UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MAYKOL DOUGLAS MONTEIRO DE OLIVEIRA

MODELAGEM E AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO WATER-COOLING PARA DISSIPAÇÃO DE CALOR NUM PROCESSADOR COMERCIAL

Recife
2021

MAYKOL DOUGLAS MONTEIRO DE OLIVEIRA

MODELAGEM E AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO WATER-COOLING PARA DISSIPAÇÃO DE CALOR NUM PROCESSADOR COMERCIAL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Recife

2021

Catalogação na fonte:
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

O48m Oliveira, Maykol Douglas Monteiro de.
Modelagem e avaliação térmica de um trocador de calor tipo water-cooling para dissipação de calor num processador comercial / Maykol Douglas Monteiro de Oliveira. – 2021.
64 f.: il., figs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.
Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, Recife, 2021.
Inclui referências.

1. Engenharia mecânica. 2. Processadores. 3. Water cooling. 4. Dissipação térmica. 5. Simulação numérica. I. Guerrero, Jorge Recarte Henríquez (Orientador). II. Costa, José Ângelo Peixoto da (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.) BCTG/2022-130

MAYKOL DOUGLAS MONTEIRO DE OLIVEIRA

MODELAGEM E AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO WATER-COOLING PARA DISSIPAÇÃO DE CALOR NUM PROCESSADOR COMERCIAL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 13 / 12 / 2021.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Coorientador)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Examinador interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Junio Urbano (Examinador externo)
Instituto Federal de Pernambuco

Dedico este trabalho à minha mãe pelo apoio e companheirismo em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus pelo discernimento a mim oferecido.

Agradeço à minha mãe pelo apoio e companheirismo dado em todos os momentos.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero e ao meu coorientador Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Agradeço aos meus familiares que de alguma forma tenham contribuído.

Agradeço aos professores pela parcela de contribuição prestada durante o curso.

RESUMO

Conforme o desenvolvimento da tecnologia da computação avança, os processadores tornam-se cada vez mais rápidos e eficientes. Os processadores são em geral os componentes que geram mais calor em um computador, e necessitam de mais cuidados em relação à refrigeração. O calor gerado por um componente eletrônico precisa ser rapidamente dissipado, caso contrário produzirá um aumento de temperatura, o que pode provocar mau funcionamento do dispositivo. A elevada densidade de energia dissipada demanda projetos de dissipadores térmicos mais eficientes e isto tem levado a desenvolver sistemas de resfriadores com líquidos. O trabalho aqui apresentado tem como objetivo a avaliação térmica de resfriador a água (water cooler) para dissipação de calor num processador comercial utilizando uma abordagem numérica baseada numa análise computacional através do Ansys Workbench. Quatro modelos de geometria de water cooler foram estudados e foram obtidos resultados satisfatórios para temperatura da base do water cooler. Para todas as geometrias de water cooler analisadas, os resultados indicam que com o aumento da vazão de água no water cooler, o desempenho térmico diminui e a perda de carga aumenta.

Palavras-chave: processadores; water cooling; dissipação térmica; simulação numérica.

ABSTRACT

As the development of computing technology advances, the processors become faster and more efficient. Processors are generally the components that generate the most heat in a computer, and they need more attention in terms of cooling. The heat generated by an electronic component needs to be quickly dissipated, otherwise it will produce a rise in temperature, which can cause the device to malfunction. The high dissipated energy density demands more efficient heat sink designs and this has led to the development of liquid cooler systems. This work aims the thermal evaluation of a water cooler for heat dissipation in a commercial processor using a numerical approach based on a computational analysis through the Ansys Workbench. Four water cooler geometry models were studied and satisfactory results were obtained for the water cooler base temperature. For all analyzed water cooler geometries, the results indicate that with the increase of the water flow in the water cooler, the thermal performance decreases and the pressure drop increases.

Keywords: processors; water cooler; thermal dissipation; numerical simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Dissipador de calor no processador	14
Figura 2 –	Water Cooler	15
Figura 3 –	Condução de calor através de uma parede plana de espessura Δx e área A	19
Figura 4 –	Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção	20
Figura 5 –	Duas superfícies gerais negras mantidas nas temperaturas uniformes T_1 e T_2	21
Figura 6 –	Perfil de velocidade da camada limite ao longo de uma placa plana	22
Figura 7 –	Uso de aletas para melhorar a transferência de calor em uma parede plana. (a) Superfície sem aletas. (b) Superfície aletada	24
Figura 8 –	Representação do método dos volumes finitos	25
Figura 9 –	Isotermas para casos distintos de arranjo de extremidades trapezoidais e ângulo de inclinação da cavidade, respectivamente (Caso 1, Caso 2, Caso 3 e Caso 4) e (γ = 0º, 45º e 90º)	30
Figura 10 –	Número médio de Nusselt Num em função do ângulo de inclinação da cavidade para casos distintos de arranjo de aletas trapezoidais, respectivamente (Caso 1, Caso 2, Caso 3 e Caso 4)	31
Figura 11 –	Domínios da geometria	36
Figura 12 –	Vista superior das geometrias	36
Figura 13 –	Vista isométrica das geometrias	37
Figura 14 –	Malha da geometria 1	38
Figura 15 –	Malha da geometria 2	39
Figura 16 –	Malha da geometria 3	39
Figura 17 –	Malha da geometria 4	40
Figura 18 –	Temperatura ao longo das geometrias analisadas	44
Figura 19 –	Temperatura na base das geometrias analisadas	45

Figura 20 – Temperatura interna das geometrias analisadas 46
Figura 21 – Pressão nas geometrias analisadas 47
Figura 22 – Linhas de fluxo nas geometrias analisadas 48
Figura 23 – Temperatura ao longo do comprimento da base de cada geometria 49
Figura 24 – Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 1 50
Figura 25 – Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 1 51
Figura 26 – Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 2 53
Figura 27 – Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 2 54
Figura 28 – Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 3 55
Figura 29 – Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 3 56
Figura 30 – Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 4 57
Figura 31 – Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 4 58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Especificações do processador	41
Tabela 2 –	Especificações da bomba de água para water cooler	41
Tabela 3 –	Propriedades dos materiais	42
Tabela 4 –	Temperatura ao longo do comprimento da base das geometrias	49
Tabela 5 –	Valores da análise para o water cooler 1	50
Tabela 6 –	Valores da temperatura na base para o water cooler 1	51
Tabela 7 –	Valores da análise para o water cooler 2	52
Tabela 8 –	Valores da temperatura na base para o water cooler 2	53
Tabela 9 –	Valores da análise para o water cooler 3	54
Tabela 10 –	Valores da temperatura na base para o water cooler 3	55
Tabela 11 –	Valores da análise para o water cooler 4	56
Tabela 12 –	Valores da temperatura na base para o water cooler 4	58

SUMÁRIO

1	**INTRODUÇÃO**	**12**
1.1	TEMA	12
1.2	PROBLEMÁTICA	13
1.3	JUSTIFICATIVA	15
1.4	OBJETIVOS	16
1.4.1	**Objetivo Geral**	**16**
1.4.2	**Objetivos Específicos**	**16**
1.5	APRESENTAÇÃO DO TRABALHO	17
2	**FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**	**18**
2.1	MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	18
2.1.1	**Condução**	**18**
2.1.2	**Convecção**	**19**
2.1.3	**Radiação**	**20**
2.2	CAMADA LIMITE	22
2.3	VISCOSIDADE	23
2.3.1	**Viscosidade dinâmica**	**23**
2.3.2	**Viscosidade cinemática**	**23**
2.4	ALETAS	23
2.5	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	24
3	**REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**	**27**
4	**METODOLOGIA**	**35**
4.1	CONSTRUÇÃO DA GEOMETRIA DOS MICROCANAIS	35
4.2	CONSTRUÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	37
4.3	PARÂMETROS ADOTADOS E CÁLCULOS ENVOLVIDOS	40
5	**RESULTADOS E DISCUSSÕES**	**44**
6	**CONCLUSÕES**	**59**
	REFERÊNCIAS	**61**

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo é dividido em cinco partes sendo: tema, problemática, justificativa, objetivos e apresentação do trabalho.

1.1 TEMA

Miniaturização contínua e grandes requisitos de energia de dispositivos eletrônicos de alta potência têm representado um desafio imenso para seus gerenciamentos térmicos adequados. Altas temperaturas de operação conduzem para redução do desempenho e diminuição da longevidade dos dispositivos eletrônicos, um aumento nas temperaturas operacionais aumenta exponencialmente o risco de falha. Além disso, mantendo uma distribuição uniforme de temperatura mostra-se uma tarefa difícil devido à presença de pontos quentes causados pela distribuição não uniforme de energia em pacotes de chips, que podem levar ao mau funcionamento ou falha catastrófica. Apesar do incrível avanço na refrigeração de eletrônicos, os desafios persistem para dissipação de calor de componentes da eletrônica miniaturizada.

Na última década, inúmeras investigações sobre dissipadores de calor resfriados a ar foram realizados para explorar e aprimorar suas capacidades de resfriamento; apesar desses avanços, as soluções convencionais de refrigeração a ar são inadequadas para dispositivos eletrônicos de alto desempenho. Alternativamente, o resfriamento a líquido tem vantagens notórias, pois oferece taxas de resfriamento superiores, redução de ruído e modularidade. Alguns dos trabalhos iniciais de resfriamento a líquido remonta à investigação de Tuckerman e Pease (1981) para uma gestão térmica eficaz de circuitos integrados planares. Desde então, muitos métodos de resfriamento de líquido, como fervura em piscina, dissipadores de calor de microcanal, impacto de jato e resfriamento por spray têm sido usados para gerenciamento térmico de dispositivos eletrônicos de alta potência. Embora bifásico o resfriamento está associado a grandes coeficientes de transferência de calor, Mudawar demonstrou que sistemas monofásicos de refrigeração líquida têm vantagens consideráveis em termos de confiabilidade e questões de embalagem (GONZALEZ-VALLE; SAMIR; RAMOS-ALVARADO, 2020).

O uso de aditivos é um método aplicado para melhorar o desempenho de líquidos de base, por ex. etilenoglicol e água. A suspensão de partículas em nanoescala para o fluido de base é tipicamente atribuído um termo de "nanofluido". A mistura de nanopartículas metálicas ou não metálicas com o líquido muda as propriedades de transporte de fluidos de base e características da transferência de calor, como condutividade térmica. Bakhti e Si-Ameur (2019) estudaram a convecção de nanofluidos mistos no dissipador de calor com aletas circulares perfuradas. Eles usaram vários nanofluidos: TiO_2, Al_2O_3 e Cu dispersos em água pura. Os resultados indicaram que o uso de nanopartículas pode aumentar potencialmente o desempenho de refrigeração do sistema. Nanofluidos de TiO_2 para aumentar a transferência de calor no microcanal e dissipadores de calor de minicanal foram investigados por Naphon et al. (2018) e Ghasemi et al. (2017) respectivamente. Eles descobriram que o uso de nanopartículas de TiO_2 melhora significativamente a transferência de calor por convecção. A influência da proporção de partículas em nanofluido híbrido foi investigada por Kumar e Sarkar (2020) sobre o desempenho do dissipador de calor de minicanal. Seus dissipadores de calor continham nove minicanais retangulares paralelos, e eles usaram Al_2O_3 e nanotubos de carbono de paredes múltiplas (MWCNT) para diferentes proporções de mistura de nanopartículas (GHASEMI et al., 2021).

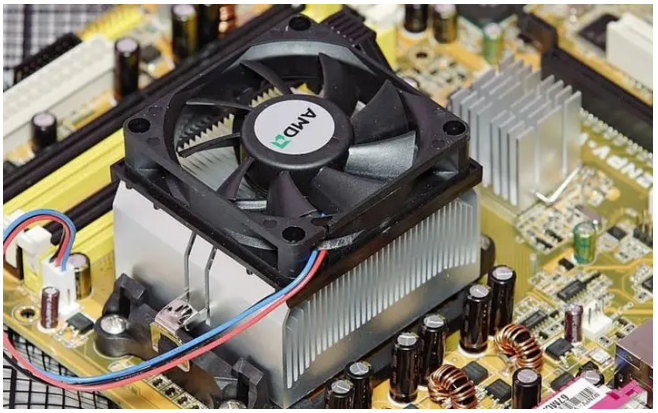
1.2 PROBLEMÁTICA

O processador, também conhecido como *CPU (CENTRAL PROCESS UNIT)*, é peça fundamental dos computadores. E não estamos falando apenas dos famosos PCs, celulares, vídeo games, smartphones, tablets: todos esses dispositivos precisam de processadores para funcionar. Esse componente tão vital é responsável por carregar e realizar as operações aritméticas e lógicas de que os programas de computador fazem uso. Portanto, nada funciona sem a famosa *CPU*.

Levou décadas para que chegássemos aos modelos atuais de processadores. Na verdade, demoramos alguns anos para chegar também à ideia que temos hoje de como uma *CPU* funciona. Antes, os softwares não eram compatíveis com todos os modelos de computador, já que eles eram desenvolvidos especificamente para cada máquina (TECMUNDO, 2011).

Assim como todos os componentes eletrônicos, o processador produz calor quando está em execução. Calor em excesso, porém, não é bom e pode até danificar a *CPU* ou fazê-la trabalhar de forma instável. O calor gerado por um dispositivo eletrônico precisa ser removido pelo dissipador, como mostrado na Figura 1, o mais rapidamente possível, caso contrário, a sua temperatura interna irá aumentar. Se o aparelho fica muito aquecido internamente, seus circuitos internos podem ser danificados.

Figura 1 - Dissipador de calor no processador



Fonte: Oficina da net (2020).

No projeto destes dissipadores há diversos parâmetros a serem atendidos para que haja uma melhor transferência de calor: número de aletas, espessura das aletas, espaçamento entre aletas, material utilizado e rotação da ventoinha (*cooler*). Sabe-se que existe uma limitação física do uso deste sistema devido ao aumento do tamanho das aletas e da rotação da ventoinha, gerando muito ruído dentro do gabinete. Portanto, opta-se por usar sistemas que utilizam água, como mostrado na Figura 2, para resfriamento do processador, aumentando a capacidade de resfriamento. Basicamente estes sistemas são compostos por uma base contendo microcanais, tampa de plástico, mangueiras, reservatório e bomba centrífuga para circulação do fluido.

Figura 2 - Water Cooler

Fonte: Sulstore (2021).

Com o aumento da complexidade do sistema, vários estudos têm sido feitos com o objetivo de melhorar o desempenho térmico e para isto é necessário trabalhar focado na geometria do *water cooler* e verificar quais arranjos proporcionam melhor troca térmica (SANTOS, 2020).

1.3 JUSTIFICATIVA

Aprimorar a dissipação de calor em processadores vai além de prevenir falhas críticas nestes dispositivos ou seguir caminhos para desenvolvimento de CPUs com maior performance. A melhoria no resfriamento representa um ganho no rendimento de processadores (BACH, 2014).

Uma economia significativa com o custo dos sistemas de resfriamento também pode ser obtida apenas com geometrias de aletas mais eficientes, seja por reduzir a quantidade de material utilizada na produção ou por possibilitar o uso de materiais menos pesados. No mercado encontram-se dissipadores de calor desenvolvidos por empresas independentes das fabricantes de processadores. É comum, nesses equipamentos, dispor de técnicas de controle eletrônico da temperatura, que regula o desempenho dos processadores para preveni-lo de superaquecimento (KRAUS, 1983).

Para realizar a análise de geometrias de aletas que se mostrem eficientes em dissipadores de calor de microprocessadores, é sensato iniciar com o desenvolvimento de modelos em softwares computacionais a serem testados por simulação numérica. Dessa forma, o custo com uma bancada de experimentos é

reduzido de forma expressiva, havendo grande flexibilidade e ajustabilidade nos testes. Com o uso de softwares modernos e apropriados, os resultados das simulações se dão sem perda de significância, e podem servir de parâmetro para a construção de protótipos reais.

Em simulações computacionais de dissipadores de calor, os modelos criados podem ser alterados com facilidade, para que as várias configurações sejam testadas com diferentes materiais e fluidos sob diversas condições de contorno. Muitos softwares já possuem recursos avançados que assistem no estudo da análise da transferência de calor em dissipadores, com geradores de malha apropriados, modelos previamente desenvolvidos e validados, além de uma base de dados de entrada para o problema bastante ampla (HENRÍQUEZ; BUENO; PRIMO, 2007).

1.4 OBJETIVOS

Os objetivos são divididos em duas partes sendo elas: objetivo geral e objetivos específicos.

1.4.1 Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho é analisar o desempenho térmico de um dispositivo dissipador de calor tipo water-cooling aplicado ao resfriamento de um processador comercial. A análise é numérica e envolve a definição da geometria, a construção de um modelo computacional e a realização de estudos paramétricos.

1.4.2 Objetivos específicos

a) Definir a configuração geométrica do dissipador;
b) Construir um modelo numérico do dissipador utilizando o Ansys-CFX;
c) Realizar estudos paramétricos com o modelo computacional, visando avaliar o efeito da geometria e das condições operacionais.

1.5 APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

No capítulo 1, o trabalho é apresentado e contextualizado. Seus objetivos são definidos e sua apresentação é especificada. O capítulo 2 segue com a fundamentação teórica que permite o entendimento de conceitos sobre mecanismos de transferência de calor, camada limite, viscosidade, aletas e métodos numéricos. O capítulo 3 apresenta uma revisão bibliográfica contendo estudos pertinentes que determinam a importância do tema estudado, e que ajuda no seu entendimento. O capítulo 4 apresenta a metodologia utilizada para a obtenção dos resultados. O capítulo 5 contém os resultados obtidos assim como a interpretação desses resultados. Finalmente, o capítulo 6 encerra o trabalho apresentando as conclusões sobre os resultados obtidos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo é dividido em cinco partes sendo: mecanismos de transferência de calor, camada limite, viscosidade, aletas e método dos volumes finitos.

2.1 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Calor, por definição, é a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro como consequência da diferença de temperatura entre eles.

A transferência de calor trata-se da taxa de transferência da energia térmica. Ela lida com a quantidade de calor transferido quando um sistema passa por um processo de um estado de equilíbrio para outro.

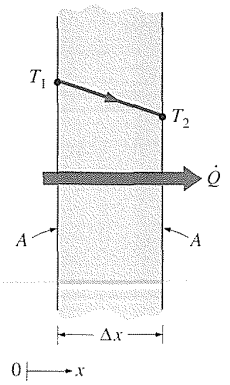
O calor pode ser transferido de três modos diferentes: condução, convecção e radiação. Todos os modos de transferência de calor exigem a existência de uma diferença de temperatura e todos ocorrem da maior para a menor temperatura. O interesse deste trabalho é sobre os mecanismos de condução e convecção.

2.1.1 Condução

Condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as vizinhas menos energéticas como resultado da interação entre elas. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases. Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusão das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos é devido à combinação das vibrações das moléculas em uma rede e a energia é transportada por elétrons livres.

A condutividade térmica de um material é a medida da capacidade do material conduzir calor. Um alto valor de condutividade indica que o material é bom condutor de calor, enquanto um valor baixo indica que o material é um mal condutor de calor ou um isolante.

Figura 3 - Condução de calor através de uma parede plana de espessura Δx e área A



Fonte: Çengel (2009).

A taxa de condução de calor ($\dot{Q}cond$) através de uma camada plana é proporcional à diferença de temperatura (ΔT) através da camada e à área de transferência de calor (A), mas inversamente proporcional à espessura da camada (Δx), Figura 3, então

$$\dot{Q}cond = -kA\Delta T/\Delta x \quad (2.1)$$

Onde k é a condutividade térmica do material em W/m.K.

No caso limite de $\Delta x \to 0$, a equação acima se reduz à forma diferencial,

$$\dot{Q}cond = -kAdT/dx \quad (2.2)$$

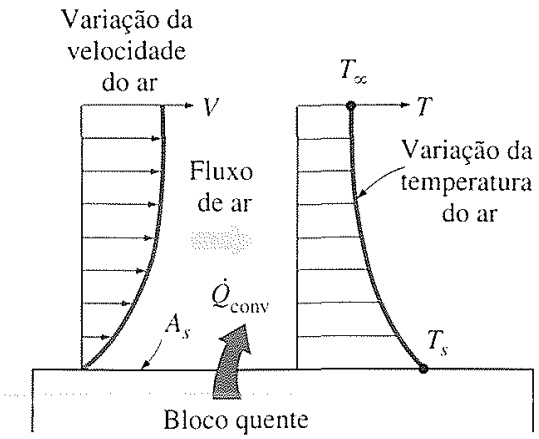
Denominada lei de Fourier da condução térmica. dT/dx é o gradiente de temperatura.

2.1.2 Convecção

Convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e uma líquida ou um gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Quanto mais rápido o movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção.

A convecção é chamada de convecção forçada se o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos, tais como um ventilador, bomba ou o vento. A convecção é chamada de convecção natural se o movimento fluido é causado por forças de flutuação que são induzidas por diferenças de densidade, devido à variação da temperatura no fluido.

Figura 4 - Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção



Fonte: Çengel (2009).

A taxa de transferência de calor por convecção ($\dot{Q}conv$) é proporcional à diferença de temperatura, Figura 4, e sendo expressa pela lei de Newton do resfriamento como

$$\dot{Q}conv = hAs(Ts - T\infty) \quad (2.3)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção em W/m².ºC, As é a área da superfície através da qual a transferência de calor por convecção ocorre, Ts é a temperatura da superfície, e $T\infty$ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície.

O coeficiente de transferência de calor por convecção h não é uma propriedade do fluido. É um parâmetro determinado experimentalmente, cujo valor depende da geometria da superfície, a natureza do movimento do fluido, as propriedades do fluido e a velocidade da massa de fluido.

2.1.3 Radiação

A análise da troca de radiação entre superfícies, em geral, é complicada por causa da reflexão: um feixe de radiação deixando uma superfície pode ser refletido por diversas vezes, com reflexões parciais ocorrendo em cada uma, antes que ele seja completamente absorvido. A análise é bastante simplificada quando as superfícies envolvidas podem ser aproximadas por corpos negros por causa da ausência de reflexão. Consideraremos apenas a troca de radiação entre as superfícies negras.

Considere duas superfícies negras de forma arbitrária mantidas nas temperaturas uniformes T_1 e T_2, como mostrado na Figura 5. Reconhecendo que a radiação deixa uma superfície negra a uma taxa de $E_b = \sigma . T^4$ por unidade de superfície e que o fator de forma $F_{1\to2}$ representa a fração da radiação deixando a superfície 1 que atinge a superfície 2, a taxa líquida de transferência de calor por radiação da superfície 1 para a superfície 2 pode ser expressa como

$\dot{Q}_{1\to2}$ = (Radiação deixando a superfície 1 inteira, que atinge a superfície 2) -

(Radiação deixando a superfície 2 inteira, que atinge a superfície 1)

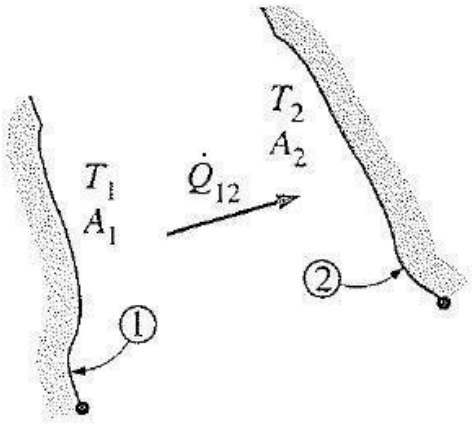
$= A_1 E_{b1} F_{1\to2} - A_2 E_{b2} F_{2\to1}$ [W] (2.4)

Aplicando a relação de reciprocidade $A_1 F_{1\to2} = A_2 F_{2\to1}$, temos

$\dot{Q}_{1\to2} = A_1 F_{1\to2} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$ [W] (2.5)

que é a relação desejada. Um valor negativo para $\dot{Q}_{1\to2}$ indica que a taxa líquida de transferência de calor por radiação é da superfície 2 para a superfície 1.

Figura 5 - Duas superfícies gerais negras mantidas nas temperaturas uniformes T_1 e T_2



Fonte: Çengel (2009).

Agora considere um recinto que consiste em N superfícies negras mantidas nas temperaturas especificadas. A taxa líquida de transferência de calor por radiação a partir de qualquer superfície i deste recinto é determinada pela soma da taxa líquida de transferência de calor por radiação da superfície i para cada uma das superfícies do recinto:

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^{N} \dot{Q}_{i\to j} = \sum_{j=1}^{N} A_i F_{i\to j}\, \sigma(T_i^4 - T_j^4) \qquad [W] \qquad (2.6)$$

Novamente, para um valor negativo de $\dot{Q}$ indica que a taxa líquida de transferência de calor por radiação é para a superfície i (ou seja, a superfície i ganha energia de radiação em vez de perder). Além disso, a taxa líquida de transferência de calor a partir de uma superfície para si própria é zero, independentemente da forma da superfície.

2.2 CAMADA LIMITE

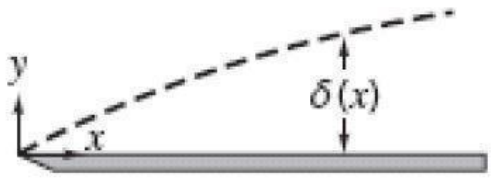
As camadas do fluido, no escoamento real, têm a sua velocidade relativa à placa v(y) afetada por tensões de cisalhamento provocadas pelas interações existentes das partículas do fluido que percorrem distintas linhas de corrente, Figura 6.

Devido ao atrito existente entre o fluido e a placa, o escoamento da camada de fluido diminui até parar. Esta hipótese de não escorregamento do fluido pressupõe que a velocidade da camada do fluido na placa é nula, $v(0) = 0$.

À medida que se afasta da placa, a velocidade do fluido cresce rapidamente até atingir a velocidade do escoamento inicial v_o, a uma distância δ da placa, definindo a espessura da camada limite naquele ponto da placa. Nesta situação a velocidade do fluido é idêntica a velocidade de escoamento do fluido fora da camada limite $v(\delta) = v_o$.

A variação da velocidade, na borda da camada limite é desprezível.

Figura 6 - Perfil de velocidade da camada limite ao longo de uma placa plana



Fonte: Fox (2014).

2.3 VISCOSIDADE

A viscosidade é uma resistência que o fluido apresenta ao escoamento. Sendo que essa resistência é definida como o atrito interno que é resultante do movimento de uma camada de fluido em relação à outra.

Os fluidos para os quais a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional à taxa de deformação são fluidos newtonianos. A expressão não newtoniano é empregada para classificar todos os fluidos em que a tensão cisalhante não é diretamente proporcional à taxa de deformação.

A viscosidade é uma propriedade que sofre influência da temperatura. Sendo que em fluidos líquidos, quando se aumenta a temperatura a viscosidade diminui, e em fluidos gasosos, quando se aumenta a temperatura a viscosidade aumenta.

2.3.1 Viscosidade dinâmica

A viscosidade dinâmica (μ) (também conhecida como viscosidade absoluta) é dada em termos de força requerida para mover uma unidade de área a uma unidade de distância.

Sendo a unidade dessa viscosidade dada no SI em Pa.s.

2.3.2 Viscosidade cinemática

A viscosidade cinemática (v) é a relação entre a viscosidade dinâmica (μ) pela densidade (ρ):

$$v = \frac{\mu}{\rho} \qquad (2.7)$$

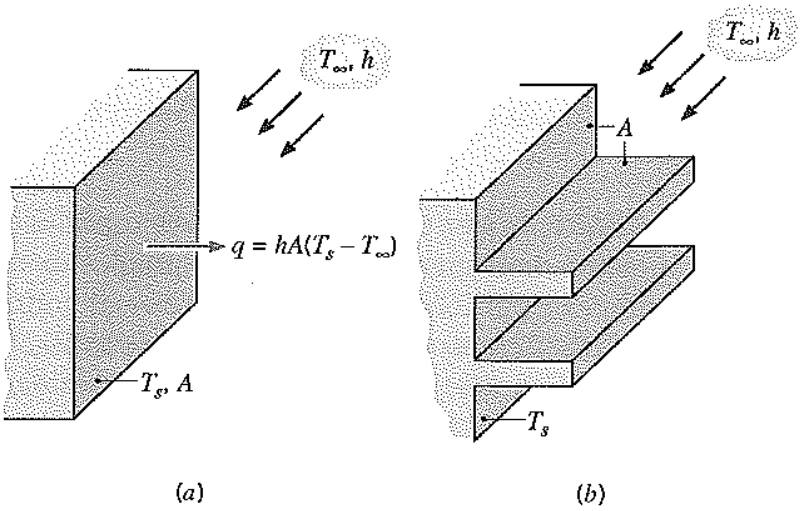
Sendo a unidade dessa viscosidade dada no SI em m²/s.

2.4 ALETAS

Da lei de resfriamento de Newton, vem que o fluxo de calor trocado é dado por $q = hA(Ts - T\infty)$. A transferência de calor pode ser melhorada aumentando a velocidade do fluido em relação à superfície. Com isso, aumenta-se o valor do coeficiente de transferência de calor h e, por conseguinte, o fluxo de calor trocado.

Porém, vai se exigir a utilização de equipamentos de maior porte para movimentação do fluido, ou seja, maiores ventiladores (ar) ou bombas (líquidos). Uma maneira de aumentar a taxa de transferência de calor consiste em aumentar a superfície de troca de calor com o emprego de aletas, Figura 7.

Figura 7 - Uso de aletas para melhorar a transferência de calor em uma parede plana. (a) Superfície sem aletas. (b) Superfície aletada



Fonte: Incropera (2008).

Assim, o emprego das aletas permite uma melhora da transferência de calor pelo aumento da área exposta ou de contato entre a superfície aquecida e o fluido.

A condutividade térmica do material da aleta pode ter um grande efeito na distribuição de temperaturas ao longo da aleta e, consequentemente, influencia o nível de melhora da taxa de transferência de calor. O material da aleta deve ter uma condutividade térmica elevada para minimizar variações de temperatura desde a sua base até a sua extremidade.

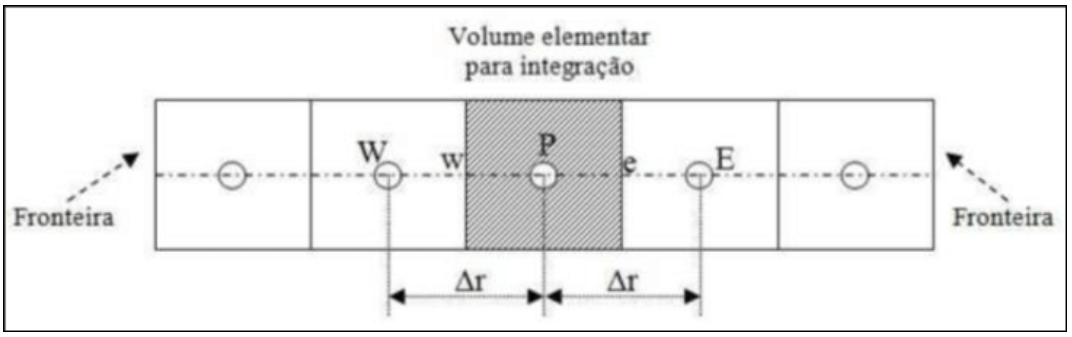
2.5 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

O Método dos Volumes Finitos é uma maneira de se obter a formulação numérica de um problema. Ele utiliza as equações de conservação de propriedades a nível de elementos infinitesimais tridimensionais. Isto permite uma facilitação entre a modelagem matemática e a interpretação física do problema, visto que as

equações diferenciais empregadas aos elementos infinitesimais são similares no âmbito macroscópico.

O Método dos Volumes Finitos transforma as equações diferenciais parciais em equações algébricas e as integra utilizando técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controle com os volumes de controle circundantes, Figura 8.

Figura 8 - Representação do método dos volumes finitos



Fonte: Maliska (2012).

O domínio do problema é discretizado em um conjunto de volumes finitos, que são os diferentes elementos de geração de malha, que por sua vez podem ser no formato de tetraedros, hexaedros, prismas, de acordo com a geometria.

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais que representam a relação entre três variáveis importantes em um escoamento, são elas, a temperatura (*T*), a pressão (*p*) e os vetores velocidade nas três direções (u,v,w).

As equações fundamentais para o escoamento laminar incompressível e em regime estacionário, utilizadas na solução da simulação *CFD* pelo *software Ansys*, são:

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z} = 0 \qquad (2.8)$$

Equações da conservação da quantidade de movimento nas direções x,y,z:

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}u+\frac{\partial u}{\partial y}v+\frac{\partial u}{\partial z}w\right) = -\frac{\partial p}{\partial x}+\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \qquad (2.9)$$

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}u+\frac{\partial u}{\partial y}v+\frac{\partial u}{\partial z}w\right) = -\frac{\partial p}{\partial y}+\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (2.10)$$

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}u+\frac{\partial u}{\partial y}v+\frac{\partial u}{\partial z}w\right) = -\frac{\partial p}{\partial z}+\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (2.11)$$

Equação da conservação de energia:

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k_1}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad (2.12)$$

Onde:

- u,v,w são as velocidades nas direções x,y,z, respectivamente;
- T é a temperatura;
- p é a pressão;
- k_1, c_p, ρ e μ propriedades do fluido de condutividade térmica, calor específico, massa específica e viscosidade dinâmica, respectivamente.

As equações diferenciais parciais recém apresentadas não são lineares para a maioria das situações reais, o que torna difícil ou impossível soluções analíticas. A forma de contornar este problema é a solução numérica, que pode ser feita através do método dos volumes finitos.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão de estudos recentes relacionados ao tema deste trabalho. Estudos estes com enfoque na dissipação de calor e na construção de modelos térmicos para análise, simulação numérica e experimentos. Alguns trabalhos recentes no qual incluem artigos publicados em revistas científicas são apresentados aqui.

Ghasemi et al. (2021) apresentaram um estudo experimental envolvendo o uso de nanofluido Al_2O_3/água como fluido de refrigeração para dissipação térmica de componentes eletrônicos. O dissipador é formado por microcanais circulares por onde escoa o nanofluido. Os experimentos foram realizados para três diâmetros de canal (D = 4, 6 e 8 mm), cinco taxas de fluxo e três número diferentes de canais (N = 2, 3 e 4). Segundo os autores, após uma análise hidrotérmica, os resultados mostram que, diminuindo o tamanho do canal, a taxa de transferência de calor melhorou, mas também ocorreu queda de pressão. Além disso, os resultados revelam que usar o nanofluido em dois canais pode causar coeficientes de transferência de calor por convecção maiores, embora precise mais potência de bombeamento. Para alcançar a queda de pressão mínima e transferência de calor máxima foi usada uma técnica de otimização eficiente chamada RSM (Response Surface Methodology) para determinar a geometria ideal para o dissipador de calor. Após o estudo de otimização, conclui-se que o projeto mais adequado com quatro números de canal e 4 mm de diâmetro foi selecionado usando a técnica CCD (Central Composite Design). No método CCD, a função desejabilidade contribui para a otimização.

Kumar e Singh (2019) estudaram um dissipador de calor de minicanal com arranjo de entrada/saída para ângulo de entrada de fluxo sendo (θ = 90°, θ = 105° e θ = 120°) para melhor distribuição do fluxo e desempenho de transferência de calor. Este dissipador de calor de minicanal proposto foi analisado numericamente no software Ansys-Fluent. A água é usada como fluido de trabalho e o alumínio é selecionado como material dissipador de calor. Um modelo tridimensional do dissipador de calor do minicanal foi criado através do Solidworks 16. Neste estudo, um minidissipador de calor de canal com espaçamento de aleta de 1,0 mm é considerado. Total de 28 minicanais com diâmetro hidráulico 1,5 mm. De acordo com

os autores, com base nos resultados, as seguintes conclusões foram feitas, um dissipador de calor de minicanal com arranjo de entrada/saída proposto com ângulo de entrada de fluxo θ = 105° tem distribuição de fluxo mais uniforme em minicanais paralelos do dissipador de calor, o que significa menos fluxo de má distribuição em comparação com o arranjo de entrada/saída convencional. Quanto menor o valor do fator de má distribuição melhor o desempenho do dissipador de calor. Observou-se que o arranjo de entrada/saída convencional tem o maior valor de fator de má distribuição enquanto que o arranjo de entrada/saída proposto com entrada de fluxo o ângulo θ = 105° tem o menor valor do fator de má distribuição. Também o fator de má distribuição aumenta com a taxa de fluxo volumétrico. Devido à má distribuição de fluxo em minicanais paralelos, o calor máximo na base do dissipador foi encontrado no arranjo convencional. No entanto, o calor mais baixo na base do dissipador foi encontrado no arranjo proposto com ângulo de entrada de fluxo θ = 105° devido ao resfriamento uniforme. Além disso, uma queda de temperatura de 2°C foi notada com o arranjo de fluxo proposto em comparação ao arranjo de fluxo convencional para a mesma taxa de fluxo. O valor da resistência térmica deve ser pequeno para ter um melhor desempenho térmico. Um arranjo de entrada/saída proposto com entrada de fluxo com ângulo θ = 105° tem o menor valor de resistência térmica em comparação para outros arranjos. Além disso, a resistência térmica diminui com a vazão volumétrica para todos os arranjos de vazão.

Pan, Chen e Li (2021) projetaram dissipadores de calor para resfriamento por água de fontes de luz LED. O desempenho de transferência de calor e características de fluxo do dissipador de calor de fibra com corte orientado (Oriented-CCFHS), dissipador de calor de cavidade, dissipador de calor de canal pequeno e o dissipador de calor de fibra de cobre com corte aleatório (Random-CCFHS) foram comparados por experimentos. Segundo os autores, o desempenho do fluxo e da transferência de calor são obtidos por meio da simulação Fluent e as seguintes conclusões foram feitas, ambos resultados de experimentos e simulações mostram que o desempenho de transferência de calor do Random-CCFHS e Oriented-CCFHS foram melhores do que o dissipador de calor de cavidade e dissipador de calor de canal pequeno. Comparado com o Random-CCFHS, o desempenho de transferência de calor do Oriented-CCFHS é muito pior, mas a queda de pressão é significativamente menor. O desempenho de transferência de calor do Oriented-CCFHS é superior ao do Random-CCFHS com a

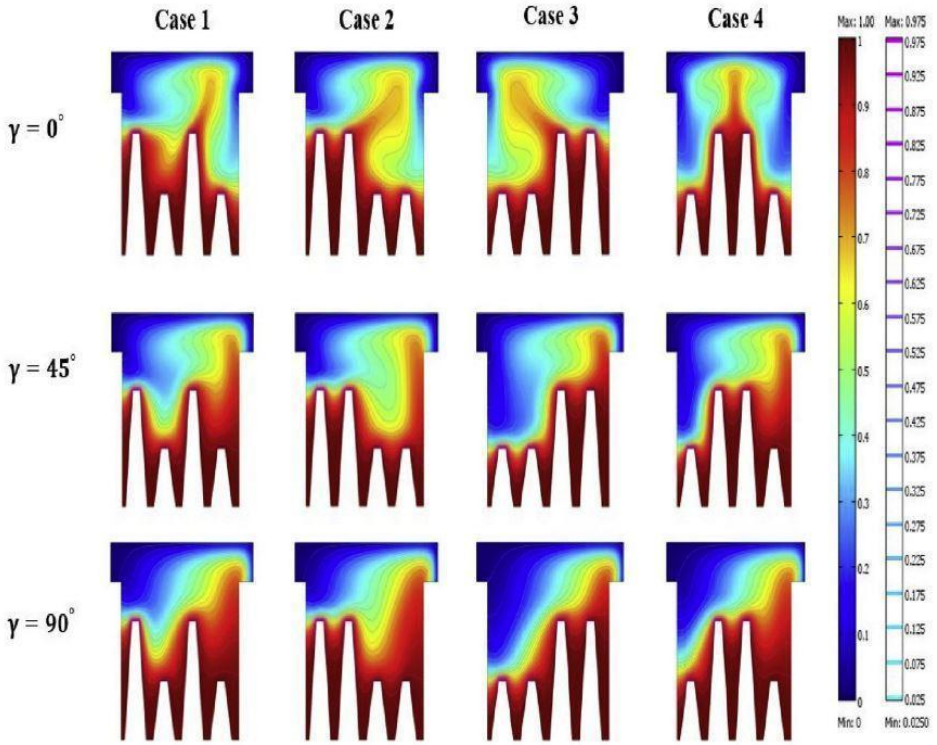
mesma porosidade. O desempenho do dissipador de calor sinterizado orientado sob diferentes parâmetros estruturais é previsto por modelo numérico. O desempenho de transferência de calor do núcleo sinterizado é ideal quando a espessura do núcleo sinterizado é de 2 mm.

Gonzalez-Valle, Samir e Ramos-Alvarado (2020) fizeram uma caracterização experimental de dissipadores de calor híbridos refrigerados a água para CPUs multi-core. Os dissipadores de calor híbridos consistem em um bloco contendo coletores de canal terminando em uma matriz de bicos de jato preso a uma placa de cobre. Os efeitos do número e distribuição dos bicos de jato, profundidade da câmara de inundação e recursos de melhoria de superfície foram investigados em termos de desempenho hidráulico e térmico. Os autores observaram uma variação mínima de queda de pressão para diferentes números de bicos de jato (16, 32 e 64 jatos). A queda de pressão associada a um tamanho de 3 mm de redução da câmara de inundação gerou um aumento de duas vezes na diferença de queda de pressão, mas abaixo de 5% da queda total de pressão. Um aumento da temperatura (~30°C) foi observado a partir da operação inativa dentro de 10 s depois de aplicar uma carga total na CPU e o sistema atingiu o estado estacionário em ~74 s. A temperatura central mais alta foi observada usando o dissipador de calor com 32 jatos, enquanto os dissipadores de calor com 16 e 64 jatos tiveram desempenhos térmicos semelhantes. Recursos de aprimoramento de área adicionados à placa de cobre produziram efeitos insignificantes no desempenho do sistema hidráulico, enquanto as reduções médias da temperatura central de até 3°C foram medidas usando aletas de pinos circulares. Para análise do desempenho termo-hidráulico, foram calculadas a resistência térmica e a potência de bombeamento. A avaliação de desempenho geral foi realizada usando uma métrica formada pela combinação da resistência térmica e potência de bombeamento. Esta métrica ajudou a identificar o melhor dissipador de calor, isto é, a temperatura de núcleo mais baixa com a menor potência de bombeamento.

Massoudi et al. (2021) estudaram numericamente a transferência de calor MHD de nanolíquido MWCNT dentro de uma cavidade em forma de T adaptada com aletas trapezoidais equidistantes sob efeitos de radiação térmica. O modelo de simulação é feito através do programa Comsol Multiphysics. A função de vários parâmetros é investigada, incluindo Rayleigh e Quantidades de Hartmann, bem como fatores de emissão e altura das aletas trapezoidais. Além disso, para várias

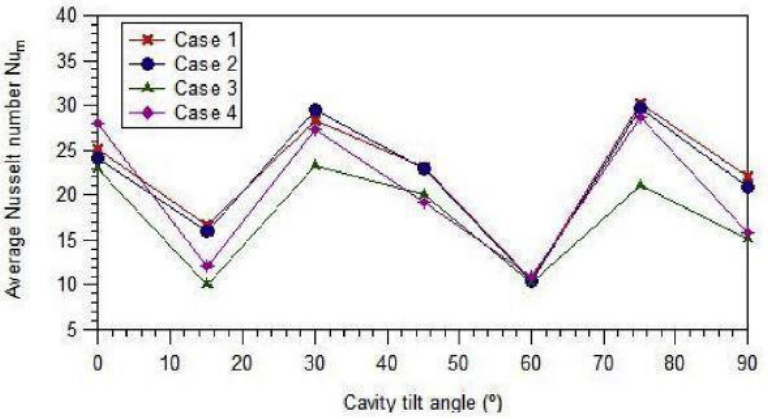
inclinações da cavidade ângulo, a influência de vários casos de arranjo de aleta na eficiência de transferência de calor é abordada. Segundo os autores, os resultados mostram que aumentar o número de Rayleigh, bem como o parâmetro de radiação, melhora o fluxo de calor por convecção. A influência dos poderes de Lorentz no enfraquecimento da troca de calor convectiva é reduzida quando o impacto da emissão térmica está presente. Além disso, quando aumenta a altura das aletas trapezoidais, aumenta o fluxo convectivo. Entre os vários arranjos de aletas trapezoidais, o limite médio de Nusselt é obtido no caso 4 de cavidade horizontal γ = 0º. No caso de ângulos de inclinação da cavidade de γ = 15º, γ = 45º, γ = 75º e γ = 90º, o caso 1 de arranjos de aletas trapezoidais fornece a melhor transferência de calor. O caso 2 de arranjos de aletas trapezoidais oferece a maior transferência calor quando o ângulo de inclinação da cavidade é igual a γ = 30º, conforme as Figuras 9 e 10.

Figura 9 - Isotermas para casos distintos de arranjo de extremidades trapezoidais e ângulo de inclinação da cavidade, respectivamente (Caso 1, Caso 2, Caso 3 e Caso 4) e (γ = 0º, 45º e 90º)



Fonte: Massoudi et al. (2021).

Figura 10 - Número médio de Nusselt Num em função do ângulo de inclinação da cavidade para casos distintos de arranjo de aletas trapezoidais, respectivamente (Caso 1, Caso 2, Caso 3 e Caso 4)



Fonte: Massoudi et al. (2021).

Kumar, Tiwary e Singh (2021) fizeram uma análise termofluídica de dissipador de calor de microcanal ondulado ramificado, resfriado por nanofluido de água com Al_2O_3 (BWHS MC) realizada para Re = 100–300. A transferência de calor foi calculada usando ANSYS fluent. O fluxo de fluido é simulado usando o modelo RNG k-ε na análise numérica de domínio completo. O comportamento fenomenológico do fluxo de nanofluido através do BWHS MC foi posteriormente estudado usando resultados numéricos. Em comparação, os experimentos também foram realizados usando um dissipador de calor de microcanal de canal reto (SCHS MC) com o mesmo diâmetro hidráulico do BWHS. O microcanal ondulado ramificado gerou o fluxo secundário, aumentando assim a mistura. Além do rompimento da camada limite e sua reinicialização, vórtices foram formados perto do canal secundário, o que melhora o desempenho térmico. Os autores concluíram que o BWHS precisava de uma pressão maior do que o SCHS, mas o BWHS mostrou desempenho superior em relação ao SCHS. O coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento das concentrações de nanofluidos para qualquer número de Reynolds. Vórtices induzidos no canal secundário causam melhoria da transferência de calor. Para o BWHS MC, um aumento de cerca de 154% do coeficiente de transferência de calor com uma concentração volumétrica de 2% de nanofluidos é alcançado em Re = 300 em comparação com o SCHS MC em condições semelhantes.

Zhu et al. (2021) realizaram simulações numéricas tridimensionais para investigar as características de fluxo e transferência de calor de dissipadores de

calor de microcanais projetados com uma combinação inovadora de cavidades de gotículas de água e colunas de faixas. Foram consideradas cinco colunas de faixas de formatos diferentes, incluindo colunas de faixas triangulares, retangulares, em losango, elípticas e trapezoidais. Uma análise comparativa foi apresentada para discutir o desempenho dessas configurações geométricas de acordo com o número de Nusselt médio (Nu), coeficiente de atrito (f), produção de entropia (ΔS) e fator de desempenho geral (η). Os autores verificaram que a combinação de cavidades de gotículas de água e colunas de faixas pode melhorar muito o desempenho geral de dissipadores de calor de microcanais devido ao uso total da vantagem das colunas de faixas para aumentar a transferência de calor com a perturbação de fluxo de fluido reforçado e a vantagem de cavidades para reduzir a queda de pressão com a área de fluxo ampliada. A forma da coluna de faixa e os parâmetros geométricos têm efeito significativo no desempenho hidrotérmico. Além disso, o microcanal com cavidades de gotículas de água e colunas de faixas elípticas tem o melhor desempenho geral em todos os casos e seu fator de desempenho geral atinge até 1,513 com α = 0,3 e ξ = 0,5 em Re = 331,32.

Ho et al. (2021) examinaram experimentalmente as características de resfriamento do dissipador de calor de minicanal com a nanofase à base de emulsões de água. As nanopartículas de n-eicosano e a água pura são consideradas como o material de mudança de fase e fluido de base, respectivamente. O fluxo do fluido e a transferência calor por convecção no dissipador de calor de minicanal são estudados em diferentes intervalos de parâmetros: a taxa de fluxo volumétrica variou de Q = 60 cm³/min a 600 cm³/min, três valores do fluxo de calor imposto na parede inferior do dissipador de calor incluindo $q_h^{''}$ = 3,2 W/cm², 3,95 W/cm², e 4,78 W/cm², e a fração de massa de nanopartículas de n-eicosano variou de ω_{pcm} = 0%–10%. As influências desses parâmetros no fator de atrito, temperatura da parede, eficácia de transferência de calor, número de Nusselt, figura de mérito, coeficiente de desempenho e resistências térmicas foram investigadas. Os autores concluíram que para a baixa vazão volumétrica e os fluxos de calor de 3,20 W/cm², 3,95 W/cm², e 4,78 W/cm², usando as nanopartículas de n-eicosano com maiores valores de fração de massa é mais adequada para diminuir a temperatura da parede. Para baixo valor de fluxo de calor, o valor da convecção a eficácia da transferência de calor é maior do que a unidade

para a maioria dos valores do número de Reynolds. O índice de figura de mérito de 1,098 pode ser alcançado no número de Reynolds de 1381, o fluxo de calor de 4,78 W/cm², e a fração de massa de 2%. O índice de figura de mérito diminui com o aumento da fração de massa das partículas de n-eicosano. O índice de figura de mérito é reduzido em cerca de 44% com o aumento da fração de massa de partículas de n-eicosano de 2% para 10% para o fluxo de calor de 3,20 W/cm². O uso de nanopartículas de n-eicosano com a concentração de 2% resulta nas resistências térmicas mais baixas em comparação com o caso da água pura. A diferença entre as resistências térmicas para várias frações de massa de nanopartículas de n-eicosano diminui conforme o fluxo de calor aumenta.

Krishna et al. (2021) realizaram um estudo numérico para fluxo laminar de nanofluido híbrido como um meio de transporte de calor em dissipadores de calor de microcanais retangular (MCHS) para perceber o comportamento térmico e hidrodinâmico em convecção forçada. A influência do número de Reynolds (Re) e da concentração de volume de nanopartículas em nanofluido híbrido Cu-Al_2O_3 / água no desempenho de MCHS é investigada no trabalho. As correlações apresentadas na literatura são utilizadas para calcular as propriedades de nanofluidos híbridos. Para várias proporções de mistura de 25–75%, 50–50% e 75–25% de nanofluidos híbridos, a taxa de transporte de calor e a queda de pressão são calculadas em diferentes números de Reynolds e em comparação com mono nanofluidos de Cu-água (H_2O) e Al_2O_3-água. Os autores observaram um aprimoramento na taxa de dissipação de calor para Cu-Al_2O_3/H_2O em comparação com Cu/H_2O e Nanofluidos de Al_2O_3/H_2O. Isso pode ser atribuído à mudança nas propriedades termofísicas e no comportamento do movimento das nanopartículas no nanofluido devido à hibridização de nanopartículas de Cu e Al_2O_3 na água. A potência de bombeamento necessária para circular o nanofluido híbrido no MCHS foi estudada e não foi encontrada nenhuma mudança considerável no requisito de potência de bombeamento em comparação para nanofluidos de Cu/H_2O e Al_2O_3/H_2O. O requisito de potência de bombeamento é menor para o nanofluido híbrido Cu-Al_2O_3/H_2O em comparação com Cu/nanofluido H_2O em qualquer concentração de volume de nanopartículas. Isto pode-se concluir que os nanofluidos híbridos desempenham um

papel vital nas muitas aplicações de transferência de calor devido à sua alta taxa de dissipação de calor sem aumento na potência de bombeamento.

Com o advento da utilização de tecnologias de informação e comunicação em diferentes setores, o consumo de energia dos servidores proliferaram. Consequentemente, a enorme quantidade de calor gerada requer um consumo de energia reduzido. Melhorar a eficiência energética vai desempenhar um papel fundamental na redução do consumo de energia dessas tecnologias. Duas maneiras de melhorar a eficiência energética da dissipação de calor são conduzidas e comparadas. Uma maneira é fornecer energia de resfriamento usando um dissipador de calor resfriado a água. Outra forma é fornecer a energia de resfriamento de acordo com a carga de trabalho em tempo real. Wang et al. (2019) fizeram experimentos com três dissipadores de calor resfriados a água com diferentes pinos finos. Os autores observaram que o dissipador de calor com aleta de pino quadrado tem melhor efeito de calor e fluxo. Enquanto isso, o controle preciso da potência da bomba de acordo com a carga de trabalho é usado para economia de energia. O efeito de economia de energia é avaliado pelo fator de benefício. Assim, o desenvolvimento do dissipador de calor com maior capacidade de transferência de calor e menor resistência ao fluxo é de grande relevância.

4 METODOLOGIA

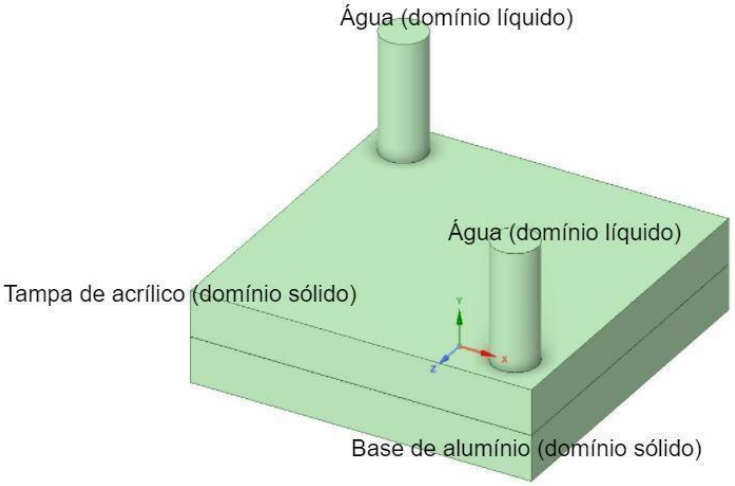
O método básico de resfriamento de processadores e componentes eletrônicos consiste em aplicar uma superfície de metal com boa condutividade térmica ao processador, superfície esta que tem a função de homogeneizar a distribuição de temperatura, e fixado a esta superfície, um sistema de dissipação térmica com um perfil de aletas que pode apresentar vários formatos e disposições.

Para a definição das configurações que foram estudadas neste trabalho, foi feita uma consulta a trabalhos da literatura na forma de artigos que tratam de assuntos correlatos. Destas análises, foi observado uma preocupação em utilizar na região do escoamento do fluido, aletas espaçadas de forma que o fluido possa percorrer todo o caminho da forma mais uniforme possível e isso implica ter uma distribuição geométrica das aletas e as localizações da entrada e saída do fluido que facilite o escoamento por toda a extensão do dissipador.

4.1 CONSTRUÇÃO DA GEOMETRIA DOS MICROCANAIS

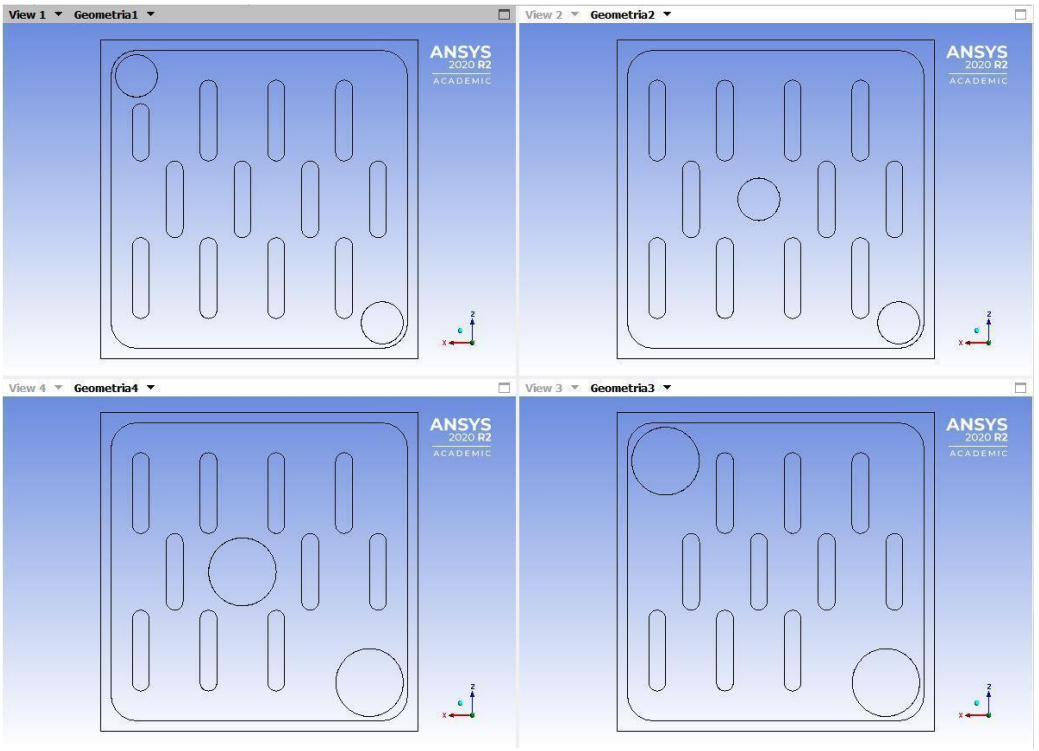
A condição mais relevante do water cooler é que, na passagem do fluido pelos microcanais, haja uma maior troca térmica. Foram construídas quatro variações geométricas com uma base de alumínio de 37,5 mm x 37,5 mm e altura de 5 mm (domínio sólido), uma tampa de acrílico de 37,5 mm x 37,5 mm e altura de 5 mm (domínio sólido) e fluido água (domínio líquido), conforme a Figura 11. As geometrias em análise diferem na localização e no tamanho da seção de entrada e saída do fluido de arrefecimento, conforme mostrado nas vistas superior e isométrica nas Figuras 12 e 13, respectivamente.

Figura 11 - Domínios da geometria



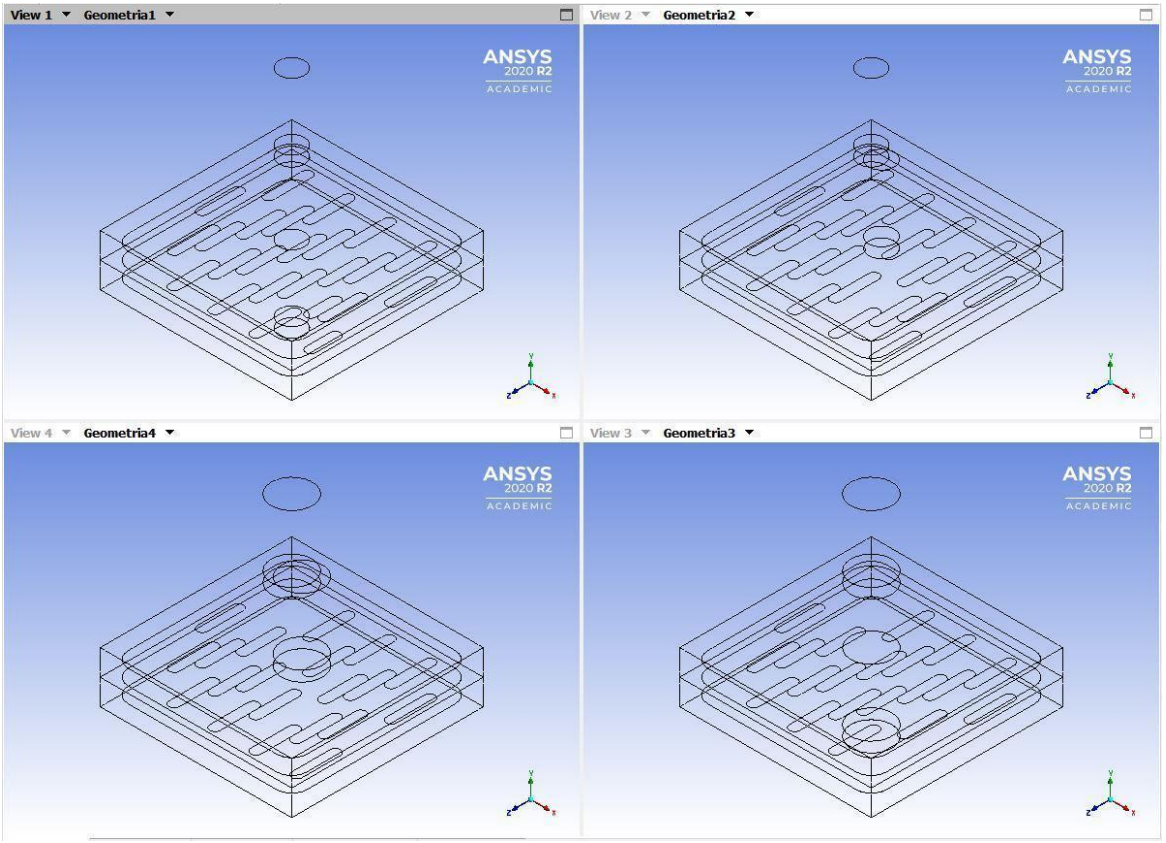
Fonte: O autor (2021).

Figura 12 - Vista superior das geometrias



Fonte: O autor (2021).

Figura 13 - Vista isométrica das geometrias



Fonte: O autor (2021).

4.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

Após a definição das geometrias, foi construído o modelo numérico utilizando a plataforma Ansys CFX.

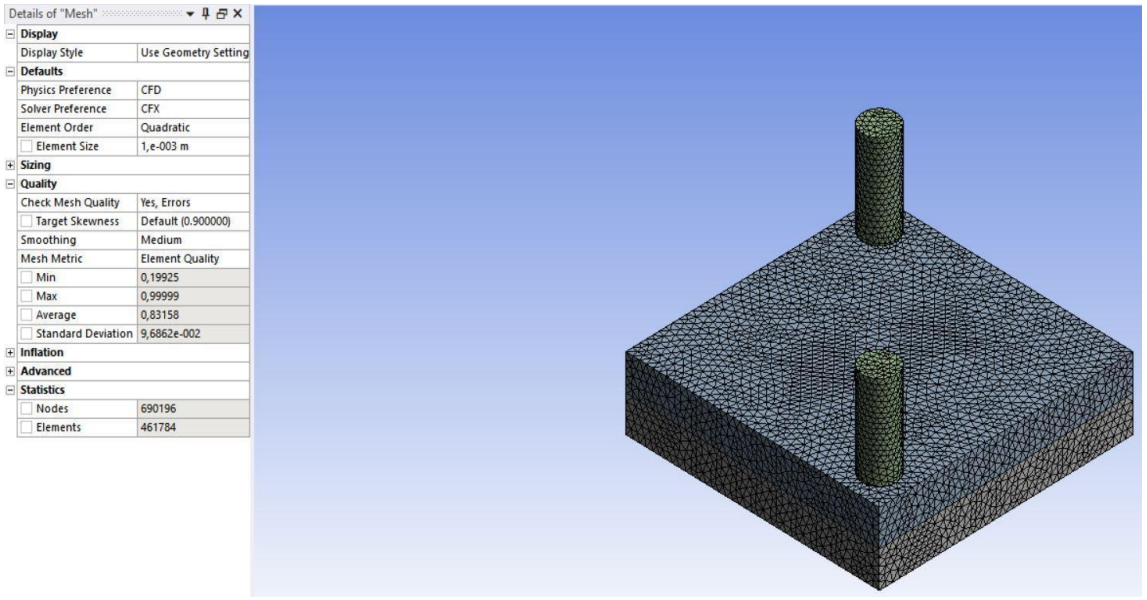
Inicialmente foram feitos os domínios da geometria, separados em domínio sólido (base de alumínio e tampa de acrílico) e fluido (água), onde é definida cada superfície que tem importância para a simulação facilitando a definição dos parâmetros que serão calculados.

O segundo processo foi a geração da malha, quanto mais refinada a malha, maior será a possibilidade dos resultados obtidos nas simulações alcançarem os resultados obtidos experimentalmente. O parâmetro usado na qualidade da malha foi o skewness, que é uma métrica que avalia o quão deformado o elemento está baseado em seu volume. O valor do skewness está entre 0 e 1, sendo 0 o melhor valor possível enquanto 1 representa a pior situação. Para esta métrica, existem algumas recomendações práticas para uma boa malha. Para qualquer tipo de

malha, a solução numérica pode ficar comprometida com valores de skewness superiores a 0,85 (quadriláteros, triângulos e hexaedros) ou 0,90 (tetraedros). Contudo, isso depende do solver numérico utilizado. Neste trabalho temos que o valor médio do skewness para malha da geometria 1 vale 0,83158 conforme a Figura 14, para a malha da geometria 2 vale 0,83086 conforme a Figura 15, para a malha da geometria 3 vale 0,83062 conforme a Figura 16 e para a malha da geometria 4 vale 0,83071 conforme a Figura 17.

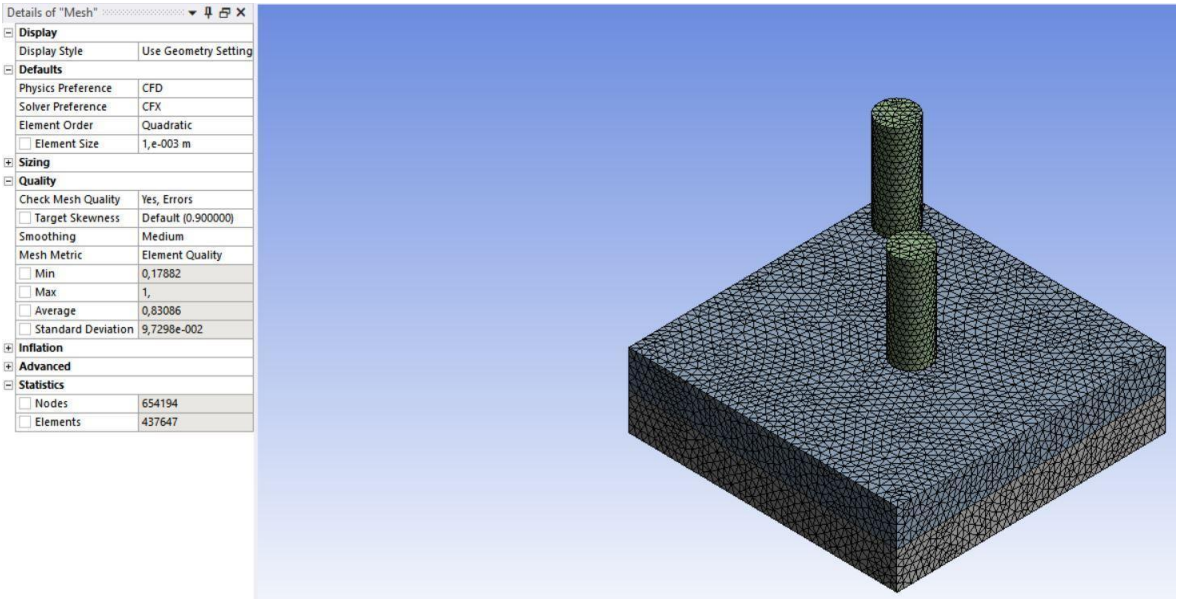
Aqui trabalhou-se com malhas que continham elementos quadráticos do tamanho de 1 mm para as 4 geometrias e em relação a quantidade de elementos, a geometria 1 com 461784 elementos, a geometria 2 com 437647 elementos, a geometria 3 com 402167 e a geometria 4 com 408611 elementos, conforme mostrado nas Figuras 14, 15, 16 e 17 respectivamente.

Figura 14 - Malha da geometria 1



Fonte: O autor (2021).

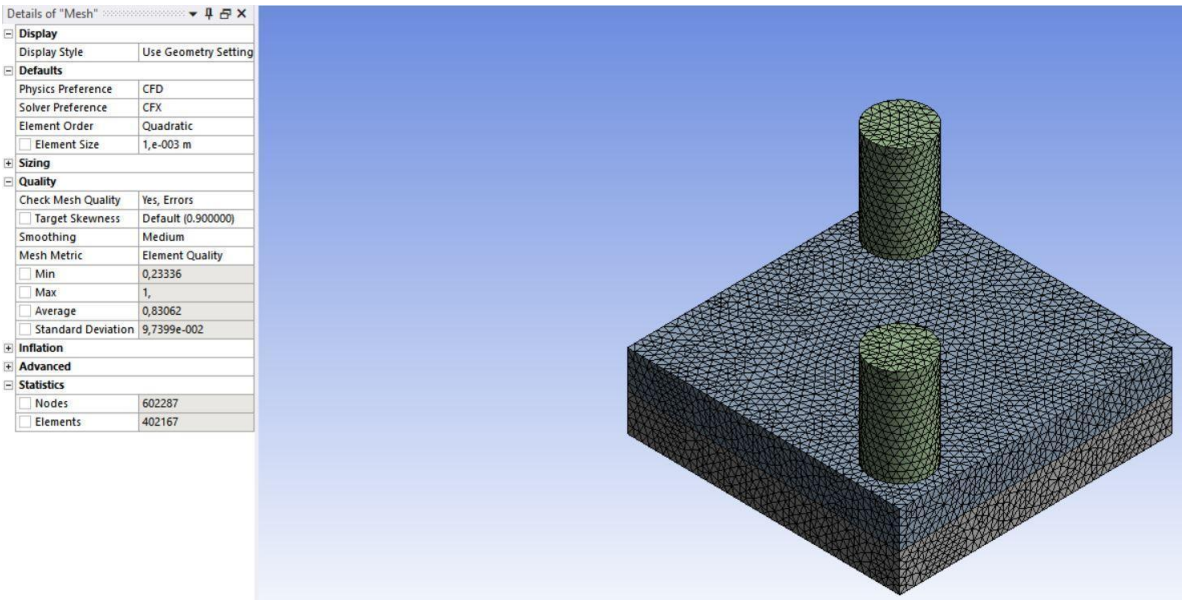
Figura 15 - Malha da geometria 2



Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Element Order	Quadratic
Element Size	1,e-003 m
Sizing	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
Min	0,17882
Max	1,
Average	0,83086
Standard Deviation	9,7298e-002
Inflation	
Advanced	
Statistics	
Nodes	654194
Elements	437647

Fonte: O autor (2021).

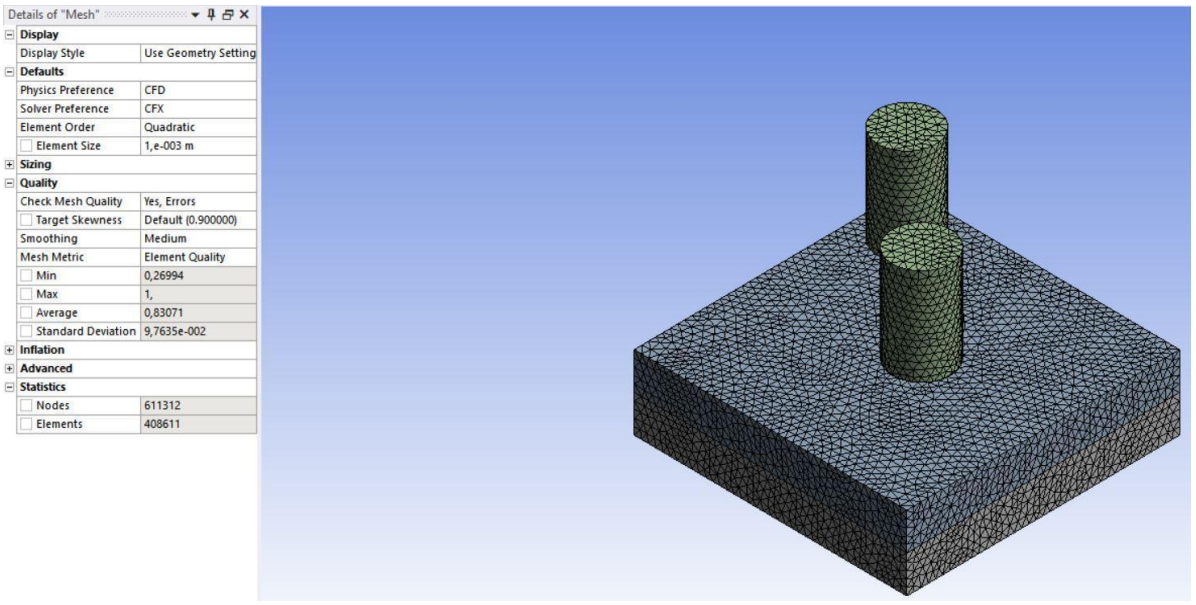
Figura 16 - Malha da geometria 3



Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Element Order	Quadratic
Element Size	1,e-003 m
Sizing	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
Min	0,23336
Max	1,
Average	0,83062
Standard Deviation	9,7399e-002
Inflation	
Advanced	
Statistics	
Nodes	602287
Elements	402167

Fonte: O autor (2021).

Figura 17 - Malha da geometria 4



Fonte: O autor (2021).

Depois de gerar a malha, a etapa seguinte foi fazer o *setup*, nessa etapa foram definidos todos os parâmetros necessários para a simulação, verificou-se e determinou os componentes do sólido e do fluido que precisavam ser analisados. Simulando todas as geometrias utilizando água como fluido, usando as propriedades definidas pelo próprio *software*, para se ter uma ideia de quais modelos de microcanal seriam mais eficientes. Dando continuidade aos fundamentos necessários do *setup*, fez-se a definição da temperatura de entrada do fluido, a velocidade de entrada e a pressão da saída. As condições de contorno são a base de alumínio, a tampa de acrílico e a água. Todos os parâmetros necessários na análise podem ser vistos com mais detalhes no tópico 4.3.

4.3 PARÂMETROS ADOTADOS E CÁLCULOS ENVOLVIDOS

Na Tabela 1 é apresentado informações sobre o processador comercial utilizado no trabalho.

Tabela 1 - Especificações do processador

Especificações do Processador	
Tipo	Processador Intel® Core™ i9-11900
Potência térmica dissipada	65 W
Temperatura de operação	70ºC
Temperatura máxima permitida	100ºC
Tamanho	37,5 mm x 37,5 mm

Fonte: Intel (2021).

Na Tabela 2 é apresentado informações a respeito da bomba de água para water cooler utilizada no trabalho.

Tabela 2 - Especificações da bomba de água para water cooler

Especificações da bomba de água para water cooler	
Tipo	Bomba Brushless QR30E
Hmáx	300 cm H20
Qmáx	240 l/h
Temperatura máxima do líquido	60ºC

Fonte: Shoppe (2021).

A seguir foram feitas considerações e cálculos envolvidos que serviram de parâmetros para análise térmica das geometrias dos water cooler 1, 2, 3 e 4.

Considerações:

Sendo água a 25ºC o fluido de trabalho e o diâmetro da seção de entrada de água do water cooler D = 5 mm = 0,005 m, foram analisadas as Geometrias 1 e 2.

- Vazão da bomba de água para water cooler (Q)

Q = 240 l/h = 240 x (0,001 m³ / 3600 s) => Q = 6,70E-05 m³/s

- Velocidade do fluido (v)

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{6{,}70E{-}05}{\frac{\pi(0{,}005)^2}{4}}$$ => v = 3,4123 m/s

- Número de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho.v.D}{\mu} = \frac{997x3{,}4123x0{,}005}{0{,}0008899}$$ => Re = 19114,86 > 2400

Portanto, na entrada do water cooler temos escoamento turbulento.

- Fluxo de calor na base do water cooler (Φ_q)

$$\Phi_q = \frac{Potência\ Dissipada\ do\ processador}{Área\ de\ base\ do\ water\ cooler} = \frac{65\ W}{(0{,}0375x0{,}0375)\ m^2}$$

=> Φ_q = 46222,22 W/m²

- Propriedades dos materiais são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades dos materiais

Propriedades dos materiais			
	Alumínio	Acrílico	Água @ 25ºC
Densidade (ρ) [kg/m³]	2702	1190	997
Calor específico (cp) [J/kg.K]	903	1465	4181,7
Condutividade térmica (K) [W/m.K]	237	0,19	0,6069
Viscosidade dinâmica (μ) [Pa.s]			0,0008899

Fonte: Ansys (2021).

Sendo água a 25ºC o fluido de trabalho e o diâmetro da seção de entrada de água do water cooler D = 8 mm = 0,008 m, foram analisadas as Geometrias 3 e 4.

- Vazão da bomba de água para water cooler (Q)

Q = 240 l/h = 240 x (0,001 m³ / 3600 s) => Q = 6,70E-05 m³/s

- Velocidade do fluido (v)

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{6{,}70E{-}05}{\frac{\pi(0{,}008)^2}{4}}$$ => v = 1,3329 m/s

- Número de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho.v.D}{\mu} = \frac{997x1{,}3329x0{,}008}{0{,}0008899}$$ => Re = 7466,58 > 2400

Portanto, na entrada do water cooler temos escoamento turbulento.

- Fluxo de calor na base do water cooler (Φ_q)

$$\Phi_q = \frac{Potência\ Dissipada\ do\ processador}{Área\ de\ base\ do\ water\ cooler} = \frac{65\ W}{(0{,}0375x0{,}0375)\ m^2}$$

=> Φ_q = 46222,22 W/m²

Condições iniciais:

- Base do water cooler de alumínio, tampa de acrílico e o fluido água para as 4 geometrias;
- Propriedades dos materiais da tabela 1;
- Diâmetro de entrada e saída de água de 5 mm para as geometrias 1 e 2 e de 8 mm para as geometrias 3 e 4;
- Comprimento e Largura iguais a 37,5 mm e altura igual a 10 mm para as 4 geometrias;
- Vazão de água de 240 l/h = 0,000067 m³/s para as 4 geometrias, vazão máxima da bomba;
- Velocidade da água de 3,4123 m/s para as geometrias 1 e 2 e de 1,3329 m/s para as geometrias 3 e 4;
- Entrada de água a 25 ºC para as 4 geometrias;
- Fluxo de calor de Φ_q = 46222,22 W/m² ocorrendo na base para as 4 geometrias.

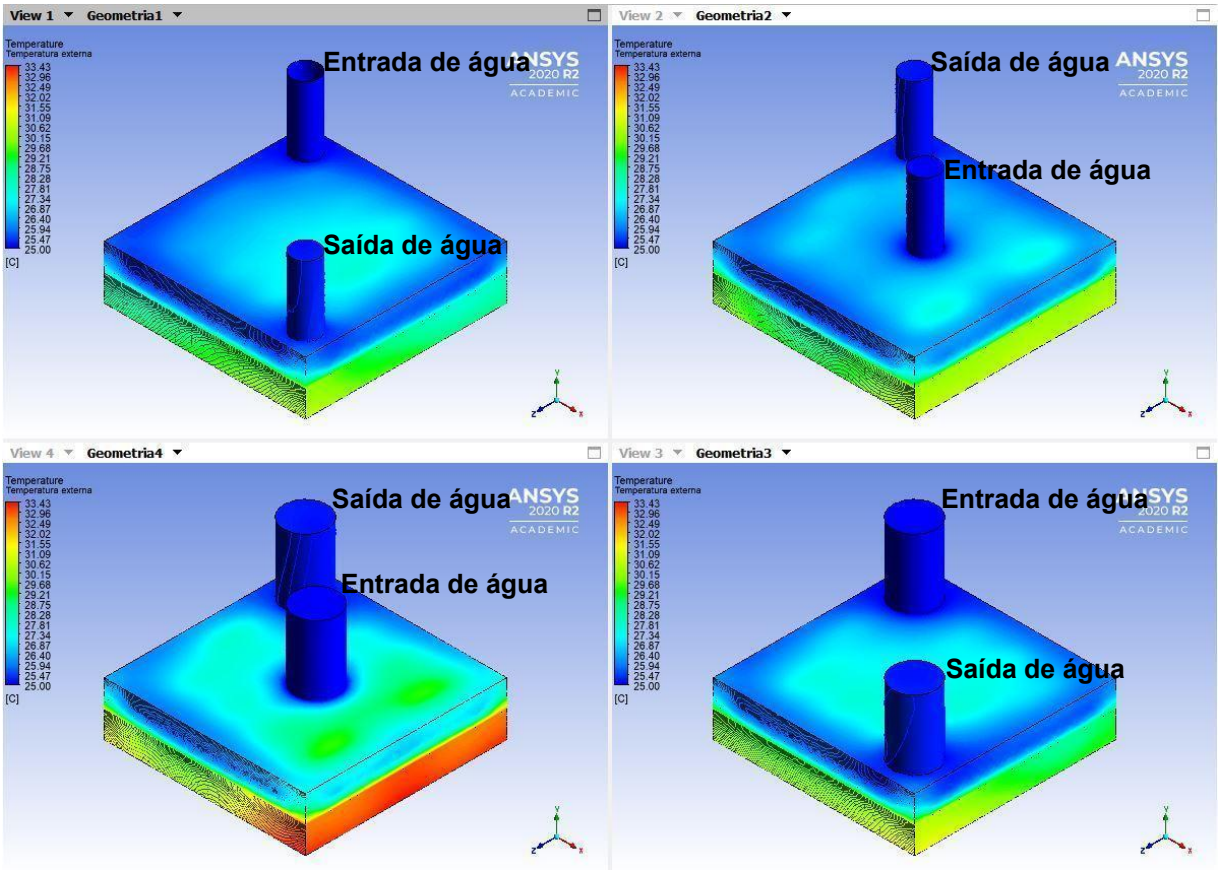
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente foi estudado o efeito da localização e o tamanho de entrada e saída do fluido sobre a distribuição de temperatura na base e na parte superior do dissipador. A base é a parte em contato com o processador. A vazão, potência térmica dissipada, temperatura do fluido de trabalho não foram alterados neste estudo.

➢ Temperatura ao longo da geometria

Na Figura 18 temos quatro geometrias de water cooler e nelas foi realizada no Ansys a simulação da temperatura ao longo da geometria, considerando as condições iniciais. Foi constatado que a geometria 4 apresentou a maior temperatura numa região da base com valor de 33,43 ºC, e que a distribuição de temperatura não é uniforme na base por causa da posição da entrada de água.

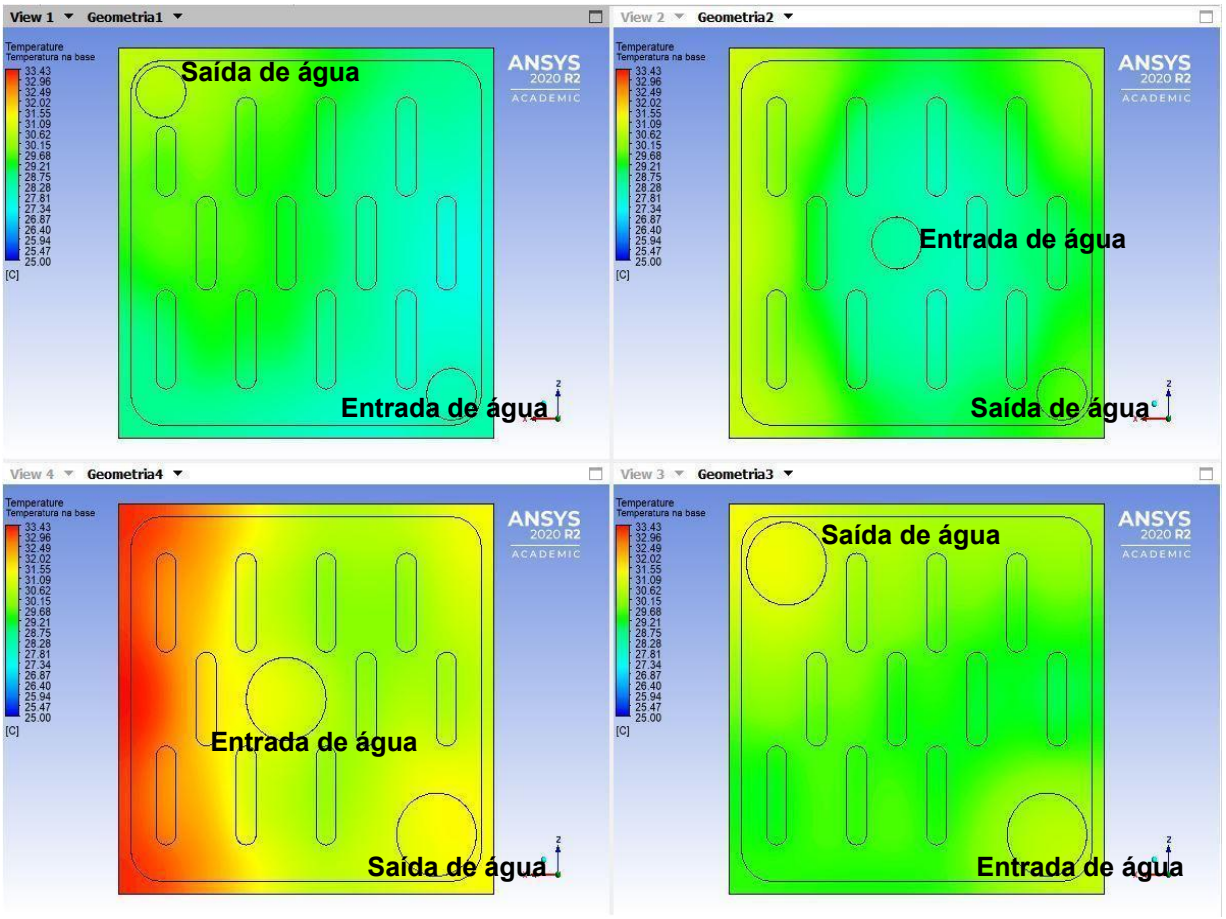
Figura 18 - Temperatura ao longo das geometrias analisadas



Fonte: O autor (2021).

Na Figura 19 temos a vista inferior mostrando a temperatura da base das quatro geometrias de water cooler.

Figura 19 - Temperatura na base das geometrias analisadas

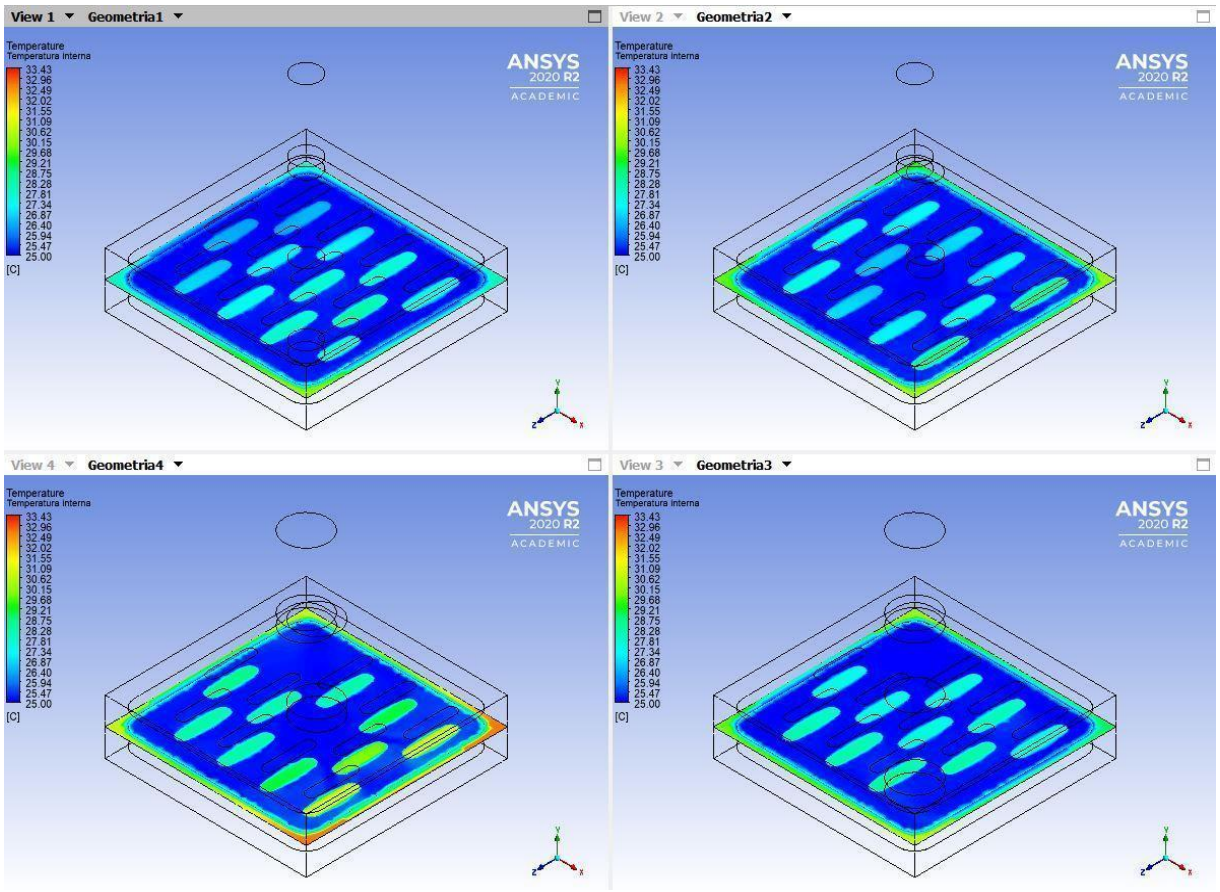


Fonte: O autor (2021).

➢ Temperatura interna

Na Figura 20 temos quatro geometrias de water cooler e nelas foi realizada no Ansys a simulação da temperatura interna do water cooler, considerando as condições iniciais. Foi constatado que a geometria 4 apresentou a maior temperatura interna com valor de 33,43 ºC.

Figura 20 - Temperatura interna das geometrias analisadas

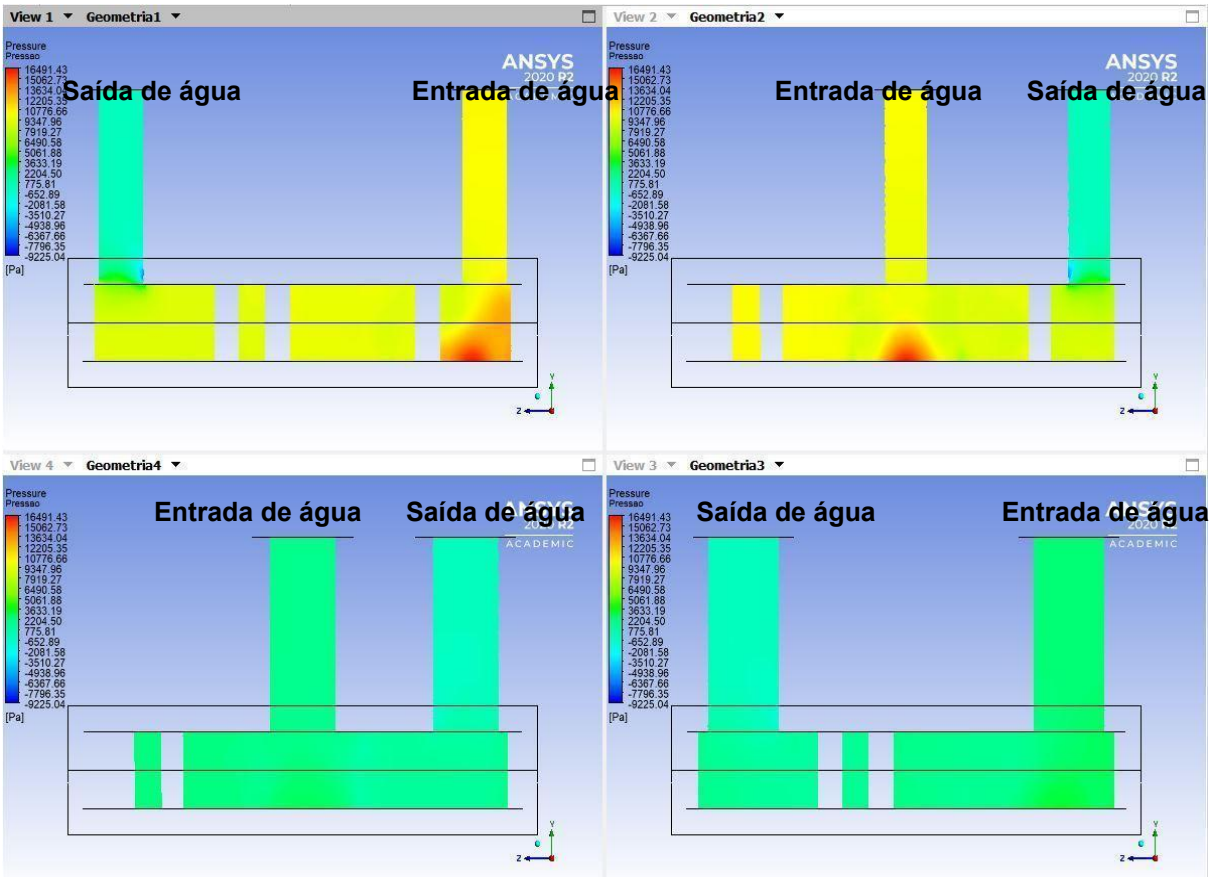


Fonte: O autor (2021).

➢ Pressão

Na Figura 21 temos quatro geometrias de water cooler e nelas foi realizada no Ansys a simulação da pressão no water cooler, considerando as condições iniciais, foi constatado que as geometrias 1 e 2 foram as que tiveram maiores valores de pressão localizadas onde a água que entra tem contato inicial direto na base, isso pode ser explicado pelo fato de ambas terem o diâmetro de entrada de água menor que as geometrias 3 e 4.

Figura 21 - Pressão nas geometrias analisadas

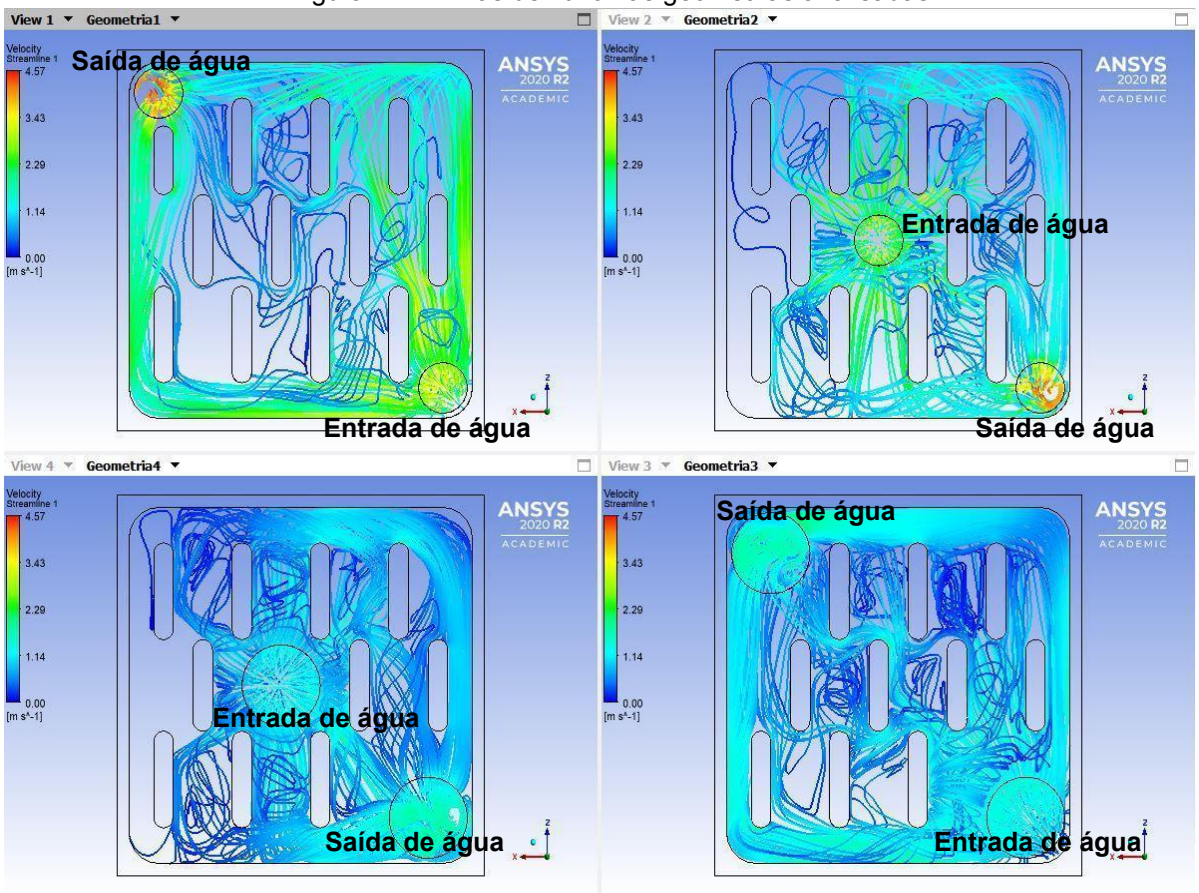


Fonte: O autor (2021).

➢ Linhas de fluxo

Na Figura 22 temos quatro geometrias de water cooler e nelas foi realizada no Ansys a simulação da linhas de fluxo de água no water cooler, considerando as condições iniciais, foi constatado que as geometrias 1 e 2 tiveram fluxo com maiores valores de velocidade, isso se deve ao fato de ambas terem o diâmetro de entrada de água menor que as geometrias 3 e 4, diminuindo o diâmetro obtém-se uma velocidade maior para a mesma vazão, porém, a geometria 3 foi a que teve uma melhor distribuição de água pelo water cooler mesmo tendo velocidade do fluido menor que as da geometrias 1 e 2.

Figura 22 - Linhas de fluxo nas geometrias analisadas



Fonte: O autor (2021).

➢ Temperatura ao longo da base

Foi realizada uma análise no Ansys e foi obtido os valores de pontos ao longo do comprimento da base X em mm do water cooler e os valores da temperatura para cada ponto da base em ºC de cada geometria, conforme mostrado na Tabela 4.

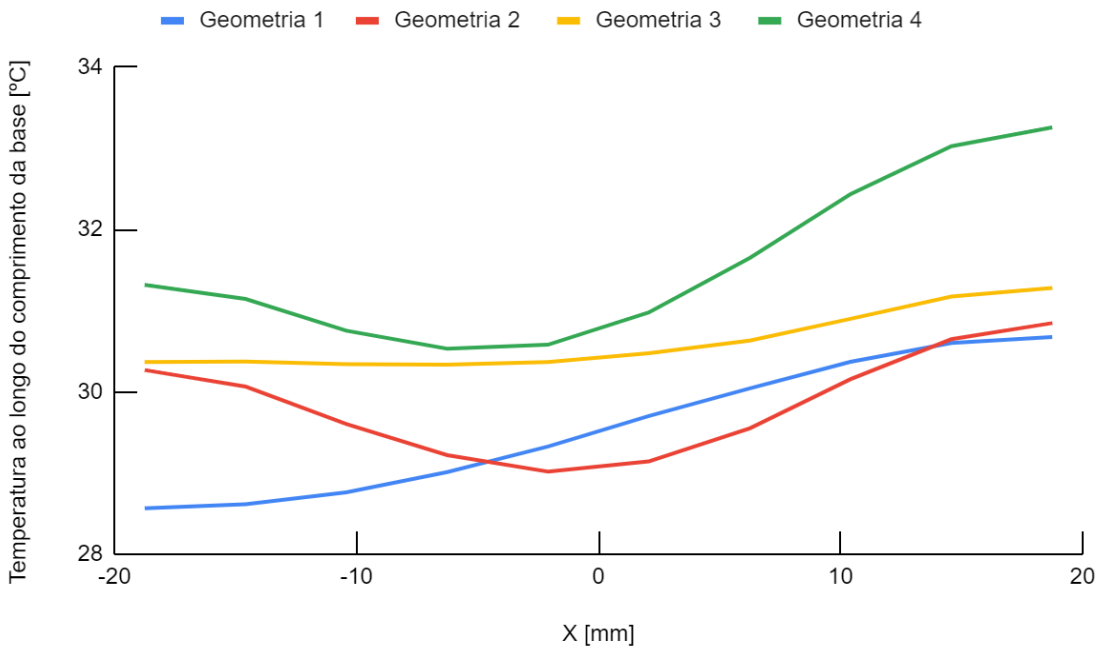
Tabela 4 - Temperatura ao longo do comprimento da base das geometrias

X [mm]	Temperatura ao longo do comprimento da base [ºC]			
	Geometria 1	Geometria 2	Geometria 3	Geometria 4
-18,750	28,565	30,269	30,368	31,318
-14,583	28,615	30,066	30,375	31,145
-10,417	28,763	29,604	30,340	30,753
-6,250	29,011	29,221	30,336	30,531
-2,083	29,327	29,019	30,368	30,580
2,083	29,702	29,143	30,475	30,979
6,250	30,043	29,550	30,632	31,651
10,417	30,369	30,157	30,900	32,437
14,583	30,602	30,649	31,175	33,027
18,750	30,676	30,847	31,280	33,258

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 4 obtemos o gráfico da Figura 23. De acordo com o gráfico da Figura 23 podemos constatar que a geometria 1 apresenta a menor temperatura na base e a geometria 4 a maior.

Figura 23 - Temperatura ao longo do comprimento da base de cada geometria



Fonte: O autor (2021).

Além disso, foi realizado um estudo sobre o efeito da vazão na queda de pressão, no desempenho térmico e na temperatura na base para cada water cooler.

Water Cooler 1

❖ Desempenho Térmico e Queda de Pressão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para o deltap e desempenho térmico, segundo a Tabela 5.

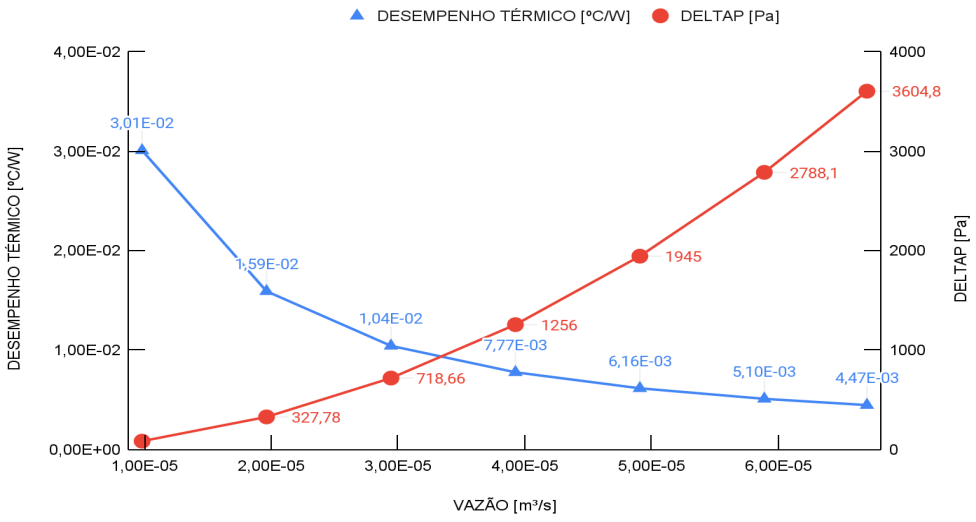
Tabela 5 - Valores da análise para o water cooler 1

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	DELTAP [Pa]	DESEMPENHO TÉRMICO [°C/W]
0,5	9,82E-06	84,04	3,01E-02
1	1,96E-05	327,78	1,59E-02
1,5	2,95E-05	718,66	1,04E-02
2	3,93E-05	1256	7,77E-03
2,5	4,91E-05	1945	6,16E-03
3	5,89E-05	2788,1	5,10E-03
3,4123	6,70E-05	3604,8	4,47E-03

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 5 obtemos o gráfico da Figura 24. De acordo com o gráfico da Figura 24, na medida que a vazão aumenta o desempenho térmico diminui e a diferença de pressão (perda de carga) aumenta. A diferença de pressão máxima vale 3604,8 Pa = 39,77 cm H2O (1 Pa = 0,0102 cm H2O) que é menor que o Hmáx da bomba que vale 300 cm H2O, logo a bomba é capaz de mandar água para o water cooler vencendo a perda de carga.

Figura 24 - Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 1



Fonte: O autor (2021).

❖ Temperatura na base x Vazão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para a tbase, segundo a Tabela 6.

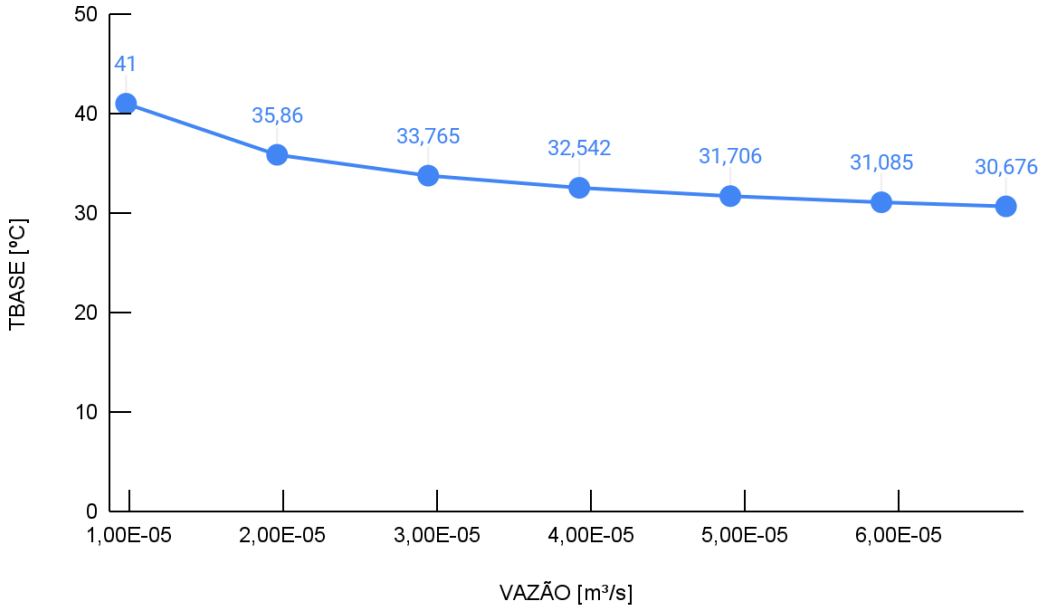
Tabela 6 - Valores da temperatura na base para o water cooler 1

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	TBASE [ºC]
0,5	9,82E-06	41
1	1,96E-05	35,86
1,5	2,95E-05	33,765
2	3,93E-05	32,542
2,5	4,91E-05	31,706
3	5,89E-05	31,085
3,4123	6,70E-05	30,676

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 6 obtemos o gráfico da Figura 25. De acordo com o gráfico da Figura 25, a menor temperatura 30,676 ºC ocorre para a vazão máxima 6,70E-05 m³/s.

Figura 25 - Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 1



Fonte: O autor (2021).

Water Cooler 2

❖ Desempenho Térmico e Queda de Pressão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para o deltap e desempenho térmico, segundo a Tabela 7.

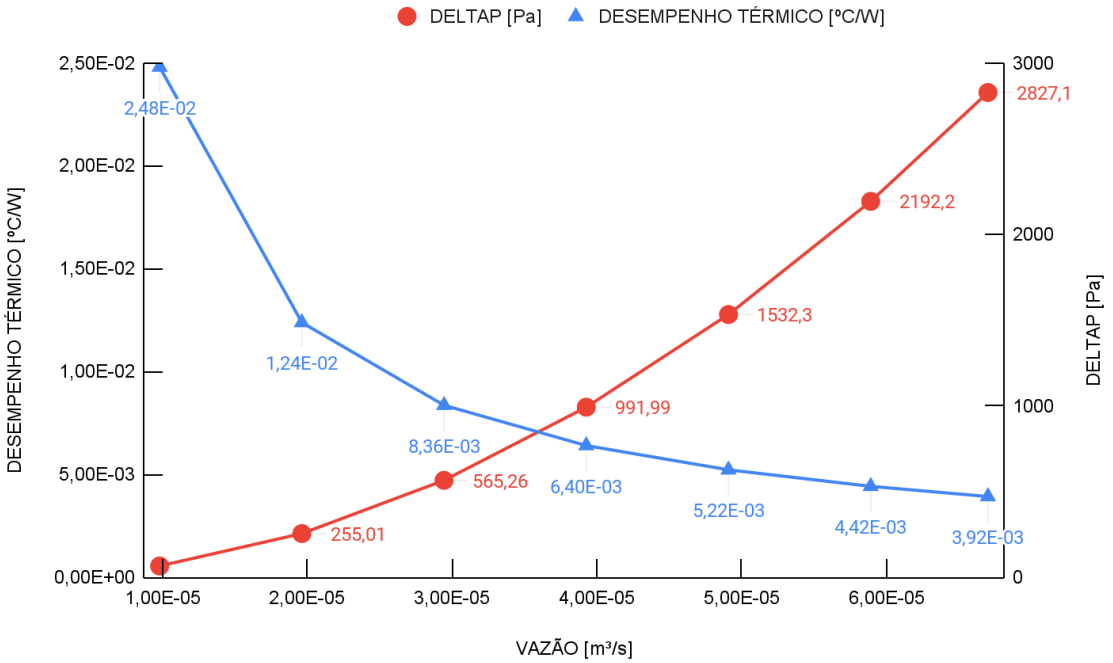
Tabela 7 - Valores da análise para o water cooler 2

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	DELTAP [Pa]	DESEMPENHO TÉRMICO [°C/W]
0,5	9,82E-06	65,924	2,48E-02
1	1,96E-05	255,01	1,24E-02
1,5	2,95E-05	565,26	8,36E-03
2	3,93E-05	991,99	6,40E-03
2,5	4,91E-05	1532,3	5,22E-03
3	5,89E-05	2192,2	4,42E-03
3,4123	6,70E-05	2827,1	3,92E-03

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 7 obtemos o gráfico da Figura 26. De acordo com o gráfico da Figura 26, na medida que a vazão aumenta o desempenho térmico diminui e a diferença de pressão (perda de carga) aumenta. A diferença de pressão máxima vale 2827,1 Pa = 28,84 cm H2O (1 Pa = 0,0102 cm H2O) que é menor que o Hmáx da bomba que vale 300 cm H2O, logo a bomba é capaz de mandar água para o water cooler vencendo a perda de carga.

Figura 26 - Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 2



Fonte: O autor (2021).

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para a tbase, segundo a Tabela 8.

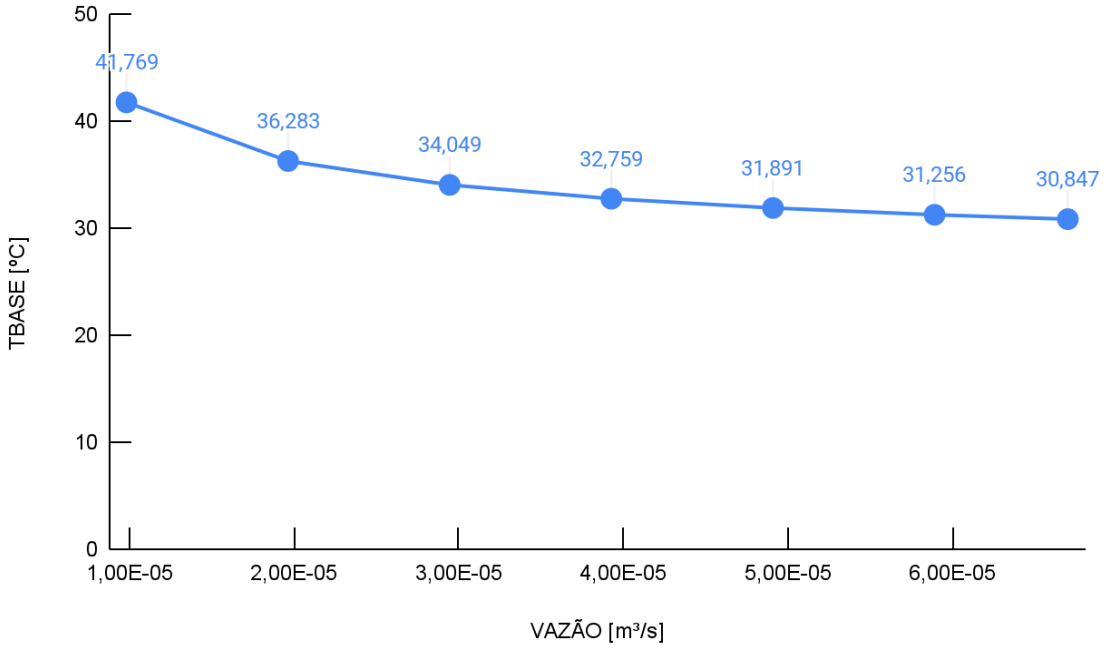
Tabela 8 - Valores da temperatura na base para o water cooler 2

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	TBASE [°C]
0,5	9,82E-06	41,769
1	1,96E-05	36,283
1,5	2,95E-05	34,049
2	3,93E-05	32,759
2,5	4,91E-05	31,891
3	5,89E-05	31,256
3,4123	6,70E-05	30,847

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 8 obtemos o gráfico da Figura 27. De acordo com o gráfico da Figura 27, a menor temperatura 30,847 °C ocorre para a vazão máxima 6,70E-05 m³/s.

Figura 27 - Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 2



Fonte: O autor (2021).

Water Cooler 3

- Desempenho Térmico e Queda de Pressão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para o deltap e desempenho térmico, segundo a Tabela 9.

Tabela 9 - Valores da análise para o water cooler 3

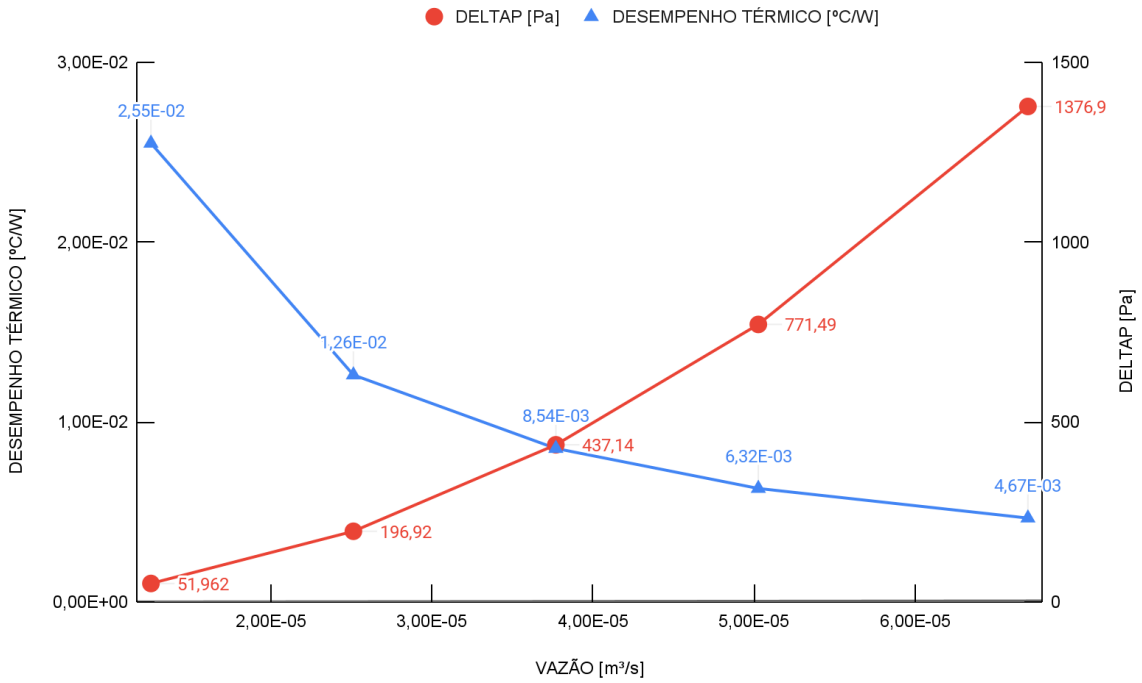
VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	DELTAP [Pa]	DESEMPENHO TÉRMICO [°C/W]
0,25	1,26E-05	51,962	2,55E-02
0,5	2,51E-05	196,92	1,26E-02
0,75	3,77E-05	437,14	8,54E-03
1	5,03E-05	771,49	6,32E-03
1,3329	6,70E-05	1376,9	4,67E-03

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 9 obtemos o gráfico da Figura 28. De acordo com o gráfico da Figura 28, na medida que a vazão aumenta o desempenho térmico diminui e a diferença de pressão (perda de carga) aumenta. A diferença de pressão máxima vale 1376,9 Pa = 14,04 cm H2O (1 Pa = 0,0102 cm H2O) que é menor que o Hmáx

da bomba que vale 300 cm H2O, logo a bomba é capaz de mandar água para o water cooler vencendo a perda de carga.

Figura 28 - Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 3



Fonte: O autor (2021).

❖ Temperatura na base x Vazão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para a tbase, segundo a Tabela 10.

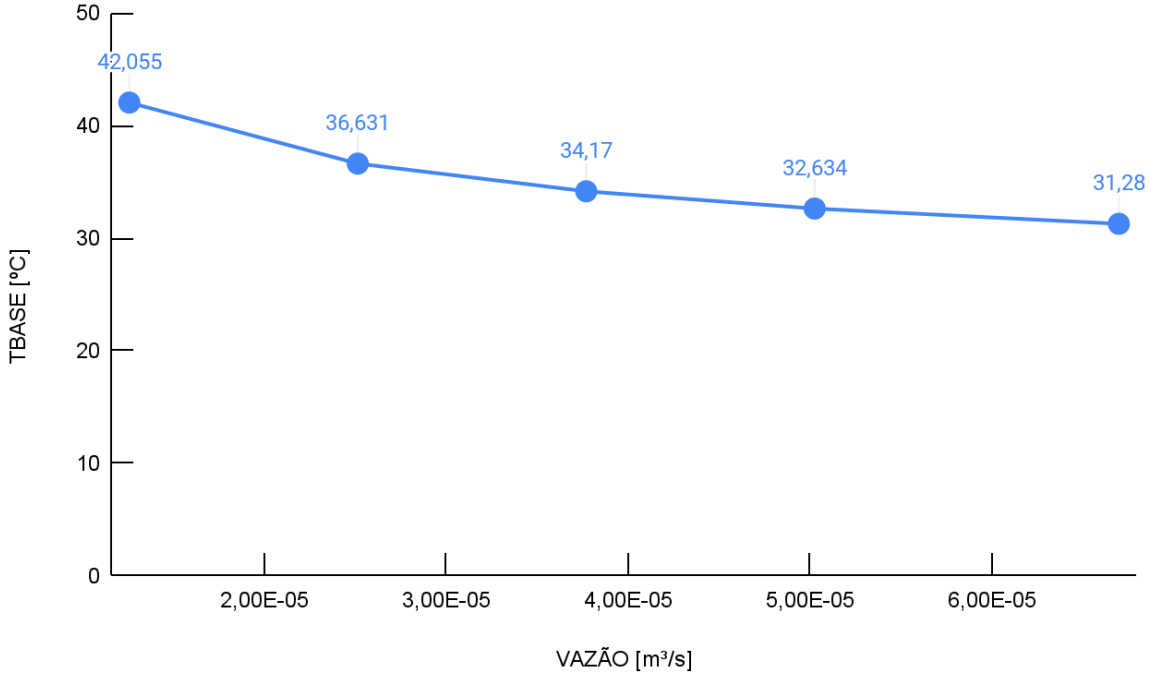
Tabela 10 - Valores da temperatura na base para o water cooler 3

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	TBASE [°C]
0,25	1,26E-05	42,055
0,5	2,51E-05	36,631
0,75	3,77E-05	34,17
1	5,03E-05	32,634
1,3329	6,70E-05	31,28

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 10 obtemos o gráfico da Figura 29. De acordo com o gráfico da Figura 29, a menor temperatura 31,28 ºC ocorre para a vazão máxima 6,70E-05 m³/s.

Figura 29 - Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 3



Fonte: O autor (2021).

Water Cooler 4

- Desempenho Térmico e Queda de Pressão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para o deltap e desempenho térmico, segundo a Tabela 11.

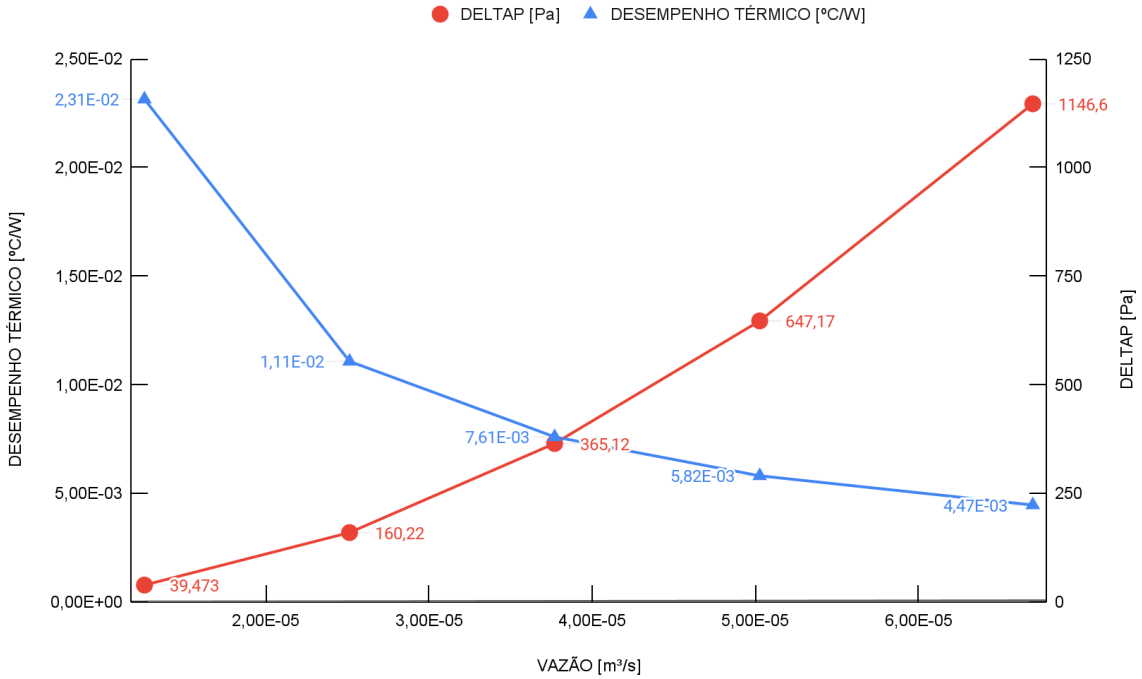
Tabela 11 - Valores da análise para o water cooler 4

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	DELTAP [Pa]	DESEMPENHO TÉRMICO [ºC/W]
0,25	1,26E-05	39,473	2,31E-02
0,5	2,51E-05	160,22	1,11E-02
0,75	3,77E-05	365,12	7,61E-03
1	5,03E-05	647,17	5,82E-03
1,3329	6,70E-05	1146,6	4,47E-03

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 11 obtemos o gráfico da Figura 30. De acordo com o gráfico da Figura 30, na medida que a vazão aumenta o desempenho térmico diminui e a diferença de pressão (perda de carga) aumenta. A diferença de pressão máxima vale 1146,6 Pa = 11,69 cm H2O (1 Pa = 0,0102 cm H2O) que é menor que o Hmáx da bomba que vale 300 cm H2O, logo a bomba é capaz de mandar água para o water cooler vencendo a perda de carga.

Figura 30 - Gráfico do desempenho térmico e da variação de pressão em função da vazão para o water cooler 4



Fonte: O autor (2021).

❖ Temperatura na base x Vazão

Com os valores de entrada da velocidade, obtemos a partir do Ansys os seguintes valores para a tbase, segundo a Tabela 12.

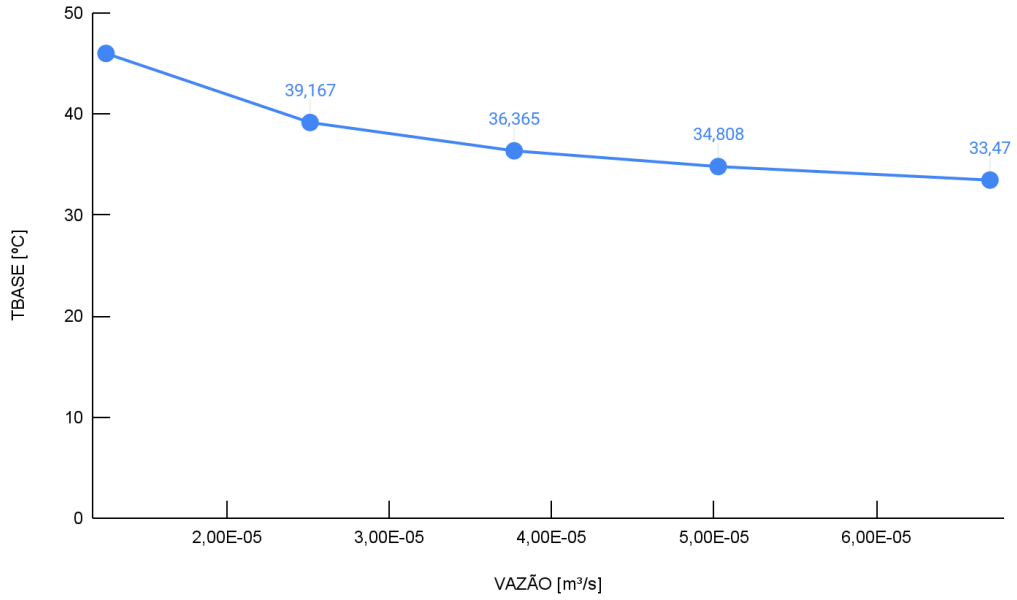
Tabela 12 - Valores da temperatura na base para o water cooler 4

VELOCIDADE [m/s]	VAZÃO [m³/s]	TBASE [ºC]
0,25	1,26E-05	46,006
0,5	2,51E-05	39,167
0,75	3,77E-05	36,365
1	5,03E-05	34,808
1,3329	6,70E-05	33,47

Fonte: O autor (2021).

A partir da Tabela 12 obtemos o gráfico da Figura 31. De acordo com o gráfico da Figura 31, a menor temperatura 33,47 ºC ocorre para a vazão máxima 6,70E-05 m³/s.

Figura 31 - Gráfico da temperatura na base em função da vazão para o water cooler 4



Fonte: O autor (2021).

6 CONCLUSÕES

Geometrias de dissipadores com aletas de perfis circulares nas extremidades e espaçadas como mostradas neste trabalho é uma alternativa possível do ponto de vista térmico para o resfriamento de dispositivos eletrônicos. Estudos e trabalhos técnicos que envolvem a transferência de calor com o uso de geometria de water cooler mostram que é possível melhorar o resfriamento de processadores. Porém, existe o custo financeiro por fabricar geometrias de microcanais com materiais mais nobres para o dissipador através de técnicas de usinagem não convencionais e de utilizar fluidos mais nobres que possuem maior condutividade térmica. Assim sendo, dissipadores de alumínio como o estudado neste trabalho possuem ótima relação de custo-benefício e o fluido como água acaba sendo viável também.

Com foco em encontrar as disposições das geometrias que tivessem melhor troca térmica no dissipador, o método foi aplicado em diferentes testes e analisado quanto a sua validade e significância dos resultados.

As simulações executadas no software *Ansys Workbench* mostra-se uma ferramenta eficiente pelo tempo dedicado em configurá-la, o procedimento de cálculo realizado rapidamente, e uma vasta gama de variáveis para se avaliar os resultados. Porém, é importante o uso correto e minucioso deste método, especialmente ao gerar a malha de elementos, para garantir a convergência dos cálculos e conformidade dos resultados, e ao aplicar as condições de contorno, para que a física do modelo seja simulada fielmente ao problema real.

Com os resultados obtidos nas simulações *CFD* conseguimos finalizar o trabalho com pontos satisfatórios. A princípio calculou-se a velocidade de entrada do fluido (água) no water cooler através da vazão máxima da bomba que serviu como parâmetro na análise no software *Ansys Workbench* para verificar temperatura ao longo da geometria, temperatura interna, temperatura na base, pressão, linhas de fluxo, perda de carga e desempenho térmico das geometrias 1, 2, 3 e 4. Com isso, foi obtido temperaturas no water cooler entre 30 e 34ºC, oriunda da potência térmica dissipada do processador, temperaturas essas abaixo da temperatura de operação do processador que é de 70ºC e a temperatura máxima permitida de 100ºC. Foi possível verificar também que a temperatura na base é menor quando se utiliza a vazão máxima. E que quando aumenta-se a vazão, a diferença de pressão (perda de carga) também aumenta e o desempenho térmico diminui. As pressões maiores

foram verificadas para os water cooler com diâmetro de entrada de água menor. Os fluxos nos water coolers onde os diâmetros são maiores têm velocidades menores e se distribuem melhor ao longo da geometria do water cooler.

Portanto, foi possível obter bons resultados através da análise computacional de dissipadores com variações geométricas que diferem na localização e na dimensão da seção de entrada e saída do fluido de arrefecimento utilizando parâmetros definidos para o resfriamento de um processador.

REFERÊNCIAS

ANSYS. **A linha completa de Software Ansys.** Disponível em: <https://www.esss.co/ansys/>. Acesso em: 04 de abr. de 2021.

ANTONELLI, Daniel Silva. **Resfriamento líquido de computadores e servidores.** Disponível em: <https://repositorio.uniceub.br/jspui/handle/123456789/3347>. Acesso em: 03 de abr. de 2021.

BACH, Matt. **Impact of Temperature on Intel CPU Performance.** Disponível em: <https://www.techspot.com/article/927-temperature-impact-cpu-performance/>. Acesso em: 03 de out. de 2021.

BARBOSA, Jullyene Stephanie Santos. **Simulação CFD de intercooler em meio poroso.** 2020. Relatório Final. (Programa de Bolsas de Incentivo Acadêmico) - Instituto Federal de Pernambuco, Recife, 2020.

CANALTECH. **O que é CPU?.** Disponível em: <https://canaltech.com.br/hardware/o-que-e-cpu/#:~:text=CPU%20%C3%A9%20a%20sigla%20para,considerado%20o%20c%C3%A9rebro%20do%20PC.>. Acesso em: 08 de abr. de 2021.

ÇENGEL, Yunus A.; tradução Luiz Felipe Mendes de Moura; revisão técnica Kamal A. R. Ismail. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.** São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

DEMÉTRIO, Matheus Henrique de Oliveira. **Uso de células peltier para microgeração utilizando energia solar fotovoltaica.** 2019. Relatório Final. (Programa de Iniciação Científica) - Instituto Federal de Pernambuco, Recife, 2019.

DUARTE, D. F.; KIMURA, A.; NOGUEIRA, E. **Estudo da eficiência da troca de calor em aletas de motores elétricos utilizando técnicas matemáticas para solução de equações diferenciais.** Disponível em: <https://moodleead.unifoa.edu.br/revistas/index.php/cadernos/article/view/2385>. Acesso em: 03 de abr. de 2021.

FLORES, Edson. **Metodologia de modelagem de diferentes dissipadores de calor com resfriamento líquido em microcanais.** 2016. 131 f. Dissertação. (Mestrado) - Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, São Leopoldo, RS, 2016.

FOX, Robert W.; MC DONALD Alan T.; PRITCHARD, Philip J.; tradução e revisão técnica Ricardo Nicolau Nassar Koury, Luiz Machado. **Introdução à mecânica dos fluidos.** Rio de Janeiro: LTC, 2014.

GHASEMI, S.E.; RANJBAR, A.A.; HOSEINI, M.J.; MOHSENIAN, S. Design optimization and experimental investigation of CPU heat sink cooled by alumina-water nanofluid. Journal of Materials Research and Technology, v.15, 2276-2286, 2021.

https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.09.021

HENRÍQUEZ, J. R.; BUENO, C. E. G.; PRIMO, A. R. M. **Estudo numérico sobre a dissipação térmica num microprocessador comercial.** Disponível em: <http://congreso.pucp.edu.pe/cibim8/pdf/06/06-62.pdf>. Acesso em: 26 de abr. de 2021.

HO, C.J.; HSU, S.T.; YANG, T.F.; CHEN, B.L.; RASHIDI, S.; YAN, W.M. Cooling performance of mini-channel heat sink with water-based nano-PCM emulsion-An experimental study. **International Journal of Thermal Sciences**, v.164, 106903, 2021. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106903

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.; tradução e revisão técnica Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INTEL. **Processador Intel Core.** Disponível em: <https://www.intel.com.br/content/www/br/pt/products/sku/212252/intel-core-i911900-processor-16m-cache-up-to-5-20-ghz/specifications.html>. Acesso em: 03 de out. de 2021.

KRAUS, A. D.; BAR-COHEN, A. **Thermal Analysis and Control of Electronic Equioment.** McGraw-Hill, 1983.

KRISHNA, V.M.; KUMAR, M.S.; MUTHALAGU, R.; KUMAR, P.S.; MOUNIKA, R. Numerical study of fluid flow and heat transfer for flow of Cu-Al2O3-water hybrid nanofluid in a microchannel heat sink. **Materialstoday: Proceedings**, 2021. https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.06.385

KUMAR, R.; TIWARY, B.; SINGH, P.K. Thermofluidic analysis of Al2O3-water nanofluid cooled branched wavy heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v.201, 117787, 2022. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117787

KUMAR, S.; SINGH, P.K. Effects of flow inlet angle on flow maldistribution and thermal performance of water cooled mini-channel heat sink. **International Journal of Thermal Sciences**, v.138, 504-511, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.01.014

LACERDA, Kátia Barros de; AMORIM, A. E. A. **Perfil de velocidade para o escoamento de fluido em uma placa plana.** Disponível em: <https://www.scielo.br/pdf/rbef/v23n2/v23n2a10.pdf>. Acesso em: 05 de abr. de 2021.

MALISKA, Clovis R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional:** Fundamentos e Coordenadas Generalizadas. Rio de Janeiro: LTC, 1995.

MASSOUDI, M.D.; HAMIDA, M.B.B.; ALMESHAAL, M.A.; HAJLAOUI, K. The influence of multiple fins arrangement cases on heat sink efficiency of MHD MWCNT-water nanofluid within tilted T-shaped cavity packed with trapezoidal fins considering thermal emission impact. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.126, 105468, 2021. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105468

MELO, Lucas Lins de. **Análise computacional de geometrias de aletas em dissipadores de calor para microprocessadores.** 2018. Trabalho de Conclusão de Curso. (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2018.

MOREIRA, José R. Simões. **Aletas ou superfícies estendidas.** Disponível em: <http://www.usp.br/sisea/wp-content/uploads/2016/08/Aula-6-Aletas-teoria-1.pdf>. Acesso em: 03 de abr. de 2021.

PAN, M.; CHEN, Z.; LI C. Experiment and simulation analysis of oriented cut copper fiber heat sink for LED water cooling. **Case Studies in Thermal Engineering**, v.24, 100878, 2021. https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100878

SANTOS, Gabriel de Santana. **Análise experimental de microcanais utilizando nanofluidos de grafeno.** 2020. Relatório Final. (Programa Institucional de Bolsas de Iniciação em Desenvolvimento Tecnológico e Inovação) - Instituto Federal de Pernambuco, Recife, 2020.

SANTOS, G. S.; COSTA, J. A. P.. **Simulação CFD de microcanais para watercooler utilizando nanofluidos de grafeno.** Disponível em: <https://cointer.institutoidv.org/inscricao/pdvg/uploadsAnais2020/Simula%C3%A7%C3%A3o-CFD-de-microcanais-para-watercooler-utilizando-nanofluido-de-grafeno.pdf>. Acesso em: 05 de nov. de 2021.

SHOPEE. **Bomba de Água para Watercooler.** Disponível em: <https://shopee.com.br/Bomba-De-%C3%81gua-Para-Watercooler-Resfriamento-Pc-240l-h-i.345559961.4469609362>. Acesso em: 03 de out. de 2021.

TECMUNDO. **A história dos processadores.** Disponível em: <https://www.tecmundo.com.br/historia/2157-a-historia-dos-processadores.htm>. Acesso em: 30 de mar. de 2021.

VALLE, C.U.G.; SAMIR, S.; ALVARADO, B.R. Experimental investigation of the cooling performance of 3-D printed hybrid water-cooled heat sinks. **Applied Thermal Engineering**, v.168, 114823, 2020. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114823

WANG, Y.; ZHU, K.; CUI, Z.; LI, H.; WEI, J. Evaluation of Water Cooling Heat SinkPerformance and Dynamic flow effect. **Energy Pro**cedia, v.158, 2417-2422, 2019. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.294

ZHU, Q.; SU, R.; XIA, H.; ZENG, J.; CHEN, J. Numerical simulation study of thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with water droplet cavities and different rib columns. **International Journal of Thermal Sciences**, v.172, 107319, 2022. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107319