

Artigo Técnico

Análise da Dinâmica de Fluidos Computacionais na Utilização de Ondulações e Cavidades nas Aletas de um Dissipador de Calor para Escoamento Laminar.

Analysis of computational fluid dynamics in the use of dimples and waves in the fins of a heat sink for Laminar Flows.

Gustavo Roncari da Silva^{ab*}, Efraim Cekinski^{cd}

^a Mestrado Profissional em Processos Industriais, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo . São Paulo - SP, Brasil.

^b Docente Auxiliar da Faculdade de Tecnologia do Estado de São Paulo. São Paulo - SP, Brasil.

^c Docente do Curso de Mestrado Profissional em Processos Industriais, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo . São Paulo - SP, Brasil.

^d Docente do Instituto Mauá de Tecnologia. São Paulo-SP, Brasil.

*e-mail:

gustavoroncari@yahoo.com.br
gustavoroncari@fatecsp.br

Palavras-chave: dissipador de calor; cavidade; ondulada; dinâmica dos fluidos computacional; transferência de calor.

Keywords: Heat Sink; Dimple; Waved; CFD; Corrugated.

Resumo

O dissipador de calor é um componente muito utilizado em dispositivos eletrônicos para diminuir a temperatura de operação e, com isso, minimizar a taxa de falha desses dispositivos. A maior parte dos dissipadores é fabricada com paredes finas e lisas denominadas de aletas, que não apresentam cavidades nem ondulações. O objetivo do presente trabalho foi verificar se a presença de cavidades e ondulações nas aletas pode contribuir para aumentar a taxa de transferência de calor por convecção forçada em regime laminar e, como consequência, diminuir a temperatura dos circuitos eletrônicos.

O trabalho foi efetuado por meio de simulação numérica com auxílio do programa computacional ANSYS Fluent®. Compararam-se as aletas lisas com aquelas contendo cavidades e ondulações. Foi verificado que para aletas contínuas no regime de escoamento laminar é necessário levar em conta a área de superfície bem como a queda de pressão do ar entre a entrada e a saída do dissipador. Maior queda de pressão faz com que parte do ar saia do canal do dissipador antes do seu final, o que diminui a taxa de transferência de calor. A menor queda de pressão encontrada no modelo de aleta lisa fez superar o efeito da sua menor área de superfície e como consequência, forneceu a menor temperatura entre todos os dissipadores. Dentre os modelos de aletas contínuas não lisas, o que contém ondulação forneceu a menor temperatura pois sua maior área de superfície superou o efeito negativo da queda de pressão.

Abstract

The heat sink is a component widely used in electronic devices to reduce the operating temperature and, therefore, minimize the failure rate of these devices. Most heatsinks are manufactured with thin, smooth walls called fins, which do not have cavities or ripples. The objective of the present work was to verify whether the presence of cavities and ripples in the fins can contribute to increasing the heat transfer rate by forced convection in a laminar flow and, as a consequence, reducing the temperature of the electronic circuits.

The work was carried out through numerical simulation with the aid of the computer program ANSYS Fluent®. Smooth fins were compared with those containing cavities and ripples. It was found that for continuous fins in the laminar flow regime it is

necessary to consider the surface area as well as the air pressure drop between the inlet and outlet of the heatsink. Greater pressure drops causes part of the air to leave the heatsink channel before its end, which reduces the heat transfer rate. The lower pressure drop found in the smooth fin model overcame the effect of its smaller surface area and, as a consequence, provided the lowest temperature among all heatsinks. Among the non-smooth continuous fin models, the one containing corrugation provided the lowest temperature because its greater surface area overcame the negative effect of the pressure drop.

1 Introdução

A invenção do transistor em 1948 concebeu o processador que tornou possível o computador pessoal atualmente, com isso, uma série de progressos científicos levaram à miniaturização dos sistemas eletrônicos. Concomitantemente à redução de tamanho dos sistemas eletrônicos, os processadores ficam mais rápidos e assim geram mais energia térmica. Em 1965, o Dr. Gordon E. Moore apresentou um artigo com previsão de que a quantidade de transistores em um único circuito integrado dobraria a cada dois anos. Agora, mais de 57 anos depois, constata-se que sua previsão foi incrivelmente precisa e deve continuar assim nas próximas décadas (BOYLESTAD; NASHELSKY, 2013).

Sistematicamente, muitas criações da tecnologia da informação são possibilitadas graças aos progressos da engenharia térmica que asseguram um controle térmico preciso, inclusive para problemas de diversas escalas. A temperatura é responsável por promover respostas nos sistemas, com isso, delimita as fronteiras de segurança da operação (MORAN *et al*, 2000).

O principal responsável pela diminuição da temperatura de operação do processador é o dissipador de calor, cuja função é dissipar efetivamente o calor (energia térmica) gerado nos dispositivos eletrônicos, utilizando para esse fim superfícies estendidas, conhecidas como aletas. Dissipadores de calor são usados em uma ampla gama de aplicações nas quais é necessária uma troca de calor eficiente: satélites, radares, mísseis, aeronaves, células de energia solar, navios, motores térmicos e dispositivos eletrônicos, em geral. O projeto mais comum de um dissipador de calor é um dispositivo metálico

com muitas aletas de resfriamento, conhecido como matriz de aletas. O alumínio é geralmente empregado em sua construção, oferecendo um bom equilíbrio entre peso, custo e propriedades térmicas (BERGMAN *et al*, 2019; ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

O mercado global de dissipadores de calor deve atingir US\$ 9,77 bilhões até 2026. Estima-se que esse mercado cresça a um *Compound Annual Growth Rate* (CAGR) de 7,4% até 2026. O CAGR refere-se à Taxa Anual Composta, um dos índices de avaliação de investimento mais conhecidos e utilizados no mercado.

Cada vez mais há o desenvolvimento de produtos de menores dimensões e com isso, a exigência da dissipação de calor aumenta, em especial para as indústrias eletrônica, automobilística e de energias renováveis. Avanços na tecnologia de microprocessadores estão, no momento, limitados principalmente pela capacidade de resfriar estes minúsculos dispositivos.

Embora tenham sido feitos progressos impressionantes nas últimas décadas, permanecem sérios os desafios técnicos no gerenciamento térmico e controle de dispositivos eletrônicos ou microprocessadores para a remoção adequada do calor gerado, pois altas taxas de geração de calor resultam em altas temperaturas de operação nos equipamentos eletrônicos, o que compromete sua segurança e confiabilidade. É conhecido que a taxa de falhas de equipamentos eletrônicos aumenta exponencialmente com a elevação da temperatura (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Devido à crescente taxa de geração de calor, apenas o dissipador de calor que opera com convecção natural não consegue ser eficaz na redução das temperaturas, por isso, necessita de sistemas auxiliares para promover a convecção forçada de ar, como ventoinhas, tubos de calor, refrigeração por líquido e jato de ar impingente. Neste sentido, o presente trabalho visa colaborar para tornar o projeto de dissipadores mais eficiente e que possa ser utilizado em dispositivos eletrônicos cada vez mais complexos.

O objetivo do presente trabalho foi verificar se a presença de aleta em tiras e presença de cavidades e ondulações nas aletas dos dissipadores de calor podem aumentar a troca de calor por convecção forçada em escoamento laminar e, como consequência, diminuir a temperatura dos circuitos eletrônicos. Isso foi feito por meio de comparação entre um dissipador de aleta contínua e três dissipadores com modificações na geometria, um com aleta com cavidades, um com aleta em tiras e cavidade e um com aleta com ondulações.

De acordo com Alves e colaboradores (2021), a utilização de dissipador com ventoinha provoca uma redução na temperatura da fonte de calor de 42%, enquanto o dissipador sozinho provoca uma redução de 26% e a utilização da ventoinha sem o dissipador causa uma diminuição de apenas 8%.

Fonseca (2020) realizou investigações experimentais e numéricas de modo a obter as características do escoamento e da transferência convectiva de um dissipador com aleta contínua retangular e outro com aletas em tiras. Estabelecendo um escoamento forçado paralelo à base do dissipador, observou que, para as mesmas faixas experimentais, a efetividade do dissipador com aletas em tiras foi nitidamente maior.

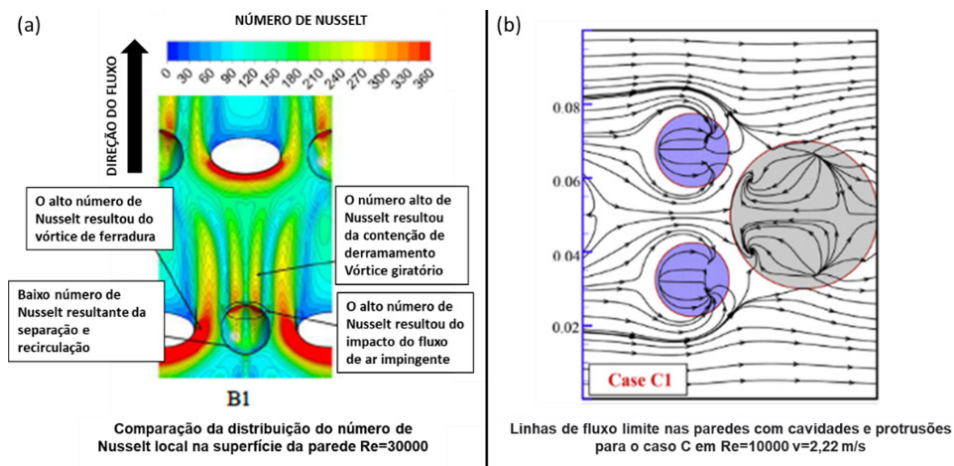
Reis (2018) realizou mudanças na geometria de um dissipador de micro canais aletados, especificamente em sua altura, obtendo melhores desempenhos na transferência de calor. Observou-se também que micro canais ondulados, apesar de aumentarem a área de contato, só possuem melhor desempenho para números de Reynolds altos.

Um estudo realizado por Perwez e Kumar (2019) comparou os resultados numéricos e experimentais para analisar o desempenho da transferência de calor de um dissipador de cavidade esférica e um dissipador de cavidade em forma de lágrima inclinada para um número de Reynolds variando de 1800 a 7000. Os resultados mostraram que o dissipador com cavidade em forma de lágrima inclinada exibe a maior transferência de calor, cerca de 8,6% maior do que o dissipador de calor com cavidade esférica e 12,99% melhor do que o dissipador sem cavidade. O benefício da cavidade na parede da aleta dá-se devido à grande formação de vórtices na cavidade, aumentando o tempo de interação entre o fluido e a superfície, o que melhora a transferência de calor.

Gupta, Kumar e Patil (2019) estudaram a transferência de calor e o desempenho do escoamento de um dissipador de calor através da inclusão de cavidades na superfície das aletas para números de Reynolds variando de 6800 a 15200. Os autores também estudaram a influência da razão da profundidade da cavidade (D/d) e a razão do passo entre as cavidades (s/d) na eficiência da transferência de calor. Concluíram que a transferência aumenta quando a razão de passo (s/d) diminui e a razão de profundidade (D/d) aumenta. Assim, obtiveram pontos ótimos para (s/d) de 2,5 e relação de profundidade de cavidades (D/d) de 0,5.

Luo e colaboradores (2019) estudaram a transferência de calor de um canal retangular com inclusão de pinos e cavidades com diferentes profundidades. Para isso, nove situações diferentes foram analisadas. Chegaram à conclusão de que os canais com aletas de pino elíptico mostram o melhor desempenho térmico. Verificou-se que o aumento máximo para canais com cavidades circulares e aletas de pino elíptico é 109,6% no fator de área de superfície e 15,0% no fator de volume, em comparação com o canal que possui aletas de pino circulares e cavidades. Devido à inclusão de pinos elípticos nas proximidades da cavidade, consegue-se a presença do vórtice ferradura (horse-shoe) que em muitos estudos mostram ser o mais benéfico para a transferência de calor. Além disso, varia-se a relação de profundidade e diâmetro da cavidade em conjunto, obtendo a melhor relação apresentada pelo (Caso B1), mostrado na **FIGURA 1.1 item (a)**.

Figura 1.1 – Análise da inclusão de cavidades e protusões



Fonte: (a) Adaptado de Luo e colaboradores (2019) e (b) adaptado de Liu e colaboradores (2015).

No estudo de Liu e colaboradores (2015), encontra-se a análise do fluxo de calor associando cavidades com protrusões secundárias de menor diâmetro. Os principais parâmetros considerados são razões de altura e localizações relativas de protrusões secundárias colocadas à montante da ondulação. Como resultado, obtém-se que a transferência de calor pode ser aprimorada caso incremente-se a altura das protrusões secundárias. As estruturas de vórtice formadas à jusante das saliências secundárias permanecem eficazes e se desenvolvem na depressão primária se as saliências secundárias estiverem localizadas perto da linha central, conforme **Figura 1.1 item (b)**.

As vantagens do aumento da transferência de calor para um canal com cavidades e inclusão de protruções são evidentes, porém, deve-se ter cuidado, pois o parâmetro de perda de pressão e fator de atrito podem ser aumentados, prejudicando a transferência de calor.

2 Procedimento metodológico

2.1 Materiais e Equipamentos

Foi utilizado um computador com processador Intel(R) Core (TM) i7-3770 CPU @ 3.40GHz e 16 GB de memória ram e uso do programa computacional ANSYS Fluent® versão 2021.

2.2 Métodos Adotados

Para resolução do problema foi utilizada a simulação por meio da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) com auxílio do programa ANSYS FLUENT®.

O complexo sistema de equações governamentais do problema é resolvido no domínio geométrico dividido em pequenos volumes, comumente conhecidos como malhas, que contam com critérios de convergência de modo a se alcançar resultados próximos ao problema real (NETO *et al*, 2019).

2.3 Ferramentas Utilizadas

Para realização das simulações em CFD, utilizou-se as seguintes ferramentas computacionais:

- para o desenho da geometria em três dimensões, foi utilizado o Solidworks®, uma ferramenta de desenho assistida por computador ou *Computer Aided Design (CAD)*;

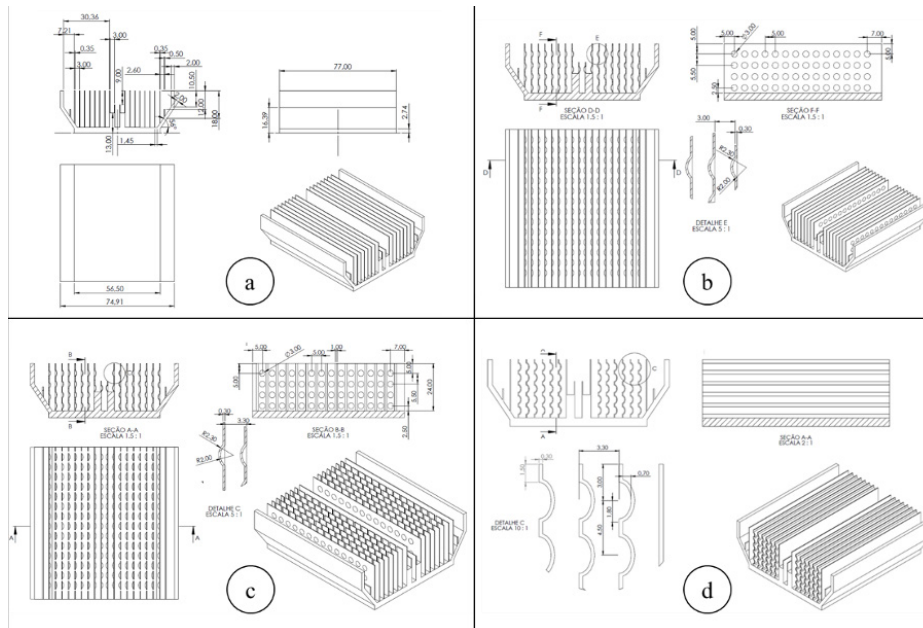
- apropriado para simplificação e preparação da geometria para realização da simulação, o programa computacional SpaceClaim® (ferramenta CAD oferecida pela ANSYS®) foi utilizado. Com esta ferramenta, é possível realizar a criação do invólucro de domínio fluido, definição das áreas de entrada e saída, além da definição de zonas para refino de malha.
- o programa FluentMesh® (ferramenta da ANSYS®) foi utilizado para geração da malha; e
- o programa Fluent® (pacote ANSYS®) foi utilizado para resolução do problema e interpretação dos resultados. Nesta etapa, define-se o correto modelamento do problema, condições de contorno, escolha de regimes permanente ou transitório, além das características dos materiais e fluidos.

2.4 Modelagem em CAD dos modelos estudados

O modelo em CAD do dissipador comercial, modelo (a), foi obtido através da medição da peça real, simplificando alguns detalhes da geometria para facilitar a modelagem em CFD, como chanfros e arredondamentos pequenos. Foram desprezados os sistemas de refrigeração auxiliar, como os tubos de calor (heat pipes). A **FIGURA 2.1** representa os seguintes dissipadores:

- **modelo (a)** - refere-se ao dissipador comercial CK AM-209;
- **modelo (b)** - refere-se a modelo do dissipador com superfície de aleta com cavidades com diâmetro de 3 mm e passo de 5 X 5,5 mm;
- **modelo (c)** - refere-se a modelo do dissipador com superfície de aleta em tiras com cavidades com diâmetro de 3 mm e passo de 5 X 5,5 mm; e
- **modelo (d)** - refere-se a modelo do dissipador com superfície de aleta ondulada na direção do perfil com diâmetro de 3 mm X profundidade de 0,7 mm e passo de 4,5 mm.

Figura 2.1 – Dimensões dos modelos de dissipadores



Fonte: elaborado pelos autores

Essas geometrias originam diversos parâmetros construtivos apresentados na **Tabela 2.1**.

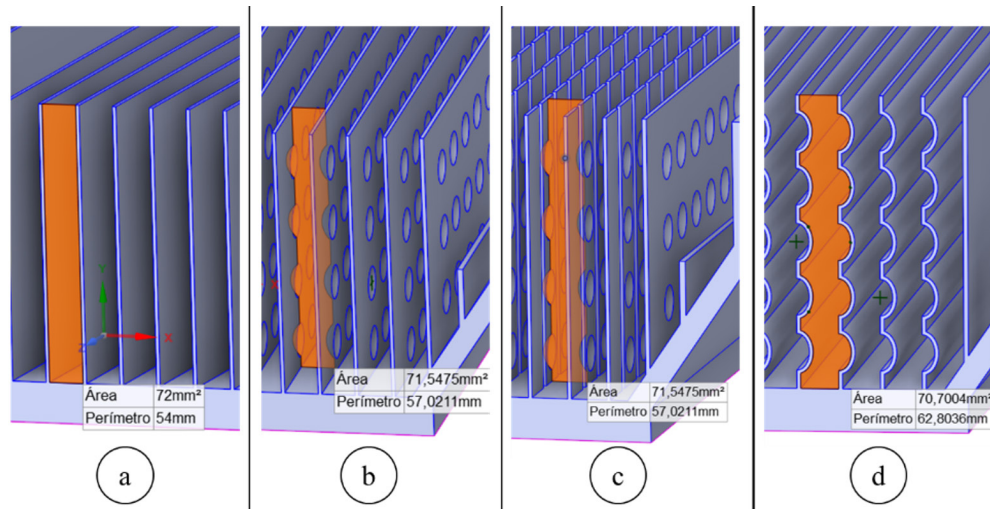
Tabela 2.1 – Parâmetros construtivos dos dissipadores analisados.

| Parâmetros | modelo (a) | modelo (b) | modelo (c) | modelo (d) | Unidades |
|----------------------|------------|------------|------------|------------|-----------------|
| Área do Canal | 72 | 71,55 | 71,55 | 70,7 | mm ² |
| Perímetro molhado | 54 | 57,02 | 57,02 | 62,8 | mm |
| Comprimento da aleta | 0,077 | 0,077 | 0,077 | 0,077 | m |
| Área de Superfície | 0,080 | 0,082 | 0,076 | 0,088 | m ² |
| Volume | 37867,87 | 38263,90 | 36940,90 | 39068,97 | mm ³ |
| Dh | 5,33 | 5,02 | 5,02 | 4,50 | mm |

Fonte: elaborado pelos autores

A **Figura 2.2** mostra como foram obtidas a área do canal e o perímetro molhado de cada um dos modelos.

Figura 2.2 – Área do canal e perímetro molhado dos modelos estudados



Fonte: elaborado pelos autores

Alguns parâmetros construtivos podem influenciar a transferência de calor do dissipador. Quanto maior a área de superfície, maior a capacidade potencial de dissipação, pois a troca de calor é proporcional a essa área como pode ser visto na lei de Newton de resfriamento para convecção ou na lei de Fourier na condução (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Portanto, a princípio, espera-se que o modelo (d) seja o mais eficiente.

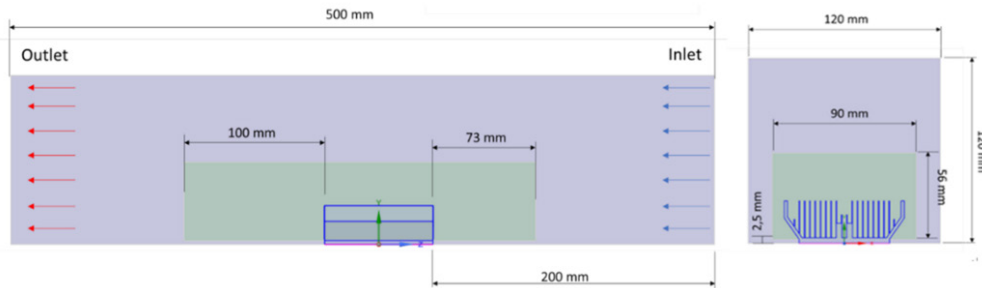
O perímetro molhado é o perímetro de contato entre a parte interna no dissipador e o ar, considerando a base e paredes. Também neste caso, quanto maior o perímetro molhado, maior é a tendência de transferência de calor.

O diâmetro hidráulico é equivalente ao diâmetro para tubos circulares. Quanto menor esse parâmetro, maior é a perda de carga dentro do dissipador. O modelo (a) é construído com placa lisa e fornece o maior D_h , enquanto o modelo (d), devido às ondulações, apresenta o menor D_h . O comprimento da aleta afeta a transferência de calor pois influi diretamente na área de superfície. Aletas mais longas aumentam a taxa de transferência de calor. Neste trabalho, o comprimento de todas as aletas foi o mesmo.

2.5 Modelagem em CFD

Os dissipadores foram simulados no ANSYS®, adaptando-se o modelo de túnel apresentado por Maschietto, (2018), de acordo com a área de refino apresentada na FIGURA 2.3.

Figura 2.3 – Dimensões do invólucro e área de refino do dissipador estudados



Fonte: adaptado pelos autores

2.6 Geração da malha

Após a importação da geometria do dissipador que estava no Solidworks® para o SpaceClaim®, efetua-se o processo de criação do invólucro, zonas de refino de malha, compartilhamento de topologia entre o dissipador e o invólucro, nomeação das faces de entrada e saída. Na sequência, a geometria é exportada para o FluentMesh® para definição do tamanho dos elementos de malha, conforme TABELA 2.2 sendo que o tamanho de malha do corpo do dissipador variou de 5 a 0,75 mm dependendo da complexidade de geometria.

Tabela 2.2 – Parâmetros utilizados nas zonas de refino de malha.

| Definições de controle de malha | Invólucro | Dissipador | Refino |
|---------------------------------|-----------------|------------------|---------------------|
| Tipo de controle de tamanho | Tamanho de Face | Tamanho de Corpo | Corpo de influência |
| Taxa de crescimento | 1,2 | 1,2 | 1,2 |
| Tamanho da malha (mm) | 20 | 5 | 1 |

Fonte: adaptado pelos autores

A **TABELA 2.3** apresenta características importantes das malhas obtidas. O elemento de malha predominante foi o poliedro, escolhido por gerar uma malha leve e mais precisa do que o tetraedro.

Tabela 2.3 – Parâmetros utilizados na geração da malha de superfície.

| Geração de superfície de malha | Definições |
|--------------------------------|-------------------------|
| Tamanho mínimo | 1 |
| Tamanho máximo | 16 |
| Taxa de crescimento | 1,2 |
| Funções de tamanho | Curvatura & Proximidade |
| Ângulo de curvatura normal | 18 |
| Cells per Gap | 4 |
| Escopo de proximidade | arestas |

Fonte: adaptado pelos autores

De acordo com Maschietto (2018), para iniciar uma malha refinada, os valores usuais para o tamanho dos elementos são da ordem de 1/20 das dimensões do invólucro ou canal. Portanto, os parâmetros utilizados estão de acordo, sendo limitados pelo recurso computacional. Na **TABELA 2.4**, é possível observar as estatísticas da malha.

Tabela 2.4 – Estatística da malha.

| Parâmetros | modelo (a) | modelo (b) | modelo (c) | modelo (d) |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|
| nós | 4.228.904 | 5.624.790 | 7.245.914 | 11.961.994 |
| arestas | 20.564 | 66.088 | 118.989 | 112.538 |
| faces | 8.836.425 | 11.507.105 | 14.219.678 | 20.043.072 |
| células | 2.412.402 | 3.067.669 | 3.684.986 | 4.586.375 |
| Skewness (assimetria) (média) | 0,224 | 0,103 | 0,165 | 0,078 |
| Aspect Ratio (média) | 3,980 | 4,415 | 7,089 | 3,287 |
| Ortogonalidade (média) | 0,105 | 0,106 | 0,167 | 0,081 |

Fonte: adaptado pelos autores

De acordo com Modesto (2022), recomenda-se manter o valor mínimo de ortogonalidade superior a 0,1, a assimetria máxima inferior a 0,95 e *Aspect Ratio* inferior a 40. O *Aspect Ratio* refere-se à relação entre as dimensões de uma malha ou grade utilizada para discretizar o domínio de uma simulação. O *Aspect Ratio* é uma medida adimensional que ajuda a descrever a forma ou a relação entre o comprimento, a largura e a altura de uma célula ou elemento da malha. Entretanto estes valores podem variar conforme a física da simulação e a localização das células.

2.7 Condições de Contorno

Após a geração da geometria exporta-se para o solucionador do Fluent®, onde foram definidas as condições de contorno, modelos de turbulência, seleciona-se o método de resolução, os controles e os erros residuais.

Conforme mostrado na **TABELA 2.5.**, em todas as simulações, o dissipador foi de alumínio e o ar foi considerado um gás ideal, ambos selecionados pela biblioteca do programa computacional, sem nenhuma alteração de parâmetros.

Tabela 2.5 – Propriedades dos materiais.

| Propriedades | Ar | Alumínio |
|---------------------------------|----------|----------|
| Densidade (kg/m ³) | 1,23 | 2,719 |
| Calor específico (J/(kg.K)) | 1.006 | 871 |
| Condutividade térmica (W/(m.K)) | 0,02 | 202,4 |
| Viscosidade dinâmica (kg/(m.s)) | 1.80E-05 | - |

Fonte: adaptado pelos autores

Em seguida, foram definidas as condições de contorno de entrada e saída. A área de entrada do ar da ventoinha é de 120 mm x 120 mm. Como a vazão de uma ventoinha varia 85 m³/h a 105 m³/h, a velocidade de entrada do ar foi considerada um valor de 2 m/s (Vazão/Área). A temperatura de saída foi considerada 5 °C acima da temperatura de entrada para agilizar a convergência da solução.

Na base do dissipador foi considerada uma área de 30 mm X 30 mm, onde a potência de entrada do processador fica em 65 W, baseado em um processador intermediário.

2.8 Definição do Escoamento

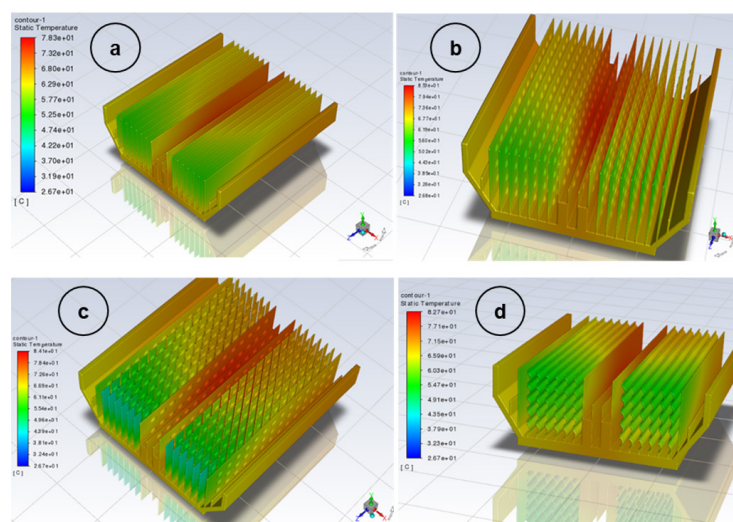
Para escoamento laminar, a solução direta das Equações de Navier-Stokes é suficiente e nenhum modelo de turbulência é necessário (NETO; PUREZA, 2019).

Apesar da maior parte dos trabalhos da literatura utilizar o regime de escoamentos turbulento, foi constatado que o regime correto a ser utilizado no presente caso é o laminar, devido ao valor de velocidade encontrado de 2 m/s. As simulações utilizaram regime permanente e convecção forçada em todos os casos.

3 Resultados e discussão

A FIGURA 3.1 apresenta o contorno das temperaturas nos modelos analisados. A escala de temperatura se encontra ao lado de cada dissipador. A coloração mais próxima do vermelho indica maior temperatura e a mais próxima do azul, menor temperatura. Em todos os casos, as menores temperaturas dos dissipadores encontram-se na parte frontal onde há a maior transferência de calor, pois o ar frio tem o primeiro contato com o dissipador quente. Depois, com o aquecimento do ar dentro do dissipador, a diferença de temperatura entre o ar e o dissipador diminui e por consequência, a troca de calor se reduz. Isso explica a coloração esverdeada no início e mais avermelhada no final do dissipador.

Figura 3.1 – Quadro comparativo da distribuição de temperatura dos modelos analisados.



Fonte: adaptado pelos autores

Para analisar a eficiência dos dissipadores, foi verificado no ANSYS Fluent®:

- a temperatura média nos dissipadores, por meio do cálculo da integral da temperatura no volume dos dissipadores dividido pelo volume total;
- a temperatura média da superfície inferior do dissipador que está em contato com o processador, representando a temperatura do processador; e
- a queda de pressão nos dissipadores, obtida pela diferença da média das pressões nos planos de entrada e de saída do dissipador.

Esses valores junto com os obtidos para a área de superfície e mostrados na **TABELA 2.1** estão apresentados na **TABELA 3.1**.

Tabela 3.1 – Área de superfície, temperaturas médias, queda de pressão e área de superfície nos dissipadores de calor e temperatura nos processadores

| Dissipador | Temperatura do processador (°C) | Temperatura do dissipador (°C) | Queda de Pressão (Pa) | Área de superfície (mm ²) |
|--|---------------------------------|--------------------------------|-----------------------|---------------------------------------|
| Modelo (a) (aletas contínuas) | 76,25 | 68,99 | 0,612 | 0,080 |
| Modelo (b) (aletas com cavidade) | 82,84 | 75,11 | 0,653 | 0,082 |
| Modelo (c) (aletas em tiras com cavidade) | 81,53 | 73,54 | 0,733 | 0,076 |
| Modelo (d) (aletas com ondulações) | 80,23 | 72,30 | 0,703 | 0,088 |

Fonte: adaptado pelos autores

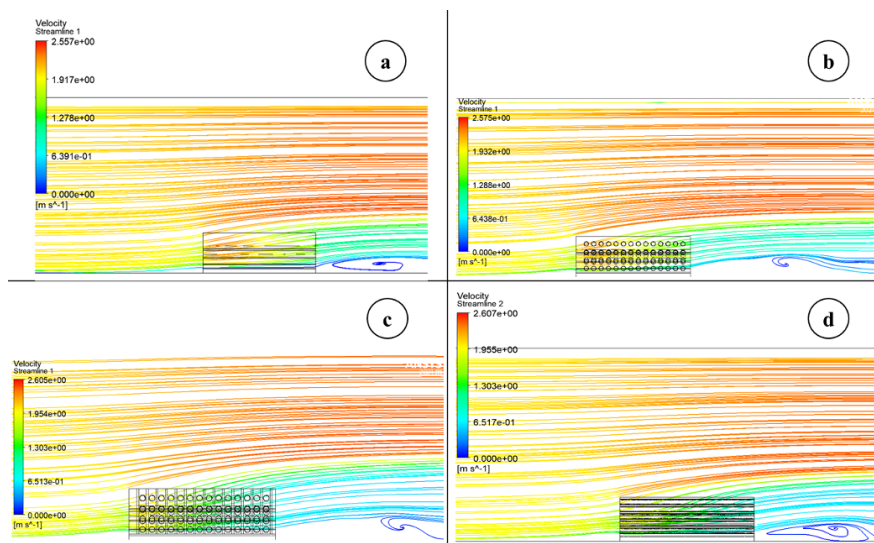
As temperaturas verificadas nos processadores (fundo do dissipador) e nos dissipadores (volume do dissipador) seguem a mesma ordem crescente, sendo a menor temperatura do modelo (a), de aleta contínua, e a maior no modelo (b), de aleta contínua com cavidades. Vale ressaltar que dentre os modelos com modificações em relação ao de aleta contínua, o modelo (d) com ondulações é o que fornece a menor temperatura.

Como já descrito, a maior transferência de calor se dá teoricamente em dispositivos que apresentam a maior área de superfície, e por isso se esperava que o modelo (d) fosse o mais eficiente dentre todos os modelos. A explicação para essa aparente contradição é que além da área de superfície, a perda de carga dentro dos canais bem como o formato das aletas em tiras também influenciam a transferência de calor.

A perda de carga indica a maior dificuldade de escoamento do ar dentro do dissipador devido ao atrito viscoso. Em um canal aberto, como é o caso, a perda de carga funciona com uma espécie de restrição ao escoamento e faz com que uma parte do ar que deveria escoar dentro dos canais saia para fora, o que diminui o contato do fluido mais frio com o dissipador e, como consequência, resfria menos.

Isso pode ser observado na **FIGURA 3.2**, que mostra as linhas de corrente, que são indicadores da direção instantânea no campo de escoamento do fluido.

Figura 3.2 – Linhas de corrente da velocidade ao longo da aleta nos modelos analisados.



Fonte: elaborado pelos autores

A velocidade do fluido externo ao dissipador apresenta velocidade maior (coloração vermelha) que na parte interna pois o ar não encontra nenhuma restrição ao escoamento. No modelo (a), as linhas de menor velocidade (coloração azul) escoam para fora do dissipador somente no final do seu comprimento, enquanto nos outros dissipadores, essas linhas tendem a sair antes do final do dissipador.

Uma outra forma de verificar as velocidades dentro do dissipador é inserir uma linha imaginária no seu comprimento, entre a entrada e a saída, como apresentado na **FIGURA 3.3**

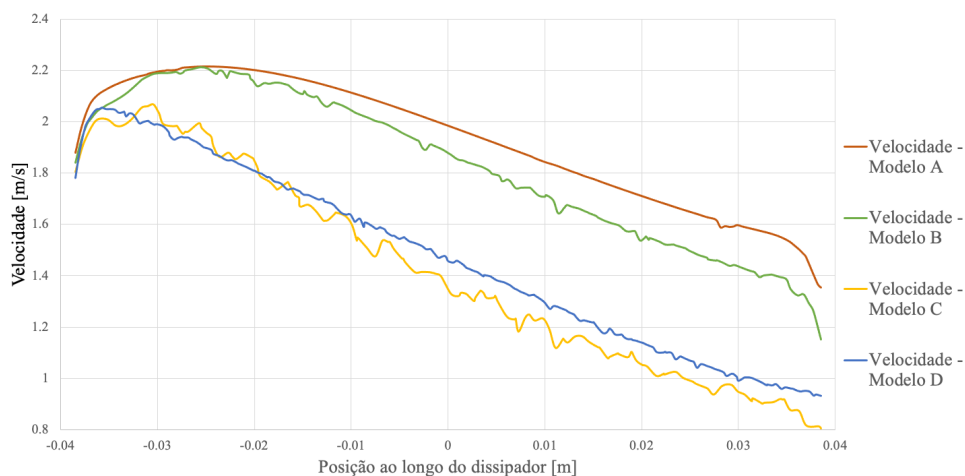
Figura 3.3 - Representação da linha imaginária em amarelo ao longo da aleta do dissipador.



Fonte: elaborado pelos autores

Nessa linha foram obtidas as distribuições de velocidade em todos os dissipadores, como mostrado na FIGURA 3.4.

Figura 3.4 - Velocidade do ar nos diferentes dissipadores ao longo do comprimento da aleta.



Fonte: elaborado pelos autores

A velocidade do ar foi maior no modelo (a) seguido pelo modelo (b), depois modelo (d) e finalmente modelo (c). Esse resultado é consistente com as medidas da queda de pressão entre a entrada e saída do dissipador (TABELA 3.1).

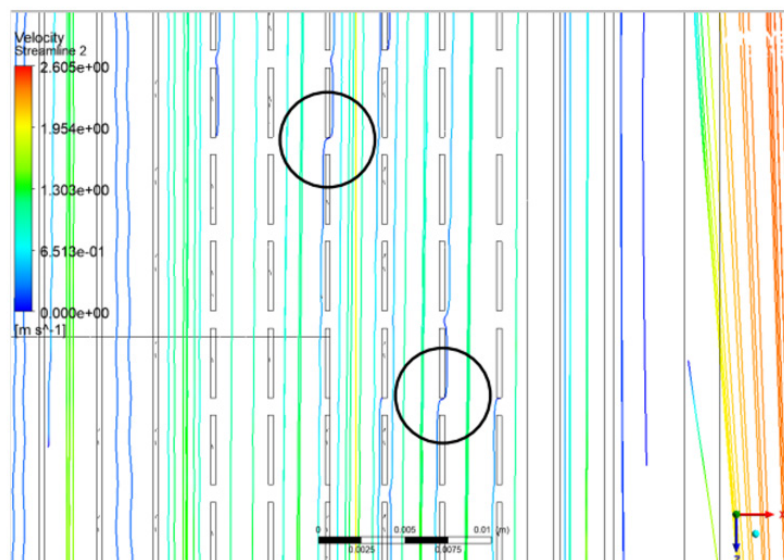
Comparando o modelo (a) com o modelo (b) cuja diferença é a presença de cavidades, nota-se que apesar da área de superfície do modelo (b) ter aumentado em 2,5 %, a temperatura obtida no modelo (a) é menor. A presença das cavidades aumentou a queda de pressão (perda de carga) em 7 % e por consequência, a velocidade do fluido no interior do dissipador diminuiu. O efeito da queda de pressão prevaleceu sobre o efeito da maior área da superfície.

Entre os modelos (a) e (d), a diferença são as ondulações na aleta do modelo (d). Esse último apresenta uma área de superfície 10 % maior, mas a queda de pressão aumentou em 20 %. Como na comparação anterior, a queda de pressão teve um efeito maior do que a área de superfície e a temperatura verificada foi maior que a do modelo (a).

A influência da aleta em tiras é verificada comparando os modelos (b) e (c), ambos com cavidades. Apesar da menor área da superfície e da maior queda de pressão, o modelo (c) apresentou a menor temperatura. A queda de pressão do modelo (c) deveria ser menor, pois tem menos área de contato entre o ar e a parede da aleta e teria menos atrito viscoso. Pelo mesmo motivo da maior área de contato, esperava-se, a princípio, que a temperatura fosse maior.

A explicação é que a aleta em tiras proporciona um escoamento diferente em relação às aletas contínuas. A **FIGURA 3.5** mostra as linhas de corrente em um plano horizontal dentro do modelo (c). Percebe-se nos locais marcados com um círculo que o ar não segue totalmente uma linha reta entre a entrada e a saída como na aleta contínua. Há uma parte que passa de um canal para outro. Isso proporciona de um lado uma maior queda de pressão e do outro lado melhora a mistura do ar na parte interna do dissipador. A soma desses efeitos faz diminuir a temperatura em relação ao uso de aleta contínua.

Figura 3.5 - Linhas da corrente de velocidade do ar no plano horizontal no modelo (c) - aleta em tiras.



Fonte: elaborado pelos autores

Uma indicação da mistura do ar pode ser vista na **FIGURA 3.4** em que a curva referente ao modelo (c) é mais instável que as demais curvas.

4 Conclusão

O presente estudo investigou, por meio de simulação computacional, a influência que a inclusão de cavidades e ondulações bem como o uso de aletas em tiras exercem no aumento da taxa de transferência de calor e consequente diminuição da temperatura de um dissipador de calor em regime de escoamento laminar.

Comparou-se o modelo (a), dissipador de aleta reta contínua, com o modelo (b), dissipador de aletas contínuas com cavidades, com o modelo (c), de aletas com tiras e cavidades, e o modelo (d) de aletas onduladas.

Verificou-se que a taxa de transferência de calor em escoamento laminar em aletas contínuas depende, da área de superfície e da queda de pressão do ar que passa por dentro do dissipador (perda de carga). A princípio não é possível saber qual desses parâmetros irá influenciar mais a taxa de transferência de calor, para novas geometrias de dissipadores será necessário realizar novas simulações ou efetuar testes em laboratório.

A utilização de aletas em tiras mostrou ser benéfica para a transferência de calor. A presença de tiras permite uma maior circulação de ar dentro do dissipador que, embora aumente a queda de pressão, melhora a mistura do ar dos diferentes canais e proporciona uma temperatura menor no dissipador.

Os próximos passos para estudar o melhor aproveitamento da maior área de superfície das aletas obtidas com cavidades e ondulações, é verificar o comportamento em escoamento turbulento ou fazer com que o ar escoe de cima para baixo (TISE) ao invés da entrada e saída pela lateral (SISE).

5 Referências

ALVES, C. F. *et al.* Análise de eficiência térmica dos dissipadores. **Revista Científic@ Universitas**, v. 8, n. 1, p. 103-109, 2021.

BERGMAN, T. *et al.* **Incropera - Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 8. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2019. 648 p.

BOYLESTAD, R. L.; NASHELSKY, L. **Dispositivos Eletrônicos e Teoria dos Circuitos**. 11. ed. São Paulo: Pearson, 2013. 784 p.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**. 4. ed Porto Alegre: McGraw-Hill, 2012. 906 p.

FONSECA, W. D. P. **Investigação Experimental e Simulação Numérica de Dissipadores Térmicos de Aletas Retas em Tiras Alinhadas (Strip Fins)**. 2020. 73 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, 2020.

GUPTA, A.; KUMAR, M.; PATIL, A. K. Enhanced heat transfer in plate fin heat sink with dimples and protrusions. **Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 8, p. 2247-2260, 2019.

HEAT Sinks Market by Product Type: (Aluminum Heat Sink, Copper Heat Sink, Copper Aluminum Heat Sink). Disponível em: <<https://www.profsharemarketresearch.com/heat-sinks-market-report/>>. Acesso em: 03 mar. 2022.

LIU, J. *et al.* Numerical modeling flow and heat transfer in dimpled cooling channels with secondary hemispherical protrusions. **Energy**, v. 79, p. 1-19, 2015.

LUO, L. *et al.* Flow structure and heat transfer characteristics of a rectangular channel with pin fins and dimples with different shapes. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, v. 11, n. 2, 2019.

MASCHIETTO, V. C. L. **Investigação Experimental e Análise Numérica da Transferência de Calor em um Dissipador de Calor Aletado**. 2018. 129 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2018.

MODESTO, D. L. **Estudo da transferência de energia de um tubo de vórtice (RHVT) a partir da fluidodinâmica computacional (CFD)**. 2022. 93 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Processos Industriais, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo - IPT, São Paulo, 2022.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; MUNSON, B. R. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos**: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. 1 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2000. 620 p.

NETO, R. M.; PUREZA, V. Modelagem e Simulação. In: MIGUEL, Paulo Augusto Cauchick (org.). **Metodologia científica para engenharia**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2019. Cap. 8. p. 215-244.

PERWEZ, A.; KUMAR, R. Heat transfer performance investigation of the spherical dimple heat sink and inclined teardrop dimple heat sink. **Numerical Heat Transfer, Part A: Applications**, v. 76, n. 2, p. 73-86, 2019.

REIS, F. G. **Análise numérica de resfriamento de componentes eletrônicos por trocadores de calor com microcanais**. 2018. 80 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, 2018.

SILVA, G. R. **Arrefecimento de Componentes Eletrônicos**: análise da dinâmica de fluidos computacionais na utilização de ondulações e cavidades nas aletas de um dissipador de calor. 2023. 115 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Processos Industriais, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo., São Paulo, 2023.

10.29327/2202814.7.24-1

