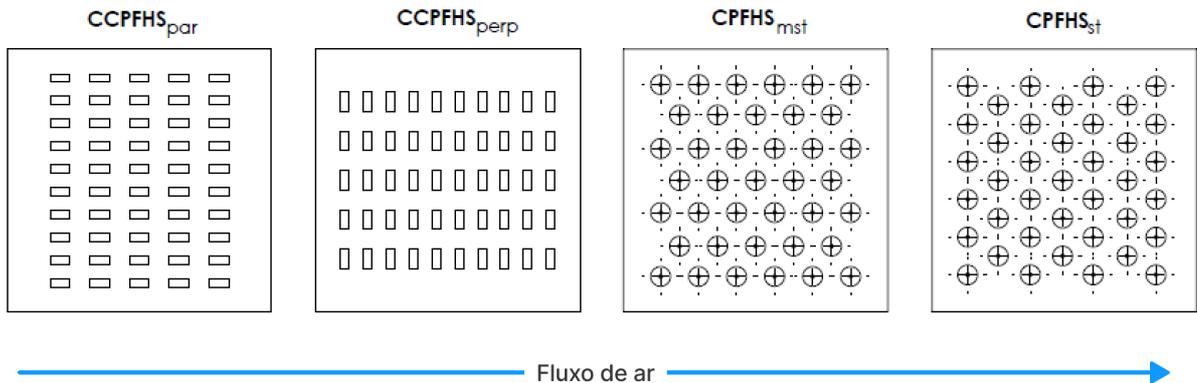
Tabela 02 : Dados de dimensões de cotas dos modelos tridimensionais experimentais.

Modelo de dissipador	Base (mm)			Aleta (mm)				Aletas N°	Área (mm <sup>2</sup> )
	A	B	C	D	E	F	G		
CCPFHSp <sub>erp</sub>	80	80	5	6	2,6	10	-	50	15000
CCPFHSp <sub>ar</sub>	80	80	5	2,6	6	10	-	50	15000
CPFHSt	80	80	5	-	-	10	6	39	9100
CPFHSmst	80	80	5	-	-	10	6	39	9100

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Os dados experimentais foram obtidos considerando 3 potências, equivalentes a 33, 66, 99 W, e diferentes formatos geométricos de dissipadores. A Figura 17 demonstra como o fluxo de ar, mantido por meio de um ventilador, interage com os posicionamentos dos diferentes tipos dissipadores. As velocidades ensaiadas foram obtidas a partir dos dados de Reynolds informados, dentre os 7 dados de velocidades ensaiadas, optou-se por não considerar dois estágios primários de velocidade devido a discrepância de pontos na regressão exponencial obtida para equacionar a relação função de Nusselt.

Figura 17: Representação do sentido do fluxo de ar em relação aos dissipadores de calor.

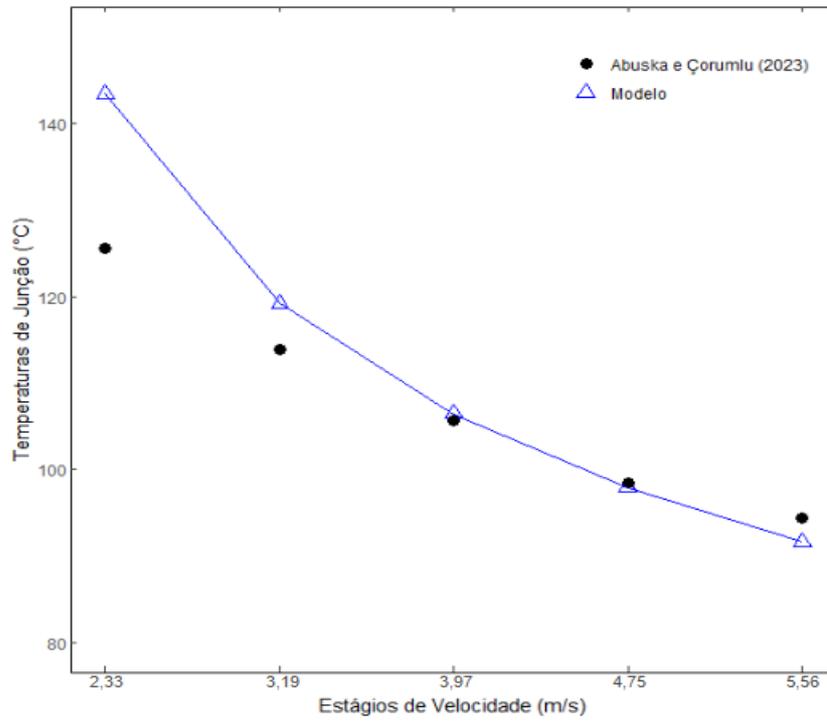


Fonte: Adaptado de Abuska e Çorumlu, 2023.

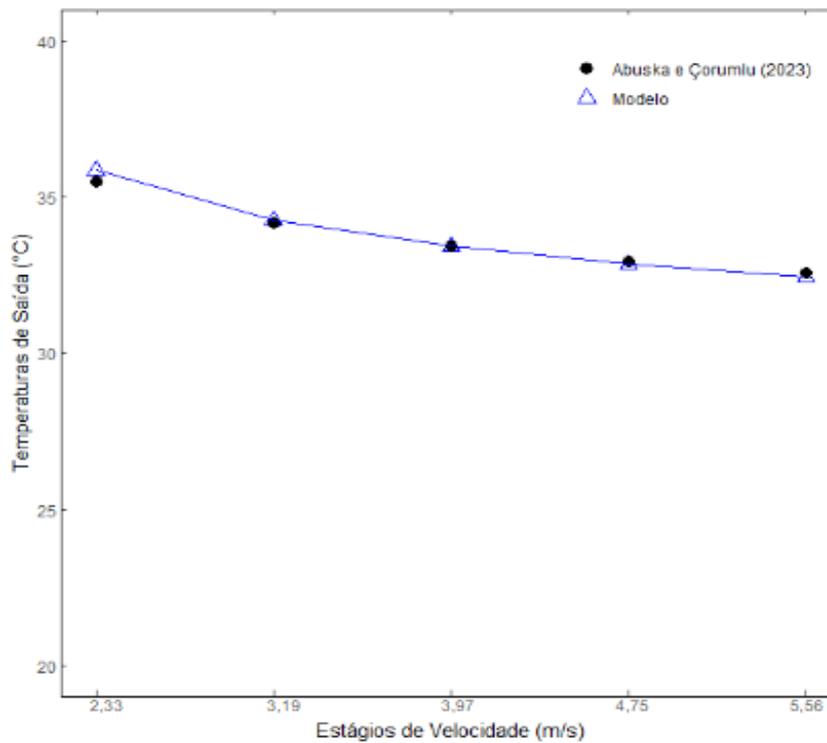
A temperatura de junção é considerada crítica para projetos de dissipadores térmicos, pois delimita a faixa máxima segura para que os componentes operem de maneira segura e esperada. A temperatura do ar na saída do dissipador é necessária para definir as propriedades de fluido, tais como: densidade, calor específico, viscosidade e coeficiente de condução térmica do ar. Desta forma, as temperaturas de junção e do ar na saída do dissipador foram escolhidas como componente de validação do modelo do conjunto microprocessador-dissipador de calor.

A Figura 18 (a) apresenta a comparação entre o resultado experimental e o modelo matemático da temperatura na junção considerando geometria retangular alinhada CCPFHS<sub>par</sub>, potência 66 W e 5 estágios de velocidade. A Figura 18 (b) representa de forma similar comparação entre o resultado experimental e modelo matemático para temperatura de saída considerando os mesmos elementos de geometria CCPFHS<sub>par</sub>, potência 66 W e 5 estágios de velocidade. De forma análoga a Figura 19 (a) demonstra a comparação entre o resultado experimental e o modelo matemático da temperatura de junção considerando geometria cônica não alinhada CPFHS<sub>st</sub>, potência 66 W e 5 estágios de velocidade, a Figura 19 (b) realiza a comparação com as mesmas condições, porém efetua a análise comparativa com a temperatura de saída. Nas Figuras 18 e 19, é possível observar que a tendência apresentada pelos dados experimentais em função da velocidade é seguida pelos resultados do modelo matemático.

Figura 18: Comparação entre resultados do modelo matemático e experimento com aletas retangulares alinhadas para temperatura de junção (a) e temperatura do ar na saída do dissipador (b).



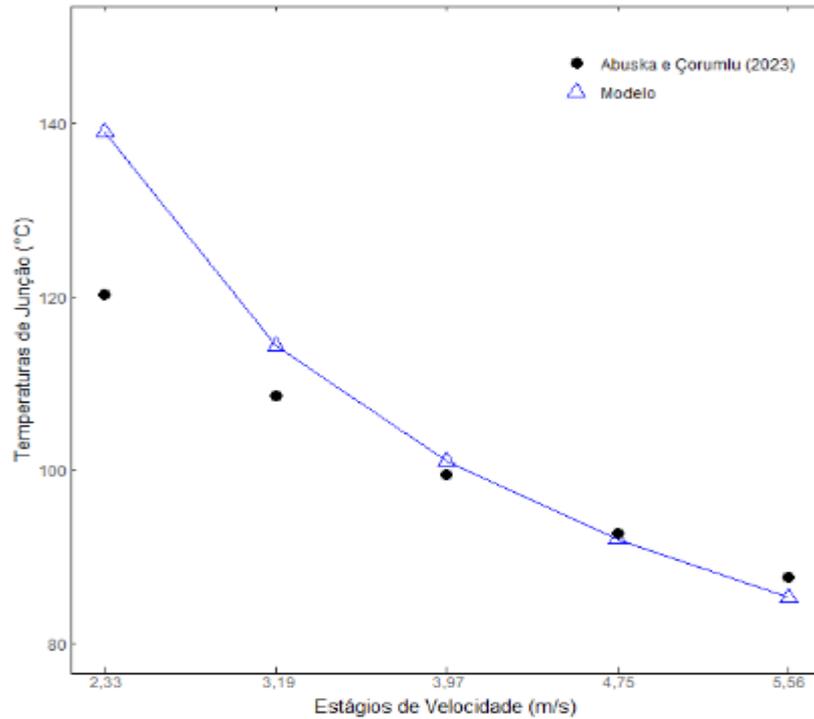
(a)



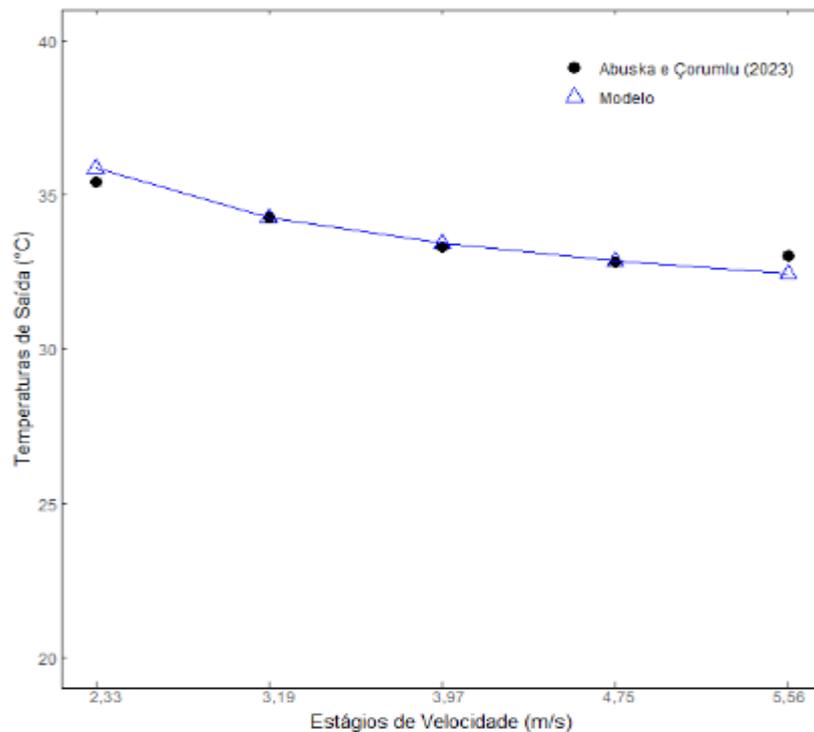
(b)

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 19: Comparação entre resultados do modelo matemático e experimento com aletas não alinhada CPFHSst para temperatura de junção (a) e temperatura do ar na saída do dissipador (b).



(a)



(b)

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Adicionalmente, observa-se que o erro máximo em módulo dos dados de temperatura de junção para dissipadores na condição de 66 W, excluindo o primeiro estágio de velocidade onde se observaram as maiores diferenças, foi de 5,3 °C e 5,8°C para as geométricas retangulares (Fig. 16c) e cônica (Fig. 20c), respectivamente. Por sua vez, as temperaturas do ar na saída dos dissipadores apresentaram erros absolutos máximos de 0,4 °C para ambas geometrias dos dissipadores, sendo estes resultados satisfatórios para validação do modelo matemático.

As Tabelas 03 e 04 contêm os dados comparativos de temperatura de junção e de saída em todas as potências descritas por Abuska e Çorumlu (2023), excluindo os estágios de velocidade com maior erro absoluto. Uma possível explicação para as maiores discrepâncias entre os dados experimentais e o modelo nos estágios iniciais de velocidade, seria a maior incerteza de medição em baixas velocidades e outra fonte de discrepância seria a resistência de contato, que não foi mencionada pelos autores do artigo base para dados experimentais, porém calculados no modelo teórico. A literatura fornece valores empíricos de condutância de contato que foram utilizados no modelo para cálculo de resistência de contato baseados em pressão de contato, tipo de material e rugosidade. Desta forma selecionou-se dados que mais se aproximaram ao cenário experimental para desenvolvimento do modelo matemático teórico.

Tabela 03 : Dados comparativos referente ao dissipador CCPFHSpAr.

Estágio	Velocidade [m/s]	Potência [W]	Temperatura de saída [°C]		Temperatura de junção [°C]	
			Experimento	Modelo Matemático	Experimento	Modelo Matemático
1	2,39	33	32,63	32,84	73,64	83,71
2	3,19	33	31,74	32,13	67,73	71,66
3	3,99	33	31,26	31,7	64,55	64,86
4	4,79	33	31,08	31,42	60,91	60,54
5	5,63	33	31,39	31,2	59,55	57,44
1	2,33	66	35,49	35,86	125,64	143,7
2	3,19	66	34,18	34,27	113,89	119,4
3	3,97	66	33,43	33,43	105,74	106,6
4	4,75	66	32,95	32,86	98,48	98,14
5	5,56	66	32,56	32,44	94,36	91,88
1	2,51	99	38,35	38,19	179,78	195,1
2	3,37	99	36,02	36,08	158,65	162,4
3	4,16	99	35,14	34,92	151,46	144,5
4	4,93	99	34,7	34,14	145,62	132,6
5	5,75	99	34,02	33,55	135,73	123,5

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Tabela 04 : Dados comparativos referente ao dissipador CPFHSst.

Estágio	Velocidade [m/s]	Potência [W]	Temperatura de saída [°C]		Temperatura de junção [°C]	
			Experimento	Modelo Matemático	Experimento	Modelo Matemático
1	2,39	33	32,6	32,84	72,73	86,49
2	3,19	33	31,85	32,13	64,55	71,32
3	3,99	33	31,53	31,7	62,27	62,85
4	4,79	33	31,39	31,42	59,09	57,52
5	5,63	33	31,32	31,2	57,27	53,73
1	2,33	66	35,42	35,86	120,25	139
2	3,19	66	34,25	34,27	108,5	114,3
3	3,97	66	33,33	33,43	99,45	101
4	4,75	66	32,81	32,86	92,64	91,99
5	5,56	66	33,02	32,44	87,63	85,28
1	2,51	99	38,51	38,19	171,24	186,6
2	3,37	99	36,39	36,08	151,91	152,5
3	4,16	99	35	34,92	137,08	133,5
4	4,93	99	34,06	34,14	127,64	120,9
5	5,75	99	33,31	33,55	119,1	111,1

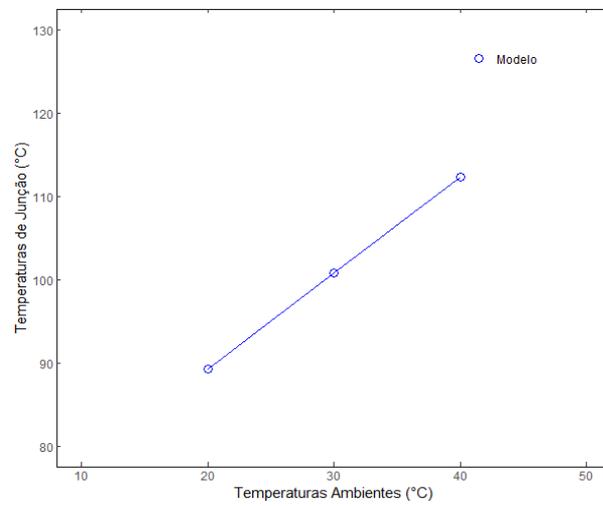
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

## 5.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO MODELO MATEMÁTICO

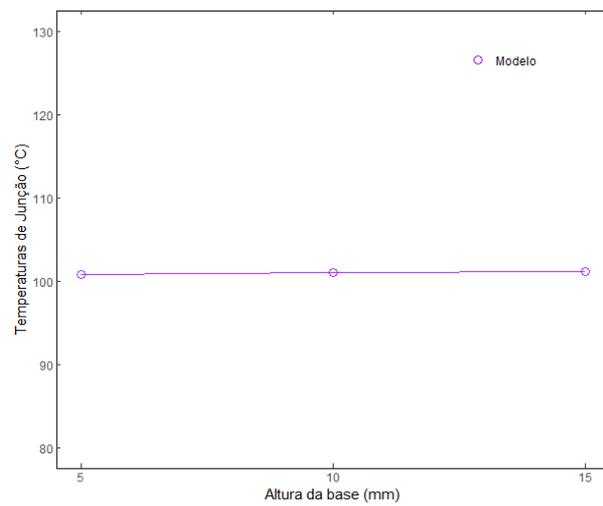
A análise de sensibilidade é uma etapa crucial por fornecer informações sobre a influência dos parâmetros de entrada sobre as variáveis resposta escolhidas. Foram selecionadas variáveis distintas de entrada como temperatura ambiente, altura das aletas e altura da base do dissipador, variando-se um parâmetro de cada vez e observa-se como a saída do modelo, a temperatura de junção, é afetada.

A Figura 20 demonstra análise da sensibilidade para o dissipador com potência de 66 W, velocidade de 3,97 m/s e formato geométrico cônico alinhado com patamares de temperatura ambiente de 20 °C, 30 °C e 40 °C, para as dimensões de altura da aleta foram consideradas as variações de 5 mm, 10 mm e 20 mm, e para dimensões da base do dissipador os patamares de 5 mm, 10 mm, 15 mm. De um modo geral, a Figura 20 mostra que o modelo matemático prevê o aumento da temperatura de junção com a elevação da temperatura ambiente, altura da base do dissipador e redução da altura da aleta. Tais resultados são coerentes uma vez que a temperatura ambiente é parcela adicional para cálculo da temperatura de junção demonstrado pela Equação 26, isolando  $T_j$  matematicamente tem-se que quanto maior a temperatura ambiente maior será a temperatura de junção. A altura da base representada pela variável  $L_b$  na Equação 28 é diretamente proporcional a resistência térmica da base do dissipador e elemento constituinte a resistência térmica equivalente, portanto quanto maior a variável  $L_b$  maior será  $T_j$ .

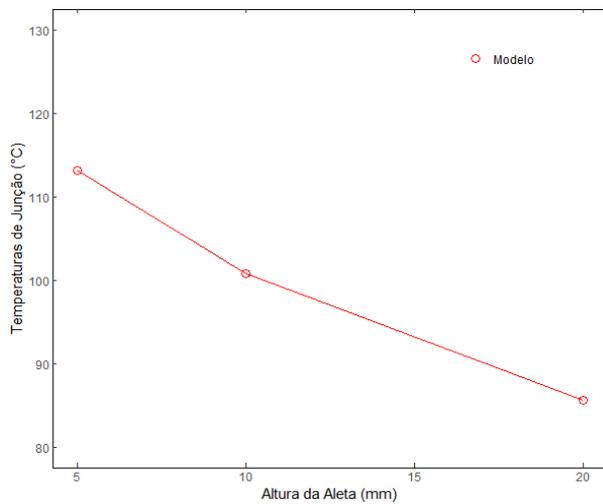
Figura 20: Análise de sensibilidade dos fatores de entrada de para temperatura de ambiente (a), altura da aleta (b) e altura da base do dissipador (c).



(a)



(b)

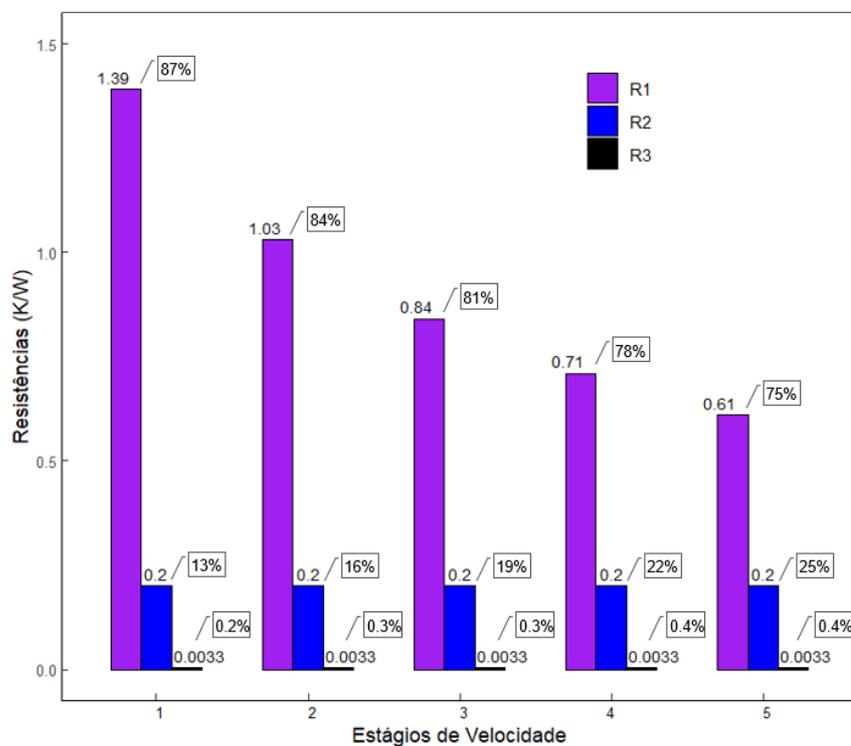


(c)

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Embora a resistência térmica da base seja diretamente proporcional a temperatura de junção, a mesma apresentou-se pouco significativa podendo ser visualizada na Figura 20(b) pela leve inclinação da curva de temperatura de junção. A Figura 20(c) por outro lado apresenta a influência inversa a temperatura de junção, ou seja; quanto maior a altura das aletas menor é  $T_j$ . Isso é notado matematicamente nas Equações de rendimento de aletas 30 e 31 que compõe a resistência que ar oferece sob as aletas (Equação 29). Fisicamente a altura da aleta proporciona maior área superficial para transferência térmica com fluido, dissipando mais calor e por sua altura da base do dissipador funciona como uma barreira térmica a temperatura de junção. A Figura 21 demonstra a parcela de cada resistência térmica que compõem a resistência equivalente, representadas por R1, R2 e R3, onde significam a resistência da aleta em relação ao ar, a resistência de contato e a resistência da base do dissipador respectivamente.

Figura 21: Gráfico de contribuição das resistências compostas no modelo: resistência térmica convectiva do ar (R1), resistência de contato (R2) e resistência da base do dissipador (R3).



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A Figura 21, além de permitir a comparação das parcelas em percentual que compõe a resistência equivalente, demonstra o comportamento da resistência térmica

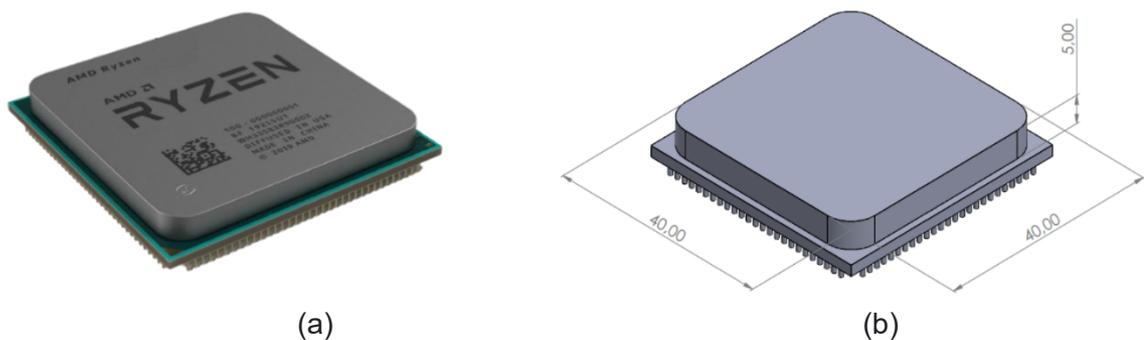
convectiva ( $R_1$ ) em função da velocidade do ar, que diminui de acordo com o aumento da velocidade do ar. Adicionalmente, observa-se que a resistência térmica associada a base do dissipador ( $R_3$ ) é desprezível e que a resistência de contato ( $R_2$ ) se torna cada vez mais significativa com o aumento da velocidade do escoamento de ar, representando 25% da resistência térmica total na velocidade de estágio 5.

### 5.3 COMPARAÇÃO DOS CONCEITOS DE DISSIPADORES

Nesta seção a robustez de diferentes conceitos de dissipadores de calor será quantificada e comparada por meio de simulação. Portanto como estágio inicial houve a definição da fonte de calor a ser dissipada pelos dissipadores conceitos em simulação: um microprocessador de computador.

O microprocessador selecionado para simulação foi o *Ryzen 9 5900X* da fabricante AMD, representado pela Figura 22 (a). A Figura 22 (b) apresenta um modelo tridimensional do microprocessador Ryzen 9 5900X e as dimensões principais de encapsulamento e de contato com o dissipador de calor.

Figura 22: Representação gráfica do microprocessador Ryzen 9 5900X da fabricante AMD (a) e sua modelagem tridimensional com dimensões em mm (b).



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para comparar a robustez dos conceitos empregados para dissipar o calor do microprocessador, realizou-se a aplicação do método de Monte Carlo em conjunto com o modelo matemático. A distribuição normal foi empregada para a geração dos dados de entrada, uma vez que ela é observada em inúmeras situações realísticas. Ao ajustar parâmetros como média, desvio padrão e a forma de distribuição é possível controlar o nível de variabilidade desejado. As variáveis de entrada e suas respectivas variabilidades adotadas nesta etapa foram:

- Velocidade do fluido, com variação de 5% em relação aos limites de especificação;
- Dimensão de altura da aleta, com variação de 5% em relação aos limites de especificação;
- Dimensão de largura da aleta, com variação de 5% em relação aos limites de especificação;
- Dimensão de profundidade da aleta, com variação de 5% em relação aos limites de especificação;
- Condutância térmica de contato, com variação de 5% em relação ao valor nominal;
- Condutividade térmica do material do dissipador, com variação de 5% em relação ao valor nominal;
- Temperatura ambiente controlada dentro de limites de  $\pm 1,50^{\circ}\text{C}$ .

Tais variações foram combinadas com a definição de capacidade de processo (ver Equação 36), para obtenção do desvio padrão ( $\sigma$ ). Como apresentado no Capítulo 4, considerou-se um CP de 1,33 típico de processo estável e variação de 5% foi introduzida nos limites inferiores de controle e superior de controle de processo. Somente a variável temperatura de ambiente considerou-se  $1,50^{\circ}\text{C}$  como próprio desvio padrão.

Os conceitos de dissipadores térmicos adotados para análise preliminar de robustez foram os previamente empregados na validação do modelo, sendo os formatos geométricos cônicos alinhados e não alinhados bem como os de formato retangular alinhado e não alinhado sob ventilação de forçada. O quinto conceito inserido para análise foi o conceito prismático sob ventilação natural. A Tabela 05 apresenta os valores médios e desvio padrão dos dados de entrada referentes aos 5 conceitos de dissipadores de calor analisados. Cada conceito de dissipador foi simulado considerando 500 combinações aleatórias dos dados de entrada do modelo. Para cada uma destas 500 combinações, determinou-se a temperatura de junção do microprocessador.

Tabela 05 : Dados referente aos conceitos de dissipadores e variáveis de simulação.

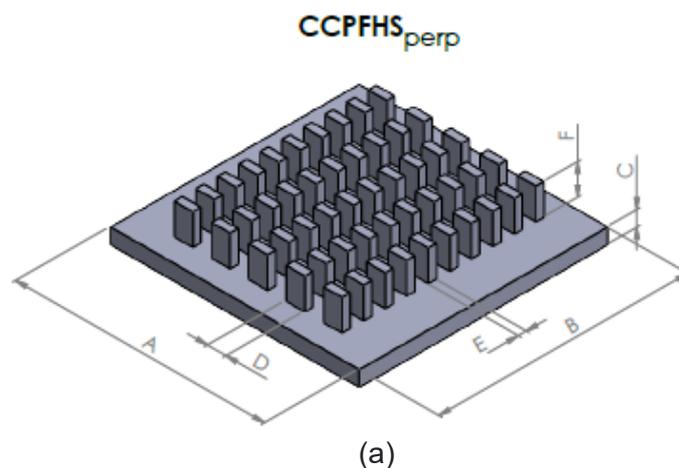
Modelo de dissipador	Velocidade (m/s)	$\sigma$ (m/s)	Altura (mm)	$\sigma$ (mm)	Largura (mm)	$\sigma$ (mm)	Profundidade (mm)	$\sigma$ (mm)	Condutância térmica de contato (K/m <sup>2</sup> .W)	$\sigma$ (K/m <sup>2</sup> .W)	Condutividade do Alumínio a 90°C (K/m.W)	$\sigma$ (K/m.W)	Temperatura Ambiente (°C)	$\sigma$ (°C)
CCPFHSperp	6,00	0,07	9,00	0,11	80,00	1,00	80,00	1,00	16400,0	205,5	240	3	30,00	1,50
CCPFHSpar	6,00	0,07	9,00	0,11	80,00	1,00	80,00	1,00	16400,0	205,5	240	3	30,00	1,50
CPFHSst	6,00	0,07	17,00	0,21	80,00	1,00	80,00	1,00	16400,0	205,5	240	3	30,00	1,50
CPFHSmst	6,00	0,07	17,00	0,21	80,00	1,00	80,00	1,00	16400,0	205,5	240	3	30,00	1,50
CPAN	-	-	24,00	0,30	160,00	2,00	160,00	2,00	16400,0	205,5	240	3	30,00	1,50

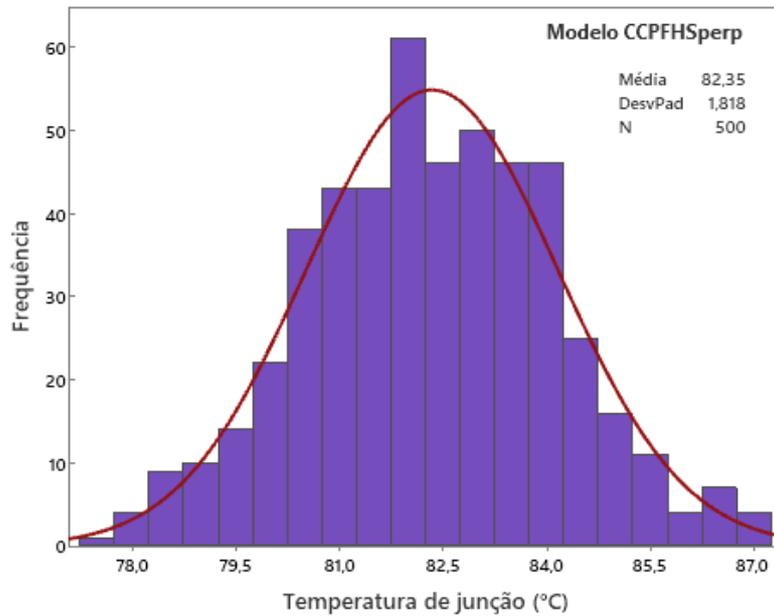
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Na Tabela 05 a codificação do modelo dissipador CCPFHSperp representa modelo retangular do tipo pino posicionado perpendicularmente ao fluxo do fluido, CCPFHSpar caracteriza o modelo retangular tipo pino posicionando de forma pareada ao fluxo do fluido, CPFHSst significa o modelo cônico do tipo pino desalinhada ao fluxo, CPFHSmst também de modelo cônico do tipo pino, porém com organização alinhada dos cones e por último o CPAN que significa o modelo retangular, diferentemente do tipo pino, a seção retangular percorre a área da base do dissipador.

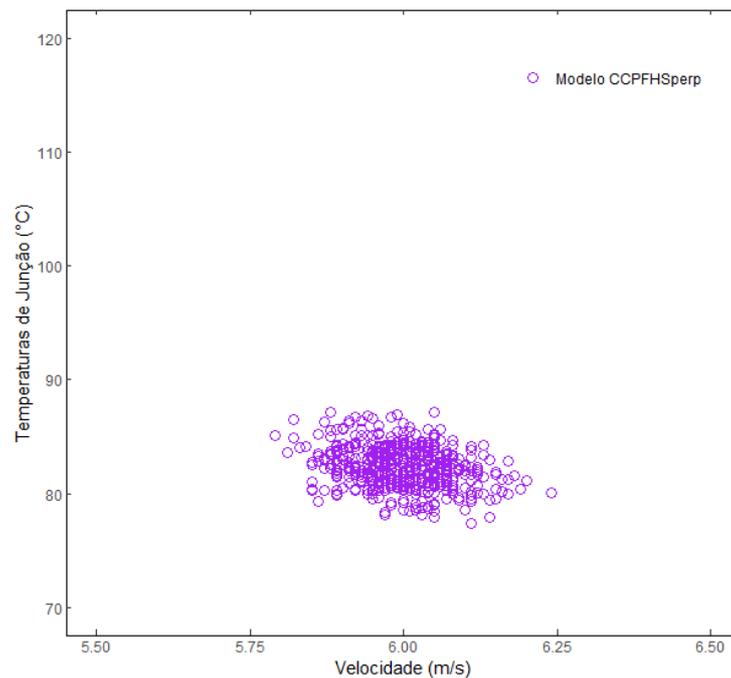
A Figura 23 mostra a representação tridimensional do conceito CCPFHSperp (a), a dispersão dos 500 resultados da temperatura de junção (b) e o histograma correspondente (c).

Figura 23: Representação tridimensional do modelo de dissipador CCPFHSperp (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c).





(b)



(c)

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

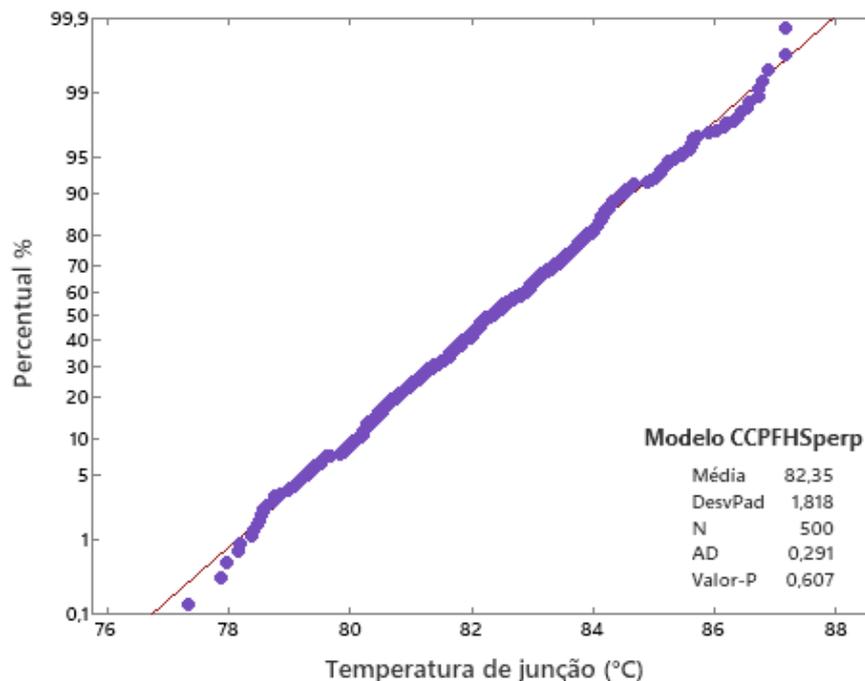
Por meio do histograma representado pela Figura 23 (c) é possível verificar a distribuição dos dados coletados a partir da simulação, fornecendo uma visão gráfica da frequência com que os valores ocorrem dentro de diferentes faixas. Ao examinar o histograma, pode-se observar que a distribuição dos dados é relativamente simétrica em torno do valor central. Calculou-se a média dos dados, encontrando o valor médio

de  $T_j = 82,35 \text{ }^\circ\text{C}$ , indicando que a média dos resultados simulados é ligeiramente maior do que o valor nominal de  $80,00 \text{ }^\circ\text{C}$ , estabelecido neste trabalho.

Para avaliar a dispersão dos dados, o desvio padrão foi calculado. No caso dos 500 dados gerados, o desvio padrão encontrado foi de  $\sigma = \pm 1,81 \text{ }^\circ\text{C}$ , indicando que os dados têm uma dispersão relativamente baixa ao redor da média.

Além da análise estatística anterior investigou-se a normalidade dos dados representados por meio da Figura 24, que indica uma distribuição normal para a temperatura de junção ( $p\text{-valor} > 0,05$ ).

Figura 24: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHSpersp.



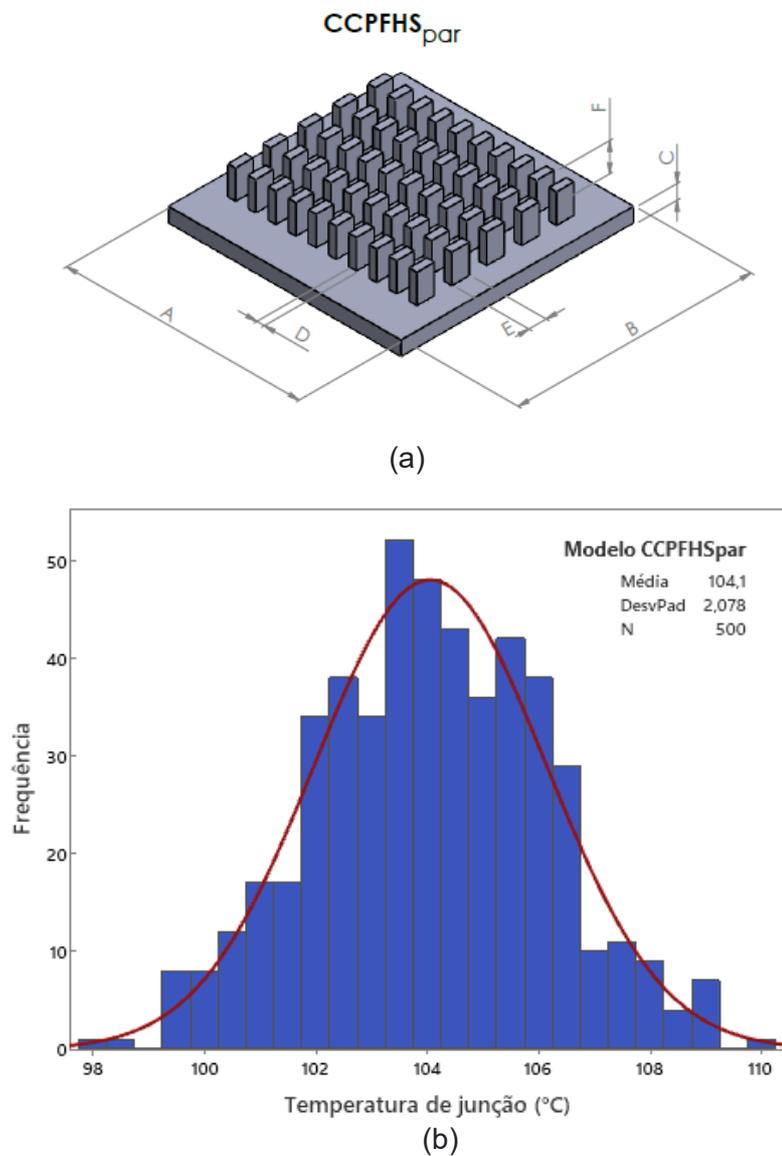
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

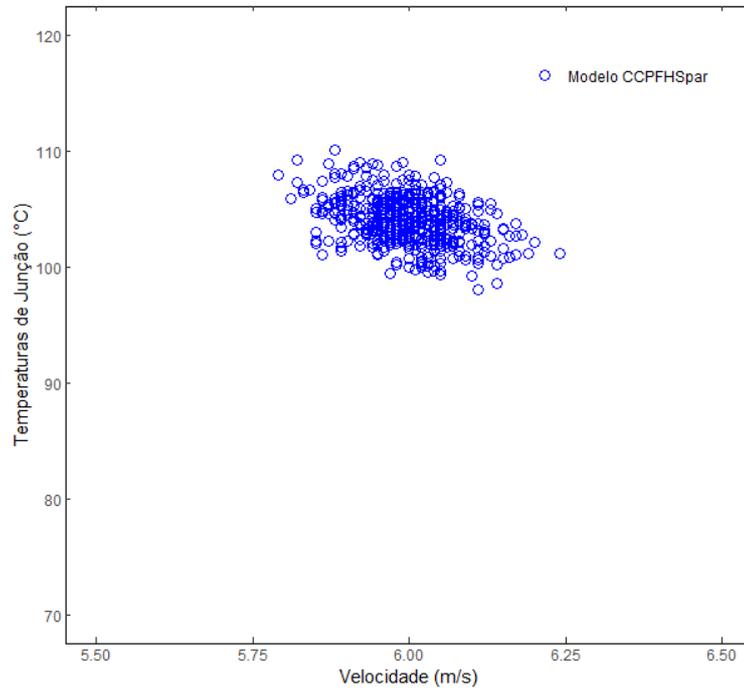
Ao examinar o histograma representado na Figura 23 (c), podemos observar a simetria na distribuição dos dados, porém é necessário realizar uma avaliação mais precisa da normalidade dos dados, sendo recomendável utilizar testes estatísticos específicos, como o teste de normalidade. Esses testes podem fornecer uma medida objetiva da adequação dos dados à distribuição normal. Ao realizar o teste de normalidade de Anderson Darling para os dados de simulação apresentados na Figura 24, um valor de  $p$  igual a  $0,607$  foi obtido. Assim considerando um nível de significância convencional de  $0,05$ , observamos que o valor de  $p$  está distante do limite crítico. Isso sugere que os dados podem seguir uma distribuição normal. Outro aspecto de

observação é a dispersão dos pontos em relação a reta de cor vermelha cujo representa a probabilidade dos dados, onde há uma massa considerável dos dados próximos dessa linha revelando um comportamento de normalidade dos dados.

O segundo conceito simulado foi também um modelo retangular do tipo pino (CCPFHS<sub>par</sub>), modificando apenas pela posição em relação ao escoamento de ar, por meio da rotação em 90° do dissipador de calor do conceito anterior. A Figura 25 representa modelo tridimensional (a), dispersão dos dados (b) e histograma (c).

Figura 25: Representação tridimensional do modelo de dissipador CCPFHS<sub>par</sub> (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c).



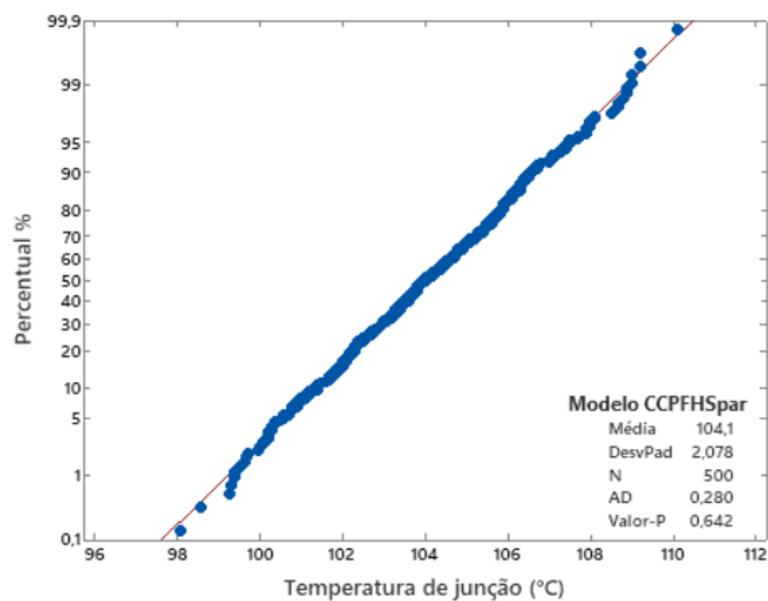


(c)

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Ao analisar o histograma dos dados, visualmente revelou-se uma distribuição simétrica revelando uma possível distribuição normal. Para uma avaliação mais precisa realizou-se o teste de normalidade de Anderson Darling conforme apresentado na Figura 26.

Figura 26: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHSpAr.



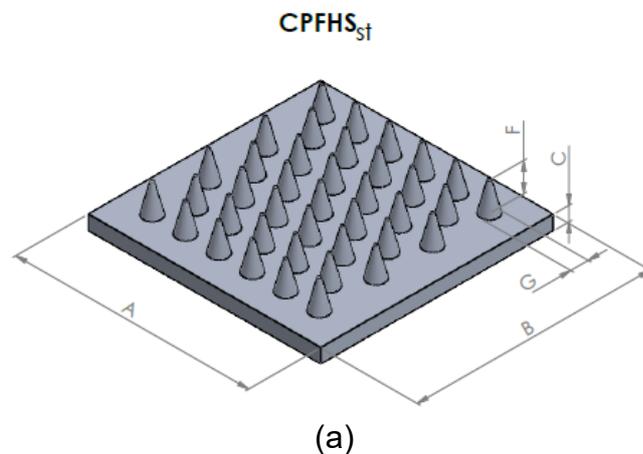
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

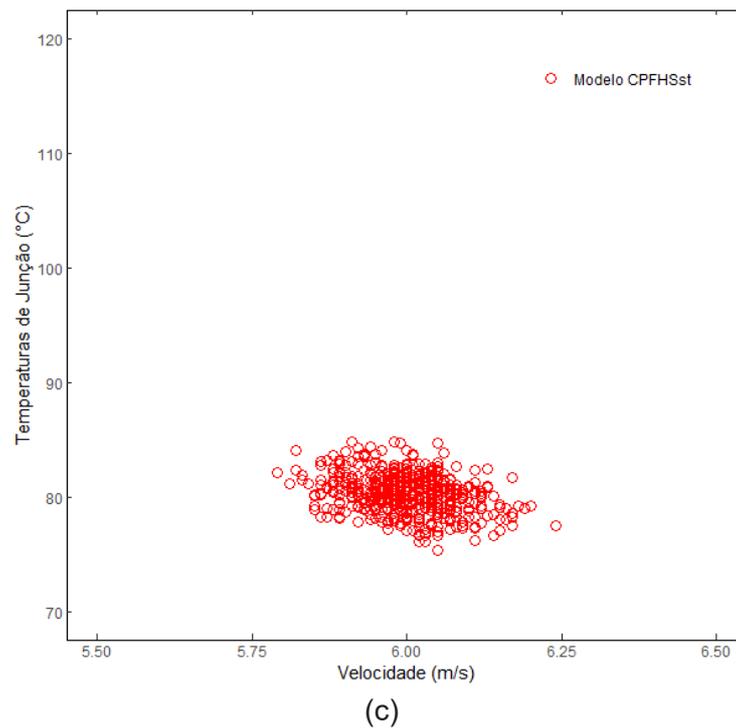
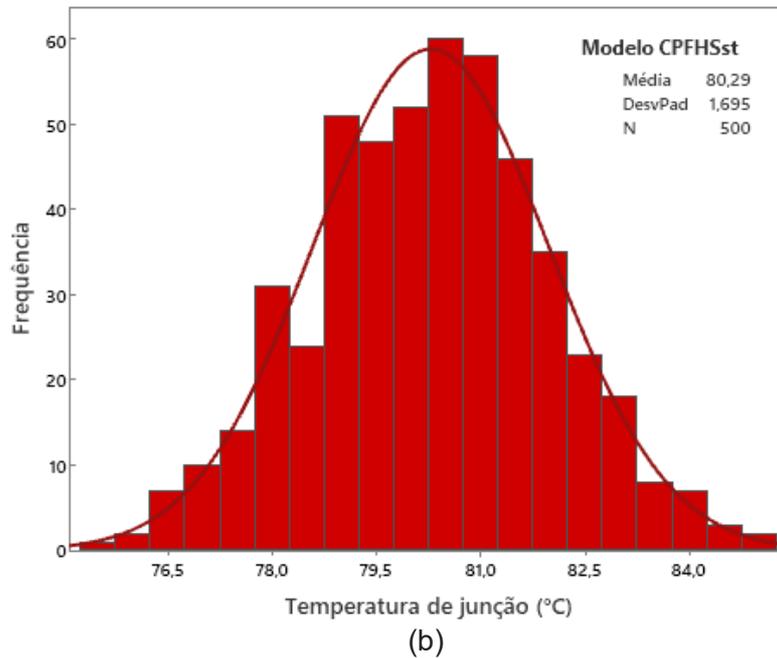
Ao analisar os dados notou-se que os valores variaram aproximadamente de 98,08 a 110,10 °C com média amostral de 104,10 °C, acima da média desejada de 80,00 °C e observa-se que o desvio padrão das amostras é de aproximadamente  $\pm 2,08$  °C indicando também que os valores estão relativamente com baixa dispersão em relação à média. Ao avaliar a normalidade dos dados notou-se que a dispersão dos pontos em relação a curva (reta) de probabilidades está próxima e com um valor p calculado de 0,642, sendo possível concluir que os dados seguem uma curva normal.

Ao realizar uma breve observação entre os conceitos retangulares do tipo pino e submetidos a ventilação forçada apresentados acima, nota-se que a posição das aletas em relação ao fluxo do ar, impactou em uma alteração significativa da relação Nusselt e Reynolds, e conseqüentemente no coeficiente de convecção alterando a temperatura média do dissipador de 82,35 °C no conceito modelo CCPFHSp<sub>perp</sub> para 104,10 °C no modelo conceito CCPFHSp<sub>par</sub>. Além disso, observou-se um aumento no desvio padrão de  $\pm 1,80$  °C para  $\pm 2,08$  °C.

O terceiro conceito simulado foi o modelo cônico CPFHSt, cujo a orientação dos cones é desalinhada no que tange ao fluxo de ar imposto, realizando um posicionamento em zigue zague. A Figura 27 revela o modelo tridimensional, bem como os dados simulados em gráfico de dispersão e histograma respectivamente.

Figura 27: Representação tridimensional do modelo de dissipador CPFHSt (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c).



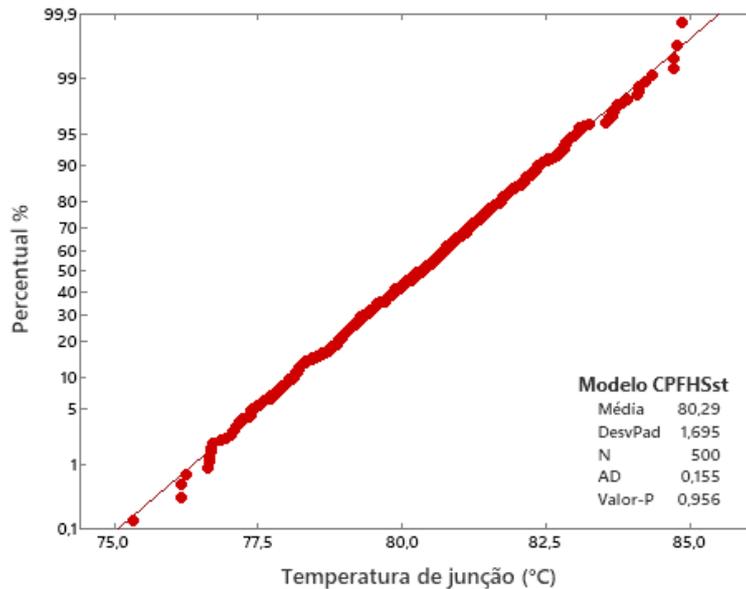


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Ao analisar a distribuição dos valores simulados, observa-se também a curva de sino que revela que a distribuição tem fortes indícios que há normalidade nos dados. A média calculada de  $T_j = 80,29 \text{ °C}$  demonstra que média está muito próxima do projetada como objetivo  $T_j = 80,00 \text{ °C}$  e que desvio padrão é considerado baixo com valor de  $\sigma = \pm 1,70$ . A análise Anderson Darling representada pela Figura 28

revelou que além dos pontos estarem concentrados na curva de probabilidades o *p value* de 0,956 indica fortes indícios de dados normalizados.

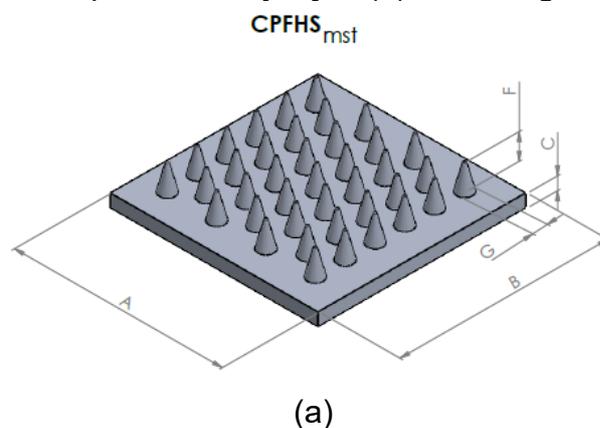
Figura 28: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHSst.

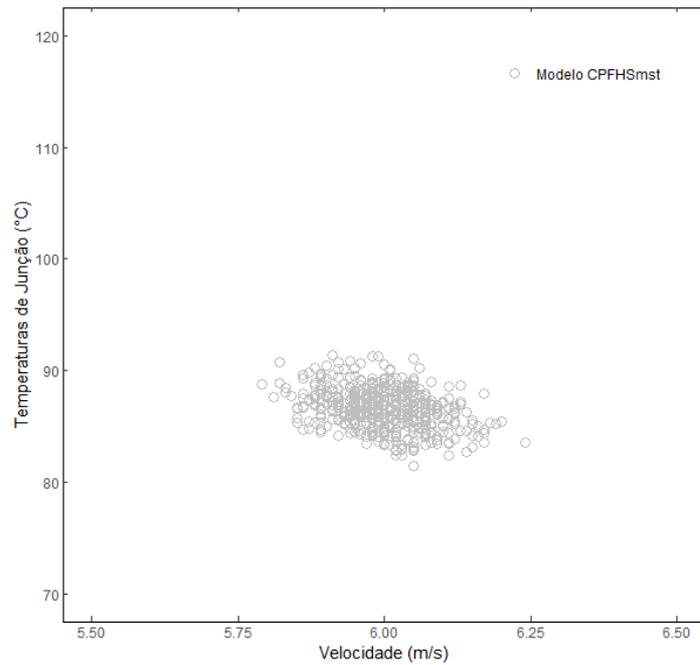


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

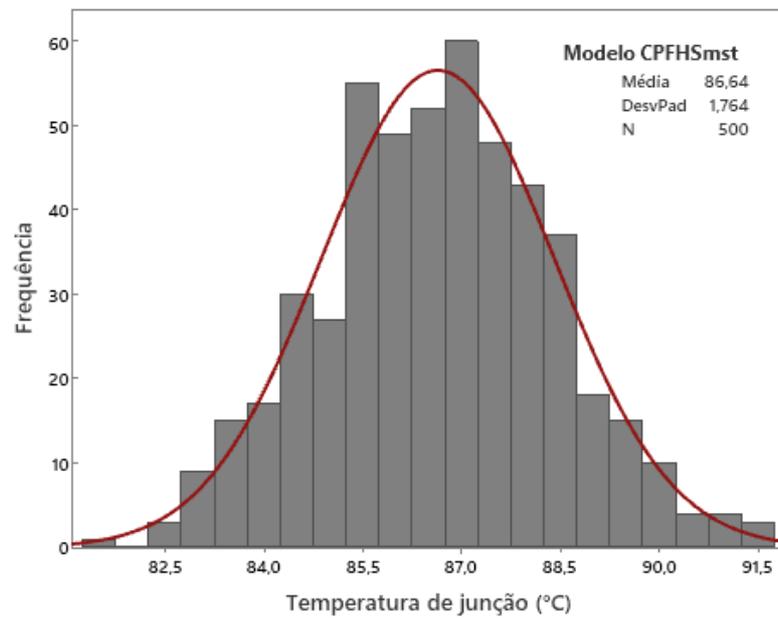
O último conceito apresentado classificado sob ventilação forçada foi o de geometria cônica, porém com alinhamento pareado ao fluxo conforme representado pela Figura 29, onde apresenta-se o modelo tridimensional do conceito CPFHSmst (a), os dados de dispersão da temperatura de junção (b) e histograma (c).

Figura 29: Representação tridimensional do modelo de dissipador CPFHSmst (a), a dispersão da variável temperatura de junção (b) e o histograma da distribuição (c).





(b)



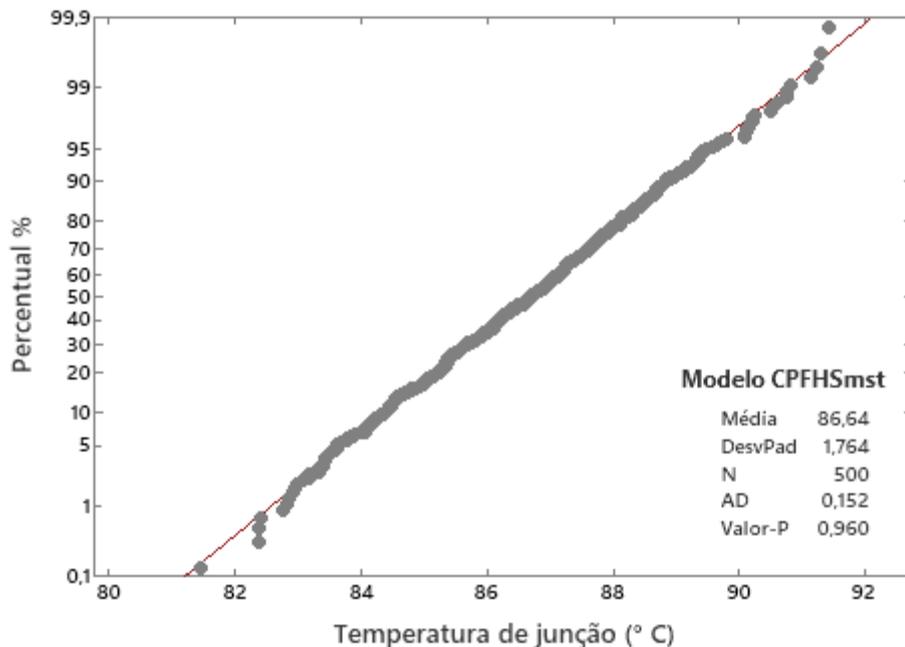
(c)

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

De acordo com a análise gráfica do histograma da Figura 29 (c), houveram indícios que os dados se apresentem de forma normal, com média calculada de temperatura de junção de 86,64 °C e desvio padrão de  $\pm 1,76$ , notou-se uma diferença significativa em relação ao objetivo de 80,00°C de temperatura de junção máxima, porém com uma dispersão baixa dos dados, pois o desvio padrão se demonstrou relativamente baixo. Contudo para validar a normalidade dos dados simulados

realizou-se o teste de normalidade por meio do método de Anderson Darling refletido na Figura 30, que demonstrou que o valor p de 0,960 indicou fortemente a normalidade dos dados.

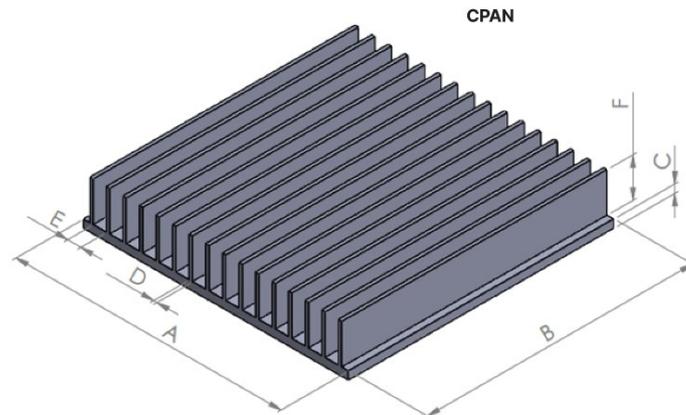
Figura 30: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CCPFHmst.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para título de comparação entre conceitos de tipos de ventilação forçada (descrito anteriormente) e natural, optou-se em simular um dissipador não contendo nenhum tipo de ventilação forçada, mas sim sob convecção natural. Assim o modelo CPAN, representado pela Figura 31, cujo o formato foi desenvolvido de acordo com geometrias amplamente empregadas para convecção natural contendo dimensões superiores comparado aos modelos sob convecção forçada no objetivo de fornecer área para troca de calor, foi simulado na potência de especificação do microprocessador de 105 W, e mesmo assim incidiu em temperaturas de junção expressivamente altas para o projetado de 80,00°C, valor dimensionada como de segurança para o dissipador. Desta forma atingiu-se uma temperatura média de junção de 279,50 °C, com mínima de 271,83 °C e máxima de 287,61 °C.

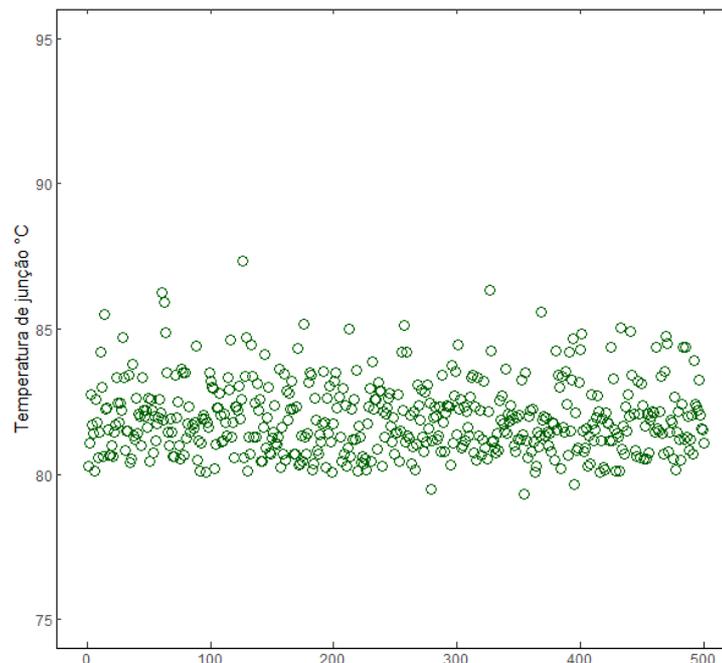
Figura 31: Modelo tridimensional do dissipador CPAN de conceito ventilação natural.



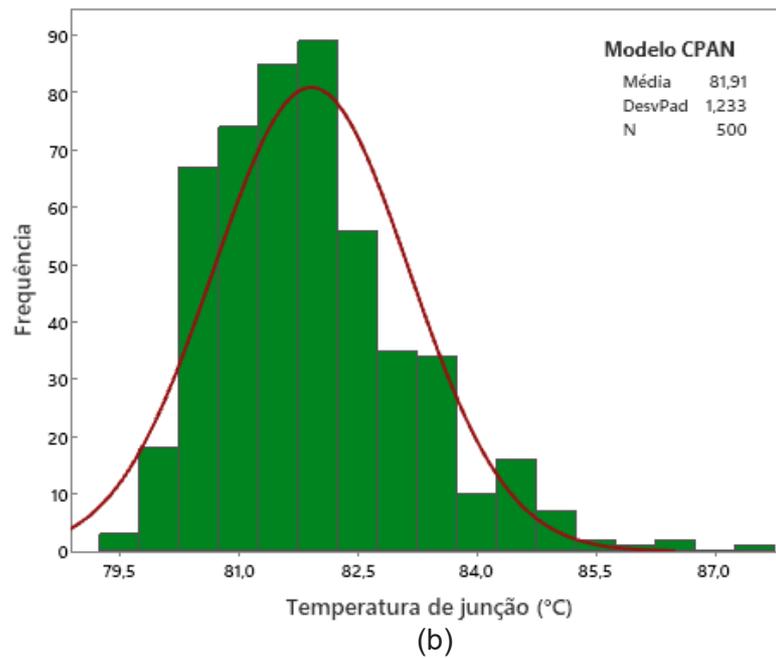
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Assim foi aplicado uma potência de 15 W, equivalente a uma redução de 7 vezes a potência nominal do dissipador para que a temperatura média de junção atingisse a média 81,91 °C. A Figura 32 demonstra a dispersão dos dados (a) e o histograma (b), onde revelou que os dados não recorrem a uma distribuição normal aparentemente, ou os dados não estão centrados na média.

Figura 32: Representação da dispersão da variável temperatura de junção no modelo CPAN (a) e o histograma da distribuição (b).



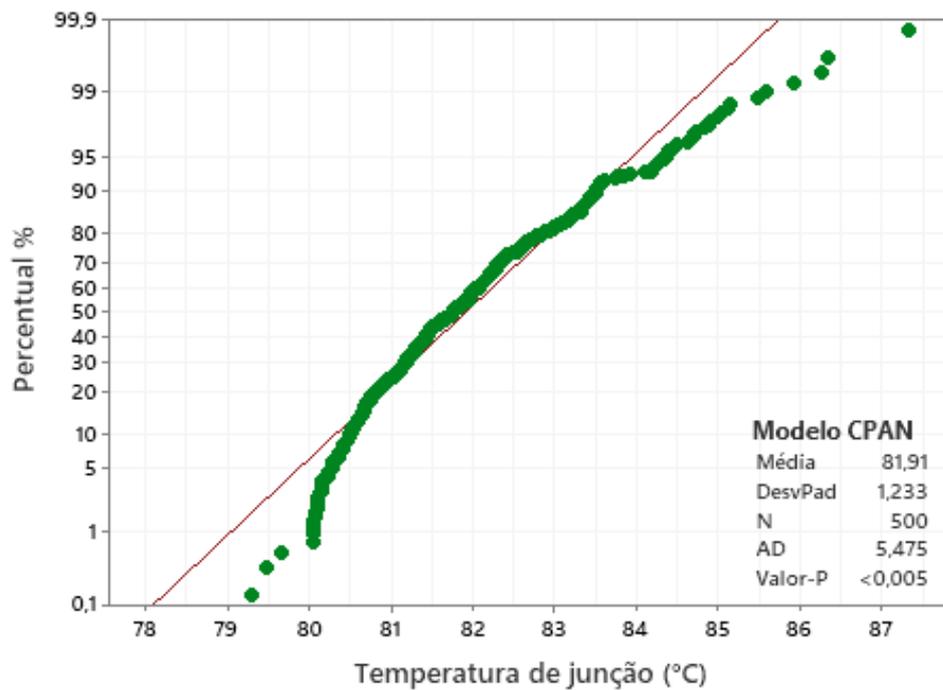
(a)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Portanto para avaliar a normalidade dos dados recorreu-se ao teste de normalidade de Anderson Darling cujo é representado por meio da Figura 33 abaixo, onde os dados revelaram-se não normais devido a valor p calculado menor que 0,005 e um número de Anderson Darling maior que os outros conceitos apresentados, o que de fato é demonstrado pelo posicionamento dos pontos em relação a curva (reta) de probabilidades.

Figura 33: Gráfico de análise de normalidade dos dados de temperatura de junção do modelo de dissipador CPAN.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Ao realizar a análise do conceito sob ventilação natural, foi verificada algumas limitações ao que se propõe o estudo, primeiramente o emprego de dissipadores sob ventilação natural não é uma realidade para aplicações em microprocessadores, isso se deve a alguns motivos relevantes como aumento da área para troca de calor, o que implicaria em espaço físico maior dos produtos onde são aplicados microprocessadores, o enclausuramento das aplicações também não suportariam esse tipo de conceito e por último no estudo do modelo CPAN os dados se mostraram não normais, dificultando em um processo de otimização caso fosse modelo realístico de utilização. Desta forma embora a relação sinal ruído demonstre que o conceito seja mais robusto (relação S/N maior em módulo) devido as questões explicitadas acima optou-se por não avançar com o conceito CPAN.

A Tabela 06 apresenta um panorama dos conceitos estudados apresentados principais dimensões, número de aletas, área superficial, temperatura de junção média, valor p, número de Anderson Darling e relação sinal ruído.

Tabela 06 : Dados comparativos dos conceitos simulados.

Modelo de dissipador	Dimensões (mm)							Aletas N°	Área (mm <sup>2</sup> )	T <sub>j</sub> (°C)	σ (°C)	Valor P	AD	S/N (dB)
	A	B	C	D	E	F	G							
CCPFHSperp	80,00	80,00	5,00	3,00	2,6	9,00	-	50	11430	82,35	1,82	0,607	0,291	3,31
CCPFHSpar	80,00	80,00	5,00	2,6	3,00	9,00	-	50	11430	104,10	2,08	0,642	0,280	3,40
CPFHSst	80,00	80,00	5,00	-	-	17,00	6,00	39	11640	80,29	1,70	0,956	0,155	3,35
CPFHSmst	80,00	80,00	5,00	-	-	17,00	6,00	39	11640	86,64	1,76	0,960	0,152	3,38
CPAN	160,00	160,00	5,00	2,00	160,00	24,00	-	16	149700	81,91	1,23	<0,005	5,475	3,65

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Ao realizar a análise comparativa dos conceitos nota-se que as geometrias desalinhadas CCPFHSperp e CPFHSst se demonstraram mais sensíveis no quesito redução da temperatura de junção, pois o desalinhamento das geometrias provocou o aumento da turbulência de fluido nas aletas do dissipador de calor aumentando o coeficiente de convecção e, conseqüentemente, aumentando a taxa de troca de calor. Isso ocorre devido à vários fatores relacionados à transferência de calor por convecção. Quando um fluido escoar sobre uma superfície, pode ocorrer um movimento de forma laminar ou turbulenta. No escoamento laminar, as camadas de fluido se movem em caminhos suaves e ordenados, o que resulta em uma transferência de calor mais lenta. Por outro lado, no escoamento turbulento, ocorrem vórtices e movimentos caóticos, promovendo uma mistura mais eficiente do fluido próximo à superfície e aumentando a taxa de transferência de calor (BEJAN, 2013).

Assim se as aletas são projetadas para criar turbulência no escoamento do fluido, ocorre um aumento da interação entre o fluido e a superfície do dissipador. A turbulência faz com que o fluido se mova de maneira mais agitada e caótica ao redor das aletas, aumentando a área efetiva de troca de calor entre o fluido e as aletas.

Essa maior área de contato resulta em uma transferência de calor mais eficiente. Além disso, a turbulência promove um gradiente adverso de pressão quebrando as camadas limite térmicas, que são camadas de fluido estagnado que se formam na superfície das aletas em escoamentos laminar. Essas camadas limites térmicas reduzem a taxa de transferência de calor, pois criam uma barreira entre o fluido em movimento e a superfície do dissipador. Com a turbulência, essas camadas limites são rompidas, permitindo que o fluido fresco entre em contato direto com a superfície do dissipador e, assim, aumentando a transferência de calor.

A relação sinal-ruído do tipo nominal é melhor foi calculada para cada conceito demonstrado na Tabela 06, onde foi selecionado a relação S/N mais elevada,

representando o conceito de maior robustez com exceção do modelo CPAN descartado devido limitações de aplicação conforme comentado. Assim houve a seleção dos conceitos CCPFHSp<sub>ar</sub> e CPFHSt baseados em critérios específicos de robustez e desempenho. O CCPFHSp<sub>ar</sub> porque apresentou valor S/N de 3,40 dB, um dos conceitos factíveis com S/N maior, indicando boa capacidade de minimizar interferências. No entanto, sua média inadequada suscitou preocupações sobre atender às metas desejadas. Já o CPFHSt, com média próxima ao valor nominal (80,00°C), foi escolhido para investigar sua robustez frente a variações e perturbações externas, mesmo não sendo o conceito mais robusto.

#### 5.4 OTIMIZAÇÃO DOS FATORES DE CONTROLE

Nesta seção, é realizada a otimização dos fatores de controle do conceito de dissipador de calor selecionado (CCPFHSp<sub>ar</sub>) com o objetivo de aumentar a robustez da temperatura de junção em relação aos fatores de ruído. Os fatores considerados foram a velocidade do escoamento de ar, a altura das aletas, condutância de contato térmico relacionado a resistência térmica de contato, a condutividade térmica do material do dissipador e a temperatura ambiente. Tais fatores foram escolhidos, pois são fontes de variabilidade em situações práticas.

Para obter a relação entre os fatores selecionados e a variabilidade da temperatura de junção empregou-se uma matriz de testes ortogonal de Taguchi. A matriz selecionada foi do tipo L27, que considera 27 combinações de até 5 fatores em 2 ou 3 níveis (TAGUCHI *et al.*, 2005). A Tabela 07 demonstra a matriz de testes obtida juntamente com os valores calculados para a temperatura de junção ( $T_j$ ), com auxílio do modelo matemático do conjunto microprocessador-dissipador de calor.

Tabela 07 : Plano de simulação empregando DOE de Taguchi.

Linhas	V (m/s)	A (mm)	Condutância de contato térmico (W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	Condutividade (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	T <sub>amb</sub> (°C)	T <sub>j</sub> (°C)
L1	5,92	8,55	16194,0	237,0	28,50	104,64
L2	5,92	8,55	16194,0	237,0	30,00	106,46
L3	5,92	8,55	16194,0	237,0	31,50	108,28
L4	5,92	9,00	16400,0	240,0	28,50	103,09
L5	5,92	9,00	16400,0	240,0	30,00	104,91
L6	5,92	9,00	16400,0	240,0	31,50	106,73
L7	5,92	8,55	16606,0	243,0	28,50	104,58
L8	5,92	8,55	16606,0	243,0	30,00	106,41
L9	5,92	8,55	16606,0	243,0	31,50	108,23
L10	6,00	8,55	16400,0	243,0	28,50	103,60
L11	6,00	8,55	16400,0	243,0	30,00	105,43
L12	6,00	8,55	16400,0	243,0	31,50	107,25
L13	6,00	9,00	16606,0	237,0	28,50	102,13
L14	6,00	9,00	16606,0	237,0	30,00	103,94
L15	6,00	9,00	16606,0	237,0	31,50	105,75
L16	6,00	8,55	16194,0	240,0	28,50	103,63
L17	6,00	8,55	16194,0	240,0	30,00	105,45
L18	6,00	8,55	16194,0	240,0	31,50	107,27
L19	6,08	8,55	16606,0	240,0	28,50	102,64
L20	6,08	8,55	16606,0	240,0	30,00	104,46
L21	6,08	8,55	16606,0	240,0	31,50	106,27
L22	6,08	9,00	16194,0	243,0	28,50	101,18
L23	6,08	9,00	16194,0	243,0	30,00	102,99
L24	6,08	9,00	16194,0	243,0	31,50	104,80
L25	6,08	8,55	16400,0	237,0	28,50	102,67
L26	6,08	8,55	16400,0	237,0	30,00	104,48
L27	6,08	8,55	16400,0	237,0	31,50	106,30

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Com base nos dados da Tabela 07 foi desenvolvido uma análise regressão múltipla (Equação 38) para obter uma equação que estabelece a relação entre as variáveis, considerando as interações de até segunda ordem, sendo esta expressa por

$$\begin{aligned}
 T_j = & 85 - 13,6 V + 649 A + 0,00582 C_1 + 0,0984 C_2 + 2,211 T_{amb} + 705 V A \\
 & - 0,000289 V C_1 - 0 V T_{amb} - 0,479 A C_1 - 12,3 A T_{amb} \\
 & - 0 C_1 T_{amb} - 0,00370 C_2 T_{amb}
 \end{aligned} \quad (38)$$

onde as variáveis representadas por  $V$ ,  $A$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $T_{amb}$  significam velocidade do fluido, altura da aleta, condutância de contato, condutividade e temperatura ambiente, respectivamente.

A Tabela 08 mostra os resultados do ANOVA referentes aos coeficientes, na qual observou-se que alguns dos coeficientes de segunda ordem não apresentaram significância estatística ( $p$ -valor  $> 0,05$ ). Por tal motivo, foi realizada uma nova análise de regressão, resultado na equação

$$\begin{aligned}
 T_j = & 79,9 - 12,176 V + 4517 A + 0,00406 C_1 + 0,1006 C_2 + 2,104 T_{amb} \\
 & - 0,479 A C_1 - 0,00370 C_2 T_{amb}
 \end{aligned} \quad (39)$$

cuja o ANOVA é apresentada na Tabela 09 e resultou em  $R^2$  maior que 99%.

Tabela 08 : Primeira análise de variância.

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Regressão	12	90,2120	7,51766	6818,08	0,000
V	1	0,0007	0,00070	0,64	0,438
A	1	0,0000	0,00001	0,01	0,914
Condutância	1	0,0011	0,00106	0,96	0,343
Condutividade	1	0,0026	0,00260	2,36	0,147
Tamb	1	0,0068	0,00677	6,14	0,027
V*A	1	0,0017	0,00169	1,54	0,236
V*Condutância	1	0,0001	0,00012	0,11	0,747
V*Tamb	1	0,0000	0,00000	0,00	1,000
A*Condutância	1	0,0030	0,00296	2,69	0,123
A*Tamb	1	0,0003	0,00028	0,25	0,624
Condutância*Tamb	1	0,0000	0,00000	0,00	1,000
Condutividade*Tamb	1	0,0033	0,00333	3,02	0,104
Erro	14	0,0154	0,00110		
Total	26	90,2274			

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

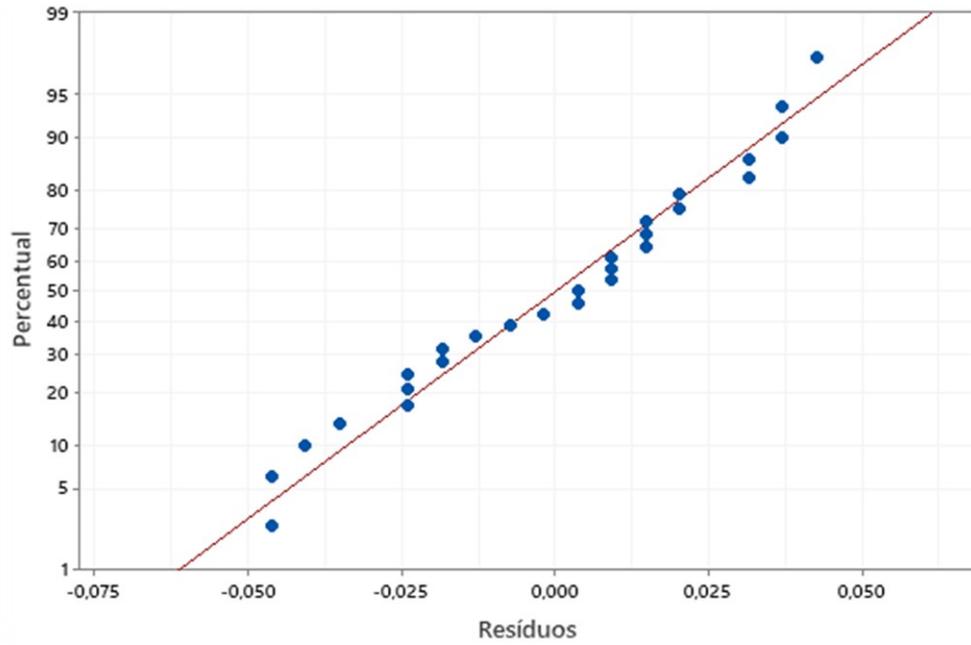
Tabela 09 : Última análise de variância.

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Regressão	7	90,2093	12,8870	13491,94	0,000
V	1	12,8091	12,8091	13410,32	0,000
A	1	0,0010	0,0010	1,02	0,324
Condutância	1	0,0028	0,0028	2,94	0,103
Condutividade	1	0,0027	0,0027	2,85	0,108
Tamb	1	0,0187	0,0187	19,54	0,000
A*Condutância	1	0,0030	0,0030	3,10	0,094
Condutividade*Tamb	1	0,0033	0,0033	3,49	0,077
Erro	19	0,0181	0,0010		
Total	26	90,2274			

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023

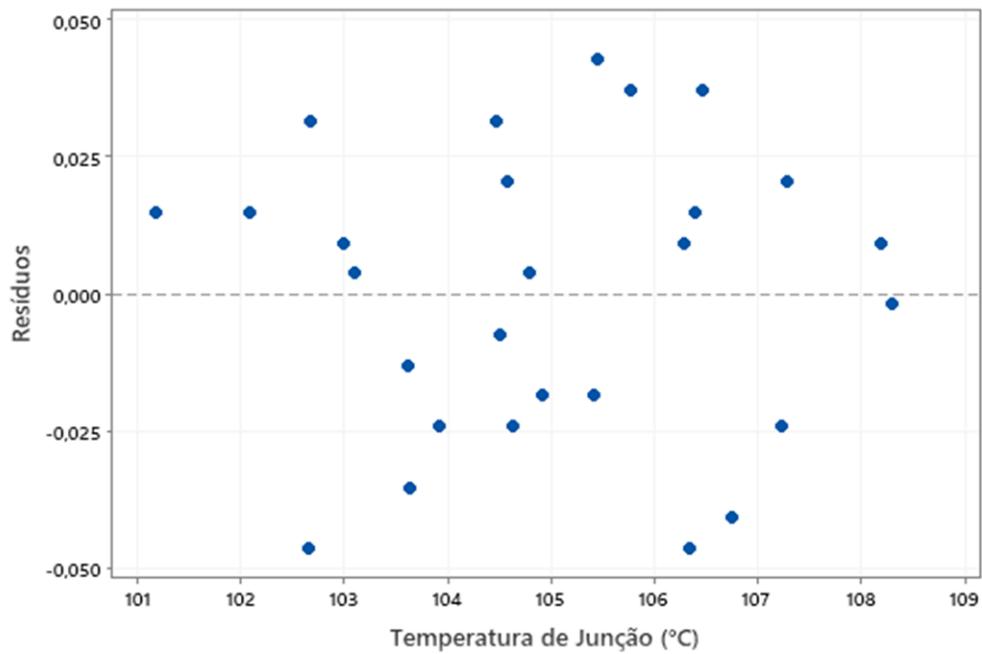
A análise de resíduos da Equação 39 também foi realizada para avaliar o comportamento da variabilidade dos mesmos. A Figura 34 demonstra o gráfico de probabilidade normal dos resíduos, onde observa-se que os pontos, de uma forma geral, seguem uma linha reta, indicando que não há nenhuma evidência de não normalidade, *outliers* ou variáveis não identificadas. De forma complementar, a Figura 35 apresenta o gráfico de resíduos versus valores ajustados de temperatura de junção, onde os valores demonstram estar aleatoriamente distribuídos em torno do zero, não havendo agrupamentos ou tendências dos pontos. Por fim, a Figura 36 revelou que os resíduos em cada linha de simulação ou iteração do plano de teste não possuem um padrão, indicando a aleatoriedade dos dados. De forma geral, ao analisar os resíduos do modelo de regressão da Equação 39, foi constatado que é adequado quanto a sua representatividade.

Figura 34: Gráfico de probabilidade normal dos resíduos.



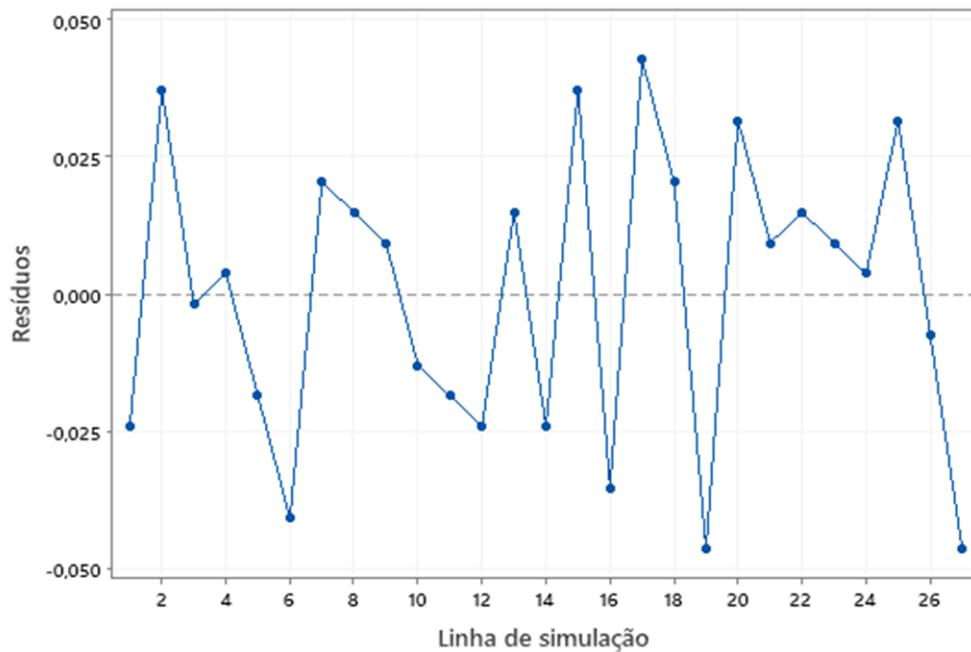
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 35: Gráfico de resíduos versus valores ajustados.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 36: Gráfico de resíduos versus linha de simulação.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Aplicando a definição de variância combinada (Equação 37) na Equação 39, e considerando a temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) como fator de ruído, obteve-se a relação entre a variância da temperatura de junção e os demais fatores, sendo esta expressa por

$$V_{T_{amb}} = 0,000031c_2^2 - 0,035032c_2 + 9,960337 \quad (40)$$

onde  $c_2$  representa a condutividade térmica do material que foi construído o dissipador de calor. O desvio padrão de  $\pm 1,5$  °C definido inicialmente para variação da temperatura ambiente e erro da regressão representado pela coluna MQ (aj.) da Tabela 09 foram aplicadas para construir a Equação 40.

Na sequência, com o objetivo de aplicar os conceitos do método Projeto Robusto, que estabelecem o objetivo de redução do efeito dos fatores de ruído mantendo a média da temperatura de junção no seu valor nominal (80,00°C), utilizou-se o método *simplex* de otimização em duas etapas. A primeira para encontrar o valor de condutividade que minimiza a equação da variância combinada (Equação 40) e em seguida, como segunda etapa, deslocar a média de 104,10 °C, por meio do fator de

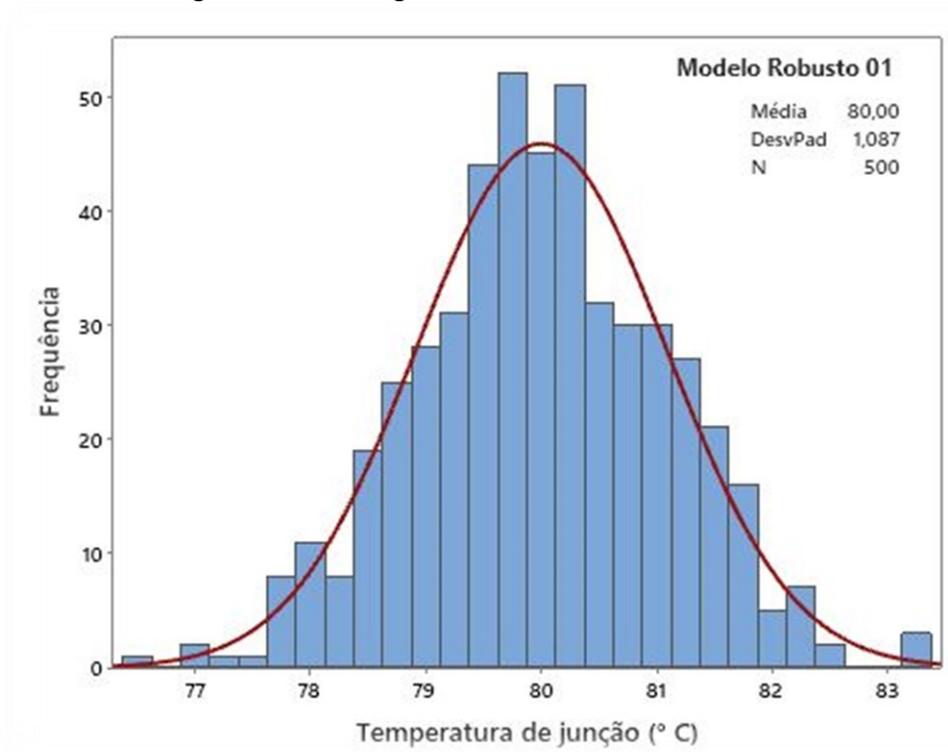
controle altura da aleta, para o mais próximo de  $80,00^{\circ}\text{C}$ .

A altura da aleta foi escolhida como fator de controle para o deslocamento da média da temperatura de junção na Equação 39, pois foi um dos fatores que mais impactaram a média antes da velocidade do fluido, conforme demonstrado na Figura 29. Além disso, observa-se que o controle das dimensões de estruturas sólidas é menos complexo que o controle de velocidade do fluido sobre o conjunto de aletas.

Empregando o método de otimização *simplex*, foram encontrados para a condutividade térmica e a altura da aleta os valores de  $570 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  e  $15,17 \text{ mm}$ , respectivamente. Em comparação com os valores iniciais de condutividade térmica de  $240 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  houve aumento de aproximadamente 100% e em relação à altura houve um aumento de cerca de 50% na dimensão da altura da aleta, que originalmente era de  $9 \text{ mm}$ .

Estes novos valores de condutividade térmica e altura de aleta foram então utilizados para novas aplicações do Monte Carlo. A Figura 37 mostra por intermédio de histograma os resultados finais de temperatura de junção e desvio padrão do dissipador otimizado de forma robusta, cujo foi chamado de Modelo Robusto 01, apresentando valor médio e desvio padrão da temperatura de junção de  $80,00^{\circ}\text{C}$  e  $\pm 1,09^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Como apresentado na Tabela 06, este valor é menor que o desvio padrão do conceito original, equivalente à  $\pm 2,078^{\circ}\text{C}$ .

Figura 37: Histograma do conceito Robusto 01.

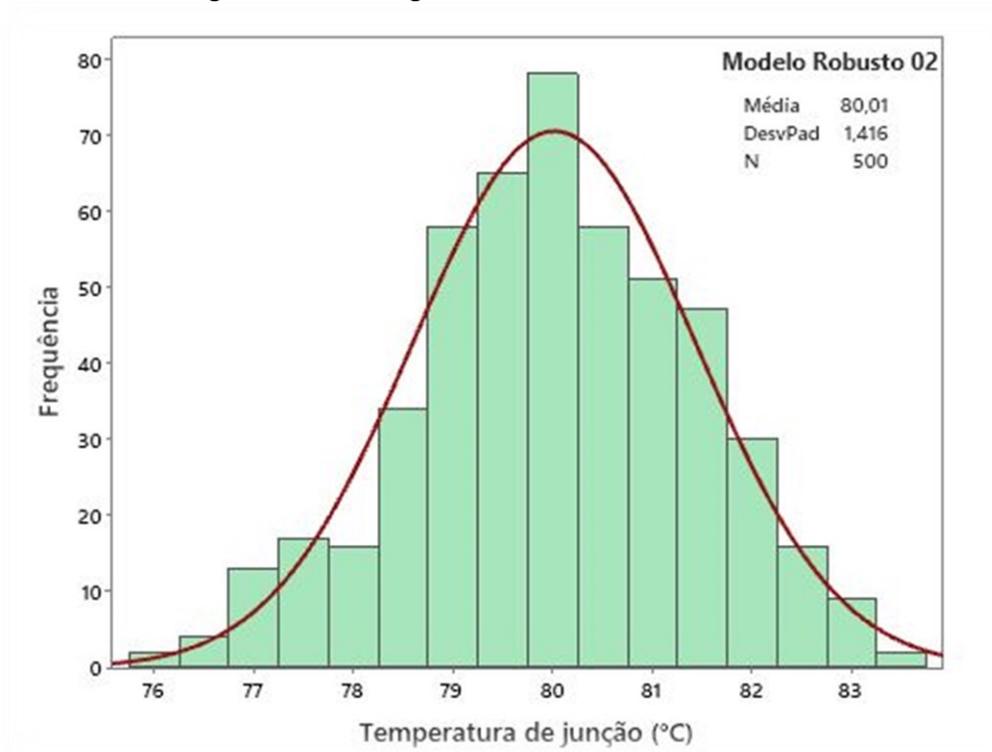


Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Ao analisar o coeficiente de condutividade térmica de  $570 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ , observa-se um valor relativamente alto em comparação com os materiais usuais na construção de dissipadores de calor. O material que se aproxima deste valor em termos de coeficiente de condutividade térmica e aplicabilidade usual encontrado foi o Cobre puro, pois dispõe de um coeficiente de condutividade térmica médio de  $400 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ .

Assim, foi aplicado o coeficiente do cobre, em substituição da condutividade térmica anterior, e ajustou-se a dimensão da altura da aleta que passou de 15,17 mm para 15,69 mm, garantindo assim média de  $T_j$  em  $80,00^\circ\text{C}$  e desvio padrão  $\pm 1,42^\circ\text{C}$ . A Figura 38 demonstra o Modelo Robusto 02 com a distribuição dos dados utilizando cobre como material construtivo do dissipador de calor e com a altura da aleta ajustada.

Figura 38: Histograma do conceito Robusto 02.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Se por um lado elevar a robustez geraria em aumentar o custo de construção do dissipador de calor, o que de fato fisicamente é mais custoso do que apenas ajustar a média do valor resposta do sistema, selecionou-se o conceito CPFHSst cujo a média já se encontra próximo da temperatura de junção de 80,00 °C e apresenta um desvio padrão de  $\pm 1,70^\circ\text{C}$ .

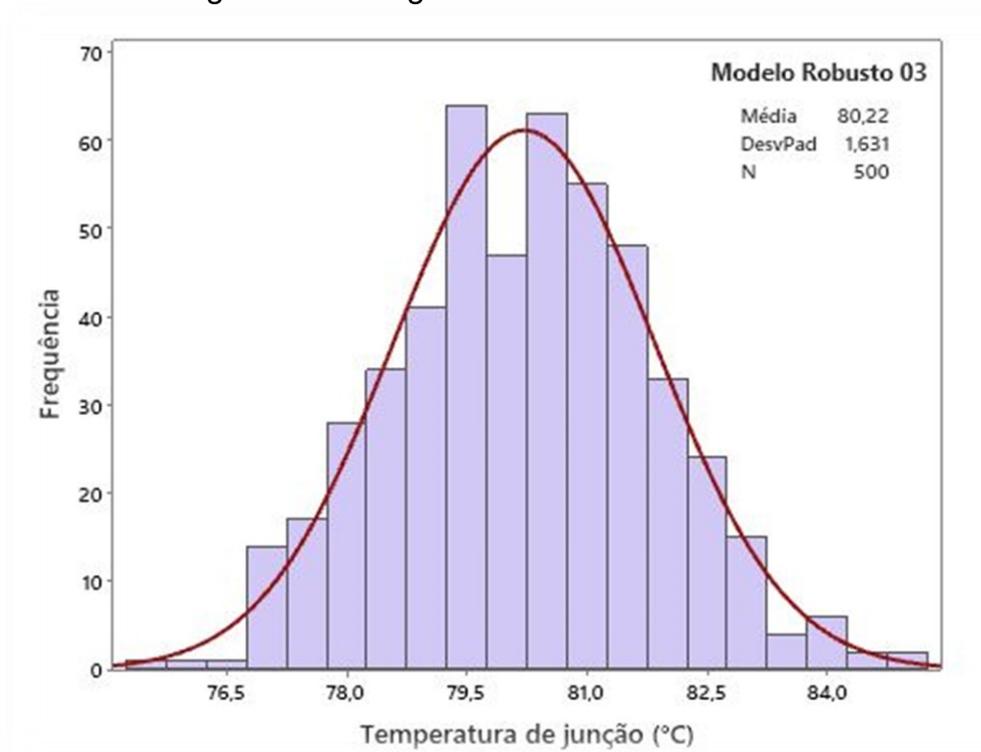
Desta forma, as mesmas etapas de aplicação do Projeto Robusto empregadas para obter o Modelo Robusto 01 foram realizadas, originando a Equação 41 de regressão. A Equação 42 demonstra a equação da variância combinada, onde coeficiente predominante para reduzi-la ao valor mínimo foi a velocidade do fluido, representada por  $V$ .

$$T_j = 194,70 - 13,00 V - 4081 A - 0,004849 C_1 + 1,1754 T_{amb} + 0,000327 V C_1 - 0,00694 V T_{amb} + 0,1657 A C_1 \quad (41)$$

$$V_{T_{amb}} = 0,000108 V^2 - 0,036708 V + 3.108522 \quad (42)$$

O valor identificado de velocidade que minimiza a equação de variância combinada (Equação 42) em relação a temperatura ambiente foi de 6,03 m/s. Isso significa que a variação relativa é baixa comparado ao 6 m/s definidos com o nominal do dissipador de calor, evidenciando que tal conceito já está na região de ótimo. Assim para representar a última análise em relação a robustez a Figura 39 expõe o histograma do qual foi chamado de Modelo Robusto 03.

Figura 39: Histograma do conceito Robusto 02.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para finalizar a análises com base no método Projeto Robusto do conjunto microprocessador-dissipador de calor foi elaborada a Tabela 10 que compara os conceitos iniciais, cujo a nomenclatura são CCPFHSpAr e CPFHSst em relação aos otimizados, denominados Robusto 01, 02 e 03.

A Tabela 10 demonstra que o Modelo Robusto 01 comparado com a versão inicial (CCPFHSpAr) alcançou um ganho de robustez de 10%, caracterizado pela elevação da relação S/N e redução do desvio padrão de 48%. Em contrapartida, o modelo Robusto 02 empregando o Cobre puro em substituição do Alumínio e a altura ajustada obteve ganho de 3 % em relação a S/N e redução de desvio padrão de 32%. Em última comparação o modelo Robusto 03, que possui referência inicial ao modelo

CPFHSst, obteve ganho na relação sinal ruído de 1% e redução no desvio padrão de 4%, uma vez que já estava na região de ótima robustez. Em termos de capacidade de processo, foi calculado o Cpk, que representa a capacidade efetiva de processo, onde avalia a distância da média do processo com a especificação mais próxima dela.

A literatura classifica um processo capaz acima de 1,33 e os índices de Cpk calculados para os modelos robustos apresentaram-se dentro desta faixa de classificação.

Tabela 10 : Resultados comparativos dos modelos otimizados.

Modelo de dissipador	T <sub>j</sub> (°C)	$\sigma$	S/N (dB)	Ganho S/N (%)	Redução $\sigma$ (%)	Cpk
CCPFHSpar	104,10	2,08	3,40	-	-	-
Modelo Robusto 01	80,00	1,09	3,73	10%	48%	3,07
Modelo Robusto 02	80,01	1,42	3,50	3%	32%	2,35
CPFHSst	80,29	1,70	3,35	-	-	-
Modelo Robusto 03	80,22	1,63	3,38	1%	4%	2,00

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Por fim, a avaliação de robustez dos conceitos e otimização dos mesmos em novos modelos demonstrou-se eficaz no que tange ao método empregado, proporcionando alternativas conceituais de dissipadores que possam manter suas características em meio ao fator de ruído de temperatura de ambiente.

## 6. CONCLUSÕES

Embora a ampla gama de aplicações do método de Projeto Robusto seja notável, identificou-se uma lacuna teórica significativa na consideração dos fatores de ruído em experimentos ou testes de simulação. A aplicação por exemplo do DOE de Taguchi ou elevação de níveis de otimização das variáveis respostas sem a inserção dos fatores de ruídos, não atinge em sua totalidade o propósito do método o qual foi idealizado pelo próprio autor, Genichi Taguchi, o qual seria projetar produtos ou processos capazes de manterem suas características de desempenho mesmo quando submetido a diferentes fontes de ruídos. Essa foi a principal motivação do presente trabalho que propôs como objetivo geral em analisar a robustez da performance térmica de dissipadores de calor por convecção utilizados em microprocessadores para controlar a temperatura de junção dentro de limites seguros para a operação deste componente.

Dentre as principais conclusões destacaram-se a identificação das principais variáveis de projeto e operacionais de um dissipador de calor onde das variáveis levantadas a velocidade do fluido, a altura da aleta e temperatura ambiente apresentaram impacto significativo na temperatura de junção. Em contrapartida, dimensões de largura e profundidade da base do dissipador, condutância e condutividade obtiveram baixa expressividade no que tange impacto sobre a média da temperatura de junção.

Ao desenvolver e implementar o modelo matemático para simular o comportamento térmico de um dissipador de calor, além de confirmar sensibilidade dos modelos com relação as variáveis de entrada houve a validação do modelo matemático com dados da literatura obtendo um erro máximo de temperatura de junção em módulo de 5,32 °C para o dissipador de geometria retangular e 5,77 °C para o cônico, excluindo os primeiros estágios de velocidade. Por outro lado, as temperaturas de saída apresentaram erros absolutos máximos de apenas 0,4 °C para o dissipador retangular e 0,4 °C para o cônico, igualmente

As resistências térmicas que foram obtidas no processo de validação do modelo matemático comportaram de tal maneira que a resistência térmica convectiva do ar superou em proporção as resistências de condutividade base e de contato em porcentagem de 87%, 84%, 81%, 78% e 75% nas respectivas etapas de velocidade do fluido crescente. Onde reafirmou a maior abrangência da resistência térmica

convectiva como efeito sobre a temperatura de junção a certas velocidades.

Ao empregar o método Projeto Robusto para identificar conceitos e a combinação dos fatores de controle que reduzem a influência das condições operacionais sobre o desempenho térmico do dissipador, foi definido que a condição operacional que geraria ruído seria uma faixa de temperatura ambiente de 30,00° C e variação de  $\pm 1,50$  °C tanto para mais quanto para menos. O valor resposta do sistema térmico selecionado foi a temperatura de junção de 80,00 °C, esta que é crucial para que o microprocessador exerça sua função sem falhas.

Durante as análises, 5 conceitos de dissipadores de calor foram estudados quanto a robustez, ou seja; candidatos que possuísem maior relação sinal ruído (S/N) submetidos ao método de Monte Carlo de 500 dados. Os conceitos apresentaram valores de S/N de 3,31 dB para CCPFHSpersp, 3,40 dB para CCPFHSpars, 3,35 dB para CPFHSt, 3,38 dB para CPFHSmst e 3,65 dB para CPAN. Embora CPAN, um conceito de resfriamento por convecção natural, atingiu o maior número de S/N significando maior robustez, este foi descartado no avanço das etapas do Projeto Robusto devido restrições particulares do conceito no cenário de aplicação.

Assim para realizar as etapas de otimização no conceito CCPFHSpars, cujo já havia se apresentado com maior número de S/N, utilizou-se do DOE de Taguchi com 4 fatores de controle e 1 fator de ruído distribuídos em 3 níveis. Isso acarretou em um plano de simulação do tipo L27, onde representou 27 iterações de simulação.

Através da análise de regressão múltiplas, obteve-se um modelo matemático cujo valor de  $R^2$  resultou em 99,98%, demonstrando a representatividade satisfatória da equação em relação comportamento do sistema térmico.

Para reduzir a variabilidade do valor resposta, recorreu-se equação da variância combinada. Desta forma, o método *simplex* foi aplicado com o objetivo de minimizar a equação da variância combinada e manter a temperatura de junção a 80°C. O valor do fator de controle encontrado que minimiza a variabilidade foi o coeficiente de condutividade térmica em 570 W. m<sup>-1</sup>. K<sup>-1</sup> e para ajuste da média a altura da aleta em 15,17 mm , representando um aumento dessas características construtivas originais em 144 % para o coeficiente de condutividade térmica e 51,7 % para altura da aleta. Esse conceito otimizado, atingiu o valor de S/N de 3,73 dB contra 3,40 dB derivado do conceito original, revelando um percentual de melhoria de robustez de 10%. Ao analisar o valor de condutividade térmica encontrado, observou-se que valor é relativamente elevado em relação aos materiais usualmente utilizados

para construir dissipadores de calor. Desta forma empregou-se o Cobre puro, pois apresentou condutividade térmica de  $400 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ , próximo ao valor encontrado de otimização e de factível construção visando o custo benefício.

Deste modo ao inserir o novo valor de condutividade do Cobre puro na simulação obteve-se o valor de S/N de 3,5 dB, representando 3% de elevação do S/N do conceito original e para manter a temperatura na média definida houve o acréscimo na dimensão de altura para 15,69 mm.

De forma semelhante, foi investigado o modelo CPFHSst devido a média estar próxima da atual e mesmo tendo ciência de que é muito mais custoso reduzir a variabilidade do que ajustar o valor médio, o modelo foi submetido ao método Projeto Robusto com resultado de 3,38 dB levemente elevado comparado ao original de 3,35 db, apenas ajustando a velocidade do fluido para 6,03 m/s.

Assim, ficou evidente que o método de projeto robusto se revelou altamente eficaz na determinação dos níveis ótimos dos fatores de controle, resultando na minimização tanto da média quanto da variabilidade da temperatura de junção. Dessa forma, ao empregar o método, alcançou-se plenamente o objetivo principal deste estudo, que consistia em estabelecer os parâmetros ideais para que mesmo a temperatura ambiente alternado em patamares de  $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$  definidas na simulação mantivesse as condições operacionais do microprocessador, ou seja; operar a  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Durante a realização deste trabalho, foram identificados alguns tópicos que permitem dar continuidade aos estudos referentes ao desempenho robusto de dissipadores de calor para componentes eletrônicos. São eles:

- Construção dos protótipos de geometrias propostas para validação experimental;
- Investigação do emparelhamento das aletas em relação ao fluido, pois aletas não alinhadas demonstraram-se mais impactantes na redução da média da temperatura de junção, porém o desvio padrão foi maior que as aletas alinhadas a direção do fluxo;
- Estudar métodos de dissipação atrelados à superfícies estendidas que forneçam a condutividade térmica do material atingida na otimização, porém com ótimo custo benefício para viabilidade de construção.
- Incluir o custo de produção dos dissipadores na análise de otimização.

Em resumo, o método Projeto Robusto ou método de Taguchi é uma abordagem valiosa para os engenheiros da indústria, pois auxilia a melhorar a qualidade, reduzir custos, acelerar o desenvolvimento e aumentar a confiabilidade dos produtos, o que pode resultar em vantagens competitivas e benefícios econômicos significativos para as empresas.

## REFERÊNCIAS

- ABDULGHANI, Zuhair R.. A novel experimental case study on optimization of Peltier air cooler using Taguchi method. **Results In Engineering**, [S.L.], v. 16, p. 1-8, dez. 2022. Elsevier BV.
- ABUSKA, Mesut; ÇORUMLU, Vahit. A comparative experimental thermal performance analysis of conical pin fin heat sink with staggered and modified staggered layout under forced convection. **Thermal Science And Engineering Progress**, [S.L.], v. 37, p. 1-16, jan. 2023. Elsevier BV.
- AFAYNOU, Ibtissam; FARAJI, Hamza; CHOUKAIRY, Khadija; ARSHAD, Adeel; ARICI, Müslüm. Heat transfer enhancement of phase-change materials (PCMs) based thermal management systems for electronic components: a review of recent advances. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 143, p. 1-34, abr. 2023. Elsevier BV.
- ANNARATONE, Donatello. **Engineering Heat Transfer**. New York: Springer, 2010. 329 p.
- ARNÉR, Magnus. **Statistical Robust Design: An industrial perspective**. Hoboken: Wiley, 2014. 233 p.
- BEJAN, Adrian; KRAUS, Allan D.. **Heat Transfer Handbook**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003. 1427 p.
- BIRBARAH, Patrick; GEBRAEL, Tarek; FOULKES, Thomas; STILLWELL, Andrew; MOORE, Alexandra; PILAWA-PODGURSKI, Robert; MILJKOVIC, Nenad. Water immersion cooling of high power density electronics. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 147, p. 1-22, fev. 2020. Elsevier BV.
- BOPANNA, K.D.; SRINATH, M.K.; RAVIKUMAR, M.; SWAMI, Sujeeth; NAGENDRA, J.. Design and optimisation of heat sinks to enhance the thermal conductivity through simulations. **Materials Today: Proceedings**, [S.L.], v. 80, p. 564-569, 2023. Elsevier BV.
- BUI, Elisabeth. **Determining Uncertainty in Sediment & Nutrient Transport Models for Ecological Risk Assessment**. 2. ed. Melbourne: Csiro Mathematical & Information Sciences, 2005. 82 p.
- CADER, T.; WESTRA, L.J.; EDEN, R.C.. Spray Cooling Thermal Management for Increased Device Reliability. **Ieee Transactions On Device And Materials Reliability**, [S.L.], v. 4, n. 4, p. 605-613, dez. 2004. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).
- CAI, Yang; WANG, Yu; LIU, Di; ZHAO, Fu-Yun. Thermoelectric cooling technology applied in the field of electronic devices: updated review on the parametric investigations and model developments. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 148, p. 238-255, fev. 2019. Elsevier BV.

ÇENGEL, Yanus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: Amgh Editora Ltda, 2012. 904 p.

CHEN, Ching-Hsiang; HUANG, Chien-Yi. Improve electromagnetic interference of electronic products with Taguchi parametric design. **Measurement**, [S.L.], v. 102, p. 200-207, maio 2017. Elsevier BV.

CHEN, Fan; CHEN, Long; LIAN, Pengfei; LIU, Dapeng; TAO, Shuai; KONG, Zebin. Effect of Shell Temperature on Thermal Resistance and Junction Temperature for Power Diode. **Journal Of Physics: Conference Series**, [S.L.], v. 2101, n. 1, p. 1-7, 1 nov. 2021a. IOP Publishing.

CHEN, Wei-Hsin; URIBE, Manuel Carrera; LUO, Ding; JIN, Liwen; SAW, Lip Huat; LAMBA, Ravita. Taguchi optimization and analysis of variance for thermoelectric generators with forced convection air cooling. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 231, p. 1-13, ago. 2023. Elsevier BV.

CHEN, Yiyi; LI, Bo; WANG, Xuehui; WANG, Xin; YAN, Yuying; LI, Xiang; WANG, Yangang; QI, Fang; LI, Helong. Direct Phase-Change Cooling of Vapor Chamber Integrated With IGBT Power Electronic Module for Automotive Application. **Ieee Transactions On Power Electronics**, [S.L.], v. 36, n. 5, p. 5736-5747, maio 2021b. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).

CHIANG, Ko-Ta. Optimization of the design parameters of Parallel-Plain Fin heat sink module cooling phenomenon based on the Taguchi method. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 32, n. 9, p. 1193-1201, out. 2005. Elsevier BV.

GAO, Ge; XU, Fan; XU, Jiangmin. Parametric Optimization of FDM Process for Improving Mechanical Strengths Using Taguchi Method and Response Surface Method: a comparative investigation. **Machines**, [S.L.], v. 10, n. 9, p. 1-15, 30 ago. 2022. MDPI AG.

GARIMELLA, Suresh V.; FLEISCHER, Amy S.; MURTHY, Jayathi Y.; KESHAVARZI, Ali; PRASHER, Ravi; PATEL, Chandrakant; BHAVNANI, Sushil H.; VENKATASUBRAMANIAN, R.; MAHAJAN, Ravi; JOSHI, Y.. Thermal Challenges in Next-Generation Electronic Systems. **Ieee Transactions On Components And Packaging Technologies**, [S.L.], v. 31, n. 4, p. 801-815, dez. 2008. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).

GARUD, Kunal Sandip; LEE, Moo-Yeon. Grey relational based Taguchi analysis on heat transfer performances of direct oil spray cooling system for electric vehicle driving motor. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 201, p. 1-23, fev. 2023. Elsevier BV.

HABIB, Numan; SIDDIQI, Muftooh; TAHIR, Muhammad. Thermal analysis and optimization of L-shape fin heat sink under natural convection using ANOVA and Taguchi. **Thermal Science**, [S.L.], v. 26, n. 2, p. 1519-1530, 2022. National Library of Serbia.

HE, Ziqiang; YAN, Yunfei; ZHANG, Zhien. Thermal management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: a review. **Energy**, [S.L.], v. 216, p. 119223, fev. 2021. Elsevier BV.

HEMATI, Reza; VEYSI, Farzad; QADERI, Alireza. Experimental investigation of the simultaneous effect of using phase change material/plate-fin heat sink on thermal performance of a power supply unit. **Sustainable Energy Technologies And Assessments**, [S.L.], v. 52, p. 1-12, ago. 2022. Elsevier BV.

HUANG, S.Q.; YUNG, K.C.; SUN, B.. A finite element model and experimental analysis of PTH reliability in rigid-flex printed circuits using the Taguchi method. **International Journal Of Fatigue**, [S.L.], v. 40, p. 84-96, jul. 2012. Elsevier BV.

JOSE, Jobin; HOTTA, Tapano Kumar. A comprehensive review of heat pipe: its types, incorporation techniques, methods of analysis and applications. **Thermal Science And Engineering Progress**, [S.L.], v. 42, p. 1-19, jul. 2023. Elsevier BV.

KHATTAK, Zulfiqar; ALI, Hafiz Muhammad. Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: a critical review. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 130, p. 141-161, mar. 2019. Elsevier BV.

KOTCIOGLU, Isak; KHALAJI, Mansour Nasiri; CANSIZ, Ahmet. Heat transfer analysis of a rectangular channel having tubular router in different winglet configurations with Taguchi method. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 132, p. 637-650, mar. 2018. Elsevier BV.

KOTCIOGLU, Isak; CANSIZ, Ahmet; KHALAJI, Mansour Nasiri. Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 50, n. 1, p. 604-613, jan. 2013. Elsevier BV.

KRAUS, Allan D.; AZIZ, Abdul; WELTY, James. **Extended Surface Heat Transfer**. New York: Wiley, 2001. 1087 p.

KROESE, Dirl P.; TAIMRE, Thomas; BOTEV, Zdravko I.. **Hand book of Monte Carlo Methods**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2011. 706 p.

LANDAU, David P.; BINDER, Kurt. **A Guide to Monte Carlo Simulations in Statistical Physics**. 4. ed. Georgia: Cambridge University Press, 2014.

LEE, Hosung. **Thermal Design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells**. Hoboken: Wiley, 2010. 656 p.

LI, W.Q.; CAO, K.; SONG, Q.L.; ZHU, P.F.; BA, Y.. Enhancements of heat transfer and thermoelectric performances using finned heat-pipe array. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 230, p. 1-10, jul. 2023. Elsevier BV.

LIN, Lin; ZHANG, Yu-Feng; LIU, Hai-Bo; MENG, Jing-Hui; CHEN, Wei-Hsin; WANG, Xiao-Dong. A new configuration design of thermoelectric cooler driven by thermoelectric generator. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 160, p. 1-10, set. 2019. Elsevier BV.

MA, Ying; CHOU, Fu-I; YANG, Po-Yuan; TSAI, Jinn-Tsong; YANG, Zhen-Yu; CHOU, Jyh-Horng. Optimal Parameter Design by NSGA-II and Taguchi Method for RCD Snubber Circuit. **Ieee Access**, [S.L.], v. 8, p. 182146-182158, 2020. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).

MATSUSHIMA, Hitoshi; ALMERBATI, Abdulrahman. Optimal structure of a water cooled pin fin heat sink by Taguchi method depending on various requirements. **Journal Of Thermal Science And Technology**, [S.L.], v. 16, n. 3, p. 1-13, 2021. Japan Society of Mechanical Engineers.

MAZHRAKOV, Metodi; BENOVA, Dobriyan; VALKANOV, Nikolai. **The Monte Carlo Method: engineering applications**. [S.I]: Academic Press, 2018. 250 p.

MEHAT, Nik Mizamzul; KAMARUDDIN, Shahrul. Quality control and design optimisation of plastic product using Taguchi method: a comprehensive review. **International Journal Of Plastics Technology**, Penang, v. 16, n. 2, p. 194-209, 6 nov. 2012.

MONTGOMERY, D. C.. **Design and Analysis of Experiments**, Quinta edição. 2001. 418 p.

MONTGOMERY, Douglas C.; RUNGER, George C.. **Applied statistics and probability for engineers**. 5. ed. Jefferson City: John Wiley & Sons, Inc., 2011. 768 p.

MOORE, G. E. Cramming more components onto integrated circuits. **IEEE Solid-State Circuits Society Newsletter**, v. 11, p. 33-34, set. 2016.

MURSHED, S.M. Sohel; CASTRO, C.A. Nieto de. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.L.], v. 78, p. 821-833, out. 2017. Elsevier BV.

MURSHED, S. M. Sohel. **Electronics Cooling**. Zagreb: Intechopen, 2019. 152 p.

NAQUIDDIN, Nor Haziq; SAW, Lip Huat; YEW, Ming Chian; YUSOF, Farazila; POON, Hiew Mun; CAI, Zuansi; THIAM, Hui San. Numerical investigation for optimizing segmented micro-channel heat sink by Taguchi-Grey method. **Applied Energy**, [S.L.], v. 222, p. 437-450, jul. 2018.

NILPUENG, Kitti; MESGARPOUR, Mehrdad; ASIRVATHAM, Lazarus Godson; DALKÖLÖÇ, Ahmet Selim; AHN, Ho Seon; MAHIAN, Omid; WONGWISES, Somchai. Effect of pin fin configuration on thermal performance of plate pin fin heat sinks. **Case Studies In Thermal Engineering**, [S.L.], v. 27, p. 1-13, out. 2021. Elsevier BV.

PAKROUH, R.; HOSSEINI, M.J.; RANJBAR, A.A.; BAHRAMPOURY, R.. A numerical method for PCM-based pin fin heat sinks optimization. **Energy Conversion And Management**, [S.L.], v. 103, p. 542-552, out. 2015. Elsevier BV.

PARK, Sung H.; ANTONY, Jiju. **Robust Design for Quality Engineering and Six Sigma**. Singapura: World Scientific, 2008. 560 p.

PARK, Moon Soo; CHO, Jae Choon; KIM, Sung Hyun; SHIN, Dong Joo; JUNG, Hyung Mi; LEE, Choon Keun; CHO, Mi-Suk; LEE, Youngkwan. Optimization of desmear process for high adhesion of insulating film in printed circuit boards (PCBs) via Taguchi method. **International Journal Of Adhesion And Adhesives**, [S.L.], v. 31, n. 6, p. 466-472, set. 2011. Elsevier BV.

USDD, U.S. Department of Defense, Reliability prediction of electronic equipment, MILHDBK-2178B, NTIS, Springfield, VA; 1974.

SAHIN, Bayram; ATES, Ibrahim; MANAY, Eyuphan; BAYRAKCEKEN, Abdulkadir; CELIK, Cafer. Optimization of design parameters for heat transfer and friction factor in a heat sink with hollow trapezoidal baffles. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 154, p. 76-86, maio 2019. Elsevier BV.

SARKAR, Sreya; GUPTA, Rohit; ROY, Tamal; GANGULY, Ranjan; MEGARIDIS, Constantine M.. Review of jet impingement cooling of electronic devices: emerging role of surface engineering. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 206, p. 1-23, jun. 2023. Elsevier BV.

Statista 2021. Disponível em: <https://www.statista.com/outlook/cmo/consumer-electronics/worldwide>. Acesso em 10/05/2022.

STEINBERG, Dave S.. **Cooling Techniques for Eletronic Equipament**. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1991. 474 p.

STEVENS, Alan. **Monte Carlo Simulation**: an introduction for engineers and scientists. Florida: Crc Press, 2022. 116 p.

STEPHENS, Kenneth S.. **Reliability Data Analysis with Excel and Minitab**. 2. ed. Milwaukee: Asq Quality Press, 2012. 339 p.

SWART, Jacobus W.. **Semicondutores: fundamentos, técnicas e aplicações**. Campinas: Editora da Unicamp, 2008. 376 p.

TAGUCHI, G., CHOWDHURY, S., WU, Y.. **Taguchi's Quality Engineering Handbook**. 2005.

TAGUCHI, G.; TSAI, S.. Quality engineering (Taguchi methods) for the development

of electronic circuit technology. **IEEE transactions on reliability**. 1995.

TUCKERMAN, D.B.; PEASE, R.F.W.. High-performance heat sinking for VLSI. **Ieee Electron Device Letters**, [S.L.], v. 2, n. 5, p. 126-129, maio 1981. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).

VAGASKÁ, Alena; GOMBÁR, Miroslav; PANDA, Anton. **Optimization Methods in Mathematical Modeling of Technological Processes**. Cham: Springer, 2023. 170 p.

VENTOLA, Luigi; FASANO, Matteo; CAPPABIANCA, Roberta; BERGAMASCO, Luca; CLERICI, Francesca; SCALTRITO, Luciano; CHIAVAZZO, Eliodoro; ASINARI, Pietro. Convective Heat Transfer Enhancement through Laser-Etched Heat Sinks: elliptic scale-roughened and cones patterns. **Energies**, [S.L.], v. 13, n. 6, p. 1360, 15 mar. 2020.

XIE, Dongdong; SUN, Yunna; WANG, Guilian; CHEN, Sizhen; DING, Guifu. Significant factors affecting heat transfer performance of vapor chamber and strategies to promote it: a critical review. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 175, p. 1-26, ago. 2021. Elsevier BV.

XU, Ruina; WANG, Gaoyuan; JIANG, Peixue. Spray Cooling on Enhanced Surfaces: a review of the progress and mechanisms. **Journal Of Electronic Packaging**, [S.L.], v. 144, n. 1, p. 1-21, 6 ago. 2021. ASME International.

YAKUT, Kenan; ALEMDAROGLU, Nihal; KOTCIOGLU, Isak; CELIK, Cafer. Experimental investigation of thermal resistance of a heat sink with hexagonal fins. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 26, n. 17-18, p. 2262-2271, dez. 2006. Elsevier BV.

YANG, Yu; PU, Wenhao; YAO, Zhaohui; ZHANG, Qi; WANG, Jiabin; HAN, Dong. Experimental and numerical investigations on the intermittent heat transfer performance of rectangular cavity plate fin phase change material based heat sink. **Journal Of Energy Storage**, [S.L.], v. 60, p. 1-17, abr. 2023. Elsevier BV.

ZHANG, Zhihao; WANG, Xuehui; YAN, Yuying. A review of the state-of-the-art in electronic cooling. **E-Prime - Advances In Electrical Engineering, Electronics And Energy**, [S.L.], v. 1, p. 1-26, 2021. Elsevier BV.

ZHOU, Feng; ZHOU, Jingzhi; HUAI, Xiulan. Advancements and challenges in ultra-thin vapor chambers for high-efficiency electronic thermal management: a comprehensive review. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 214, p. 1-37, nov. 2023. Elsevier BV.

## ANEXO A – Processador AMD Ryzen 9 5900X

AMD Ryzen™ 9 5900X			
<b>General Specifications</b>	<b>Platform:</b> Boxed Processor	<b>Product Family:</b> AMD Ryzen™ Processors	<b>Product Line:</b> AMD Ryzen™ 9 Desktop Processors
	<b># of CPU Cores:</b> 12	<b># of Threads:</b> 24	<b>Max. Boost Clock:</b> Up to 4.8GHz
	<b>Base Clock:</b> 3.7GHz	<b>L2 Cache:</b> 6MB	<b>L3 Cache:</b> 64MB
	<b>Default TDP:</b> 105W	<b>Processor Technology for CPU Cores:</b> TSMC 7nm FinFET	<b>Unlocked for Overclocking:</b> Yes
	<b>CPU Socket:</b> AM4	<b>Thermal Solution (PIB):</b> Not included	<b>Recommended Cooler:</b> Liquid cooler recommended for optimal performance
	<b>Max. Operating Temperature (Tjmax):</b> 90°C	<b>Launch Date:</b> 11/5/2020	<b>*OS Support:</b> Windows 10 - 64-Bit Edition RHEL x86 64-Bit Ubuntu x86 64-Bit *Operating System (OS) support will vary by manufacturer.