



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AERONÁUTICA
CÂMPUS DE SÃO JOÃO DA BOA VISTA - SP



ISABELLE GUIMARÃES DA SILVA

ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO DO HFE-7100 EM
MICRODISSIPADOR DE CALOR SEGMENTADO

SÃO JOÃO DA BOA VISTA

2024

ISABELLE GUIMARÃES DA SILVA

ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO DO HFE-7100 EM
MICRODISSIPADOR DE CALOR SEGMENTADO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Estadual Paulista “Júlio de
Mesquita Filho” como requisito para obtenção
de título de Bacharel em Engenharia
Aeronáutica

Orientadora: Profa. Dra. Elaine Maria Cardoso

SÃO JOÃO DA BOA VISTA

2024

S586e

Silva, Isabelle Guimarães da

Estudo Numérico do Escoamento Monofásico do HFE-7100 em Microdissipador de Calor Segmentado / Isabelle Guimarães da Silva. -- São João da Boa Vista, 2024
40 p. : il., tabs.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado - Engenharia Aeronáutica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, São João da Boa Vista

Orientadora: Elaine Maria Cardoso

1. Engenharia aeroespacial. 2. Fluidodinâmica computacional. 3. Meios de transferência de calor. 4. Método dos volumes finitos. 5. Microprocessadores Intel. I. Título.

Sistema de geração automática de fichas catalográficas da Unesp. Biblioteca da Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, São João da Boa Vista. Dados fornecidos pelo autor(a).

Essa ficha não pode ser modificada.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE SÃO JOÃO DA BOA VISTA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AERONÁUTICA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO DO HFE-7100 EM
MICRODISSIPADOR DE CALOR SEGMENTADO**

Aluno: Isabelle Guimarães da Silva
Orientador: Prof.^a Dr.^a Elaine Maria Cardoso

Banca Examinadora:

- Elaine Maria Cardoso (Orientadora)
- Arthur Gomes da Silva Vilaronga (Examinador)
- João Batista Campos Silva (Examinador)

A ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no prontuário do aluno (Processo nº 302/2023)

São João da Boa Vista, 28 de junho de 2024

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família, que tanto abdicou para que eu pudesse chegar a este momento. À minha mãe Marcia Elizabeth e irmã Aline Guimarães, por todo apoio e dedicação concedida aos meus estudos. Em especial, ao meu pai Tarcis Andrade por ter me ensinado o quão valoroso é se apaixonar pelo que se faz e o fazer com persistência para alcançar o êxito.

Ao meu avô David Guimarães, que com tanto orgulho me acompanhou nesta jornada.

Ao meu namorado André Florentino por todos os 5 anos de constante apoio, incentivo e dedicação, na graduação e na vida.

E por fim, mas não menos importante, a todos os meus orientadores da UNESP e do ITA (Elaine Maria Cardoso, João Batista Campos Silva e Vinícius Malatesta), e gestores corporativos da EMBRAER S.A. (Lívia Calil e Sidnei Moraes), que no curso deste caminho trilhado da Engenharia Aeronáutica viram em mim o potencial que por muitas vezes eu desconhecia, e até o presente momento, permitiram a realização dos meus sonhos me concedendo uma chance de chegar até aqui.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por ter tido forças de concluir uma etapa tão sonhada em minha vida.

Aos projetos PIBIC e à bolsa CNPq, por ter me concedido a oportunidade de realizar toda a minha pesquisa durante a graduação.

Em especial, um agradecimento à minha orientadora, Dra. Elaine Maria Cardoso, por sua dedicação, oportunidade, paciência e apoio durante os últimos quatro anos de trabalho conjunto, e neste trabalho.

Aos meus professores da graduação, e em especial, ao Luiz Augusto Schiavo, por ter me permitido ver um novo horizonte e me deslumbrar sob as disciplinas de Propulsão, Aerodinâmica Computacional e Compressível.

E por fim, aos meus amigos da faculdade e do trabalho, pela amizade, pelos momentos de alegria e descontração, e pelo apoio e incentivo prestado ao longo da escrita deste projeto.

Isabelle Guimarães da Silva
São José dos Campos, SP

“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.” – Arthur Schopenhauer

RESUMO

A aplicação de dissipadores de calor compactos combinados com fluidos de trabalho refrigerantes de alto desempenho, bem como com a variação das características construtivas, proporciona o gerenciamento térmico de dispositivos elétricos e eletrônicos para que esses operem em sua temperatura ótima, evitando deste modo danos e consequente perdas de dados armazenados. A análise deste tópico sob a ótica da Engenharia Aeronáutica e Aeroespacial evidencia a necessidade de otimização de componentes embarcados de alta performance, como por exemplo, processadores alocados no *cockpit* de diferentes aeronaves, ou ainda, processadores embarcados em foguetes. Para além da necessidade do controle da temperatura de operação destes componentes, ressalta-se também a otimização espacial deles, uma vez que a miniaturização destes componentes está crescendo exponencialmente, tanto quanto sua potência de operação. Diante desta malha de aplicação, o presente trabalho se propôs ao estudo numérico acerca do escoamento monofásico em um microdissipador de calor aletado para resfriamento de componentes eletrônicos embarcados, o qual foi avaliado em termos de parâmetros termofísicos e fluidodinâmicos. Para tal análise houve a variação de parâmetros influenciadores do desempenho deste dissipador compacto, como o arranjo das aletas e a velocidade mássica do escoamento. Duas geometrias distintas de microdissipador (com aletas alinhadas ou escalonadas) foram analisadas, e o fluido de trabalho considerado foi o HFE-7100. O estudo numérico foi conduzido utilizando o software ANSYS Fluent R1, e os resultados obtidos, em termos de coeficiente de transferência de calor e queda de pressão, foram comparados a dados experimentais, apresentando concordância satisfatória com os mesmos. Ademais, ressalta-se que a combinação entre o arranjo escalonado e o uso do HFE-7100 gera um melhor desempenho termo-hidráulico do sistema quando comparado com o arranjo alinhado.

Palavras-chave: estudo numérico; HFE-7100; microaletas; trocadores de calor compactos.

ABSTRACT

The application of compact heat sinks combined with high-performance refrigerant working fluids and varying construction characteristics provides thermal management of electrical and electronic devices so that they operate at their optimum temperature, thus avoiding damage and consequent loss of stored data. The analysis of this topic from the perspective of Aeronautical and Aerospace Engineering highlights the need to optimize high-performance embedded components, such as processors located in the cockpit of different aircraft or even processors embedded in rockets. In addition to the need to control the operating temperature of these components, their spatial optimization is also highlighted since the size of these components is increasingly smaller, being inversely proportional to their operating power. Given this application network, the present work proposed a numerical study of single-phase flow in a micro-pin fin heatsink for cooling embedded electronic components, evaluated in terms of thermophysical and fluid dynamic parameters. For this analysis, parameters influencing the performance of this compact heatsink were varied, such as the fins' arrangement and the flow's mass velocity. Two different micro-pin fin geometries (with aligned or staggered fins) were analyzed, and the working fluid considered was HFE-7100. The numerical study was conducted using the ANSYS Fluent R1 software, and the results obtained, in terms of heat transfer coefficient and pressure drop, were compared to experimental data, showing satisfactory agreement with them. Furthermore, it is noteworthy that the combination of the staggered arrangement and the use of HFE-7100 generate better thermo-hydraulic performance of the system when compared to the aligned arrangement.

Keywords: numerical study; HFE-7100; micro-pin fins; compact heat exchanger.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Diferentes modelos de geometria para microaletas ou canais segmentados.....	13
Figura 2. Aparato experimental utilizado como base para o presente estudo numérico.	21
Figura 3. Modelo geométrico dos casos abordados.....	22
Figura 4. Geometria tridimensional para os casos analisados.	23
Figura 5. Domínios sólido (direita) e fluido (esquerda) para o arranjo alinhado (Caso 1).	24
Figura 6. Domínios sólido (direita) e fluido (esquerda) para arranjo escalonado (Caso 2).	24
Figura 7. Domínio fluido com discretização de 584k elementos de malha mista (elementos tetraédricos e hexaédricos) para arranjo alinhado.	26
Figura 8. Domínio fluido com discretização de 436k elementos de malha mista (elementos tetraédricos e hexaédricos) para arranjo escalonado.	27
Figura 9. <i>Named selections</i> das geometrias: entrada (A), saída (B) e superfície aquecida (C).	27
Figura 10. <i>Named selections</i> das geometrias para domínios fluido (esquerda) e sólido (direita).	28
Figura 11. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 1 – arranjo alinhado, para a queda de pressão.	31
Figura 12. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 2 – arranjo escalonado, para a queda de pressão.	31
Figura 13. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 1 – arranjo alinhado, para o CTC.	32
Figura 14. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 2 – arranjo escalonado, para o CTC.	32
Figura 15. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 1 – arranjo alinhado, para a temperatura da superfície.....	33
Figura 16. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 2 – arranjo escalonado, para a temperatura da superfície.....	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Definição dos parâmetros geométricos.....	20
Tabela 2. Condições utilizadas na abordagem numérica.	29

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m ²]
c _p	Calor específico a pressão constante [J/kg·K]
D	Diâmetro hidráulico [m]
G	Velocidade mássica [kg/m ² ·s]
H	Altura [m]
h	Coefficiente de transferência de calor [W/m ² ·K]
k	Condutividade térmica [W/m·K]
L	Comprimento (dissipador, entrada hidrodinâmica/térmica) [m]
$\dot{m}$	Vazão mássica do fluido [kg/s]
N	Número de microaletas [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Pressão [kPa]
q''	Fluxo de calor [W/m ²]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [W]
R	Resistência elétrica [Ω]
Re	Número de Reynolds [-]
T	Temperatura [°C]
V	Velocidade do fluido [m/s]

Letras gregas

μ	Viscosidade dinâmica [kg/m·s]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	Densidade [kg/m ³]
η	Eficiência [%]
Δ	Variação [-]

Subscritos

ch	Canal entre as aletas
f	Aleta
h	Hidráulico
in	Entrada
out	Saída

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1 Objetivos.....	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3. METODOLOGIA.....	18
3.1 Parâmetros de Entrada	18
3.1.1 <i>Informações do processador</i>	19
3.1.2 <i>Sistema de resfriamento</i>	19
3.2 Metodologia numérica.....	22
3.2.1 <i>Construção da malha</i>	25
3.2.2 <i>Método de solução</i>	28
3.2.3 <i>Método de obtenção dos resultados</i>	29
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	31
5. CONCLUSÕES.....	35
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	36
APÊNDICE A.....	38
APÊNDICE B.....	39

1. INTRODUÇÃO

A busca pelo desenvolvimento de sistemas de refrigeração capazes de otimizar e potencializar dispositivos elétricos e eletrônicos no setor aeronáutico revela em si um grande desafio [1]. O gerenciamento térmico de processadores, entre outros componentes eletrônicos, é primordial para a operação segura de sistemas de navegação e controle, bem como funcionamento ótimo de parâmetros do *cockpit* de aeronaves, tais quais indicadores de temperatura de combustível, altitude e ângulo de ataque. Sabe-se ainda que o armazenamento de dados de voo (“LOGs” de voo) e transmissão destes dados depende da capacidade dos processadores [2].

Neste contexto, Javani et al. [3] mostrou que o funcionamento de componentes eletrônicos pode vir a ser comprometido em casos de sobreaquecimento, levando a falhas que podem gerar tanto a perda de informações relevantes para determinadas missões, quanto desvios de valores nos principais controles e indicadores da aeronave, ocasionando o comprometimento da segurança em voo.

O desenvolvimento de projetos mais sustentáveis e com menor emissão de gases poluentes aeronáuticos tem impulsionado o mercado de aeronaves mais elétricas (MEA). Estas aeronaves demandam de sistemas elétricos potentes e com menor emissão de calor. Ou seja, a necessidade de gerenciamento térmico de componentes aviônicos vem de encontro com o desenvolvimento dos sistemas de dissipação de calor cada vez menores (ou seja, mais fáceis de serem alocados), mais sustentáveis e com maior dissipação térmica [4].

Há deste modo, constantes novos estudos acerca de diferentes materiais e fluidos aplicáveis em sistemas de resfriamento de componentes eletrônicos, não sendo estes sistemas restritos ao setor aeronáutico, uma vez que são aplicáveis também nos setores da engenharia mecânica, elétrica, e etc.

Os sistemas de resfriamento podem ser ativos ou passivos. O primeiro compreende-se por sistemas que unem os fenômenos de condução, convecção e até mesmo radiação, aprimorando a transferência de calor, via força externa – como bombas hidráulicas ou ventoinhas [5]. O segundo, em contrapartida, considera sistemas mais simples cujo princípio de ação não inclui o uso de forças externas para aumento de eficiência [5].

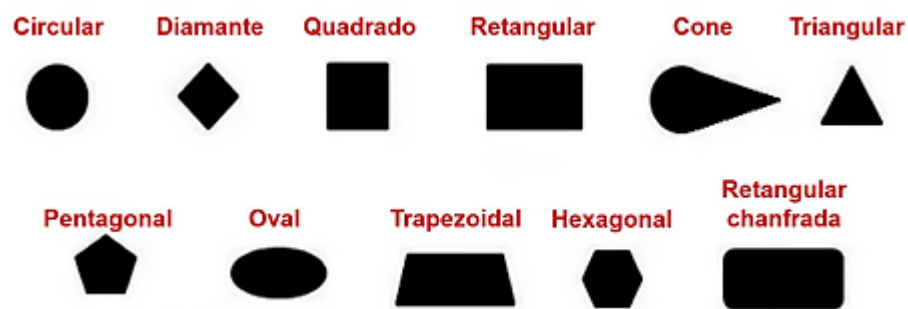
Beckerle [6] comprovou que a utilização de sistemas de resfriamento ativo apresenta uma maior taxa de gerenciamento térmico, via aumento do coeficiente de transferência de calor. O aumento da eficiência deste sistema ocorre também quando se aplica microdissipadores de calor ao invés dos dissipadores tradicionais. O segmento de

microdissipadores de calor utiliza-se de aletas e/ou microcanais para seu funcionamento. Ao considerar o método de resfriamento ativo, ou seja, com um sistema de bombeamento, os sistemas microaletados se tornam a escolha mais eficiente de aprimoramento do regime térmico.

Ao passo que é definido um sistema de resfriamento ativo por meio de microaletas, é de suma importância avaliar com cautela o impacto do fluido de trabalho para potencialização da transferência de calor. O HFE-7100 é um fluido de trabalho com alto potencial refrigerante, e que se popularizou por ser sustentável (não poluente) [7].

A possibilidade de otimizar os microdissipadores de calor baseados em microcanais também advém da variedade de formas geométricas (como na Figura 1) que as aletas podem assumir, sendo estas responsáveis por uma redução significativa de temperatura na matriz do processador.

Figura 1. Diferentes modelos de geometria para microaletas ou canais segmentados.



Fonte: Adaptado de [1].

A análise da eficiência destes sistemas e do aumento da transferência de calor pode ser feita de diferentes maneiras, tais quais via teórica (com o uso de correlações matemáticas), numérica (com o uso de softwares), ou ainda, em bancadas experimentais.

Os diversos métodos de análises computacionais (ou seja, análise numérica via softwares) disponíveis atualmente no mercado permitem um alto nível de precisão em simulação. Este método de análise propicia o uso das correlações matemáticas com um menor recurso de tempo e erro numérico, além de ser disponibilizado sem custos por empresas como a ANSYS® (versão estudante).

A maior precisão de uma análise computacional auxilia a validação de sistemas experimentais e teóricos, e pode ser manipulada de diferentes formas com a variação de parâmetros de entrada e modelos geométricos, além da possibilidade de otimizar os sistemas

em questão para o caso mais próximo da realidade experimental. A fluidodinâmica computacional (CFD) permite a análise do campo de temperatura, velocidade e pressão, e assim, possibilita a obtenção de informações relacionadas ao desempenho térmico de um sistema. Uma vez que não há o gasto de recursos físicos (como materiais de bancada) e o tempo para simulação é mais bem dimensionado do que o tempo gasto no preparo e esquematização de testes experimentais, as simulações numéricas tornam-se a opção mais bem difundida e utilizada no mercado da engenharia.

Assim, estudos e pesquisas apontam diferentes formas de otimizar termicamente os microssistemas responsáveis pelo resfriamento de componentes eletrônicos, seja aplicando e comparando diferentes fluidos de trabalho, geometrias da superfície de troca térmica, ou ainda a combinação de ambos.

O presente estudo baseia-se na oportunidade de desenvolvimento de um microdissipador de calor com canais segmentados, cuja aplicação possibilita o controle térmico de processadores e outros equipamentos elétricos ou eletrônicos, para que estes operem com máxima eficiência. Além disto, este trabalho permeia a validação numérica e computacional de estudos desenvolvidos em outras teses, os quais foram utilizados para fornecimento de parâmetros de entrada para o estudo numérico.

1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho foi analisar o desempenho térmico e fluidodinâmico de duas geometrias diferentes de microdissipadores de calor — contendo microaletas quadradas com 350 μm de altura, com arranjo alinhado ou escalonado — durante o escoamento monofásico do HFE-7100. Diferentes velocidades mássicas (de 600 a 1400 $\text{kg/m}^2\text{s}$) foram testadas, sendo assim possível obter qual a combinação de geometria com o uso do HFE-7100 proporciona o melhor gerenciamento térmico. Para tal, foi realizada a análise de parâmetros como a queda de pressão do sistema, temperatura de saída do fluido de trabalho, temperatura na superfície e o coeficiente de transferência de calor.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os dissipadores térmicos são dispositivos comumente feitos de cobre ou alumínio que, através do fenômeno da condução e convecção térmica, maximizam a taxa de transferência de calor. Estes dispositivos buscam garantir a integridade de equipamentos e/ou sistemas eletrônicos que podem ser danificados caso altas taxas de energia térmica sejam geradas sem dissipação em tempo hábil durante seu funcionamento.

O uso de dissipadores de calor aplicados para gerenciamento térmico de componentes eletrônicos ou hardwares (componentes de centrais de processamento) vem sendo aplicado em larga escala na indústria, estabelecendo deste modo maior condutividade térmica entre os sistemas integrados e o ambiente externo ao componente, não comprometendo sua estrutura interna.

De modo geral, os dissipadores de calor com base em resfriamento ativo (conhecidos como *coolers*) possuem um sistema de aumento de refrigeração via maximização da área de contato com os processadores, sendo mais eficiente que os sistemas de dissipação passivos. Esse efeito de maximização da transferência de calor ocorre por meio da passagem de ar refrigerado pelo sistema (em sua maior parte aletado), ou ainda, pela passagem de um fluido de trabalho refrigerante.

Com a crescente necessidade de otimização do espaço ocupado por equipamentos embarcados, o setor de microeletrônica tem se desenvolvido, tornando-se urgente a necessidade do desenvolvimento de sistemas de resfriamento compactos. Kose *et al.* [8] mencionam em seu trabalho que os microdissipadores de calor são mais eficientes que dissipadores comuns. Ainda, estes sistemas possuem maior pressão de operação e menor volume de fluido refrigerante, tendo nestas características, aplicações mais amplas e sustentáveis.

O desenvolvimento do setor de aeronaves mais elétricas se utiliza desta tecnologia para sistemas aviônicos, cujos processadores embarcados são usados para NGC (navegação, guiamoento e controle), bem como em rádios de frequência. O valor agregado a estes equipamentos no setor aeronáutico é elevado, uma vez que sua capacidade de armazenamento de dados é vasta e seu comprometimento é altamente prejudicial. Ou seja, prezar pelo gerenciamento térmico destes dispositivos é de suma importância para a manutenção preventiva destes componentes.

Neste contexto, Zhang *et al.* [9] revisaram sistematicamente trabalhos sobre escoamento em microescala, com foco nos mecanismos associados à transferência de calor e

queda de pressão em microcanais. Os autores analisaram a influência de múltiplos fatores, incluindo efeitos de incrustação e nanofluidos, que podem atender às necessidades específicas para o projeto de trocadores de calor em microescala. Evidencia-se nos trabalhos de Manoj e Goddumarri [10] e Tan e Jin [11] que os microdissipadores de calor são capazes de transferir altas taxas de calor, utilizando-se de um pequeno volume de fluido, devido à grande área superficial exposta aos processos de troca térmica (convectivos, ou ainda, mudança de fase).

A transferência de calor está associada a diferentes aspectos, tais quais as propriedades termofísicas do fluido de trabalho, bem como características construtivas da superfície do trocador de calor [12-14]. Tuckerman e Pease [15] conduziram um dos primeiros estudos acerca dos diferentes fenômenos na área de dissipadores de calor com base em microcanais no início da década de 1980 para atender às demandas dos circuitos integrados de grande escala (VLSI), os quais estavam em seu auge de aplicação e desenvolvimento. Três diferentes geometrias de dissipadores foram testadas usando água como fluido de trabalho, e a geometria cuja estrutura dos canais era mais estreita ($50 \times 50 \times 50 \mu\text{m}$) foi a que apresentou melhor desempenho diante de um fluxo de calor imposto equivalente a 790 W/m^2 .

Harms *et al.* [16] concluíram que o desempenho da transferência de calor de sistemas microaletados é inversamente proporcional à largura dos canais/aletas. Os autores compararam um canal único de 2,5 cm de largura com um sistema múltiplo de canais ($251 \mu\text{m}$ de largura $\times$ $119 \mu\text{m}$ de espessura). O melhor desempenho térmico foi obtido com o dissipador multialetado. Ainda, a pesquisa mostrou que para um determinado valor de queda de pressão, a resistência térmica do sistema múltiplo foi menor que a do com único canal. Ryu *et al.* [17] desenvolveram uma otimização tridimensional que, comparando com um dissipador de calor tradicional, possibilitou a redução da resistência térmica em mais da metade, enquanto a uniformidade da temperatura na parede aquecida foi melhorada em 10 vezes. Os autores mostraram que as dimensões ideais e a resistência térmica correspondente dependem de uma lei de potência da potência de bombeamento.

Assim, os diferentes formatos, arranjos, razão de aspecto e porosidade do material influenciam diretamente no desempenho térmico e na potência de bombeamento requerida.

Raghuraman *et al.* [18] apresentaram um estudo numérico no qual também foi possível observar a influência das propriedades geométricas de um microdissipador de calor baseado em canais/aletas sobre a transferência de calor e a queda de pressão. Concluiu-se que canais com menor razão de aspecto são responsáveis por uma maior queda de pressão. Ainda,

o estudo sugere que há uma razão de aspecto ótima que maximiza a transferência de calor sem uma penalidade significativa da queda de pressão.

Marseglia *et al.* [19] combinaram a aplicação de dissipadores de calor baseados em microaletas com o HFE-7100 como fluido de trabalho. Os resultados ratificaram o fato de que a combinação de superfícies modificadas e fluidos de trabalho termicamente eficientes aumentam a transferência de calor; no caso, tanto para escoamento monofásico quanto bifásico, canais mais estreitos apresentaram melhor desempenho térmico, porém quedas de pressão mais altas, que canais mais largos. Ao manter a largura do canal constante e espessuras variadas, os canais com paredes mais espessas apresentaram maiores coeficientes globais de transferência de calor e menores quedas de pressão.

Deste modo, compreende-se que a variação das geometrias aplicáveis aos microdissipadores de calor, bem como aplicação de diferentes materiais e fluidos de trabalho, faz com que exista uma diversa gama de opções, todas a serem otimizadas a depender da necessidade de projeto.

3. METODOLOGIA

Visando o desenvolvimento do presente trabalho, o HFE-7100 foi utilizado como fluido de trabalho e suas propriedades termofísicas encontram-se no Apêndice A. Os arranjos foram nomeados como: Caso 1, microaletas em arranjo alinhado; e Caso 2, microaletas em arranjo escalonado.

Inicialmente, definiu-se a geometria do dissipador e, logo após, um domínio computacional coerente. Em seguida, selecionou-se o modelo de equação governante que representa o fenômeno físico estudado, e após, as propriedades do fluido e as condições iniciais e de contorno foram estabelecidas. De acordo com o trabalho desenvolvido por Goel *et al.* [20], o escoamento monofásico considerando um dissipador de calor microaletado de cobre apresenta aletas com eficiência térmica superior a 96%. Em decorrência, a temperatura ao longo da altura das paredes das aletas tende a apresentar valores muito próximos à temperatura de sua base, podendo assim ser consideradas iguais.

No processo computacional há a necessidade de escolha de um método para discretizar as equações governantes, que incluem a equação de conservação de massa e as equações de Navier-Stokes juntamente com a equação de energia térmica. Isto se dá pelo fato de o sistema numérico utilizar-se destas equações após sua linearização para a obtenção de um sistema de equações algébricas, as quais são resolvidas pelo software de modo iterativo (vide Apêndice B). O método de solução aplicado foi o método baseado na pressão, e o pós-processamento permitiu a visualização dos resultados obtidos usando, por exemplo, o campo vetorial de propriedades como a velocidade, gradiente de pressão e temperatura, para análise de campo de escoamento.

3.1 Parâmetros de Entrada

Nesta etapa, é necessário definir os seguintes parâmetros: geometria do trocador/dissipador de calor (considerando que para todos os casos analisados o cobre foi o material do dissipador), processador de referência para avaliação da potência fornecida ao sistema térmico e informações da literatura para obtenção das propriedades termofísicas dos materiais e fluidos de trabalho.

3.1.1 Informações do processador

Diante de diversas empresas nacionais do mercado de eletrônica, a Intel® Core™ foi escolhida como referencial para o processador a ser usado, devido à ampla aplicação no mercado aeronáutico. Dentre alguns modelos analisados, temos como referências:

- **Processador Intel® Core™ 19-10980XE**

Temperatura máxima operacional: 86 °C; Dimensões: 52,5 mm x 45 mm;

Especificação de solução térmica (dissipador de calor de referência para operação correta): PCG 2017 X- TJUNCTION: 100 °C;

- **Processador Intel® Core™ 19-10900K**

Temperatura máxima operacional: 100 °C; Dimensões: 37,5 mm x 37,5 mm;

Especificação de solução térmica (dissipador de calor de referência para operação correta): PCG 2015 B- TJUNCTION: 100 °C;

- **Processador Intel® Core™ 15-10600**

Temperatura máxima operacional: 100 °C; Dimensões: 37,5 mm x 37,5 mm;

Especificação de solução térmica (dissipador de calor de referência para operação correta): PCG 2015 C- TJUNCTION: 100 °C;

Diante desses dados, considerou-se uma potência fornecida pelo processador igual a 35 W; este valor operacional é fornecido pelo fabricante baseando-se na TDP (potência de design térmico), ou seja, representa a quantidade de calor que precisa ser dissipada para que haja um bom funcionamento do processador e consequentemente, obtenha-se uma melhor eficiência térmica.

3.1.2 Sistema de resfriamento

A definição do sistema de resfriamento que pudesse melhor atender ao objetivo do trabalho incluiu a análise dos dois sistemas diferentes aplicáveis ao mercado, sendo estes:

- **Sistema de Resfriamento Passivo**

Os sistemas de resfriamento passivo caracterizam-se pela ausência de sistemas de bombeamento e, por conseguinte, não há consumo de potência. Apesar de aparentemente ser uma boa opção por não apresentar necessidade de bombeamento externo, esta alternativa é

limitada, e acaba por ser, na maior parte das vezes, ineficiente do ponto de vista térmico. Diante de resultados obtidos previamente [21], este sistema foi considerado inviável para o presente trabalho.

○ Sistema de Resfriamento Ativo

Os sistemas de resfriamento ativo caracterizam-se por terem a ação de resfriamento baseada pelo bombeamento de um fluido de trabalho através de um dissipador, necessitando, portanto, de uma fonte de bombeamento externa. A potência de bombeamento está correlacionada com a queda de pressão do sistema, assim como esta se relaciona com a vazão e o tipo de fluido de trabalho (fluidos com vazões elevadas e maiores viscosidades dinâmicas propiciam aumento da queda de pressão) que, por fim, relaciona-se com a geometria do dissipador de calor. Deste modo, definiu-se o sistema de resfriamento ativo como o propulsor do presente trabalho.

Em suma, duas geometrias distintas foram utilizadas (com microaletas alinhadas ou *inline* e escalonadas ou *staggered*), sendo o HFE-7100 o fluido de trabalho. O material do substrato do dissipador é comumente fabricado a partir de sólidos que conduzem energia térmica de forma mais rápida e eficiente do que estruturas análogas. Assim, o cobre foi escolhido como material devido à sua alta condutividade térmica. A Tabela 1 apresenta os parâmetros construtivos dos dissipadores de calor aqui analisados.

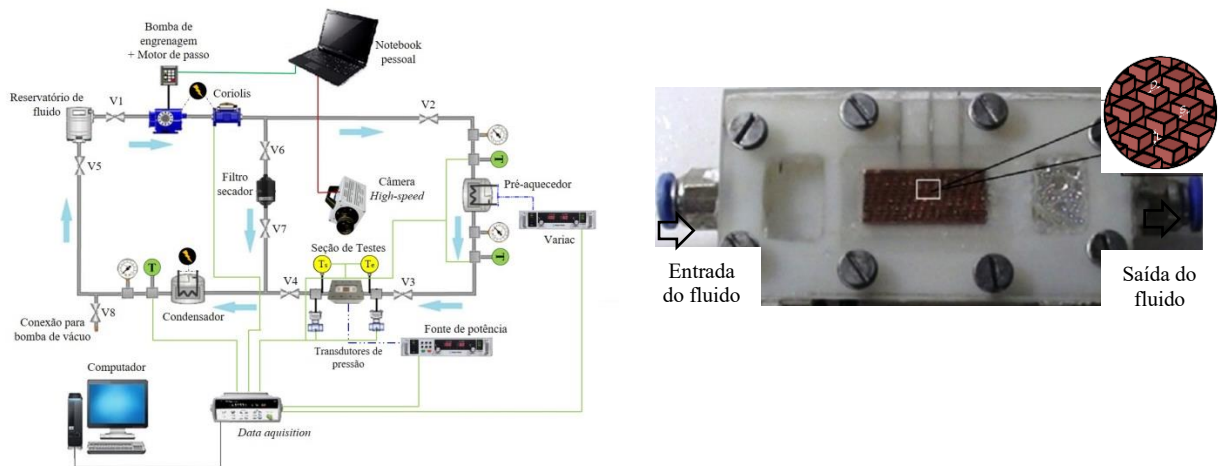
Tabela 1. Definição dos parâmetros geométricos.

Parâmetros geométricos	Arranjo alinhado (Caso 1)	Arranjo escalonado (Caso 2)
Número de aletas [-]	972	988
Comprimento da aleta [m]	$3 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$
Largura da aletas, W_f [m]	$3 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$
Altura da aleta, H_f [m]	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$
Espaçamento entre as aletas, W_{ch} [m]	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$
Comprimento do dissipador de calor, L [m]	$2 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$
Largura total do dissipador de calor, W [m]	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$

Fonte: Elaborado pela autora.

No modelo proposto, o calor produzido pelo processador da Intel® Core™ é absorvido pela base do dissipador de calor e transferido às microaletas por condução. Em seguida, esse calor é transferido por convecção para o fluido de trabalho, o qual escoia através dos espaços entre as microaletas. Devido ao fato de o dissipador de calor estar isolado nas laterais e na parte superior (condição de pontas adiabáticas), não foram consideradas perdas por radiação e por convecção para o ambiente. A Figura 2 representa o aparato experimental utilizado como base para as simulações computacionais [22].

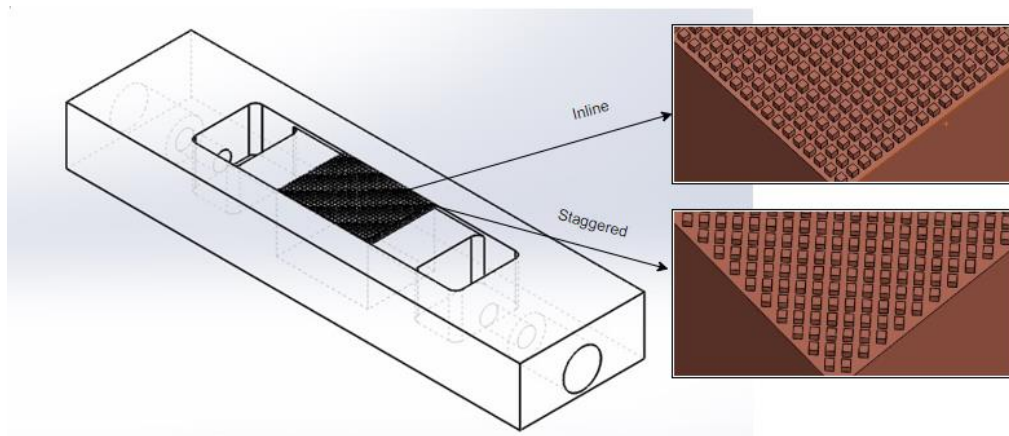
Figura 2. Aparato experimental utilizado como base para o presente estudo numérico.



Fonte: Adaptado de [22].

A Figura 3 apresenta as geometrias das microaletas citadas anteriormente. Ressalta-se que o modelo experimental (equivalente ao apresentado abaixo) é composto por uma peça de material Teflon em toda região externa e interna dos *plenums* de entrada e saída, bem como ao entorno do trocador de calor, que é usinado em cobre.

Figura 3. Modelo geométrico dos casos abordados.

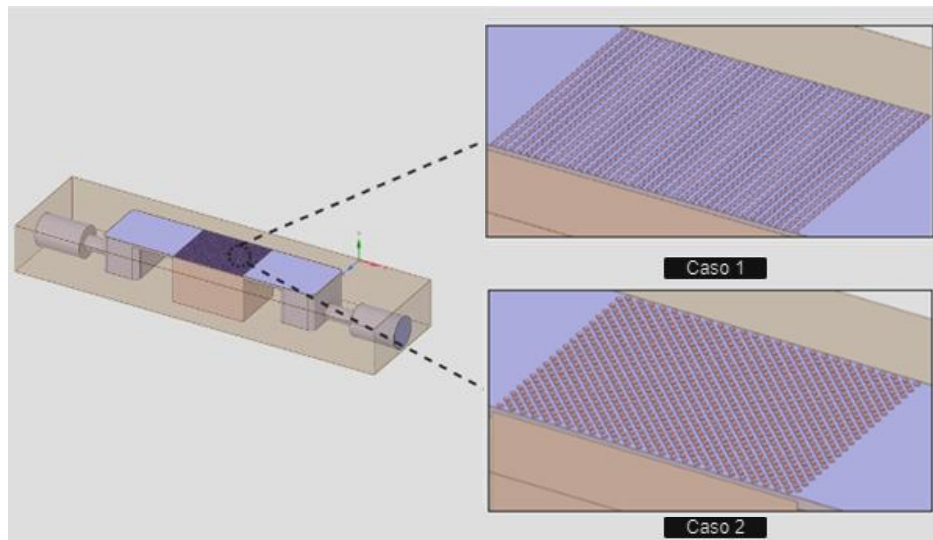


Fonte: Elaborado pela autora.

3.2 Metodologia numérica

A fluidodinâmica computacional (CFD) é utilizada para a análise de sistemas que envolvem escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados (como por exemplo, reações químicas). Em um primeiro momento, utilizando o método dos volumes finitos, o ANSYS® apresenta duas abordagens para a simulação, sendo estas, o ANSYS CFX® e o ANSYS Fluent®, sendo que este último permite recursos de adaptação de malha mais potentes. O uso das UDF's (*User defined functions*) permite que a simulação de fluidos dependentes secundariamente de outras funções (como por exemplo, o uso de nanofluidos, cujas propriedades dependem diretamente da temperatura e concentração da partícula sólida) seja automática em intervalos de convergência, com a variação das propriedades básicas. O presente trabalho utilizou-se do ANSYS Fluent®. A princípio, desenvolveu-se o desenho da geometria (tridimensional) com o auxílio do software SolidWorks®, e logo após, o mesmo foi importado no formato universal de documentos CAD parasolid (x_t) para o Space Claim do ANSYS®, que corresponde ao software de desenho interno do ANSYS Fluent®. A Figura 4 mostra a vista 3D das geometrias para ambos os arranjos, alinhado e escalonado.

Figura 4. Geometria tridimensional para os casos analisados.



Fonte: Elaborado pela autora.

Os casos foram analisados como problemas acoplados visto que, para ambos os casos, há a necessidade da consideração dos processos de condução e convecção para a obtenção da temperatura do fluido ao longo do domínio, da temperatura da superfície aquecida, da queda de pressão e campo de velocidade. As considerações do modelo térmico foram:

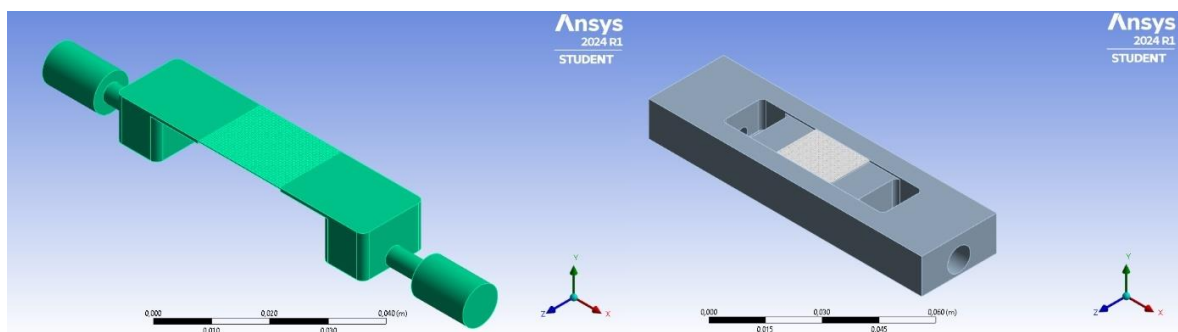
- **Escoamento em regime permanente:** de acordo com a análise de Lee e Qu [23] os escoamentos em regime permanente fornecem resultados satisfatórios quando comparados aos dados experimentais;
- **Escoamento em regime laminar e incompressível;**
- **Escoamento monofásico:** fluido de trabalho (cuja propriedades termofísicas se encontram no Apêndice A) em estado líquido;
- **Propriedades termofísicas constantes:** para fluido de trabalho à pressão atmosférica e com título de vapor igual a zero, esta consideração é válida. Ainda, as temperaturas de operação do sistema não fornecem variações significativas das propriedades termofísicas;
- **Potência fornecida pelo processador definida em 35 W:** valor operacional fornecido pelo fabricante baseando-se na TDP (potência de design térmico).

As condições de contorno utilizadas para a resolução do problema acoplado dependem da resolução do problema de condução do sistema, visto que este determina a temperatura nas paredes (em contato com o fluido) do dissipador, que, *a priori*, é uma incógnita. Para que seja possível a resolução do problema acoplado considerando a metodologia proposta neste

trabalho, a solução do problema de convecção assumiu condições de contorno definidas a partir dos valores de entrada, os quais foram obtidos em análises experimentais [22].

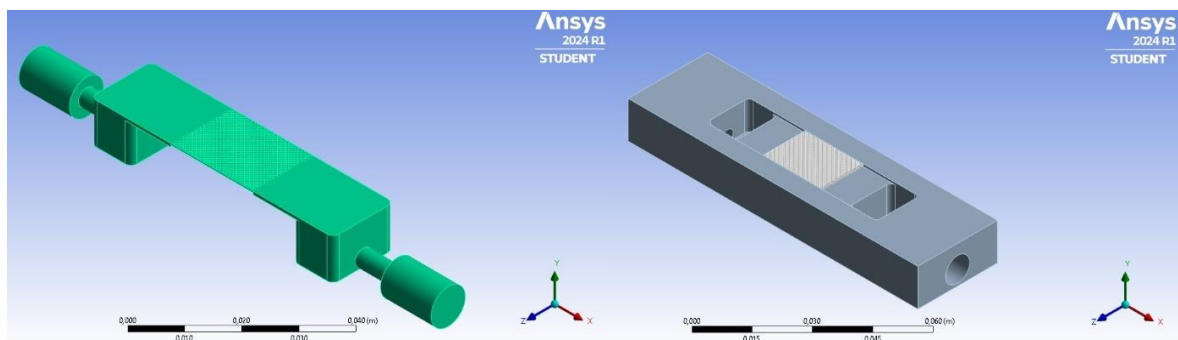
As Figuras 5 e 6 apresentam os domínios do problema numérico dentro do software utilizado. É possível visualizar, de forma esquemática, algumas variáveis (como temperatura de entrada do fluido e fluxo de calor) que definem as condições de contorno impostas no *Setup*. Ressalta-se que o fluxo de calor é uniforme em todas as superfícies das geometrias consideradas.

Figura 5. Domínios sólido (direita) e fluido (esquerda) para o arranjo alinhado (Caso 1).



Fonte: Elaborado pela autora.

Figura 6. Domínios sólido (direita) e fluido (esquerda) para arranjo escalonado (Caso 2).



Fonte: Elaborado pela autora.

A resolução do programa seguiu as seguintes etapas: i) entrada da geometria e definição física de seus parâmetros; ii) criação da malha que discretiza o sistema (tanto fluido quanto sólido). Nesta etapa, o número de volumes de controle a ser utilizado na análise do problema deve ser estabelecido por meio do estudo de convergência da malha (ou seja, o mesmo caso analisado sob diferentes refinamentos de malha). No momento em que o resultado entre dois refinamentos de malha não sofre alterações consideráveis entre si, diz-se que a malha convergiu; iii) após a construção da malha, o software precisa compreender onde se aplica

cada condição de contorno, sendo necessário nomear as regiões do problema (*named selections*); iv) uso do *Setup* para configuração física do modelo, das condições de contorno e do *solver* em questão. v) pós-processamento, o qual permite que os resultados sejam analisados por meio de ferramentas como vetores, linhas de corrente, mapas de cores, etc. As etapas de resolução do problema proposto são apresentadas a seguir.

3.2.1 Construção da malha

A construção da malha se deu por meio do sistema de *Meshing* do ANSYS Fluent®. A geometria do sistema envolvendo os domínios sólido e fluido foi conectada diretamente do *Space Claim* para o *Meshing*, e uma malha inicial (*default* do sistema) foi gerada sobre as superfícies e os domínios do dissipador de calor. O trabalho desenvolvido nesta etapa é de extrema importância, visto que a convergência de resolução do problema depende da qualidade de refino da malha. A construção das malhas envolve a divisão das geometrias em duas partes: a região que corresponde às microaletas e, a região que corresponde ao domínio sólido do sistema (paredes internas e externas – superiores, laterais e inferiores – do dissipador).

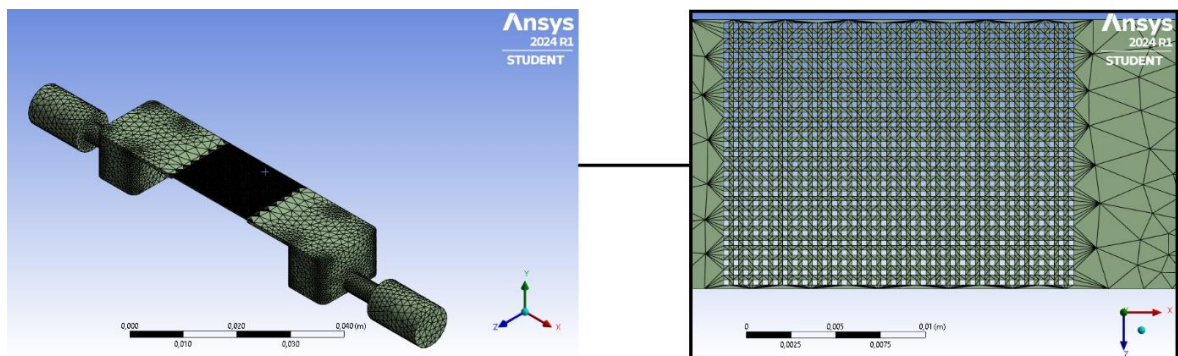
É necessário citar que em estudos de CFD, as malhas geradas podem ser de três tipos: estruturadas, semiestruturadas e não estruturadas. As malhas estruturadas são melhores aplicáveis a geometrias simples e os seus elementos são distribuídos em uma estrutura de linhas e colunas. Este tipo de malha facilita a programação do método, pois a conectividade da malha é facilmente obtida, e por consequência, a exigência de memória é menor. Em contrapartida, esta malha não é bem aplicada a geometrias complexas, pois fornece resultados não tão precisos. Já as malhas não estruturadas constituem-se de forma quase aleatória sobre o domínio da geometria, de modo que a programação do método é dificultada, pois é preciso estabelecer a conectividade da malha, por meio de geradores especiais, e isso exige mais memória. No entanto, a grande vantagem deste tipo de malha é a sua ótima aplicação sobre geometrias complexas. Por fim, as malhas semiestruturadas tendem a apresentar elementos de dois ou mais modelos distintos (por exemplo, hexaedros e tetraedros), e caracterizam-se por serem aplicáveis em qualquer modelo de geometria, fornecendo bons resultados e necessitando de um nível intermediário de dificuldade para a programação do modelo e conectividade dos elementos.

As malhas utilizadas no projeto são semiestruturadas em todos os casos analisados. A malha construída sobre o domínio das microaletas é mais regular e fina, e com poucos parâmetros de refino (foi utilizada a malha quadrilátera padrão, *sweep method*, devido à

simplicidade geométrica, ainda que existam refinamentos tais como, *Face Meshing*, *Sizing*, *Refinement* e *Inflation*). Já para o domínio fluido, é necessário que a malha seja mais refinada, o que leva à perda de regularidade dos elementos sobre ela distribuídos. No entanto, a mescla de elementos nas geometrias complexas pode fornecer uma malha mais flexível, com minimização do número de elementos e maior diversidade destes. O custo computacional neste caso é reduzido com relação às malhas não estruturadas de apenas um elemento, justificando assim o uso da malha semiestruturada.

O processo de interpolação para a solução do problema depende diretamente do tipo de elemento que constitui a geometria, de tal forma que a solução no domínio completo é resultado da interpolação dos pontos médios de cada elemento. As Figuras 7 e 8 mostram as malhas construídas sobre os domínios da geometria do problema. A região das microaletas utiliza uma malha dada por elementos hexaédricos, aproveitando a característica geométrica das seções transversais das aletas – sejam elas alinhadas ou escalonadas. A quantidade de divisões respeita a proporcionalidade na seção transversal, de acordo com a diferença entre espessura e profundidade.

Figura 7. Domínio fluido com discretização de 584k elementos de malha mista (elementos tetraédricos e hexaédricos) para arranjo alinhado.

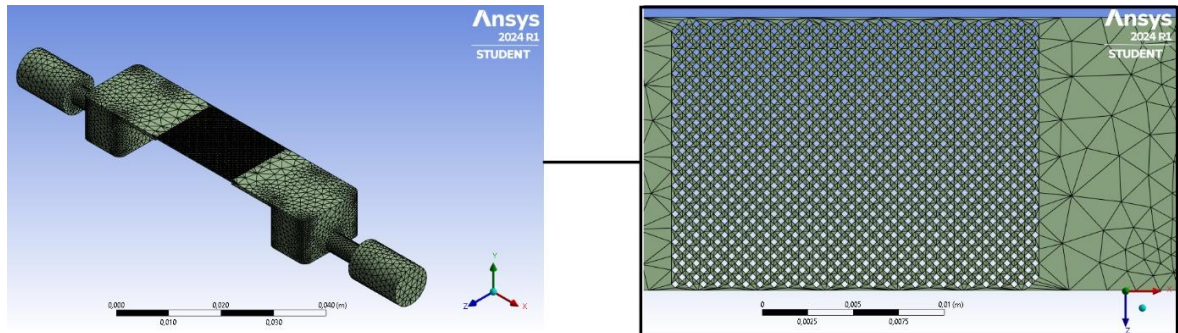


Fonte: Elaborado pela autora.

As malhas foram escolhidas a partir de uma análise de convergência de malha, na qual outros dois modelos de mesma característica, porém com número de elementos distintos (uma malha de 327k elementos, e outra com 741k elementos) foram testadas. A malha com menor número de elementos não foi capaz de convergir com o resíduo de 10^{-6} definidos para as equações governantes. Em contrapartida, a malha com maior número de elementos não apresentou diferenças significativas de resultados (divergência em média de 3%) com a malha

definida no projeto, ou seja, computacionalmente não seria ideal dado o recurso de tempo de processamento.

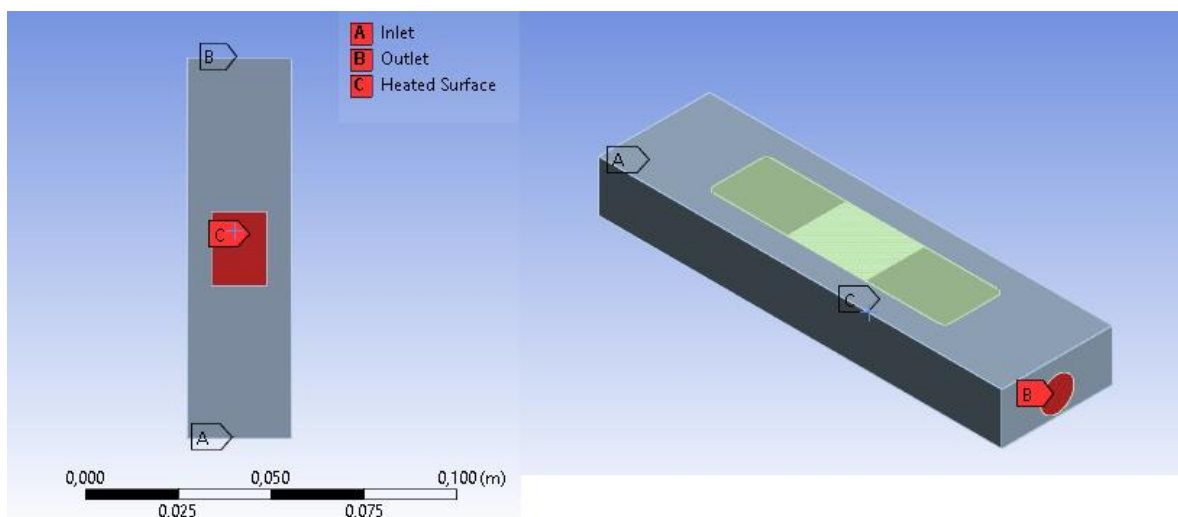
Figura 8. Domínio fluido com discretização de 436k elementos de malha mista (elementos tetraédricos e hexaédricos) para arranjo escalonado.



Fonte: Elaborado pela autora.

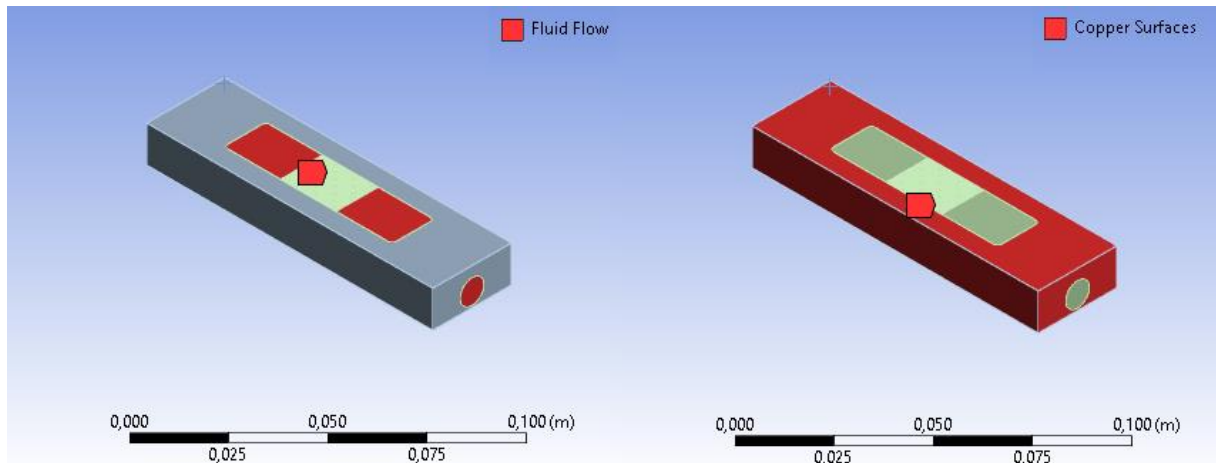
Por fim, para a configuração seguinte do software, é necessário adicionar nome às regiões do domínio (*named selections*): *Inlet* (entrada do fluido de trabalho), *Outlet* (saída do fluido de trabalho), *Heated Surface* (faces com fluxo de calor aplicado) e *Internal wall of the channel* (paredes internas do dissipador, com condições de não deslizamento). As Figuras 9 e 10 apresentam estas regiões, que estão denotadas em vermelho, para os casos analisados (independentemente do modelo de arranjo das microaletas).

Figura 9. *Named selections* das geometrias: entrada (A), saída (B) e superfície aquecida (C).



Fonte: Elaborado pela autora.

Figura 10. *Named selections* das geometrias para domínios fluido (esquerda) e sólido (direita).



Fonte: Elaborado pela autora.

3.2.2 Método de solução

Nesta etapa, fez-se um processo de reconhecimento da geometria recém discretizada, possibilitando que fossem impostas diferentes condições de contorno nas regiões nomeadas.

De início, configurações básicas foram feitas e parâmetros como o *check* automático do *meshing* e a definição das unidades foram conferidos. Logo após, ativou-se a equação de energia; o escoamento foi definido como laminar e incompressível, e com isto, o método de solução utilizado foi baseado na pressão (*pressure based solver*) e o regime de tempo foi definido como *steady* – ou seja, sem variação de propriedades ao longo do tempo. O esquema SIMPLE foi usado para acoplamento pressão-velocidade, uma vez que possui baixo custo computacional e sua precisão de solução é aceitável.

A discretização espacial definiu-se com esquemas de segunda ordem (*Second order upwind schemes*) para a pressão, quantidade de movimento e energia. Ainda, utilizou-se o método dos mínimos quadrados (*Least square cell based method*) para a discretização dos gradientes devido ao tempo computacional requerido em comparação com as demais alternativas.

As condições de contorno foram aplicadas tanto para as equações do escoamento quanto para a equação de energia. O cálculo da velocidade de entrada considerou a análise experimental ($V_{in} = 1,64$ m/s). De forma análoga, foi prescrito o fluxo de calor na base do dissipador (40 W/m^2 para todos os casos, correspondente à potência de 35 W). O fluxo de calor foi distribuído pelas aletas do micropilar, exceto pelo lado superior (uma peça de policarbonato isola termicamente o dissipador de calor); para os plenums de entrada e saída, foram consideradas condições de paredes adiabáticas. A condição de não escorregamento foi

considerada nas superfícies internas da geometria. A pressão de referência foi definida como a pressão atmosférica e a pressão na saída foi imposta valor nulo (uma vez que o sistema calcula o gradiente de pressão ao longo da análise com os parâmetros de entrada).

A inicialização utilizada foi a padrão, e o *setup* rodou com apenas um *solver* (economizando memória, pois não se trata de uma geometria complexa); com precisão dupla nos resultados (*double precision*).

Os critérios para a convergência foram o monitoramento dos resíduos nas equações governantes. Ambas as equações de continuidade e energia, foram decaindo com o passar das iterações, até o momento em que a solução convergiu (quando é atingida a estabilidade das curvas). Diz-se que o controle das curvas de resíduos pode ser alterado, uma vez que há como aumentar a faixa de convergência. Entretanto, este procedimento costuma fornecer respostas de qualidade duvidosa, uma vez que força o programa a convergir antes do padrão.

No presente projeto não houve alteração do critério de convergência em nenhum dos casos analisados (todos se mantiveram na ordem de 10^{-6}). A Tabela 2 especifica quais foram os parâmetros de entrada no ANSYS Fluent® considerados para a resolução do problema.

Tabela 2. Condições utilizadas na abordagem numérica.

Condições de contorno	Parâmetros	Descrição
Velocidade de entrada de fluido	$V_{inlet} = u$	Obtido por meio da correlação com a velocidade mássica.
Condição de não escorregamento	$u = 0$	Todas as interfaces fluido-sólido.
Pressão na saída	$p_{outlet} = 0$	Na saída
Temperatura entrada do fluido	$T_{fluido_inlet} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	Na entrada
Fluxo de calor constante	$q'' = q_p''$	Na região das microaletas

Fonte: Elaborada pela autora.

Uma vez que a solução apresenta convergência de resultados, a etapa seguinte se direciona a análise destes resultados.

3.2.3 Método de obtenção dos resultados

A obtenção de resultados é feita por meio da aba de *Post-Processing* do ANSYS® Fluent, que realiza a conexão direta entre os resultados gerados e um conjunto de ferramentas de análises. Ou seja, esta etapa final do software permite que seja obtido o mapa de cores dos domínios fluidos e sólidos, gerando resultados visualmente compreensíveis acerca da

temperatura das paredes (domínio sólido), queda de pressão, temperatura de fluido e campo de velocidade (domínio fluido). Ainda, pode-se extrair gráficos ou arquivos na extensão “.txt”, para plotagem em programas auxiliares (como Matlab®).

A verificação e validação dos resultados obtidos foram feitos com base na comparação entre os resultados experimentais e os seguintes parâmetros advindos da solução numérica:

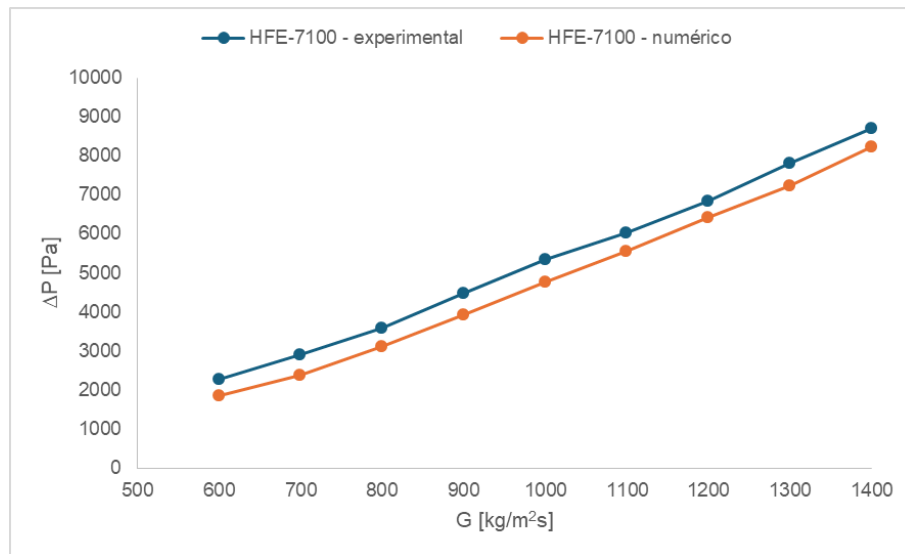
- Convergência atingida;
- Mapa de cores para os contornos de temperatura, velocidade e pressão em pontos definidos (entrada vs. saída, e aletas/paredes);
- Variações de temperatura;
- Variações de velocidade;
- Queda de pressão.

Em virtude dos parâmetros de entrada se basear na análise experimental, espera-se que a resposta relativa ao comportamento da análise numérica esteja condizente, qualitativa e quantitativamente. Os principais resultados comparados foram a temperatura (paredes e fluido), queda de pressão, coeficiente de transferência de calor e velocidade do escoamento. Devido ao fato de ter sido considerado baixos valores de velocidade mássica, o escoamento deve ser laminar e completamente desenvolvido, de modo que o perfil de velocidade esperado da solução numérica tem de refletir este comportamento. Por fim, em termos quantitativos, os valores analisados foram extraídos de pontos específicos da geometria, com o auxílio do pós-processamento por meio, por exemplo, de um plano coplanar com a superfície inferior das microaletas, ou de um ponto médio da seção transversal.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

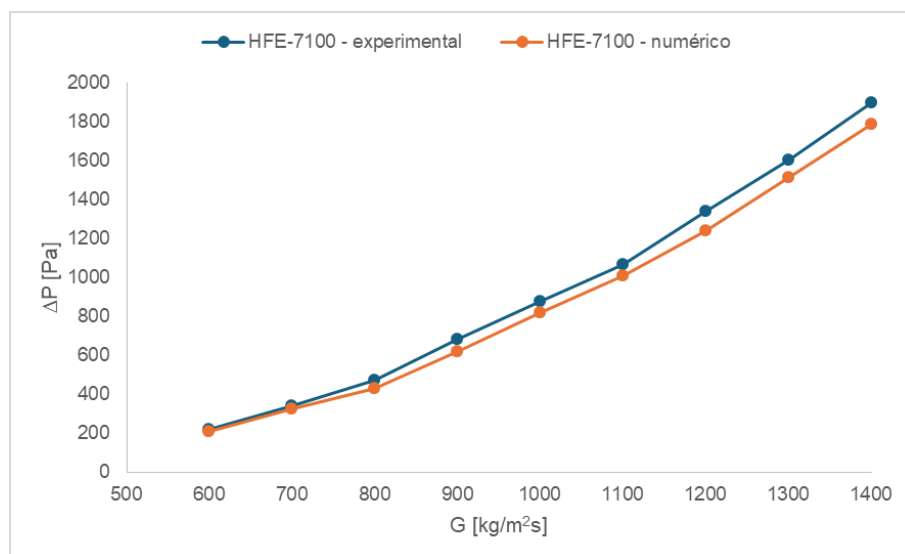
A análise numérica mostra que a configuração com arranjo escalonado forneceu uma queda de pressão, em média, 82% menor em comparação com a configuração com arranjo alinhado (Figuras 11 e 12). A divergência entre os resultados numéricos e experimentais, considerando ambos os casos aqui analisados, é de cerca de 9%, mostrando que a análise numérica é representativa do fenômeno físico.

Figura 11. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 1 – arranjo alinhado, para a queda de pressão.



Fonte: Elaborada pela autora.

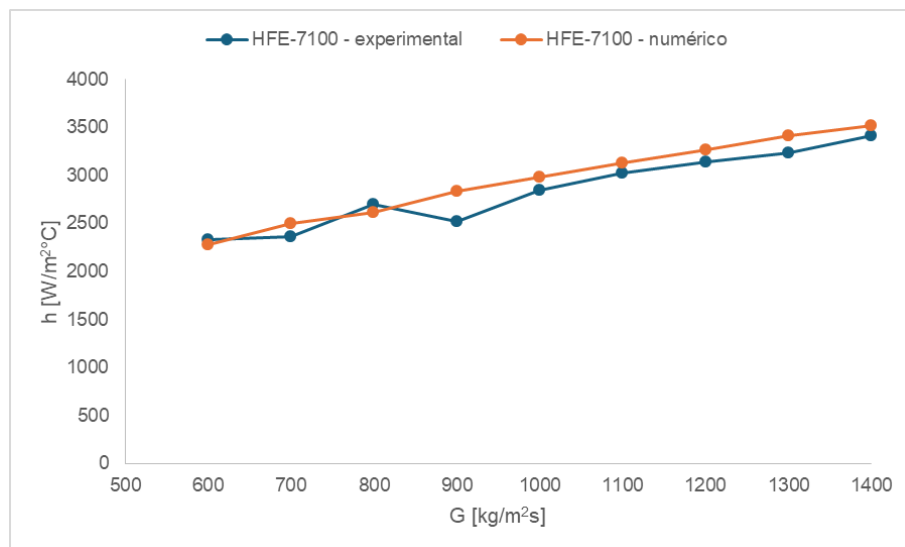
Figura 12. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 2 – arranjo escalonado, para a queda de pressão.



Fonte: Elaborada pela autora.

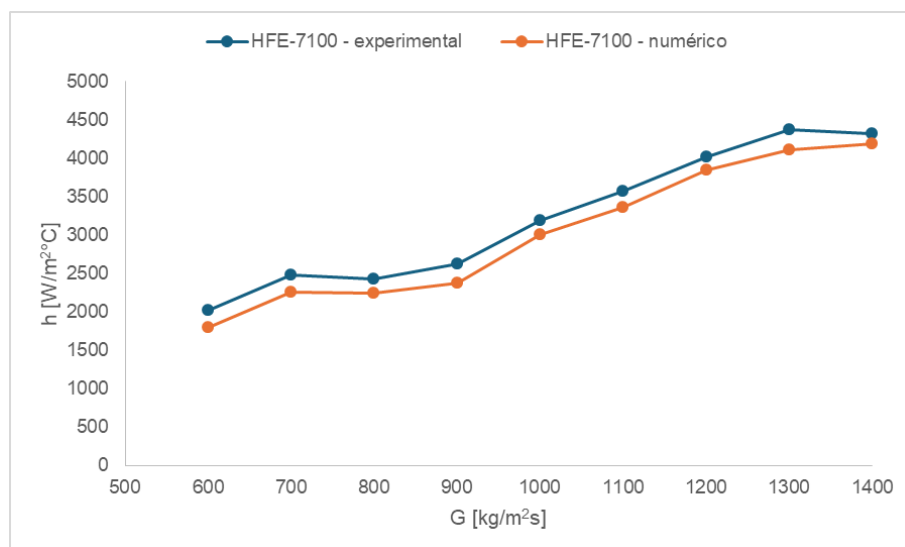
Por meio da comparação entre as Figuras 13 e 14 tem-se que, o coeficiente de transferência de calor (CTC) é reduzido para o caso da geometria alinhada, a partir de um $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Considerando os resultados obtidos numericamente tem-se que o arranjo escalonado possibilitou um aumento de, em média, 16% no coeficiente de transferência de calor em comparação com o arranjo alinhado. A divergência entre os resultados numéricos e experimentais, considerando ambos os casos aqui analisados, é de cerca de 6%.

Figura 13. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 1 – arranjo alinhado, para o CTC.



Fonte: Elaborada pela autora.

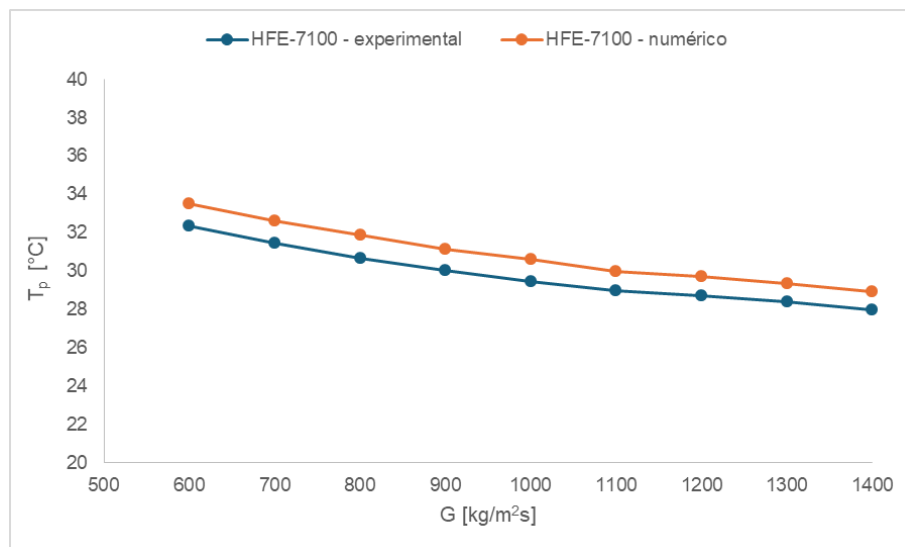
Figura 14. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 2 – arranjo escalonado, para o CTC.



Fonte: Elaborada pela autora.

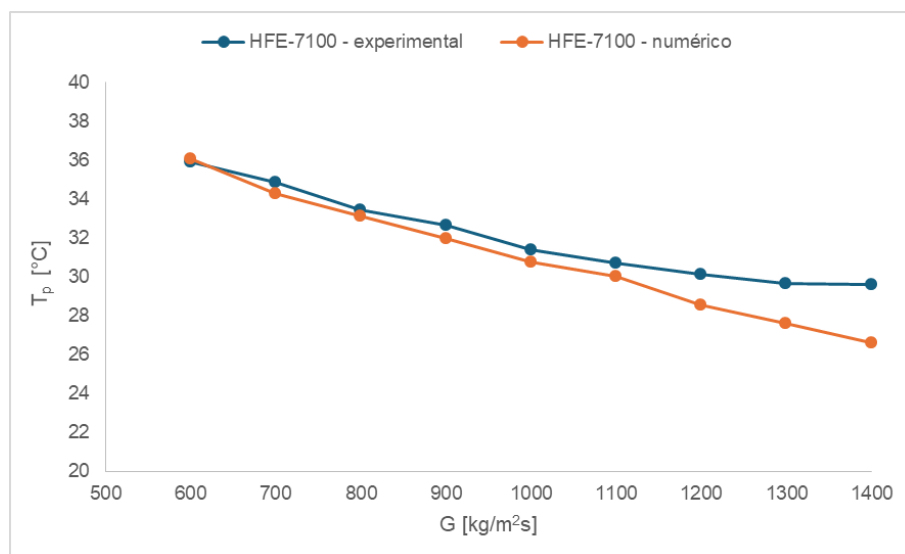
Considerando ambos o arranjo alinhado e escalonado, a temperatura da superfície obtida numericamente apresentou um desvio médio de 3,6% dos valores de temperatura experimentais (Figuras 15 e 16), o que ratifica a análise numérica desenvolvida no presente trabalho. O dissipador de calor com arranjo escalonado apresentou temperaturas de superfície menores (em média 4,5%) quando comparado ao dissipador com microaletas em arranjo alinhado, condizente com o aumento do CTC mostrado anteriormente.

Figura 15. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 1 – arranjo alinhado, para a temperatura da superfície.



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 16. Comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para o Caso 2 – arranjo escalonado, para a temperatura da superfície.



Fonte: Elaborada pela autora.

De um modo geral, independente do arranjo das microaletas, a queda de pressão aumenta com o aumento da velocidade mássica e a temperatura da superfície diminui, levando a um aumento da transferência de calor devido aos efeitos convectivos.

O arranjo escalonado, diferentemente do que era esperado, apresentou menor queda de pressão; o arranjo alinhado, por outro lado, apesar de possibilitar um escoamento mais ordenado, apresentou uma maior queda de pressão em comparação ao arranjo escalonado. O desempenho de transferência de calor deste arranjo foi inferior ao do arranjo escalonado, podendo ser devido ao fato de que a área efetiva de troca térmica é menor (arranjo alinhado possui menor número de aletas comparativamente ao arranjo escalonado).

Portanto, a escolha do arranjo de microaletas irá depender da aplicação específica e dos objetivos desejados. Contudo, dos resultados encontrados no presente trabalho, evidencia-se que o arranjo escalonado é a melhor escolha em termos de otimização da transferência de calor em dissipadores de calor compactos.

5. CONCLUSÕES

Em síntese, com a utilização dos dados de um processador Intel® Core™, foi possível constatar a viabilidade de construção de projeto de um dissipador de calor microaletado, com base em um arranjo alinhado ou escalonado, e com uso do HFE-7100 como fluido de trabalho.

Considerando os resultados numéricos, as aletas em forma de diamante escalonadas apresentaram uma redução na temperatura da parede de cerca de 5% em comparação com as aletas em forma de quadrado em linha. Os resultados computacionais foram consistentes com os dados experimentais para o coeficiente de transferência de calor.

Os gráficos obtidos por meio da análise numérica feita via ANSYS® Fluent 2024 R1 evidenciam uma maior queda de pressão nos arranjos alinhados. Ainda, com a observação dos gráficos de temperatura, nota-se que para velocidades mássicas a partir de $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o arranjo escalonado propicia menor temperatura no substrato do processador; o mesmo ocorre para o coeficiente de transferência de calor (CTC).

Embora ambos os tipos de arranjo aumentem a área de superfície em contato com o fluido de trabalho, o arranjo escalonado possui maior número de aletas expondo mais área de superfície das aletas ao fluido, melhorando a transferência de calor. Adicionalmente, regiões de esteira reduzidas e ‘caminhos’ mais suaves para o fluido em torno das aletas significam menores perdas de pressão por atrito em comparação com o arranjo alinhado.

Portanto, o presente trabalho ratifica a viabilidade do uso de microdissipadores de calor com inserção de microaletas para o resfriamento adequado de processadores eletrônicos.

É importante mencionar que o desempenho térmico e fluidodinâmico em um arranjo específico de microaletas dependerá de diferentes fatores, tais qual a vazão do fluido, geometria das aletas e dimensões. Simulações computacionais ou estudos experimentais se fazem necessários para determinar qual o comportamento da transferência de calor e queda de pressão para um determinado formato e arranjo de aletas. Portanto, o projeto de dissipadores de calor microaletados deve ser otimizado com base nos requisitos e restrições específicos da aplicação pretendida.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Mohammadi, A.; Koşar, A. Review on Heat and Fluid Flow in Micro Pin Fin Heat Sinks under Single-phase and Two-phase Flow Conditions. *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, 2018.
- [2] Flightpath 2050: Europe's vision for aviation: maintaining global leadership and serving society's needs, Publications Office, 2011. <https://data.europa.eu/doi/10.2777/50266>.
- [3] Javani, N., Dincer, I., et al., Exergy analysis and optimization of a thermal management system with phase change material for hybrid electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 64, pp. 471-482, 2014.
- [4] van Heerden, A., Judt D., et al., Aircraft thermal management: Practices, technology, system architectures, future challenges and opportunities. *Prog. Aerop. Sci.*, 2022.
- [5] Prajapati, M. P. Y. K.; Khan, M. K. Numerical investigation of subcooled flow boiling in segmented finned microchannels. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 86, n. 1, p. 215-221, 2017.
- [6] Beckerle, B. de S. Estudo da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do R-600a em mini canais paralelos. Unisinos. 2015.
- [7] Cui, Pelin., Zhenyu, Liu., Enhanced flow boiling of HFE-7100 in picosecond laser fabricated copper microchannel heat sink. *Elsevier.*, vol. 175, 2021.
- [8] Kose H.A., Yildizeli A., Cardici S., Parametric study and optimization of microchannel heat sinks with various shapes. *Applied Thermal Engineering*, 2022.
- [9] Zhang, J., Zou, Z., Fu, C., A Review of the Complex Flow and Heat Transfer Characteristics in Microchannels. *Micromachines*, v. 14, n. 7, p. 1451, 2023.
- [10] Manoj, U.V., Goddumarri A.R., Chakraborty S., Heat transfer and fluid flow characteristics of a microchannel heat sink with microplates. *Applied Thermal Engineering*, 2023.
- [11] Tan Z., Jin P., et al., Flow and thermal performance of a multi-jet twisted square micro-channel heat sink using CuO-water nanofluid.
- [12] Dooley, M., Lui, N., Newman, R., Lui, C., Aircraft Thermal Management -Heat Sink Challenge. *SAE Technical Paper 2014-01-2193*, 2014.
- [13] Smakulski P., Pietrowicz S., A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques. *Applied Thermal Engineering*, pp. 636-646, 2016.
- [14] Zhang F., Zhai L., et al., A novel hybrid battery thermal management system with fins added on and between liquid cooling channels in composite phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 2022.

- [15] Tuckerman D., Pease R.F.W., High performance heat sinking for VLSI, *Electron Device-Letters*. IEEE, 1981.
- [16] Harms T. M., et al., Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, pp. 149-157, 1999.
- [17] Ryu J.H., Choi D.H., Kim S.J., Three dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink. *Int. J. Heat Mass Transf.*, pp. 1553-1562, 2003.
- [18] Raghuraman, D. R. S. et al. Influence of aspect ratio on the thermal performance of rectangular shaped micro channel heat sink using CFD code. *Alexandria Engineering Journal*, v. 56, n. 1, p. 43-54, 2017.
- [19] Marseglia, G., De Giorgi, M. G., Carvalho, D. S., Pontes, P., Souza, R. R., Moreira, A. L. N., Moita, A. S., Experimental investigation on the effects of the geometry of microchannels based heat sinks on the flow boiling of HFE-7100. *Applied Thermal Engineering*, 236, 2023.
- [20] Goel, V., Wang, W., Sunden, B., *Advances in Heat Transfer Augmentation Techniques in Single-phase Flows*. CRC Press, 2024.
- [21] da Silva, I. G., Silva, J. B. C., Cardoso, E. M., Dissipadores de calor microaletados para resfriamento de processadores. *Proceedings CREEM2020, XXVII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica*.
<https://abcm.org.br/proceedings/view/CRE2020/0008>
- [22] Nunes, J. M., de Oliveira, J. D., Copetti, J. B., Gajghate, S. S., Banerjee, U., Mitra, S. K., Cardoso, E. M., Thermal Performance Analysis of Micro Pin Fin Heat Sinks under Different Flow Conditions. *Energies*, 16(7), 3175, 2023.
- [23] Lee, S. W. C. H., Qu, W., Thermal design methodology for low flow rate single-phase and two-phase micro-channel heat sinks. In *Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems*, 2006. ITH-ERM 2006. (pp. 19-32). IEEE, 2006.
- [25] Marseglia, G., De Giorgi, M.G., et. al., Experimental investigation on the effects of the geometry of microchannels based heat sinks on the flow boiling of HFE-7100. *Elsevier*, vol. 236, Part A., 2024.
- [27] Coutinho M., Bento D., et. al. A review on the recent developments in thermal management systems for hybrid-electric aircraft. *Applied Thermal Engineering*, vol. 227, 2023.
- [28] 3M COMPANY. 3M Novec: Engineered Fluid HFE-7100 for Heat Transfer. St Paul: [s.n.].

APÊNDICE A

Tabela A.1. Propriedades termofísicas do HFE-7100 a 20 °C e 98 kPa.

Propriedades	Valores
Densidade do fluido [kg/m ³]	1480,62
Viscosidade dinâmica do fluido [N·s/m ²]	6.10 ⁻⁴
Calor específico [J/kg·K]	1183,84
Condutividade térmica do fluido [W/m·K]	0,6874
Número de Prandtl [-]	10,933

Fonte: Elaborada pela autora.

APÊNDICE B

A metodologia numérica desenvolvida no presente projeto consistiu no equacionamento apresentado nas Equações B.1 a B.9, as quais envolvem as equações governantes para problemas de escoamento de fluidos e transferência de calor. As equações utilizadas para a conservação de massa, de Navier-Stokes e de energia, são:

Conservação de Massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{B.1})$$

A equação da conservação da massa, de forma vetorial, pode ser escrita por:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (\text{B.2})$$

Em termos das equações de quantidade de movimento nos eixos – x, y, z – são dadas por:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \mu \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + X \quad (\text{B.3})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \mu \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + Y \quad (\text{B.4})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \mu \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + Z \quad (\text{B.5})$$

As forças de campo aplicadas em cada eixo são, respectivamente, representadas pelos termos X, Y, Z nas equações acima.

A equação da energia é dada por:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q'' + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad (\text{B.6})$$

Considerando propriedades constantes, as equações podem ser simplificadas e reescritas, em notação compacta com a utilização de vetores, como:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{v} = 0 \quad (\text{B.7})$$

$$\rho \frac{D\boldsymbol{v}}{Dt} = -\nabla \boldsymbol{P} + \mu \nabla^2 \boldsymbol{v} + \boldsymbol{F} \quad (\text{B.8})$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (\text{B.9})$$